

# ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ ПАРОГАЗОВОЙ УСТАНОВКИ В СОСТАВЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ НА БАЗЕ АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Л. В. Галимова, Д. З. Байрамов

Астраханский государственный технический университет,  
Россия, 414056, г. Астрахань, ул. Татищева, 16

Основными направлениями исследования действующей энергопреобразующей системы с учетом ее технических ограничений являются оптимизация и прогнозирование на основе анализа режимов ее работы. Термодинамический анализ предполагает определение эффективности работы системы путем определения потерь эксергии и эксергетического КПД.

В данной работе предложена методика и результаты проведения эксергетического анализа ПГУ, как объекта энергопроизводства, эффективность работы которого обеспечивается охлаждением наружного воздуха с использованием абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ). Проведение эксергетического анализа с определением деструкции эксергии позволяет определять потенциал повышения эффективности системы.

Представлены потоковый граф и матрица инцидентов. Эксергетический КПД ПГУ при заданных условиях составляет 46,5 %.

На основе эксергетического анализа представлена итоговая диаграмма распределения потоков и потерь эксергии ПГУ.

**Ключевые слова:** ПГУ, АБХМ, эксергия, деструкция эксергии, эксергетический анализ, эксергетический КПД.

## Введение

Развитие холодильной техники, связанное с созданием и совершенствованием теплоиспользующих холодильных машин нового поколения, вносит большой вклад в современное состояние энергетики. В настоящее время все большее распространение получают новые экономичные и экологически безопасные энергокомплексы на основе абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ) и парогазовых установок (ПГУ). Основными направлениями исследования действующей энергопреобразующей системы с учетом ее технических возможностей являются оптимизация и прогнозирование по результатам анализа режимов работы. На первом этапе исследования был проведен анализ работы АБХМ в составе энергосберегающей системы [1]. В данной работе предложены методика и результаты проведения эксергетического анализа ПГУ, как объекта энергопроизводства, эффективность которого обеспечивается охлаждением наружного воздуха с помощью абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ).

В качестве метода исследования действующей энергосберегающей системы АБХМ – ПГУ принят эксергетический анализ, позволяющий оценить термодинамическую эффективность каждого элемента и системы в целом с учетом величин измеряемых параметров.

Эксергетический анализ ПГУ проведен на основе методики, учитывающей такие понятия, как

топливо, продукт, деструкция эксергии, потери эксергии системы и каждого ее компонента.

Эксергетический метод, основанный на таком подходе, позволит провести термодинамическую оптимизацию, которая стремится к уменьшению термодинамических потерь и увеличению степени термодинамического совершенства действующей энергетической системы [2–4].

Современные газовые турбины, которые являются основой ПГУ, имеют достаточно высокий КПД, но при этом для газотурбинных установок (ГТУ) характерна большая зависимость от температуры наружного воздуха как энергоносителя. Применение холодильных установок различного типа расширило районы использования ПГУ.

Охлаждение циклового воздуха перед газотурбинной установкой, как способ повышения эффективности работы ГТУ, получило широкое применение в мировой энергетике [5]. В современных условиях постройка ПГУ в регионах с жарким климатом рассматривается только совместно с холодильными установками: абсорбционной бромистолитиевой холодильной машиной (АБХМ), абсорбционной водоаммиачной холодильной машиной (АВХМ) [6].

Предварительным анализом установлено, что главными факторами, которые влияют на эффективность ГТУ, являются температура и расход всасываемого воздуха, расход и вид топлива, подаваемого в камеру сгорания.

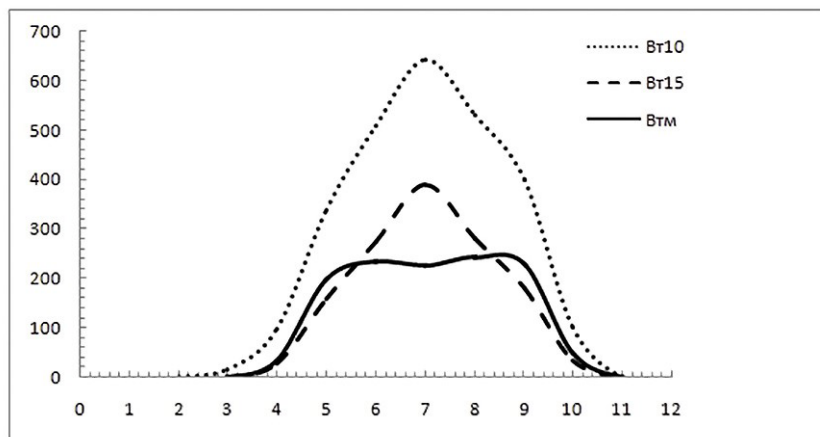


Рис. 1. Значения экономии топлива по месяцам за счет охлаждения воздуха от температуры наружного воздуха: до 10 °С — Br10 (АВХМ или ЭХМ); до 15 °С — Br15 (АВХМ); до температуры мокрого термометра — Втм (испарительное охлаждение)  
 Fig. 1. Fuel economy values by month by cooling the air from the outside temperature: up to 10 °С — Br10 (AVHM or EHM); up to 15 °С — Br15 (AVHM); up to the temperature of the wet thermometer — Втм (evaporative cooling)

На рис. 1 представлен график зависимости экономии топлива по месяцам для ГТУ мощностью 10 МВт [7].

