



Некоммерческое  
акционерное  
общество

АЛМАТИНСКИ  
Й  
УНИВЕРСИТЕТ  
ЭНЕРГЕТИКИ И

Кафедра тепловых  
энергетических  
установок

## **СИСТЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ НА ТЭС**

Методические указания к выполнению расчетно-графических работ  
для студентов всех форм обучения специальности 5В071700-  
Теплоэнергетика

Алматы 2018

СОСТАВИТЕЛИ: Касимов А.С., Әкімбек Г.Ә., Муканова Д.Т. Системы производства тепловой и электрической энергии на ТЭС. Методические указания к выполнению расчетно-графических работ для студентов всех форм обучения специальности 5В071700 - Теплоэнергетика. - Алматы: АУЭС, 2018. - 20 с.

Методические указания содержат положения по подготовке и проведению расчетно-графических работ, которые состоят из решения задач по энергетическому и эксергетическому анализу ПТУ и ГТУ, по оценке экономичности цикла ПТУ, с помощью эффективного КПД.

В результате проработки материалов по данной дисциплине студенты должны получить достаточные знания, чтобы уметь ответить на вопросы и самостоятельно решать задачи по курсу.

Методические указания к выполнению расчетно-графических работ для студентов всех форм обучения специальности 5В071700 - Теплоэнергетика.

Ил. 7, табл. 1, библиогр.- 5 назв.

Рецензент: Абильдинова С.К.

Печатается по плану издания некоммерческого акционерного общества «Алматинский университет энергетики и связи» на 2018 г.

© НАО «Алматинский университет энергетики и связи», 2018 г.

## Содержание

Введение .....	4
1 Задание №1. Расчет эксергетических показателей газоводяного подогревателя.....	5
1.1 Исходные данные.....	6
1.2 Расчет потери эксергии газоводяного подогревателя.....	6
1.3 Расчет эксергетического КПД газоводяного подогревателя.....	7
2 Задание №2. Эксергетический анализ ПТУ.....	7
2.1 Расчет энергетических показателей ПТУ.....	7
2.2 Эксергетический анализ ПТУ.....	9
2.3 Расчет потери эксергии для отдельных элементов ПТУ .....	10
3 Задание №3. Энергетический и эксергетический анализ ГТУ.....	12
3.1 Расчет энергетических показателей ГТУ.....	12
3.2 Эксергетический анализ ГТУ.....	15
3.3 Расчет потери эксергии для отдельных элементов ГТУ.....	16
Список литературы.....	18

## Введение

При изучении курса необходимо иметь представление о современных методах разработки энергоблоков ТЭС, технологических схемах ТЭЦ тепловой энергии, термодинамических свойствах основных веществ, применяемых в теплоэнергетике в качестве рабочих тел и теплоносителей.

Расчетно-графические работы по курсу ставят целью:

- закрепление приобретенных навыков и знаний на лекционных и практических занятиях;
- формирование у студентов знаний, умений и навыков терминологии в области ТЭС;
- умение применять технологические схемы производства тепловой и электрической энергии.

При расчете следует использовать учебную и справочную литературу. Все используемые в расчетах справочные данные должны иметь ссылку на соответствующую литературу.

## 1 Задание №1. Расчет эксергетических показателей газовой подогревателя

Общие теоретические сведения о расчете потере эксергии в необратимых циклах.

Часть энергии системы, которая может быть преобразована в энергию организованных форм движения, называется эксергией.

Эксергия вещества в замкнутом объеме:

$$e_v = u - u_0 - T_0 (s - s_0) - p_0(v_0 - v). \quad (1.1)$$

Из уравнения первого закона термодинамики для потока получим, что эксергия вещества в потоке:

$$e = h - h_0 - T_0 (s - s_0). \quad (1.2)$$

Если температура теплового источника  $T$  не изменяется при товоде теплоты  $q$ , то, очевидно, что максимальная работа может быть получена при осуществлении за счет этой теплоты обратимого цикла Карно. Поэтому эксергия теплоты в этом случае:

$$e_q = q \eta_t^K = q(1 - T_0/T). \quad (1.3)$$

Выражение, стоящее в скобках, часто называют эксергетической температурой  $\tau_e$ . Эксергия теплоты, получаемой от источника с переменной температурой, составляет:

$$e_q = q - T_0 \Delta s_{и}, \quad (1.4)$$

где  $\Delta s_{и}$  – изменение энтропии источника теплоты.

Реальные процессы всегда необратимы, что приводит к уменьшению способности системы совершать работу. Это уменьшение называется потерей эксергии.

Эксергия газа согласно (1.1) имеет вид:

- до дросселирования:

$$e_1 = h_1 - h_0 - T_0 (s_1 - s_0);$$

- после дросселирования:

$$e_2 = h_2 - h_0 - T_0 (s_2 - s_0).$$

Уменьшение эксергии:

$$\Delta e = e_1 - e_2 = T_0 (s_2 - s_1).$$

Поскольку процесс дросселирования адиабатный, то увеличение энтропии газа представляет собой увеличение энтропии всей системы. Поэтому запишем:

$$\Delta e = T_0 \Delta s_{\text{сис}}, \quad (1.5)$$

где  $\Delta s_{\text{сис}}$  – увеличение энтропии системы вследствие любых необратимых процессов.

Формула носит название формулы «Гюи–Стодола» и справедлива для расчета потери эксергии в любых необратимых процессах независимо от причин необратимости.

Таким образом, в отличие от энергии, которая не исчезает, а лишь превращается из одной формы в другую, эксергия может уменьшаться при необратимых процессах. Потеря эксергии означает, что вследствие необратимости дополнительное количество энергии будет передано окружающей среде, где она имеет нулевую возможность изменения ее в работе.

