

Термодинамический анализ цикла паротурбинной установки конденсационного типа

© Н. В. Филиппова, Н. П. Герасимова

Иркутский национальный исследовательский технический университет, г. Иркутск, Российская Федерация

Аннотация. В настоящее время оборудование, используемое в паротурбинных установках (ПТУ) электростанций, достигло высокого уровня совершенства. Существенного повышения экономичности можно ожидать только в случае повышения начальных параметров термодинамического цикла. Учитывая, что при осуществлении действительного термодинамического цикла ПТУ происходят необратимые потери теплоты и работоспособности в элементах установки, то актуальной задачей является исследование повышения эффективности паротурбинных установок с учетом этих потерь. Статья посвящена исследованию влияния параметров пара перед турбиной на эффективность работы цикла и на величину необратимых потерь в цикле паротурбинной установки конденсационного типа. Термодинамический анализ цикла ПТУ на водяном паре показал, что доли необратимых потерь теплоты и эксергии в элементах ПТУ уменьшаются с увеличением начальных параметров пара, что доказывает перспективность применения термодинамических циклов на сверхкритических параметрах при возрастании эффективности работы цикла.

Ключевые слова: паротурбинные установки, термодинамический цикл, необратимые потери, теплота, работоспособность (эксергия)

Thermodynamic Analysis of the Cycle of a Condensing-Type Steam Turbine Plant

© Nadezhda V. Filippova, Natalya P. Gerasimova

Irkutsk National Research Technical University, Irkutsk, Russian Federation

Abstract. At present, the equipment used in steam turbine units (STP) of power plants has reached a high level of perfection and a significant increase in efficiency can be expected only in the case of an increase in the initial parameters of the thermodynamic cycle. Taking into account that during the implementation of the actual thermodynamic cycle of the STP, irreversible losses of heat and performance occur in the elements of the plant, the urgent task is to study the increase in the efficiency of steam turbine plants, taking into account these losses. The article is devoted to the study of the influence of steam parameters in front of the turbine on the efficiency of the cycle and on the amount of irreversible losses in the cycle of a condensing-type steam turbine plant. The thermodynamic analysis of the steam turbine steam cycle showed that the proportions of irreversible heat and exergy losses in the steam turbine elements decrease with an increase in the initial steam parameters, which proves the promise of using thermodynamic cycles at supercritical parameters with increasing cycle efficiency.

Keywords: steam turbine plants, thermodynamic cycle, irreversible losses, heat, working capacity (exergy)

Введение

Базу угольной генерации во всем мире составляют паротурбинные энергоустановки, работающие по циклу Ренкина. Наиболее совершенные паротурбинные установки (ПТУ), сжигающие угольное топливо, достигли уровня тепловой экономичности порядка 42–43 % [1,2]. Вместе с этим совокупная установленная мощность угольных паротурбинных энергоблоков продолжает ежегодно увеличиваться [3].

Именно на паротурбинных электростанциях осуществляется выработка порядка 50 % всей электрической энергии в мире, что и определяет актуальность повышения энер-

гетической эффективности паротурбинных энергоустановок¹.

Оборудование, используемое в ПТУ, достигло высокого уровня совершенства и существенного повышения экономичности можно ожидать только в случае повышения начальных параметров термодинамического цикла [4,5].

В настоящее время мировая теплоэнергетика уже сделала реальные шаги к массо-

¹Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утверждена распоряжением Правительства Российской Федерации от 13 ноября 2009 г. № 1715-р. [Электронный ресурс]. URL: <https://minenergo.gov.ru/node/1026> (20.03.2022).

вому переходу на сверхкритические параметры пара и активно продолжает исследования и разработки в области создания энергоустановок со сверхкритическими параметрами [6,7].

В рамках актуальности задачи повышения эффективности паротурбинных установок обращает на себя внимание важный вопрос учета необратимых потерь при осуществлении термодинамического цикла ПТУ [8,9].

Получение работы паротурбинных установок основано на осуществлении прямого термодинамического цикла превращения теплоты, которая получена при сгорании топлива, в работу турбины и далее – в электроэнергию [10].

В реальных термодинамических циклах паротурбинных установок рассматривают необратимость двух типов:

- 1) в результате трения при течении рабочего тела в элементах ПТУ;
- 2) из-за наличия конечной разности температур в процессах передачи теплоты между рабочим телом и источниками теплоты [11,12].

При проведении термодинамического анализа используют разные методы:

- метод энергетического баланса, учитывающий потери теплоты в элементах паротурбинной установки;
- эксергетический метод, учитывающий потери недоиспользования температурного потенциала теплоты.