Из графика видно, что наибольшая экономия топлива с июля по август достигается за счет применения теплоиспользующих холодильных машин.

Исследование действующей системы с учетом указанных главных факторов показало, что эффективность ее работы значительно отличается от проектных показателей, в связи с чем возникла необходимость установить причины расхождения и предложить меры по их устранению.

Решение задачи энергосбережения в действующей сложной системе определило актуальность работы. Оригинальными являются результаты эксперетического анализа, основанные на определении потоков, деструкции и потерь эксергии в каждом элементе, дающие количественную и качественную оценку состояния системы. Методика и результаты анализа использованы при разработке и тестировании программы нового метода оптимизации и прогнозирования действующего энергосберегающего комплекса.

#### Объект исследования

Объектом данного исследования является действующая энергосберегающая система АВХМ HSA 1157 — ПГУ-110. ООО «ЛУКОЙЛ-Астраханьэнерго».

Принципиальная схема представлена на рис. 2.

Состав основного оборудования ПГУ-110 (в соответствии с проектной документацией):

- газотурбинная установка марки LM6000 PF — Sprint (фирма General Electric) с генератором BDAX7-290ERJT (фирма BRUSH) в количестве двух единиц;

- паровые двухконтурные котлы-утилизаторы марки КГТ-44/4,6-435-13/0,5-210 (фирма ЗАО «Энергомаш») в количестве двух единиц;

- паровая турбина двух давлений марки Т-14/23-4,5/0,18 (фирмы ОАО «Калужский турбинный завод») с генераторами ТТК-25-2УЗ-П (фирмы ЗАО «Нефтьстальконструкция») в количестве одной единицы;

- система Sprint, которая позволяет увеличить мощность ГТУ за счет впрыска смеси эжектирующего воздуха, подаваемого из отбора за восьмой ступенью КВД, с мелкодисперсной деминерализованной водой во всасывающий тракт между КНД и КВД и во входной направляющий аппарат (ВНА) КНД. Для обеспечения дисперсного распыления производится отбор рабочего воздуха из восьмой ступени КВД;

- абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина марки HSA-1157 (фирмы SHUANGLI-ANG) в количестве двух единиц.

Особенности работы энергосберегающей системы представляются следующим образом [8, 9].

Турбина LM6000 PF Sprint является двухвальной, делится на турбину высокого (ТВД) и низкого давления (ТНД). Компрессор ГТУ также состоит из компрессора высокого (КВД) и низкого давления (КНД).

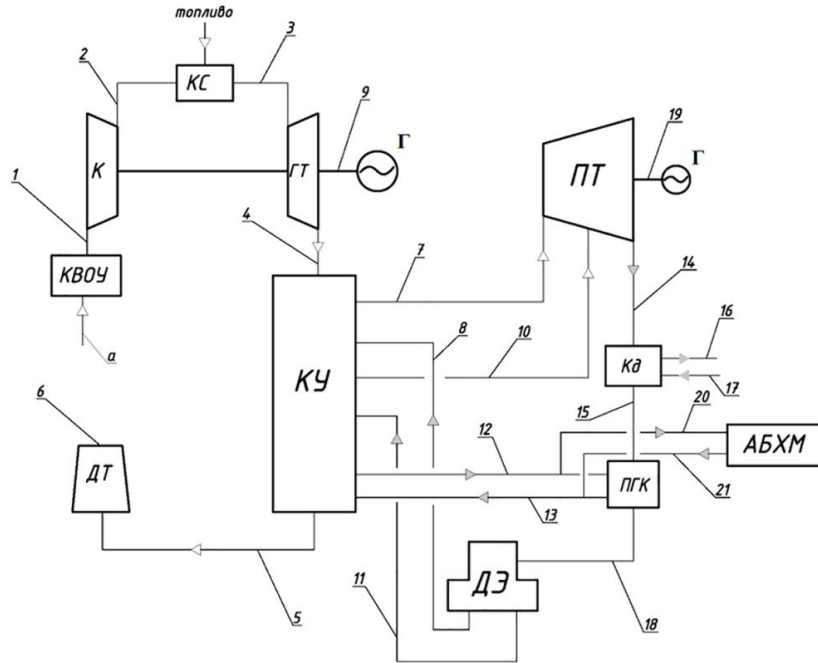
В КНД воздух сжимается при степени сжатия 2,5:1, а затем в КВД сжимается при степени сжатия 12:1. Общая степень сжатия по отношению к атмосферному воздуху составляет 30:1.

После компрессора ГТУ сжатый воздух поступает в КС, далее горячий газ подается в ТВД, которая приводит в движение вал КВД. После ТВД воздух поступает в ТНД, которая приводит в движение вал КНД и вал ротора генератора.

После ТНД горячий газ поступает в КУ с температурой в пределах 455 °С при температуре всасываемого воздуха 15 °С. В КУ образуется пар высокого (ПВД) и низкого давления (ПНД), который соответственно подается в ТВД и ТНД.

Пар после паровой турбины конденсируется в Кд, охлаждаемом водой из градирни, затем конденсат поступает в ПГК, который питается горячей водой из КУ. Основная часть горячей воды из КУ, как греющий источник, направляется в генератор АВХМ.