## 1.1 Исходные данные

Исходные параметры для расчета показателей газовой подогревателя:

- начальные параметры газа:  $t_1=300^\circ\text{C}$ ,  $p_1=105$  кПа.
- параметры газа после охлаждения:  $t_2=80^\circ\text{C}$ ,  $p_2=100$  кПа.
- начальные параметры воды:  $t_3=30^\circ\text{C}$ ,  $p_3=1$  МПа.
- параметры воды после нагревания:  $t_4=160^\circ\text{C}$ ,  $p_4=900$  кПа.

Расчет провести для 1 кг воды. Газы обладают свойствами воздуха.

Температура окружающей среды:  $T_0=293,15$  К (рисунок 1).

Таблица 1- Варианты задания

Исходные данные		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Начальные параметры газа	$t_1$	290	293	296	299	302	305	308	311	314	317
Параметры воды после нагревания	$t_2$	74	76	78	80	82	84	86	88	90	92
Параметры газа после охлаждения	$t_3$	25	27	29	31	33	35	37	39	41	43
Начальные параметры воды	$t_4$	155	157	159	161	163	165	167	169	171	173
Давление воздуха	$p_1$	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19
Давление воздуха в компрессоре	$p_2$	1,2	1,25	1,3	1,35	1,4	1,45	1,5	1,55	1,6	1,65

## 1.2 Расчет потери эксергии газовой подогревателя.

Пример решения. Рассмотрим порядок выполнения задания по варианту №1. Определим свойства рабочих тел в начальном и конечном состояниях. Для газа из справочника [2] имеем:  $h_1=579,05$  кДж/кг;  $s_1^0=7,3637$  кДж/(кг·К);  $h_2=353,73$  кДж/кг;  $s_2^0=6,8685$  кДж/(кг·К). Для воды из справочника [5] имеем:  $h_3=126,7$  кДж/кг,  $s_3=0,4365$  кДж/(кг·К);  $h_4=675,7$  кДж/кг,  $s_4=1,9424$  кДж/(кг·К).

Определим расход газа в расчете на 1 кг воды:

$$m_{г} = (h_4 - h_3) / (h_1 - h_2) = (675,7 - 126,7) / (579,05 - 353,73) = 2,4365 \text{ кг/кг.}$$

Найдем изменение энтропии системы по формуле:

$$\Delta S_{\text{сис}} = \Delta S_{г} + \Delta S_{в}.$$

Для этого в соответствии с [1] вычислим изменение энтропии газа:

$$\Delta S_{\Gamma} = m_{\Gamma} (s_2 - s_2) = m_{\Gamma} (s_2^0 - s_1^0 - R \ln p_2/p_1) = 2,4365(6,8685 - 7,3637 - 0,287 \ln 100/105) = -0,4812 \cdot 2,4365 = -1,1724 \text{ кДж/К.}$$

Изменение энтропии воды рассчитаем, как:

$$\Delta S_{\text{В}} = m_{\text{В}} (s_4 - s_3) = 1 \cdot (1,9424 - 0,4365) = 1,5059 \text{ кДж/К.}$$

Изменение энтропии системы:

$$\Delta S_{\text{сис}} = \Delta S_{\Gamma} + \Delta S_{\text{В}} = -1,1724 + 1,5059 = 0,3335 \text{ кДж/К.}$$

Потерю эксергии вычислим по формуле Гюи – Стодола (1.5):

$$\Delta E = T_0 \Delta S_{\text{сис}} = 293,15 \cdot 0,3335 = 97,77 \text{ кДж.}$$

### 1.3 Расчет эксергетического КПД газовой водяного подогревателя

Для определения эксергетического КПД найдем затрату эксергии по выражению (1.2):

$$E_{\text{затр}} = m_{\Gamma} [h_1 - h_2 - T_0 (s_2 - s_2)] = m_{\Gamma} [h_1 - h_2 - T_0 (\Delta S_{\Gamma})] = 2,4365 [(579,05 - 353,73) - 293,15 \cdot 1,1724] = 205,3 \text{ кДж.}$$

Эксергетический КПД подогревателя:

$$\eta_{\text{ex}} = 1 - T_0 \Delta S_{\text{сис}} / E_{\text{затр}} = 1 - 97,77 / 205,3 = 0,524.$$

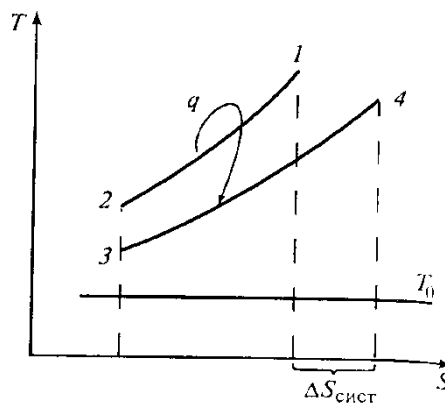


Рисунок 1- Изменение температуры и энтропии газовой водяного подогревателя

## 2 Задание №2. Эксергетический анализ ПТУ

### 2.1 Расчет энергетических показателей ПТУ

Расчет энергетических показателей ведется по известным данным:

- давление пара на выходе из пароперегревателя котла  $p_{\text{п}} = 13 \text{ МПа}$ ;
- температура пара на выходе из пароперегревателя котла  $t_{\text{п}} = 550^{\circ}\text{C}$ ;
- давление пара на входе в турбину  $p_1 = 12,5 \text{ МПа}$ ;
- температура пара на входе в турбину  $t_1 = 540^{\circ}\text{C}$ ;
- давление пара в конденсаторе  $p_2 = 4 \text{ кПа}$ ;

- максимальная температура продуктов сгорания топлива  $t_4=2000^\circ\text{C}$ ;
- КПД парового котла:

$$\eta_{\text{к}}=0,91;$$

- внутренний относительный КПД турбины:

$$\eta_{oi}^T = 0,88;$$

- внутренний относительный КПД насоса:

$$\eta_{oi}^H = 0,85;$$

- механический КПД:

$$\eta_{\text{м}} = 0,99;$$

- КПД электрического генератора:

$$\eta_{\text{э}} = 0,98.$$

Параметры окружающей среды таковы:

- температура  $t_0=10^\circ\text{C}$ ;
- давление  $p_0=0,1\text{МПа}$ .