Методы

Для выполнения термодинамического анализа цикла Ренкина применены методы энергетического и эксергетического балансов паротурбинной установки конденсационного типа, с целью установления зависимости доли необратимых потерь теплоты в элементах ПТУ от величины параметров пара перед турбиной, включая их сверхкритические величины. Метод энергетического баланса широко применяется в теплотехнических расчетах, т. к. внешняя необратимость не влияет на количественные результаты анализа.

Налагаемое вторым законом термодинамики ограничение на превращение теплоты в работу позволяет во всех теплоэнергетических установках дополнительно составить

баланс работоспособной энергии (эксергетический баланс) [12]. Поскольку энергетические процессы в любой термодинамической системе протекают в окружающей среде, параметры которой практически остаются неизменными, то, используя второе начало термодинамики, всегда можно определить максимальное количество работы, которое может быть полезно при данных условиях любым энергетическим потоком, и тем самым оценить его работоспособную часть – эксергию. Эксергетический метод позволяет выявить потери работоспособности (эксергии) в соответствующих элементах паротурбинной установки.

Основным термодинамическим циклом, характеризующим работу современных паротурбинных установок, является цикл Ренкина (рис. 1).

При исследовании эффективности работы действительного цикла были учтены необратимые потери теплоты во всех элементах ПТУ: механическим КПД учтены потери в подшипниках и на привод масляного насоса турбоагрегата $\eta_m = 0,96$; электрические и механические потери в электрогенераторе учтены КПД электрогенератора $\eta_g = 0,97$; тепловые потери при сжигании топлива в камере сгорания учтены КПД котлоагрегата $\eta_{п.к.} = 0,92$; тепловые потери в трубопроводах, учтены КПД трубопровода $\eta_{тр} = 0,99$.

Образующийся в парогенераторе 1 пар поступает в паровую турбину 2. Там он совершает работу расширения, и кинетическая энергия пара превращается в механическую энергию движения вала турбины, которая в свою очередь превращается в электрическую энергию в электрогенераторе 3. Отработавший пар конденсируется в конденсаторе 4, отдавая теплоту охлаждающей воде, и насосом 5 конденсат обратно подается в парогенератор 1 [4]. На этом термодинамический цикл замыкается.

Потери теплоты в элементах ПТУ отражены при изображении процессов в цикле с характерными точками термодинамического цикла:

1' – 1 – потери теплоты перегретым паром при транспортировке от парогенератора к турбине;

1 – 2д – действительный процесс расши-

рения пара в турбине;

2д – 3 – действительный процесс отвода теплоты в конденсаторе;

3 – 5д – действительный процесс сжатия воды в насосе.

Теплофизические свойства воды-водяного пара представлены в табл. 1 и 2 [13].

Параметры состояния рабочего тела, изменяющиеся в результате необратимых процессов, находили предварительно определив внутренний относительный КПД данного цикла.

Для вычисления абсолютного эффективного КПД $\eta_{эфф}^{уст}$

$$\eta_{эфф}^{уст} = \eta_t \cdot \eta_{oi}^{\Pi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\Gamma} \cdot \eta_{тр} \cdot \eta_{п.к.}$$

предварительно определен термический КПД цикла

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} = \frac{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}{h_1 - h_5}$$

и относительный внутренний КПД цикла:

$$\eta_{oi}^{\Pi} = \frac{l_{\Pi}^A}{l_{\Pi}^T} = \frac{(h_1 - h_{5д}) - (h_{2д} - h_3)}{(h_1 - h_5) - (h_2 - h_3)}$$

Зная величину термического КПД η_t и КПД каждого из основных элементов ПТУ, можно определить потери теплоты в каждом из этих элементов. Теплота $q_{внес}$, выделяющаяся при сгорании топлива, составляет 100 %.