Происходящие процессы исследуются при стационарном режиме работы систем одного назначения и подобного устройства либо сходных систем с учетом особенностей их конструкции. Исследование ведется с заданием температуры окружаю-



**Рис. 2. Принципиальная схема ПГУ-110 ООО «ЛУКОЙЛ-Астраханьэнерго»:**  
 КВОУ — комбинированная воздухоочистительная установка;  
 К — компрессор ГТУ; КС — камера сгорания ГТУ; ГТ — газовая турбина ГТУ;  
 Г — генератор ГТУ; КУ — котел-утилизатор; ДТ — дымовая труба;  
 ПТ — паровая турбина ПТУ; Кд — конденсатор ПТУ;  
 ПГК — подогреватель конденсата; ДЭ — деаэратор;  
 АБХМ — абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина.  
 Точки: 1 — всасываемый воздух перед компрессором ГТУ;  
 2 — сжатый воздух после компрессора ГТУ;  
 3 — выхлопные газы высокого давления; 4 — выхлопные газы после ГТ;  
 5 — выхлопные газы после КУ; 6 — выхлопные газы после ДТ;  
 7, 10 — перегретый пар высокого и низкого давления перед ПТ;  
 8, 11 — насыщенная жидкость перед экономайзером высокого и низкого давления;  
 12, 13 — горячая вода перед ПГК; 14 — расширенный пар перед Кд;  
 15 — конденсат после Кд; 16, 17 — охлаждающая вода в Кд; 18 — вода перед ДЭ;  
 20, 21 — греющий источник в генератор АБХМ

**Fig. 2. Schematic diagram of the PGU-110, LLC «LUKOIL-Astrakhanenergo»:**  
 КВОУ — combined air cleaning unit; К — the compressor of the gas turbine;  
 КС — the combustion chamber of the gas turbine; ГТ — gas turbine GTU;  
 Г — GTU generator; КУ — recovery boiler; ДТ — chimney; ПТ — PTU steam turbine;  
 Кд — the condenser; ПГК — the condensate heater; ДЭ — deaerator;  
 АБХМ — lithium bromide absorption chiller.  
 Points: 1 — the intake air upstream of the compressor of the gas turbine;  
 2 — the compressed air after the compressor of the gas turbine;  
 3 — high-pressure exhaust gases; 4 — the exhaust gases after gas turbine;  
 5 — exhaust gases after CU; 6 — exhaust gases after DT;  
 7, 10 — superheated steam, high and low pressure in front of PT;  
 8, 11 — saturated liquid before high and low pressure economizer;  
 12, 13 — hot water before PGC; 14 — extended steam in front of the condenser;  
 15 — the condensate after the condenser; 16, 17 — cooling water to the condenser;  
 18 — water in front of the deaerator;  
 20, 21 — the heating source in the generator ABHM

щей среды, характерной для каждого расчетного периода.

### Методика исследования

Развитием известного эксергетического метода стало введение таких понятий, как эксергия топлива и эксергия продукта системы и каждого ее компонента. Существенное изменение претерпело понятие потерь эксергии, которые стали разделяться на деструкцию эксергии (ED) и собственно потери эксергии (EL) [2, 10, 11].

Деструкция эксергии связана с необратимостью процессов, происходящих в термодинамической системе. Потери эксергии связаны с взаимодействием с окружающей средой, тогда суммарные потери эксергии будут равны:

$$\Delta E = E_D + E_L.$$

Эксергетический баланс для каждого компонента системы имеет вид:

$$E_{F,k} = E_{P,k} + E_{D,k}.$$

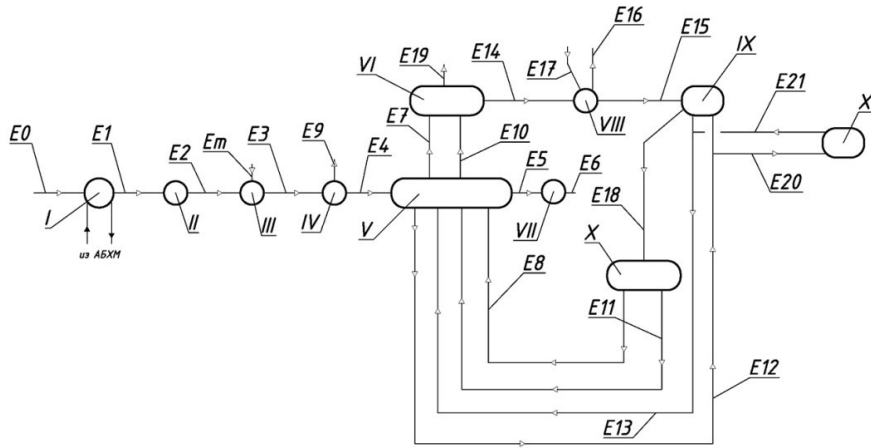


Рис. 3. Эксергетический потоковый граф схемы ПГУ-110 — АБХМ:  
 I — комбинированная воздухоочистительная установка; II — компрессор ГТУ;  
 III — камера сгорания ГТУ; IV — газовая турбина ГТУ; V — котел-утилизатор;  
 VI — паровая турбина ПТУ; VII — дымовая труба; VIII — конденсатор ПТУ;  
 IX — подогреватель конденсата; X — деаэрактор;  
 XI — абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина  
 Fig. 3. Exergetic flow graph of the PGU-110 — ABHM scheme:  
 I — combined air cleaning unit; II — the compressor of the gas turbine;  
 III — the combustion chamber of the gas turbine; IV — gas turbine GTU;  
 V — recovery boiler; VI — PTU steam turbine; VII — chimney;  
 VIII — the condenser; IX — the condensate heater; X — deaerator;  
 XI — lithium bromide absorption chiller