Продукты сгорания обладают свойствами воздуха.

Схема рассматриваемой установки представлена на рисунке 2.1, а соответствующий цикл в  $T, s$ - диаграмме (рисунок 2.2).

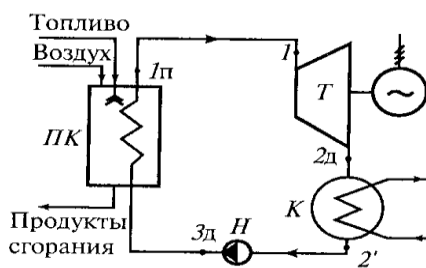


Рисунок 2.1

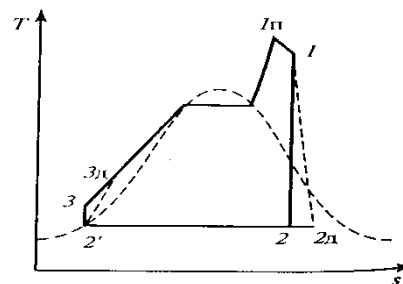


Рисунок 2.2

Для проведения расчета вначале определим необходимые значения термодинамических свойств воды и водяного пара в характерных точках цикла с помощью таблиц [5] или программы [4]:

$$\begin{aligned} h_{\text{п}} &= 3471,4 \text{ кДж/кг}; s_{\text{п}} = 6,6087 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; h_1 = 3450,4 \text{ кДж/кг}; \\ s_1 &= 6,5997 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; h_{2'} = 121,4 \text{ кДж/кг}; s_2 = 0,4224 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; \\ s_{2''} &= 8,4735 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; h_{2''} = 2553,7 \text{ кДж/кг}; t_2 = 28,96^\circ\text{C}; \\ h_3 &= 134,4 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Энтальпию пара  $h_2$  в конце изэнтропного расширения определим, найдя из условия  $s_2 = s_1$  по соотношению [1], степень сухости пара:

$$\begin{aligned} x_2 &= (s_2 - s_{2'}) / (s_{2''} - s_{2'}) = (6,5997 - 0,4224) / (8,4735 - 0,4224) = 0,7673; \\ h_2 &= (1 - x)h_{2'} + x h_{2''} = (1 - 0,7673) \cdot 121,4 + 0,7676 \cdot 2553,7 = 1987,7 \text{ кДж/кг}. \end{aligned}$$

Энтальпию пара  $h_{2д}$  в конце необратимого процесса расширения рассчитаем, используя следующую формулу для относительного внутреннего КПД турбины:



$$h_{2д} = h_1 - \eta_{oi}^T (h_1 - h_2) = 3450,4 - 0,88(3450,4 - 1987,7) = 2163,2 \text{ кДж/кг},$$

что позволяет определить степень сухости пара в конце действительного процесса расширения:

$$x_{2д} = (h_{2д} - h_{2'}) / (h_{2''} - h_{2'}) = (2163,2 - 121,4) / (2553,7 - 121,4) = 0,8394,$$

и его энтропию:

$$s_{2д} = (1 - x_{2д}) s_{2'} + x_{2д} s_{2''} = (1 - 0,8394) \cdot 0,4224 + 0,8394 \cdot 8,4735 = 7,1805 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Энтальпию воды  $h_{3д}$  в конце необратимого процесса сжатия ее в насосе вычислим, применив формулу для относительного КПД насоса:

$$h_{3д} = h_{2'} + (h_3 - h_{2'}) / \eta_{oi}^T = 121,4 + (134,4 - 121,4) / 0,85 = 136,7 \text{ кДж/кг}.$$

По этой величине при давлении  $p_n$  по таблицам [5] найдем значение энтропии воды в этом состоянии:

$$s_{3д} = 0,4300 \text{ кДж/(кг·К)}.$$

Зная свойства воды и пара в характерных точках цикла, можно определить его внутренний КПД:

$$\eta_i = [(3450 - 2163,2) - (136,7 - 121,4)] / (3450,4 - 136,7) = 0,384.$$

Рассчитав КПД главного паропровода:

$$\eta_{пп} = (h_1 - h_{3д}) / (h_n - h_{3д}) = (3450,4 - 136,7) / (3471,4 - 136,7) = 0,994.$$

Эффективный КПД паротурбинной установки:

$$\eta_e^{ПТУ} = \eta_k \eta_{пп} \eta_i \eta_m \eta_e = 0,91 \cdot 0,994 \cdot 0,384 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 0,337.$$

## 2.2 Эксергетический анализ ПТУ

Определив свойства рабочих тел при параметрах окружающей среды, нужно провести эксергетический анализ.

Для воды при  $p_0 = 0,1$  МПа и  $t_0 = 10$  °С по [5] найдем:  $h_0 = 42,1$  кДж/кг;  $s_0 = 0,1511$  кДж / (кг·К). Для газообразных продуктов сгорания топлива с учетом того, что их свойства воздуха по [2,3] при  $t_0 = 10$  °С получим:  $h_{0г} = 284,5$  кДж/кг;  $s_{0г} = 6,8307$  кДж/(кг·К).