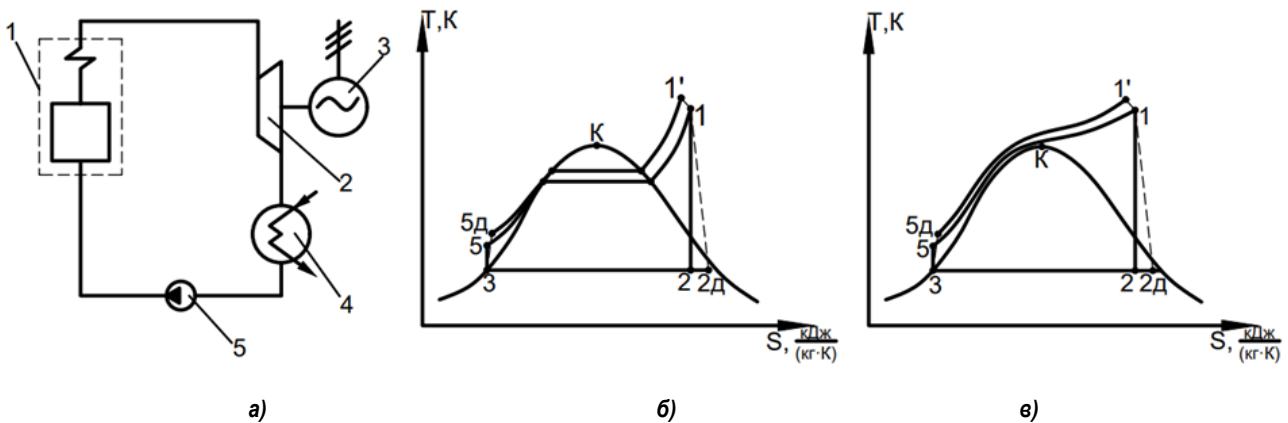


Рис. 1. Паротурбинная установка по циклу Ренкина: а) принципиальная схема ПТУ: 1 – парогенератор; 2 – турбина; 3 – электрогенератор; 4 – конденсатор; 5 – водяной насос; и цикл в Ts – диаграмме с учетом необратимых потерь: б) при докритическом давлении пара; в) сверхкритическом давлении пара

Таблица 1. Параметры в характерных точках цикла с разными начальными параметрами пара на входе в турбину

Точки цикла	P, МПа	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·K)	x	Состояние рабочего тела
1'	15	460	3198,4	6,2121	–	Перегретый пар
	30	650	3599,7	6,4077		
1	14	450	3175,6	6,1945	–	Перегретый пар
	29	640	3577,9	6,3978		
2	0,004	28,96	1872,7	6,2182	0,72	Влажный насыщенный пар
	0,004	28,96	1617,02	6,3978	0,742	
2д	0,004	28,96	2064,2	6,8632	0,8	Влажный насыщенный пар
	0,004	28,96	2174,31	7,2177	0,844	
3	0,004	28,96	121,4	0,4224	0	Насыщенная жидкость
	0,004	28,96	121,4	0,4224		
5	14	29	136,6	0,4224	–	Ненасыщенная жидкость
	29	30	151,9	0,4224		
5д	15	31	137,989	0,428	–	Ненасыщенная жидкость
	30	32	155,29	0,4322		

Энергетический баланс позволяет выявить потери теплоты в соответствующих элементах паротурбинной установки:

$$q_{\text{внес}} = l_3 + q_2^A + \Delta q_{\text{тр}} + \Delta q_{\text{п.к}} + \Delta q_{\text{м}} + \Delta q_{\text{г}},$$

где $l_3 = \eta_{\text{эфф}}^{\text{уст}} \cdot q_{1\text{внес}}$ – работа на клеммах электрогенератора;

$q_{1\text{внес}} = \frac{q_1}{\eta_{\text{п.к}}}$ – теплота, выделившаяся при сгорании топлива;

$\Delta q_{\text{п.к}} = (1 - \eta_{\text{п.к}}) \cdot q_{1\text{внес}}$ – потери теплоты в паровом котле;

$\Delta q_{\text{тр}}$ – потери теплоты в паропроводе;

$\Delta q_{\text{м}} = (1 - \eta_{\text{м}}) \cdot l_{\text{т}}^A$ – потери теплоты на механическую работу в турбине;

$\Delta q_{\text{г}} = (1 - \eta_{\text{г}}) \cdot l_{\text{м.п.}}^T$ – тепловые потери в электрогенераторе;

$l_{\text{м.п.}}^T = \eta_{\text{м}} \cdot l_{\text{т}}^A$ – работа механических потерь в турбине.

Эксергетический метод оценки необратимых потерь включал следующую последовательность вычислений по уравнениям:

– потери эксергии в парогенераторе $d_{\text{пк}}$:

$$d_{\text{пк}} = q_{1\text{внес}} - \Delta e_{\text{пк}},$$

где изменение эксергии рабочего тела в котлоагрегате –

$$\Delta e_{\text{пк}} = (h_{1'} - h_{5\text{д}}) - T_0(s_{1'} - s_{5\text{д}});$$