С учетом выше изложенного эксергетический баланс всей системы будет иметь вид:

$$E_{F,tot} = E_{P,tot} + \sum_k E_{D,k} + E_{L,tot}.$$

Эксергетические критерии для анализа:

- деструкция эксергии  $E_{D,k}$ ;
- потери эксергии  $E_{L,tot}$ ;
- эксергетический КПД для каждого компонента и системы в целом

$$\varepsilon_k = \frac{E_{P,k}}{E_{F,k}} = 1 - \frac{E_{D,k}}{E_{F,k}};$$

$$\varepsilon_{tot} = \frac{E_{P,tot}}{E_{F,tot}};$$

- относительная деструкция эксергии

$$y_{D,k} = \frac{E_{D,k}}{E_{F,tot}};$$

- относительные потери эксергии

$$y_{L,k} = \frac{E_{L,tot}}{E_{F,tot}}.$$

Энергосберегающая установка АБХМ-ПГУ является сложной структурной системой, исследование которой проводится на основе моделирования. При разработке программного обеспечения элементы схемы рассматриваются как совокупность компонентов, которые имеют между собой структурные связи (графы).

На рис. 3 представлен эксергетический потоковый граф для системы ПГУ-110 и АБХМ.

Линии, обозначенные «E1...En», показывают потоки эксергии; E0 — это поток эксергии всасываемого воздуха. Если температура всасываемого воздуха равна температуре окружающей среды, E0 = 0; если происходит предварительная обработка воздуха, то E0 ≠ 0.

Поток, входящий в каждый элемент, является топливом этого элемента, а выходящий поток — продуктом. Топливом всей системы является топливо для камеры сгорания — E<sub>m</sub>. Продуктом всей системы является E9 и E19.

На рис. 4 представлена матрица инцидентий эксергетического потокового графа.

Потоки эксергии, входящие в элемент, являются положительными, а выходящие — отрицательными. Знаки потоков эксергии учитываются при построении эксергетического баланса системы. В данной системе потоки эксергии состоят из эксергии электрической и механической энергии, эксергии теплоты, химической эксергии топлива, эксергии потока вещества.

Эксергия электрической и механической энергии равна соответствующей ей работе: E<sub>N</sub> = N — эксергия электрической энергии и E<sub>L</sub> = L — эксергия механической энергии [12].

Эксергия потока вещества показывает работоспособную эксергию единицы массы потока с параметрами состояния (давление, температура, энтальпия и энтропия) при взаимодействии с окружающей средой [12].

Эксергия потока вещества определяется по формуле (1) [13].

$$e = h - h_{o.c.} - T_{o.c.} \cdot (S - S_{o.c.}). \quad (1)$$

Химическая эксергия топлива зависит от теплоты сгорания топлива Q<sub>c</sub> и массового расхода топлива G<sub>c</sub> [3].

	E0	E1	E2	E3	E <sub>m</sub>	E4	E5	E6	E7	E8	E9	E10	E11	E12	E13	E14	E15	E16	E17	E18	E19	E20	E21
I	1	-1																					
II		1	-1																				
III			1	-1	1																		
IV				1		-1																	
V						1	-1		-1	1		-1	1	-1	1								
VI									1			1				-1						-1	
VII							1	-1															
VIII															1	-1	1	-1					
IX														1	-1		1				-1		
X										-1			-1								1		
XI																						1	-1

Рис. 4. Матрица инцидентий эксергетического графа  
Fig. 4. Incident matrix of an exergetic graph

$$E_m = Q_c \cdot G_c. \quad (2)$$

Потоки эксергии, определенные для разных видов энергии, используются для составления эксергетических балансов, определения эксергетического КПД, определения деструкции и потери эксергии для компонентов и всей системы:

а) эксергетический баланс ГТУ.

Для определения эксергии потока воздуха, как рабочего вещества ГТУ, определяются свойства воздуха по таблицам термодинамических свойств воздуха [14]. По формуле (1) определяется эксергия потока  $E_1, E_2, E_3, E_4$ . Для определения эксергии топлива используем формулу (2). Теплота сгорания топлива принимаются по свойствам топлива, например, для метана теплота сгорания составляет 49350 кДж/кг;

— компрессор ГТУ

$$E_D^K = E_K^I - (E_2 - E_1),$$

где  $E_K^I = [(i_2 - i_1) \cdot G_B]$  — эксергия, затрачиваемая на сжатие в компрессоре;  $G_B$  — расход всасываемого воздуха, кг/с;  $i_1$  — энтальпия воздуха перед компрессором, кДж/кг;  $i_2$  — энтальпия воздуха после компрессора, кДж/кг;

— камера сгорания ГТУ

$$E_D^{KC} = E_m - (E_3 - E_2) = (E_m + E_2) - E_3;$$

— газовая турбина ГТУ

$$E_D^T = (E_3 - E_4) - E_{TT}^I,$$

где  $E_{TT}^I = [(i_3 - i_4) \cdot (G_B + G_m)] \cdot \eta_m \cdot \eta_{ЭГ}$  — эксергия, расширения газа в ГТ;  $\eta_m$  — механический КПД газовой турбины;  $\eta_{ЭГ}$  — механический КПД электрогенератора;  $G_m$  — расход топлива, кг/с;  $i_3$  — энтальпия воздуха перед газовой турбиной, кДж/кг;  $i_4$  — энтальпия воздуха после газовой турбины, кДж/кг;

б) эксергетический баланс контура паровой турбины.