Далее определим эксергию воды и водяного пара в характерных точках цикла, учитывая, что все процессы в установке происходят в потоке вещества, расчет эксергии проведем по формуле (1.2):

$$e_n = 3471,4 - 42,1 - 283,15(6,6087 - 0,1511) = 1600,8 \text{ кДж/кг};$$

$$e_1 = 3450,4 - 42,1 - 283,15(6,5997 - 0,1511) = 1582,4 \text{ кДж/кг};$$

$$e_2 = 1987,7 - 42,1 - 283,15(6,5997 - 0,1511) = 119,6 \text{ кДж/кг};$$

$$e_{2д} = 2163,2 - 42,1 - 283,15(7,1805 - 0,1511) = 130,7 \text{ кДж/кг};$$

$$e_2 = 121,4 - 42,1 - 283,15(0,4224 - 0,1511) = 2,5 \text{ кДж/кг};$$

$$e_3 = 134,4 - 42,1 - 283,15(0,4224 - 0,1511) = 15,5 \text{ кДж/кг};$$

$$e_{3д} = 136,7 - 42,1 - 283,15(0,4300 - 0,1511) = 15,6 \text{ кДж/кг}.$$

Для осуществления работы в паротурбинной установке затрачивается эксергия, равная эксергии химической энергии сжигаемого в паровом котле топлива. Эксергия топлива зависит от его состава и может быть принята

равной его низшей теплоте сгорания  $Q_p^h$ , кДж /кг. В дальнейшем все вычисления будем проводить в расчете на 1 кг пара. Поэтому при принятом условии затрата эксергии топлива в расчете на 1 кг пара составит:

$$e_{\text{топл}} = q_{\text{топл}} = (h_{\text{п}} - h_{3\text{д}}) / \eta_{\text{к}} = (3471,4 - 136,7) / 0,91 = 3664,5 \text{ кДж/кг.}$$

Рассмотрим теперь, как эта эксергия используется в отдельных агрегатах установки.

### 2.3 Расчет потери эксергии для отдельных элементов ПТУ

Паровой котел. Здесь в 1 кг пара, за счет теплообмена с газами массой  $m$ , кг, подводится теплота, равная  $(h_{\text{п}} - h_{3\text{д}})$ . Для этого воздух за счет сжигания топлива должен быть нагрет от  $T_0 = 283,15 \text{ К}$  ( $10^\circ\text{C}$ ) до  $T_4 = 2273,15 \text{ К}$  ( $2000^\circ\text{C}$ ) с затратой теплоты топлива, равной  $q_{\text{топл}}$ . Расход воздуха (т.е. продуктов сгорания) в расчете на 1 кг пара составит:

$$m = \frac{h_{\text{п}} - h_{3\text{д}}}{\eta_{\text{к}}(h_4 - h_{0\text{с}})} = \frac{3471,4 - 136,7}{0,91(2597,2 - 284,5)} = 1,5845 \text{ кг/кг.}$$

Эксергия этого количества воздуха в расчете на 1 кг пара:

$$e_4 = m[h_4 - h_{0\text{г}} - T_0(s_4 - s_{0\text{г}})] = 1,5845[2597,2 - 284,5 - 283,15(9,1476 - 6,8307)] = 2625,7 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, потеря эксергии при сгорании топлива:

$$\Delta e_{\text{сг}} = e_{\text{топл}} - e_4 = 3664,5 - 2625,7 = 1038,8 \text{ кДж/кг.}$$

Подвод теплоты к воде и водяному пару осуществляется при изобарном отводе ее от газообразных продуктов сгорания. При этом эксергия теряется из-за тепловых потерь в окружающую среду, куда входят потери с уходящими газами и вследствие необратимости процесса теплообмена между газами и водяным паром при конечной разности температур (рисунок 2.3). Эти потери можно представить, воспользовавшись понятием эксергетической температуры  $\tau_e = 1 - T_0 / T$  (1.3). В  $\tau_e, q$ - диаграмме (рисунок 2.4) эксергии теплоты, отданной газами и подведенной к воде и водяному пару, согласно (1.3) изображаются площадями фигур, ограниченных соответствующими линиями, представляющими изменение эксергетической температуры теплоносителей. Поэтому потеря эксергии вследствие необратимости теплообмена в этой диаграмме изобразится площадью дважды заштрихованной фигуры. Численно же обе эти потери суммарно можно найти как разность между затраченной эксергией газов  $e_4$  и эксергией, полученной водой и паром,  $e_{\text{п}} - e_{3\text{д}}$ :

$$\Delta e_{\text{теп}} = e_4 - (e_{\text{п}} - e_{3\text{д}}) = 2625,7 - (1600,8 - 15,6) = 1041,3 \text{ кДж/кг.}$$

Таким образом, общая потеря эксергии в паровом котле:

$$\Delta e_{\text{к}} = \Delta e_{\text{сг}} + \Delta e_{\text{теп}} = 1038,8 + 1041,3 = 2080,1 \text{ кДж/кг,}$$

а эксергетический КПД котла:

$$\eta_{\text{ex}}^{\text{к}} = 1 - \Delta e_{\text{к}} / e_{\text{топл}} = 1 - 2080,1 / 3664,5 = 0,432.$$

Энтальпию продуктов сгорания на выходе из котла  $h_{yг}$  можно определить из теплового баланса  $h_{п} - h_{зд} = m(h_4 - h_{yг})$ . Отсюда:

$h_{yг} = h_4 - (h_4 - h_{зд}) / m = 2597,2 - (3421,4 - 136,7) / 1,5845 = 492,6$  кДж/кг, и с помощью таблиц [2,3] можно найти  $t_{yг} = 214,8$  °С,  $s_{yг}^0 = 7,3816$  кДж/(кг·К) и рассчитать эксергию уходящих газов:

$$e_{yг} = m[(h_{yг} - h_{0г}) - T_0(s_{yг}^0 - s_{0г})] = 1,5854[492,6 - 284,5 - 283,15(7,3816 - 6,8307)] = 82 \text{ кДж/кг.}$$

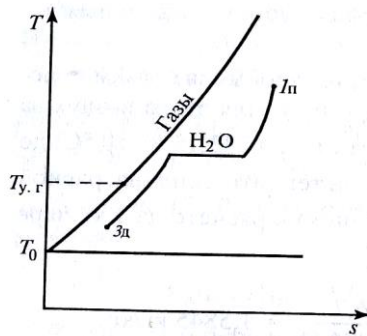


Рисунок 2.3

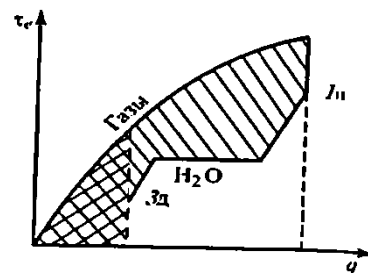


Рисунок 2.4

Главный паропровод. Процесс течения перегретого пара от выхода из котла до входа в турбину сопровождается трением о стенки паропровода и тепловыми потерями в окружающую среду, что делает его необратимым и приводит к потере эксергии. Значение ее можно вычислить как разность эксергии пара на входе в паропровод и выходе из него:

$$\Delta e_{пп} = e_{п} - e_1 = 1600,8 - 1582,4 = 18,4 \text{ кДж/кг;}$$

а затем можно рассчитать эксергетический КПД паропровода:

$$\eta_{ex}^{пп} = 1 - \Delta e_{пп} / e_{п} = 1 - 18,4 / 1600,8 = 0,989.$$

Турбогенератор. Потерю эксергии при необратимом вследствие трения адиабатном течении пара в проточной части турбины вычислим по формуле Гюи-Стодола (1.5):

$$\Delta e_{т} = T_0(s_{2д} - s_2) = 283,15(7,1805 - 6,5597) = 164,5 \text{ кДж/кг.}$$

Отметим, что эта величина меньше потери работы, составляющей

$$\Delta l_{т} = h_{2д} - h_2 = 2163,2 - 1987,7 = 175,5 \text{ кДж/кг.}$$

Объясняется это тем, что в конечном состоянии пар имеет температуру  $t_2 = 28,96$  °С выше температуры окружающей среды. Следовательно, он обладает эксергией и может совершить еще некоторую работу.

Эксергетический КПД турбины:

$$\eta_{ex}^т = 1 - \Delta e_{т} / (e_1 - e_{2д}) = 1 - 164,5 / (1582,4 - 130,7) = 0,887$$

в нашем случае несколько выше относительного внутреннего КПД, равного 0,88.

Дополнительные потери эксергии в турбогенераторе вызваны тем, что часть совершенной турбиной работы затрачивается на трение в подшипниках турбины, а также на трение и электрические потери в электрическом

генераторе. Эти затраты в виде теплоты передаются элементам конструкции турбогенератора и полностью рассеиваются в окружающей среде. Потери работы (эксергии) составят

$$\Delta l_{ТГ} = l_T^D [(1 - \eta_m) + \eta_m (1 - \eta_c)] = (3450,4 - 2163,2)[(1 - 0,99) + 0,99(1 - 0,98)] = 38,4 \text{ кДж/кг},$$

а работа на клеммах электрического генератора:

$$l_T = (h_1 - h_{2д}) \eta_m \eta_T = (3450,4 - 2163,2) \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 1248,8 \text{ кДж/кг}.$$

Эксергетический КПД турбогенератора можно определить как:

$$\eta_{ex}^{ТГ} = \frac{e_{пол}}{e_{затр}} = \frac{l_T}{e_1 - e_{2д}} = \frac{1248,8}{1582,4 - 130,7} = 0,86.$$

Конденсатор. Теплота, отводимая в цикле нижнему тепловому источнику (охлаждающей воде, циркулирующей в конденсаторе), составляет:

$$q_2 = h_2 - h_{2'} = 2163,2 - 121,4 = 2041,8 \text{ кДж/кг},$$

но, поскольку этот процесс происходит при температуре  $t_2 = 28,96^\circ\text{C}$ , близкой к температуре окружающей среды, потеря эксергии рабочего тела при этом невелика:

$$\Delta e_{конд} = e_{2д} - e_{2'} = 130,7 - 2,5 = 128,2 \text{ кДж/кг}.$$

Насос. На сжатие воды затрачивается работа:

$$l_n^D = h_{3д} - h_{2'} = 136,7 - 121,4 = 15,3 \text{ кДж/кг},$$

в результате чего ее эксергия увеличивается на величину:

$$e_{пол}^n = e_{3д} - e_{2'} = 15,6 - 2,5 = 13,1 \text{ кДж/кг}.$$

Потерю эксергии в этом процессе вычислим по формуле Гюи-Стодола (1.5):

$$\Delta e_n = T_0(s_{3д} - s_{2'}) = 283,15(0,4300 - 0,4224) = 2,2 \text{ кДж/кг},$$