– потери эксергии в паропроводе $d_{\text{пп}}$:

$$d_{\text{пп}} = e_{1'} - e_1,$$

где эксергия пара на выходе из парогенератора

$$e_{1'} = (h_{1'} - h_0) - T_0(s_{1'} - s_0)$$

– потери эксергии в турбогенераторной установке $d_{\text{расш}}$:

$$d_{\text{расш}} = d_{\text{т}} - d_{\text{м}} - d_{\text{г}},$$

$$d_{\text{т}} = (e_1 - e_{2\text{д}}) - l_3,$$

$$d_{\text{м}} = (h_1 - h_{2\text{д}})(1 - \eta_{\text{м}}),$$

$$d_{\text{г}} = (h_1 - h_{2\text{д}})\eta_{\text{м}}(1 - \eta_{\text{г}}),$$

где эксергия пара на входе в турбину e_1 –

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

$d_{\text{м}}$ – потери эксергии, обусловленные механическими потерями в турбине и $d_{\text{г}}$ – потери, обусловленные механическими и электрическими потерями в электрогенераторе; – потери эксергии в насосе:

$$d_{\text{н}} = (e_3 - e_{5\text{д}}) + l_{\text{н}}^A,$$

где эксергия конденсата на выходе из насоса

$$e_{5\text{д}} = (h_{5\text{д}} - h_0) - T_0(s_{5\text{д}} - s_0);$$

– потери эксергии рабочего тела в конденсаторе:

$$d_{\text{конд}} = e_{2\text{д}} - e_3,$$

где эксергия потока пара на входе в конденсатор:

$$e_{2\text{д}} = (h_{2\text{д}} - h_0) - T_0(s_{2\text{д}} - s_0)$$

и эксергия потока конденсата на выходе из конденсатора:

$$e_3 = (h_3 - h_0) - T_0(s_3 - s_0).$$

Здесь энтальпия и энтропия H_2O $h_0 = 70,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; $s_0 = 0,250699 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$ определены при $T_0 = 290\text{К}$, $P_0 = 100\text{кПа}$ окружающей среды [7].

В исследуемом цикле при сверхкритических параметрах водяного пара на входе в турбину определены необратимые потери работоспособности всех элементов паротурбинной установки конденсационного типа.

В реальном цикле все процессы неизбежно сопровождаются некоторыми потерями. Из них прежде всего следует учесть потери вследствие трения при течении потока пара в соплах и на лопатках турбины, а также при сжатии воды в насосе. При наличии трения эти процессы являются необратимыми и, следовательно, весь цикл становится необратимым. По второму закону термодинамики для необратимых процессов справедливо соотношение $ds > dq/T$ [12]. Поэтому действительный процесс расширения пара в

турбине сопровождается ростом энтропии и в T,s – диаграмме (рис. 1) он изображается линией 1 – 2д. Действительный процесс адиабатного сжатия воды в насосе также сопровождается ростом энтропии и в T,s – диаграмме (рис. 1) он изображается линией 2 – 5д.

Результаты термодинамического анализа

Из энергетического баланса ПТУ видно, что основная часть теплоты теряется в конденсаторе. Но это не столько потери теплоты, сколько обязательное выполнение второго закона термодинамики. Уменьшение количества теплоты, отдаваемой охлаждающей воде, осуществляется таким методом как применение регенеративного цикла паротурбинной установки.

Таблица 2. Сравнение потерь теплоты в элементах ПТУ с разными параметрами пара на входе в турбину: $P_1=14\text{МПа}$, $t_1, =450^\circ\text{C}$ и $P_1=29\text{МПа}$, $t_1, =640^\circ\text{C}$

Наименование элемента ПТУ	Потери теплоты, кДж/кг ($P_1=13\text{МПа}$, $t_1, =440^\circ\text{C}$)	Потери теплоты, кДж/кг ($P_1=29\text{МПа}$, $t_1, =640^\circ\text{C}$)
Паровой котел	269,19	310,51
Паропровод	31,52	35,48
Турбогенераторная установка	76,63	97,75
Конденсатор	1952,27	2072,91
Насос	—	—
Работа на клеммах электрогенератора	1015,79	1270,35
Внесенная теплота	3345,40	3787,00

На рис. 2 и 3 изображены диаграммы тепловых потоков рассматриваемой теплосиловой установки, построенных в соответствии с результатами проведенного термодинамического анализа. Эти диаграммы показывают источники основных тепловых потерь в цикле для докритического и сверхкритического давления пара перед турбиной:

1) для докритического давления пара перед турбиной потери в котлоагрегате, в турбогенераторной установке, трубопроводах и теплота, отданная холодному источнику, составляют в сумме 69,5 % от теплоты, выделившейся в топке котла, а остальные 30,5 % теплоты превращаются в работу в турбине;

2) для сверхкритического давления пара перед турбиной потери в котлоагрегате, в турбогенераторной установке, трубопроводах и теплота, отданная холодному источнику, составляют в сумме 66,2 % от теплоты, выделившейся в топке котла, а остальные 33,8 % теплоты превращаются в работу в турбине.