Отработанный газ из газовой турбины ГТУ поступает в двухконтурный котел-утилизатор. Один контур состоит из экономайзера, испарителя, бака и пароперегревателя. Для эксергетического расчета учитываются параметры входящей воды в экономайзер и параметры перегретого пара из пароперегревателя для каждого контура [15];

— котел-утилизатор

$$E_D^{KY} = (E_4 - E_5) - [(E_7 - E_8) + (E_{10} - E_{11}) + (E_{12} - E_{13})];$$

— паровая турбина

$$E_D^{PT} = (E_7 + E_{10}) - (E_{14} - E_{PT}^I),$$

где  $E_{PT}^I = [(i_7 \cdot G_{PT}^I + i_{10} \cdot G_{PT}^{10} - i_{14} \cdot (G_{PT}^I + G_{PT}^{10}))] \cdot \eta_m \cdot \eta_{ЭГ}$  — эксергия, расширения пара в ПТ;  $\eta_m$  — механический КПД паровой турбины;  $\eta_{ЭГ}$  — механический КПД электрогенератора;  $G_{PT}$  — суммарный расход пара из двух контуров, кг/с;  $i_7$  — энтальпия водяного перегретого пара высокого давления перед паровой турбиной, кДж/кг;  $i_{10}$  — энтальпия водяного перегретого пара низкого давления перед паровой турбиной, кДж/кг;  $i_{14}$  энтальпия водяного пара после паровой турбины, кДж/кг;

— конденсатор

$$E_D^K = E_{14} - (E_{15} + E_q^K),$$

где  $E_q^K = Q_k \cdot \left(1 - \frac{T_{oc}}{T_k}\right)$  — эксергия теплоты конденсации;

— подогреватель конденсата

$$E_D^{PK} = (E_{15} + E_{12}) - (E_{18} + E_{13});$$

в) эксергетический баланс системы ПГУ в целом: — общее топливо системы

$$E_F^{tot} = E_m;$$

— общий продукт системы

$$E_P^{tot} = (E_{TT}^I - E_K^I - E_4) + (E_{PT}^I - E_{14});$$

— общая деструкция эксергии системы

$$\sum E_D^{tot} = E_D^K + E_D^{KC} + E_D^{TT} + E_D^{KY} + E_D^{PT} + E_D^{Kg} + E_D^{PK};$$

— общие потери эксергии системы при взаимодействии с окружающей средой

$$E_L^{tot} = E_F^{tot} - (E_P^{tot} + \sum E_D^{tot});$$

— эксергетический КПД всей системы ПГУ

$$\varepsilon_{tot} = \frac{E_P^{tot}}{E_F^{tot}}.$$

Предложенная методика эксергетического анализа энергетической системы ПГУ учитывает не только количественные, но и качественные ха-

Таблица 1. Результаты эксергетического анализа ГТУ  
Table 1. Results of exergy analysis of gas turbine

Наименование	$E_F$ , МВт	$E_P$ , МВт	$E_D$ , МВт	$y_D$ , %	$\epsilon$ , %
1	2	3	4	5	6
Камера сгорания	176	161,5	14,5	13	91,7
Компрессор	72	65	7	6,3	90,3
Газовая турбина	161,5	148,5	13	11,7	92
Общая система	111	44	34,5	31,1	39,6

Таблица 2. Результаты эксергетического анализа паротурбинного цикла  
Table 2. Results of exergy analysis of steam turbine cycle

Наименование	$E_F$ , МВт	$E_P$ , МВт	$E_D$ , МВт	$y_D$ , %	$\epsilon$ , %
1	2	3	4	5	6
Котел-утилизатор	32,5	24	8,5	26,1	73,8
Паровая турбина	11,02	10,3	0,72	2,21	93,4
Конденсатор	2,7	2,18	0,52	1,6	80,7
ПГК	3,78	3,08	0,7	2,15	81,5
Общая система	32,5	7,6	10,4	3,2	24,4