а эксергетический КПД насоса по формуле:

$$\eta_{ex}^n = e_{пол}^n / l_n^D = 13,1 / 15,3 = 0,856.$$

Рассчитав эксергетические характеристики отдельных узлов, определим эксергетический КПД цикла ПТУ:

$$\eta_{ex}^u = \frac{l_u^D}{e_4 - e_{y.z}} = \frac{l_T^D - l_n^D}{e_4 - e_{y.z}} = \frac{1287,2 - 15,3}{2625,7 - 82,6} = 0,5.$$

### 3 Задание № 3. Энергетический и эксергетический анализ ГТУ

#### 3.1 Расчет энергетических показателей ГТУ

Пример решения. Рассмотрим порядок выполнения задания по варианту №1. В данной работе нужно рассмотреть цикл ГТУ с точки зрения распределения потерь энергии и эксергии в различных агрегатах и процессах преобразования теплоты в работу. Схема установки показана на рисунке 3.1. Действительный цикл ее представлен на рисунке 3.2. Для установки известны следующие данные.

На входе в компрессор давление воздуха  $p_1 = 0,1$  МПа и температура  $t_1 = 20$  °С. В компрессоре воздух адиабатно сжимается до давления  $p_2 = 1,5$  МПа, при котором за счет подвода теплоты, образующейся при горении топлива в камере сгорания, он нагревается до  $t_3 = 1000$ °С. При этих параметрах газы поступают в газовую турбину, где адиабатно расширяются до начального давления  $p_1$ , после чего выбрасываются в окружающую атмосферу.

Известны КПД агрегатов:

- внутренний относительный КПД турбины  $\eta_{oi}^T = 0,86$ ;
- внутренний относительный КПД компрессора  $\eta_{oi}^K = 0,85$ ;
- КПД камеры сгорания  $\eta_{к.с} = 0,98$ ;
- механический КПД  $\eta_m = 0,98$ ;
- КПД электрического генератора  $\eta_e = 0,97$ ;
- теплота сгорания топлива  $Q_p^H = 49350$  кДж/кг;
- параметры окружающей среды таковы:  $t_0 = 20$  °С,  $p_0 = 0,1$  МПа.

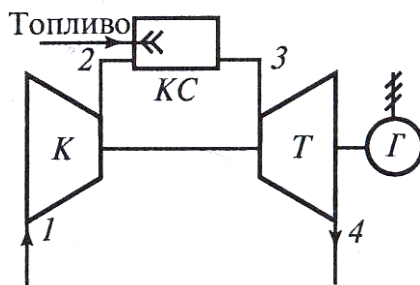


Рисунок-3.1

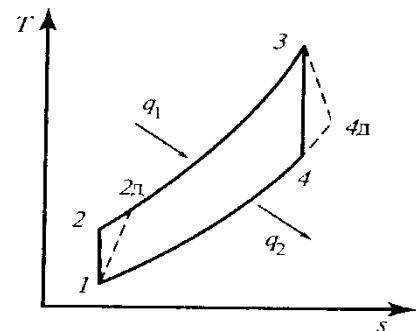


Рисунок-3.2

Как указывалось ранее, расчеты будем проводить без учета изменения состава рабочего тела, и все вычисления будем выполнять по отношению к 1 кг воздуха. До начала анализа процессов определим термодинамические свойства воздуха во всех характерных точках цикла, для чего используем таблицы свойств [2,3].

Для начальной точки цикла по известной температуре определим:

$$h_1 = 293,39 \text{ кДж/кг}; s_1 = s_1^0 = 6,6812 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}; \pi_{01} = 1,2784.$$

Найдем свойства воздуха в конце  $s_1$  обратимого адиабатного сжатия:

$$\pi_{02} = \pi_{01} p_2 / p_1 = 1,2784 \cdot 1,5 / 0,1 = 19,176;$$

$$T_2 = 627,35 \text{ К}; h_2 = 636,0 \text{ кДж/кг}; s_2 = s_1 = 6,6812 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}.$$

Энтальпия воздуха в конце необратимого сжатия вычислим по формуле:

$$h_{2д} = h_1 + (h_2 - h_1) / \eta_{oi}^K = 293,39 + (636,0 - 293,39) / 0,85 = 696,5 \text{ кДж/кг}.$$

По этой величине найдем:

$$T_{2д} = 684,15 \text{ К},$$

$$s_{2д}^0 = 7,5509 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$$

и получим:

$$s_{2д} = s_{2д}^0 - R \ln(p_2/p_1) = 7,5509 - 0,28 \ln 15 = 6,7737 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Свойства воздуха перед турбиной определим по заданной температуре  $t_3$ :

$$h_3 = 1364,44 \text{ кДж}/\text{кг}; s_3^0 = 8,2515 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); p_{03} = 303,44$$

и вычислим:

$$s_3 = s_3^0 - R \ln(p_2/p_1) = 8,2515 - 0,28 \ln 15 = 7,4743 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

Найдем свойства воздуха после обратимого адиабатного расширения в турбине, применив снова:

$$p_{04} = p_{03} p_1 / p_2 = 303,44 \cdot 0,1 / 1,5 = 20,229;$$

$$\text{здесь } T_4 = 636,53 \text{ К}; h_4 = 645,7 \text{ кДж}/\text{кг}; s_4 = s_3 = 7,4743 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}).$$

А для состояния после необратимого расширения вычислим энтальпию:

$$h_{4д} = h_3 - (h_3 - h_4) \eta_{oi}^T = 1364,44 - (1364,44 - 645,7) \cdot 0,86 = 746,3 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Зная эту величину, по таблице найдем  $T_{4д} = 730,5 \text{ К}$ ,  $s_{4д} = s_4^0 = 7,6214 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

Определив необходимые свойства воздуха, перейдем к энергетическому анализу цикла.