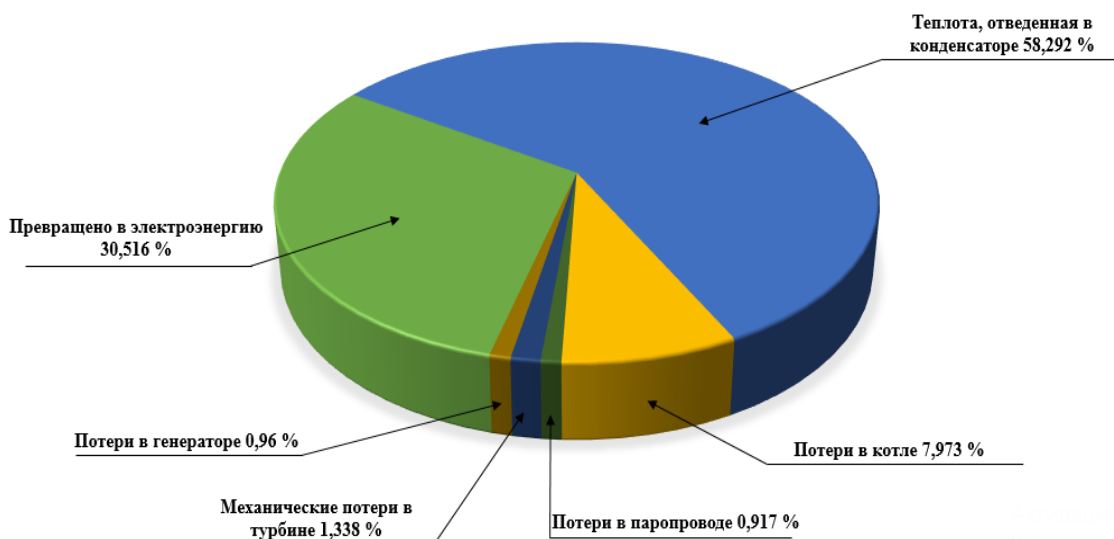


Рис. 2. Диаграмма потерь теплоты в элементах ПТУ при параметрах пара $P_1=14\text{МПа}$, $t_1=450^\circ\text{C}$

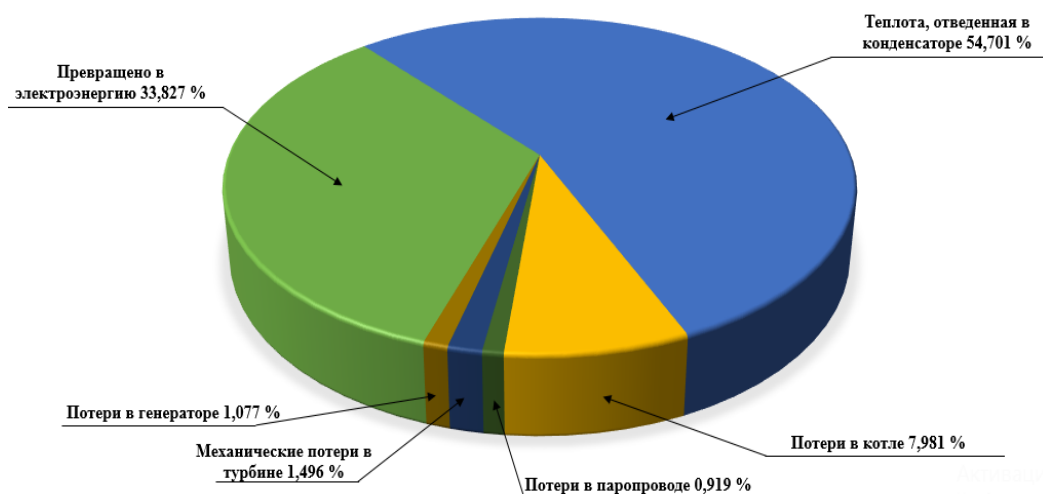


Рис. 3. Диаграмма потерь теплоты в элементах ПТУ при параметрах пара $P_1=29\text{МПа}$, $t_1=640^\circ\text{C}$

На текущий момент времени мировая теплоэнергетика уже сделала реальные шаги к массовому переходу на сверхкритические параметры пара и активно продолжает исследования и разработки в области создания энергоустановок с сверхкритическими параметрами [2]. При стремлении повысить эффективность работы турбоустановки в проведенных нами вычислениях обращает на себя внимание уменьшение потерь теплоты в конденсаторе с повышением параметров пара перед турбиной.

С точки зрения термодинамического совершенства следует стремиться к повышению абсолютного эффективного КПД установки, а значит к экономии топлива (как источника теплоты, подводимой в цикл). При этом осуществление мероприятий, направленных на увеличение абсолютного эффективного КПД установки, сопряжено со значительным усложнением, а значит, удорожанием установки. Это означает, что экономия средств, обусловленная экономией топлива, связана с увеличением расходов на создание

установки. Поэтому ответ на вопрос о целесообразности сооружения установки, имеющей более высокий КПД, но требующей вместе с тем больших капитальных затрат, может быть получен только в результате общего технико-экономического анализа.