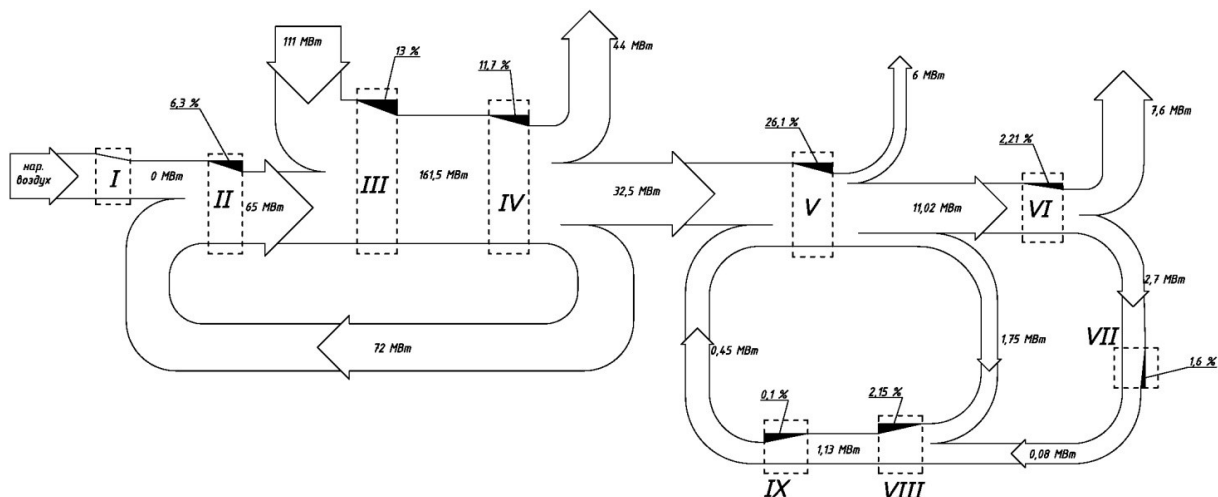


Рис. 5. Диаграмма распределения потоков и потерь эксергии для схемы ПГУ:

I — комбинированная воздухоочистительная установка; II — компрессор ГТУ; III — камера сгорания ГТУ;  
IV — газовая турбина ГТУ; V — котел-утилизатор; VI — паровая турбина ПТУ; VII — конденсатор ПТУ;  
VIII — подогреватель конденсата; IX — деаэрактор

Fig. 5. Exergy flow and loss distribution diagram for a PGU scheme:

I — combined air cleaning unit; II — the compressor of the gas turbine; III — the combustion chamber of the gas turbine;  
IV — gas turbine GTU; V — recovery boiler; VI — PTU steam turbine; VII — the condenser;  
VIII — the condensate heater; IX — deaerator

рактические энергопроизводящие процессы, позволяет определить диссипативные потери, связанные с необратимостью термодинамических процессов и контакта с окружающей средой, т.е. более глубоко анализировать процессы с точки зрения термодинамики.

Определение потерь эксергии по каждому элементу и всей системы в целом позволит наметить пути повышения эффективности за счет оптимизации режимных параметров с учетом ресурса системы.

### Результаты

Эксергетический анализ ПГУ110 проведен на основе результатов натурно-производственного

эксперимента, представленных в виде основных рабочих параметров системы, наблюдаемых в стационарном режиме.

В качестве исходных данных при обработке результатов натурно-производственного эксперимента приняты: температура воздуха на всасывании в компрессор ГТУ, равная 15°C, давление всасывания атмосферное, в качестве топлива, подаваемого в камеру сгорания, используется газ метан, расход в среднем 2,34 кг/с. Расход всасываемого воздуха принят по паспорту газотурбинной установки LM6000 PFSPRINT равным 120 кг/с.

Результаты эксергетического анализа ГТУ представлены в табл. 1, а для ПТУ — в табл. 2.

Как видно из данных табл. 2, по величинам эксергетического КПД можно вести сравнение эф-

фективности элементов системы и анализировать возможности ее совершенствования.

Эксергетический КПД всей системы

$$E_p^{tot} = 44 + 7,6 = 51,6 \text{ МВт},$$
$$E_F^{tot} = 111 \text{ МВт},$$
$$\varepsilon_{tot} = \frac{E_p^{tot}}{E_F^{tot}} = \frac{51,6}{111} \cdot 100 = 46,5 \text{ \%}.$$

Для наглядности на рис. 5 представлена итоговая диаграмма распределения потоков и потерь эксергии для ПГУ, представляющая собой модель, отражающую их изменение с учетом связей между элементами системы.

Топливом эксергии всей системы является газ, поступающий в камеру сгорания, составляющий 111 МВт эксергии. Продукт ПГУ имеет два вида — продукт эксергии ГТУ, равный 44 МВт и продукт эксергии паровой турбины, равный 7,6 МВт. Топливом котла-утилизатора (КУ) является отработанный газ, эксергия которого равна 32,5 МВт, а выбросы в атмосферу после КУ — 6 МВт эксергии. Наибольшие потери наблюдаются в камере сгорания ГТУ 13% и котле-утилизаторе 26,1%. Эти величины требуют особого внимания, т.к. условия работы камеры сгорания и котла-утилизатора характеризуют связь между АБХМ и ПГУ в целом.

### Выводы

1. Предложенная методика эксергетического анализа ПГУ позволяет определить деструкцию эксергии, эксергетический КПД и термодинамическую эффективность для каждого элемента и всей системы в целом. Определение деструкции эксергии для каждого компонента системы позволяет оценить потенциал улучшения работы системы.

2. Проведенный эксергетический анализ ПГУ в заданных условиях показал эксергетическую эффективность 46,5%. Основная деструкция эксергии наблюдается в камере сгорания и котле-утилизаторе.

3. Полученные результаты эксергетического анализа ПГУ совместно с результатами анализа АБХМ могут быть использованы при решении проблемы оптимизации и прогнозирования работы энергосберегающей системы в целом.

### Список источников

1. Байрамов Д. З., Галимова Л. В. Анализ способов энергоэкономической оптимизации сложных энергосберегающих систем // Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке: сб. тр. IX Междунар. науч.-техн. конф., 13–15 ноября 2019 г. СПб.: Университет ИТМО, 2019. Т. 1. С. 17–23. ISBN 978-5-7577-0618-4.