Вычислим работу обратимого сжатия воздуха в компрессоре:

$$l = h_2 - h_1 = 636,0 - 293,36 = 342,6 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Работа же при необратимом сжатии воздуха в действительном цикле составляет:

$$l_{\kappa}^д = h_{2д} - h_1 = 696,5 - 293,39 = 403,1 \text{ кДж}/\text{кг},$$

следовательно, дополнительная затрата работы вследствие необратимости процесса сжатия воздуха:

$$\Delta l_{\kappa} = l_{\kappa}^д - l_{\kappa} = 403,1 - 342,6 = 60,5 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

При необратимом расширении воздуха в турбине была бы получена работа:

$$l_T = h_3 - h_4 = 1364,44 - 645,7 = 718,7 \text{ кДж}/\text{кг},$$

а в действительном цикле при необратимом расширении воздуха она составляет:

$$l_T^д = h_{23} - h_{4д} = 1364,44 - 746,3 = 618,1 \text{ кДж}/\text{кг},$$

следовательно, потеря работы из-за необратимости процесса:

$$\Delta l_T = l_T - l_T^д = 718,7 - 618,1 = 100,6 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

Термический КПД обратимого цикла:

$$\eta_t = (l_T - l_{\kappa}) / q_1 = (718,7 - 342,6) / (1364,44 - 636,0) = 0,516.$$

Рассчитаем внутренний КПД действительного необратимого цикла:

$$\eta_i = (l_T^д - l_{\kappa}^д) / q_1^д = (618,1 - 403,1) / (1364,44 - 696,5) = 0,322.$$

В заключение вычислим эффективный КПД ГТУ, учитывающий все составляющие преобразования теплоты в электроэнергию, в том числе и тепловые потери в камере сгорания, механические потери на трение в подшипниках и потери в электрическом генераторе:

$$\eta_e^{ГТУ} = \frac{(l_T^D \eta_m - l_K^D) \eta_e}{q_1^D / \eta_{к.с}} = \frac{(618,1 \cdot 0,98 - 403,1) \cdot 0,97}{(1364,44 - 696,5) / 0,98} = 0,288.$$

Рассматривая результаты проведенных расчетов, отметим, что несмотря на достаточно высокую максимальную температуру ( $T_3 = 1273$  К), цикл имеет сравнительно невысокие значения КПД. Вызвано это тем, что в цикле ГТУ газ выбрасывается в атмосферу при очень высокой температуре (в нашем примере  $T_{4д} = 730,5$  К) и нижнему тепловому источнику отводится большая доля затраченной теплоты. В нашем примере эта доля составляет:

- для обратимого цикла:

$$q_2/q_1 = (1 - \eta_i) \cdot 100 = (1 - 0,516) \cdot 100 = 48,4\%;$$

- при средней температуре отвода теплоты:

$$T_{2cp} = (h_4 - h_1)/(s_4 - s_1) = (645,7 - 293,39)/(7,4743 - 6,6812) = 444,2 \text{ К};$$

- для действительного цикла:

$$q_2^D / q_1^D = (1 - \eta_i) \cdot 100 = (1 - 0,322) \cdot 100 = 67,8 \text{ \%}.$$

Далее обращает на себя внимание большая разница значений термического и внутреннего КПД цикла. Объясняется это тем, что работа цикла есть разность двух близких по значению работ – турбины и компрессора. В данном примере их отношение составляет:

$$\varphi = l_K/l_T = 342,6/718,7 = 0,477.$$

В таком случае изменение любого из слагаемых из-за потерь, вызванных необратимостью процессов, значительно влияет на результирующую работу и соответственно на КПД цикла.

Перейдем теперь к эксергетическому анализу.

### 3.2 Эксергетический анализ ГТУ

Для этого вначале, используя формулу (1.2), проведем расчет эксергии воздуха для характерных точек цикла; при этом учтем, что заданные начальные параметры воздуха совпадают с параметрами окружающей среды, поэтому:

$$h_0 = h_1 = 293,39 \text{ кДж/кг}; s_0 = s_1 = 6,6812 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К}); e_1 = 0 \text{ кДж/кг};$$

$$e_2 = 636,0 - 293,39 - 293,15(6,6812 - 6,6812) = 342,6 \text{ кДж/кг};$$

$$e_{2д} = 696,5 - 293,39 - 293,15(6,7737 - 6,6812) = 375,9 \text{ кДж/кг};$$

$$e_3 = 1364,44 - 293,39 - 293,15(7,4743 - 6,6812) = 838,5 \text{ кДж/кг};$$

$$e_4 = 645,7 - 293,39 - 293,15(7,4743 - 6,6812) = 119,8 \text{ кДж/кг};$$

$$e_{4д} = 746,3 - 293,39 - 293,15(7,6214 - 6,6812) = 177,3 \text{ кДж/кг}.$$

Определим затрату эксергии топлива для осуществления работы ГТУ, для чего рассчитаем расход топлива на 1 кг воздуха:

$$m_{топл} = (h_3 - h_{2д}) / (Q_p^H \eta_{к.с}) = (1364,44 - 696,5) / (49350 \cdot 0,98) = 0,01381 \text{ кг} / \text{кг};$$

и, принимая как и ранее, что эксергия топлива равна его теплоте сгорания, получим:

$$e_{топл} = m_{топл} Q_p^H = 0,01381 \cdot 49350 = 681,6 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

Заметим, что в нашем случае расход топлива составляет 1,38 % расхода воздуха, чем и объясняется принимаемое часто приближение о неизменности состава рабочего тела в ГТУ.