На рис. 4, 5 представлены диаграммы потоков эксергии рассмотренной теплосиловой паротурбинной установки, которые в известной мере напоминают диаграмму потоков теплоты (рис. 2, 3). Однако сходство это – чисто внешнее. Эксергия теплоты, выделившейся при сгорании топлива в топке котла, принята здесь за 100 %; диаграмма показывает, в каких элементах установки и какая доля потока эксергии уходит в виде потерь.

Следует подчеркнуть, что, как видно из диаграммы, часть (пренебрежимо малая) потока эксергии возвращается в цикл – речь идет об эксергии, которой обладает конденсат, поступающий в насос. Диаграмма потоков эксергии служит наглядной иллюстрацией приведенных выше расчетов.

Таблица 3. Сравнение потерь эксергии в элементах ПТУ с разными параметрами пара на входе в турбину: $P_1=14\text{МПа}$, $t_1=450^\circ\text{C}$ и $P_1=29\text{МПа}$, $t_1=640^\circ\text{C}$

Наименование элемента ПТУ	Потери эксергии кДж/кг ($P_1=13\text{МПа}$, $t_1=440^\circ\text{C}$)	Потери эксергии, кДж/кг ($P_1=29\text{МПа}$, $t_1=640^\circ\text{C}$)
Паровой котел	1946,94	2040,95
Паропровод	16,43	18,93
Турбогенераторная установка	286,74	371,00
Конденсатор	77,77	82,28
Насос	1,73	3,49
Работа на клеммах электрогенератора	1015,79	1270,35
Внесенная теплота	3345,40	3787,00

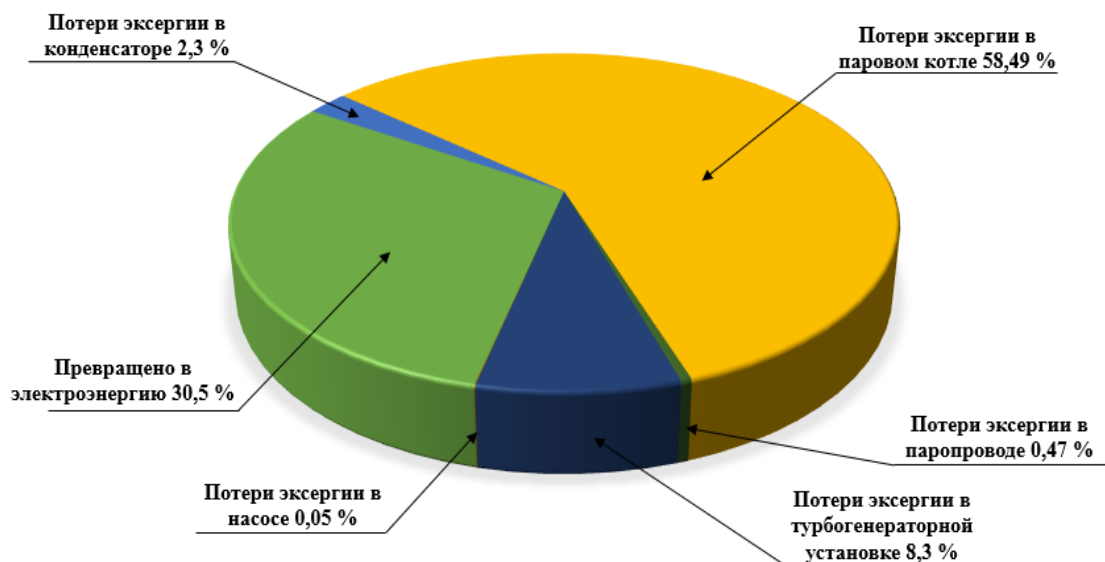


Рис. 4. Диаграмма потерь эксергии в элементах ПТУ при параметрах пара $P_1=14\text{МПа}$, $t_1=450^\circ\text{C}$