2. Tsatsaronis D. Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. Одесса: Студия Негоциант, 2002. 152 с.

3. Шаргут Я., Петела Р. Эксергия / под ред. В. М. Бродянского. М.: Энергия, 1968. 288 с.

4. Tsatsaronis G., Morosuk T. Advanced exergetic analysis of a novel system for generating electricity and vaporizing liquefied

natural gas // Energy. 2010. Vol. 35 (2). P. 820–829. DOI: 10.1016/j.energy.2009.08.019.

5. Радченко А. Н., Портной Б. В., Кантор С. А., Прядко А. И. Повышение эффективности использования абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины в комбинированной системе охлаждения воздуха на входе газотурбинной установки // Авиационно-космическая техника и технология. 2017. № 4 (139). С. 93–97.

6. Газовая турбина LM6000 — увеличение производительности // Энергетика. ТЭС и АЭС. URL: <http://tesiaes.ru/?p=2416> (дата обращения: 14.07.2020).

7. Радченко А. Н., Кантор С. А. Эффективность способов охлаждения воздуха на входе ГТУ компрессорных станций в зависимости от климатических условий // Авиационно-космическая техника и технология. 2015. № 1 (118). С. 95–98.

8. Цанев С. В., Буров В. Д., Ремезов А. Н. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электрических станций. М.: Изд-во МЭИ, 2002. 584 с.

9. Зысин Л. В. Парогазовые и газотурбинные тепловые электростанции. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2010. 368 с.

10. Morosuk T., Tsatsaronis G. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration // International Journal of Refrigeration. 2008. Vol. 33, Issue 6. P. 890–907. DOI: 10.1016/j.energy.2007.09.012.

11. Xiao Feng, Zhu X., Zheng J. A practical exergy method for system analysis [of steam power plants] // Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference. 1996. Vol. 3. P. 2068–2071. DOI: 10.1109/IECES.1996.553438.

12. Бродянский В. М., Фратшер В., Михалец К. Эксергетический метод и его приложения / под ред. В. М. Бродянского. М.: Энергоатомиздат, 1988. 288 с.

13. Mehmet D., Mehmet M. Comparative and Exergetic Study of a Gas Turbine System with Inlet Air Cooling // Technical Gazette. 2018. Vol. 25, no. Supplement 2. P. 306–311. DOI: 10.17559/TV-20160811162110.

14. Ривкин С. Л. Термодинамические свойства газов. Справочник. 4-е изд., перераб. М.: Энергоиздат, 1987. 288 с.

15. Александров А. А., Григорьев Б. А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. М.: Изд-во МЭИ, 2003. 158 с.

**ГАЛИМОВА Лариса Васильевна**, доктор технических наук, профессор (Россия), профессор кафедры «Теплоэнергетика и холодильные машины».

SPIN-код: 4573-7810

AuthorID (РИНЦ): 646270

Адрес для переписки: [galimova\\_lv@mail.ru](mailto:galimova_lv@mail.ru)

**БАЙРАМОВ Джамиль Загидович**, аспирант кафедры «Теплоэнергетика и холодильные машины».

SPIN-код: 8806-8055

Адрес для переписки: [bairamov.dzhamil@mail.ru](mailto:bairamov.dzhamil@mail.ru)

### Для цитирования

Галимова Л. В., Байрамов Д. З. Термодинамический анализ работы парогазовой установки в составе энергосберегающей системы на базе абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2020. Т. 4, № 4. С. 57–65. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-57-65.

Статья поступила в редакцию 12.08.2020 г.

© Л. В. Галимова, Д. З. Байрамов

# THERMODYNAMIC ANALYSIS OF COMBINED CYCLE PLANT OPERATION AS PART OF AN ENERGY-SAVING SYSTEM BASED ON AN ABSORPTION BROMIDE-LITHIUM REFRIGERATING MACHINE

L. V. Galimova, D. Z. Bairamov

Astrakhan State Technical University,  
Russia, Astrakhan, Tatishcheva St., 16, 414056

The main directions of research of the current energy-generating system, taking into account its technical limitations, are optimization and forecasting based on the analysis of its operating modes. Thermodynamic analysis involves determining the efficiency of the system based on the research of exergy efficiency and exergy losses.

In this project, we propose methodic and results of exergy analysis of combined cycle gas plant operation as an object of energy production, the efficiency which is provided by cooling the outdoor air using an absorption bromide-lithium refrigerating machine. Conducting exergy analysis for determination of exergy destruction allow to determine the potential for increasing the efficiency of the system.

A flow graph and an incident matrix are presented. The exergy efficiency of the combined cycle gas plant under the specified conditions is 46,5 %.

Based on the exergy analysis, the final diagram of the distribution of fluxes and losses of exergy of the combined cycle gas plant is presented.

**Keywords:** combined cycle gas plant, absorption bromide-lithium refrigerating machine, exergy, destruction of exergy, exergy analysis, exergy efficiency.

## References

1. Bayramov D. Z., Galimova L. V. Analiz sposobov eksergoekonomicheskoy optimizatsii slozhnykh energosberegayushchikh sistem [Analysis of methods of exergoeconomical optimization of complex energy-saving systems] // *Nizkotemperaturnyye i pishchevyye tekhnologii v XXI veke. Nizkotemperaturnyye i Pishchevyye Tekhnologii v XXI veke*. St. Petersburg, 2019. Vol. 1. P. 17–23. ISBN 978-5-7577-0618-4. (In Russ.).