### 3.3 Расчет потери эксергии для отдельных элементов ГТУ

Камера сгорания. Потери эксергии в камере сгорания, обусловленные необратимостью процессов преобразования химической энергии топлива в теплоту, при подводе теплоты к воздуху и вследствие тепловых потерь в окружающую среду могут быть суммарно определены как разность затраченной и полученной воздухом эксергии:

$$\Delta e_{к.с} = e_{\text{топл}} - (e_3 - e_{2д}) = 681,6 - (838,5 - 375,9) = 219,0 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергетический КПД камеры сгорания:

$$\eta_{ex}^{к.с} = 1 - \Delta e_{к.с} / e_1 = 1 - 219,0 / 681,6 = 0,679.$$

Компрессор. Потеря эксергии вследствие необратимости процесса сжатия:

$$\Delta e_{к} = l_{к}^D - (e_{2д} - e_1) = 403,1 - (375,9 - 0) = 27,2 \text{ кДж/кг.}$$

Эксергетический КПД компрессора составляет:

$$\eta_{ex}^к = 1 - \Delta e_{к} / l_{к}^D = 1 - 27,2 / 403,1 = 0,933.$$

Турбина. Процесс необратимости течения газа в турбине с трением сопровождается потерей эксергии:

$$\Delta e_T = (e_3 - e_{4д}) - l_T^D = (838,5 - 177,3) - 618,1 = 43,1 \text{ кДж/кг.}$$

Поэтому эксергетический КПД турбины:

$$\eta_{ex}^T = 1 - \Delta e_T / (e_3 - e_{4д}) = 1 - 43,1 / (838,5 - 177,3) = 0,935.$$

Заметим, что потери эксергии в компрессоре и турбине меньше, чем соответствующие потери работы, вызванные необратимостью процессов в этих агрегатах. Это объясняется тем, что работа по преодолению сил трения, превращаясь в теплоту, приводит к повышению температуры газа и, следовательно, его эксергии ( $e_{4д} > e_4$ ). Соответственно и эксергетические КПД этих агрегатов больше, чем их внутренние относительные КПД.

Охлаждение уходящих газов. Процесс отвода теплоты от газа в окружающую атмосферу происходит при большой разности их температур, т.е. является внешне необратимым, что связано с потерей эксергии:

$$\Delta e_{y.2} = e_{4д} - e_1 = 177,3 - 0 = 177,3 \text{ кДж/кг.}$$

Потери механические и в генераторе. Потери работы на трение в подшипниках и при преобразовании энергии в электрическом генераторе являются потерями эксергии и могут быть вычислены как:

$$\begin{aligned} \Delta e_m &= (1 - \eta_m) l_T^D + (1 - \eta_g) (l_T^D \eta_m - l_{к}^D) = (1 - 0,98) \cdot 618,1 + (1 - 0,97) (618,1 \cdot 0,98 - 403,1) = \\ &= 18,4 \text{ кДж/кг.} \end{aligned}$$

Завершив расчет всех потерь эксергии, определим эксергетический КПД собственно цикла ГТУ, характеризующий его термодинамическое совершенство:



$$\eta_{ex}^u = \frac{l_4^D}{e_3 - e_2} = \frac{l_T^D - l_k^D}{e_3 - e_{2D}} = \frac{618,1 - 403,1}{838,5 - 375,9} = 0,465.$$

Просуммировав потери во всех элементах установки,

$$\sum \Delta e = \Delta e_{к.с} + \Delta e_{к} + \Delta e_T + \Delta e_{y.г} + \Delta e_m = 219,0 + 27,2 + 43,1 + 177,3 + 18,4 = 485,0 \text{ кДж/кг},$$

найдем эксергетический КПД ГТУ:

$$\eta_{ex}^{ГТУ} = 1 - \sum \Delta e / e_{топл} = 1 - 485,0 / 681,6 = 0,288.$$

Обсуждая полученные результаты, можно отметить, что эксергетический КПД цикла ГТУ ниже такового для цикла ПТУ, так как в нем процессы подвода и отвода теплоты характеризуются большей степенью внешней необратимости. Нижнему тепловому источнику отводится не только большая доля теплоты, но и теплота, обладающая значительной эксергией.

## Список литературы

- 1 Александров А.А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. - М.: Издательство МЭИ, 2006.
- 2 Рифкин С.Л. Термодинамические свойства газов. – 4-е изд. - М.: Энергоатомиздат, 1987.
- 3 Сборник задач по технической термодинамике. – 3-е изд. / Т.А. Андрианова, Б.В. Дзампов, В.Н. Зубарев и др. - М.: Издательство МЭИ, 2000.
- 4 Александров А.А., Григорьев Б.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. - М.: Издательство МЭИ, 2003.
- 5 Программа WaterSteamPro. [www.wsp.ru](http://www.wsp.ru).

Касимов Арман Салемович  
Әкімбек Гүлмира Әбілқайрқызы  
Муканова Динара Тынысбековна

СИСТЕМЫ ПРОИЗВОДСТВА ТЕПЛОВОЙ И ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ  
ЭНЕРГИИ НА ТЭС

Методические указания к выполнению расчетно-графических работ  
для студентов всех форм обучения специальности 5В071700-  
Теплоэнергетика

Редактор Л.Т. Сластихина

Специалист по стандартизации Г.И. Мухаметсариева

Подписано в печать \_\_\_\_\_

Формат 60x84 1/16

Тираж 50 экз.

Бумага типография № 1

Объем 1,63 уч.-изд.л.

Заказ \_\_\_\_\_. Цена 480 тенге.

Копировально-множительное бюро  
некоммерческого акционерного общества  
«Алматинский университет энергетики и связи»  
050013 Алматы, Байтурсынова, 126