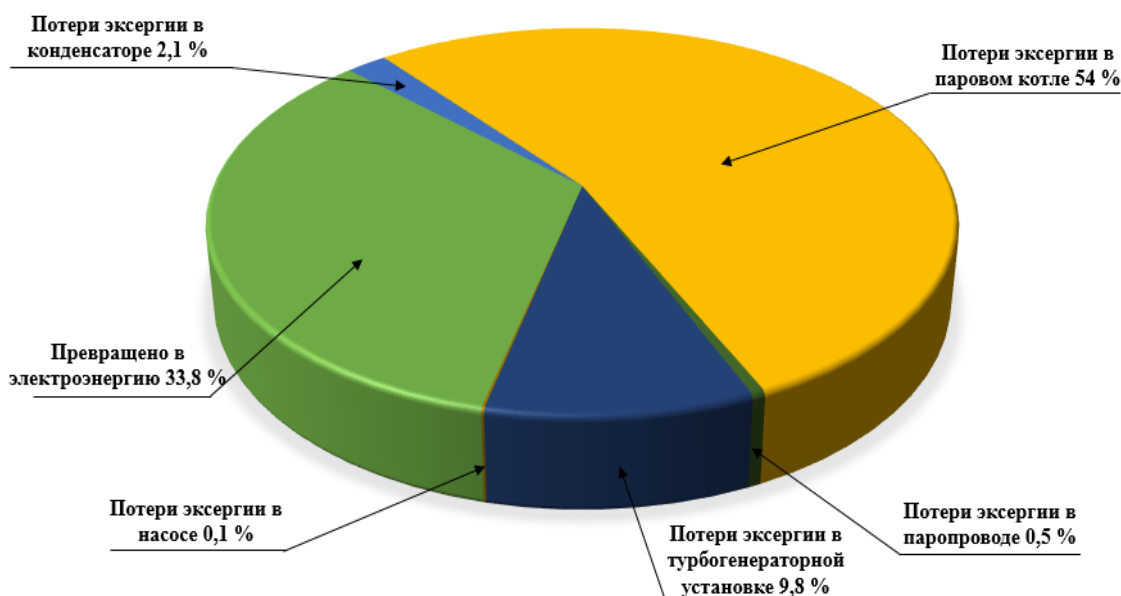


Рис. 5. Диаграмма потерь эксергии в элементах ПТУ при параметрах пара $P_1=29\text{МПа}$, $t_1=640^\circ\text{C}$

Полученные результаты термодинамического анализа потерь эксергии по отдельным элементам паросиловой установки показывают, что наибольшие потери эксергии вызываются необратимым характером теплообмена в котле. Потери работоспособности происходят, в основном, в парогенераторе. Этот результат хорошо показывает, что котлоагрегат – тепловое устройство, эффективное с точки зрения первого закона термодинамики, оказывается весьма несовершенным с позиций второго закона из-за большой разности температур топочных газов и рабочего тела, что приводит к недоиспользованию

температурного потенциала теплоты, полученной при сжигании топлива. Для уменьшения этих потерь эксергии необходимо, в первую очередь, уменьшать степень необратимости процесса теплообмена в котле. Следовательно, существенных результатов можно достигнуть путем уменьшения разности температур продуктов сгорания топлива в котле и рабочего тела. Уменьшение этой разности температур можно добиться двумя путями – или уменьшением температуры продуктов сгорания в топке котла, или же увеличением средней температуры рабочего тела в процессе подвода теплоты. Первый из

этих путей не дает желаемого результата, т. к. при уменьшении температуры сгорания в котле потеря эксергии действительно снижается, но при этом точно на такое же значение снизится и эксергия потока теплоты.

Таким образом уменьшения потерь эксергии термодинамической системы можно достигнуть лишь вторым путем, т. е. за счет повышения температуры рабочего тела, но с одной стороны, это выгодно с точки зрения термодинамики, а с другой – влечет за собой увеличение капитальных затрат на сооружение установки, которое экономически не может быть оправдано.

Значительны потери эксергии в турбогенераторной установке (их уменьшение может быть достигнуто путем улучшения конструкции проточной части и механических элементов турбины, и усовершенствования генератора), а также в конденсаторе. Уменьшение потерь эксергии в конденсаторе может быть достигнуто за счет уменьшения разности температур конденсирующегося пара и охлаждающей воды путем дальнейшего снижения давления в конденсаторе P_2 . Однако следует иметь в виду, что это повлечет за собой увеличение площади поверхностей теплообмена в конденсаторе и, следовательно, увеличение капитальных затрат на сооружение установки, что в большинстве случаев экономически не оправдано и далеко не всегда может быть обеспечено по условиям водоснабжения.

Потери эксергии в паропроводе относительно малы, их дальнейшее снижение связано с улучшением теплоизоляции паропро-

вода и повышением его гидродинамических характеристик. Потери в насосе очень малы.

Выводы

1. В результате термодинамического анализа выявлены необратимые потери в реальном цикле паротурбинной установки конденсационного типа, как распределяются эти потери по отдельным элементам установки и, следовательно, на усовершенствование какой части цикла теплосиловой установки надо обратить внимание с целью уменьшения степени необратимости цикла.