2. Tsatsaronis D. Vzaimodeystviye termodinamiki i ekonomiki dlya minimizatsii stoimosti energopreobrazuyushchey sistemy [Interaction of thermodynamics and economics for minimizing the cost of an energy-generating system]. Odessa, 2002. 152 p. (In Russ.).

3. Shargut Ya., Petela R. Eksergiya [Exergija] / Ed. V. M. Brodyanskiy. Moscow: Energiya Publ., 1968. 288 p. (In Russ.).

4. Tsatsaronis G., Morosuk T. Advanced exergetic analysis of a novel system for generating electricity and vaporizing liquefied natural gas // *Energy*. 2010. Vol. 35 (2). P. 820–829. DOI: 10.1016/j.energy.2009.08.019. (In Engl.).

5. Radchenko A. N., Portnoy B. V., Kantor S. A., Pryadko A. I. Povysheniye effektivnosti ispol'zovaniya absorbtionnoy bromistolitiyevoy kholodil'noy mashiny v kombinirovannoy sisteme okhlazhdeniya vozdukh na vkhode gazoturbinnoy ustanovki [Increasing the efficiency of application of absorption lithium-bromide chiller in the gas turbine unit intake air combined cooling system] // *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. Aerospace Engineering and Technology*. 2017. No. 4 (139). P. 93–97. (In Russ.).

6. Gazovaya turbina LM6000 – uvelicheniye proizvoditel'nosti [LM6000 gas turbine – increasing productivity] // *Energetika. TES i AES [Energetika. Thermal Power Plants and Nuclear Power Plants]*. URL: <http://tesiaes.ru/?p=2416> (accessed: 14.07.2020). (In Russ.).

7. Radchenko A. N., Kantor S. A. Effektivnost' sposobov okhlazhdeniya vozdukh na vkhode GTU kompressornykh stantsiy v zavisimosti ot klimaticheskikh usloviy [The efficiency of intake air cooling approaches for GTU of compressor stations for site climate conditions] // *Aviatsionno-kosmicheskaya tekhnika i tekhnologiya. Aviation and Space Technology and Technology*. 2015. No. 1 (118). P. 95–98. (In Russ.).

8. Tsanev S. V., Burov V. D., Remezov A. N. Gazoturbinnyye i parogazovyye ustanovki teplovykh elektricheskikh stantsiy [Gas-turbine and steam-gas plants of thermal power stations]. Moscow, 2002. 584 p. (In Russ.).

9. Zysin L. V. Parogazovyye i gazoturbinnyye teplovyye elektrostantsii [Gas-turbine and steam-gas thermal power plants]. St. Petersburg, 2010. 368 p. (In Russ.).

10. Morosuk T., Tsatsaronis G. A new approach to the exergy analysis of absorption refrigeration // *International Journal of Refrigeration*. 2008. Vol. 33, Issue 6. P. 890–907. DOI: 10.1016/j.energy.2007.09.012. (In Engl.).

11. Xiao Feng, Zhu X., Zheng J. A practical exergy method for system analysis [of steam power plants] // *Proceedings of the 31st Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*. 1996. Vol. 3. P. 2068–2071. DOI: 10.1109/IECEC.1996.553438. (In Engl.).

12. Brodyanskiy V. M., Fratsher V., Mikhalek K. Eksergicheskiy metod i ego prilozheniya [Exergetic method and its applications] // Ed. V. M. Brodyanskiy. Moscow, 1988. 288 p. (In Russ.).

13. Mehmet D., Mehmet M. Comparative and Exergetic Study of a Gas Turbine System with Inlet Air Cooling // *Technical Gazette*. 2018. Vol. 25, no. Supplement 2. P. 306–311. DOI: 10.17559/TV-20160811162110. (In Engl.).

14. Rivkin S. L. Termodinamicheskiye svoystva gazov. Spravochnik [Thermodynamic properties of gases. Handbook]. 4th ed. Moscow, 1987. 288 p. (In Russ.).



15. Aleksandrov A. A., Grigor'yev B. A. Tablitsy teplofizicheskikh svoystv vody i vodyanogo para [Tables of thermophysical properties of water and water vapor]. Moscow, 2003. 158 p. (In Russ.).

---

**GALIMOVA Larisa Vasilievna**, Doctor of Technical Sciences, Professor of Heat Power Engineering and Refrigerating Machines Department.

SPIN-code: 4573-7810

AuthorID (RSCI): 646270

Address for correspondence: galimova\_lv@mail.ru

**BAIRAMOV Dzhamil Zagidovich**, Postgraduate Student of Heat Power Engineering and Refrigerating Machines Department.

SPIN-code: 8806-8055

Address for correspondence:

bairamov.dzhamil@mail.ru

#### For citations

Galimova L. V., Bairamov D. Z. Thermodynamic analysis of combined cycle plant operation as part of an energy-saving system based on an absorption bromide-lithium refrigerating machine // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2020. Vol. 4, no. 4. P. 57–65. DOI: 10.25206/2588-0373-2020-4-4-57-65.

Received August 12, 2020.

© L. V. Galimova, D. Z. Bairamov