2. Проведенный термодинамический анализ ПТУ в заданных условиях показал эффективность 30,5 % для докритического и 33,8 % для сверхкритического давления пара перед турбиной. Основные потери теплоты наблюдаются в конденсаторе, а основные потери работоспособности – в камере сгорания парогенератора.

3. Получен следующий результат: термодинамический анализ цикла паротурбинной установки конденсационного типа на водяном паре показал, что доли необратимых потерь теплоты и эксергии в элементах ПТУ уменьшаются с увеличением начальных параметров пара, что доказывает перспективность применения термодинамических циклов на сверхкритических параметрах.

4. Полученные результаты термодинамического анализа ПТУ могут быть использованы при решении проблемы оптимизации и прогнозирования работы электростанции в целом.

Список источников

1. Тумановский А. Г. Перспективы развития угольных ТЭС России // Теплоэнергетика. 2017. № 6. С. 3–13.
2. Герасимова Н. П., Федчишин В. В., Артемова О. С. Анализ эффективности работы систем золошлакоудаления ТЭС // Повышение эффективности производства и использования энергии в условиях Сибири: материалы Всероссийской научно-практической конференции с Международным участием (Иркутск, 22–26 апреля, 2019 г.). Иркутск: Изд-во ИРНТУ, 2019. С. 237–242.
3. Медведева Г. А., Лабуткин А. Г., Ибрагимов Л. У., Мухаметзянова А. К. Эксергия – путь энергосбережения // Интернет журнал «Науковедение». 2016. Том 8. № 4. [Электронный ресурс]. URL: <http://naukovedenie.ru/PDF/59TVN416.pdf> (20.03.2022).
4. Андрущенко А. И., Ларин Е. А., Сандалова Л. А. Метод эксергетического анализа термодинамических систем и комплексов. Саратов: Изд-во Саратовский государственный технический университет, 2008. 74 с.
5. Фаворский О. Н. Что нужно сделать для реализации энергетической стратегии страны // Вестник Российской академии наук. 2016. № 86. № 10. С. 1–6.
6. Ольховский Г. Г., Тумановский А. Г. Теплоэнергетические технологии в период до 2030 года // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2008. № 6. С. 79–94.
7. Федоров М. П. Энергетические технологии XXI столетия: тенденции развития. Часть I. Энергетические технологии производства электро- и теплоэнергии, использующие невозобновляемые энергоресурсы //

Академия энергетики. 2009. № 3. С. 12–25.

8. Гранченко П. П., Сухих А. А., Кузнецов К. И. Термодинамический анализ применения рабочих веществ фторуглеродного состава в электрогенерирующих установках малой энергетики // Надежность и безопасность энергетики. 2017. Т. 10. № 4. С. 310–315.

9. Сунгатова Т. С., Степанова О. А., Ермоленко М. В., Касымов А. Б. Эксергетический анализ эффективности АЭС, работающей на бинарном цикле // Периодический научно-технический журнал Национального ядерного центра Республики Казахстан. 2021. Вып. 4(88). С. 51–55.

10. Нгуен Д. Т., Фам Д. Н., Мингалева Г. Р. Оценка показателей эффективности паротурбинных мини-

ТЭС, работающих на угле // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019. Т. 21. № 3–4. С. 89–100.

11. Юшкова Е. А., Лебедев В. А. Эксергетический анализ котла посредством пинч-метода // Известия высших учебных заведений. Проблемы энергетики. 2019. Т. 21. № 4. С. 58–65.

12. Александров А. А. Термодинамические основы циклов теплоэнергетических установок. М.: Издательский дом «МЭИ», 2004. 158 с.

13. Александров А. А., Григорьев Б. А. Таблицы теплотехнических свойств воды и водяного пара. М.: Издательский дом «МЭИ», 2006. 164 с.

Информация об авторах / Information about the Authors

Надежда Владиславовна Филиппова,

студентка группы ЭСТб-20-2,
Институт энергетики,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83,
Российская Федерация,
nadezhda_filipova_2000@mail.ru

Nadezhda V. Filippova,

Student,
Energy Institute,
Irkutsk National Research Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074,
Russian Federation,
nadezhda_filipova_2000@mail.ru

Наталья Павловна Герасимова,

доцент кафедры теплоэнергетики,
Институт энергетики,
Иркутский национальный исследовательский
технический университет,
664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83,
Российская Федерация,
gerasimova@istu.edu

Natalya P. Gerasimova,

Associate Professor of the Department
of Thermal Power Engineering,
Energy Institute,
Irkutsk National Research Technical University,
83 Lermontov St., Irkutsk 664074,
Russian Federation,
gerasimova@istu.edu