


Энергетика. Электротехника Energetics. Electrical engineering

Научная статья

УДК 621.311.22

DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30401>



Н.Д. Рогалев, А.Н. Рогалев, В.О. Киндра,
И.А. Максимов , Р.Е. Зуйкин

Национальный исследовательский университет «МЭИ», Москва, Россия

 maksimovia98@gmail.com

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТРИНАРНЫХ ЭНЕРГОУСТАНОВОК С ПАРОВЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ГАЗОВЫХ ТУРБИН

Аннотация. Задача повышения эффективности отечественной электроэнергетики является важной для обеспечения устойчивого развития страны. На сегодняшний день наиболее эффективная технология производства электроэнергии в больших объемах основана на применении бинарного парового цикла. При этом потенциал к повышению КПД паровых энергоблоков остается достаточно высоким. В частности, возможным способом увеличения энергоэффективности может стать сокращение расхода на охлаждение деталей горячего тракта газовой турбины путем перехода с воздушного на паровой теплоноситель. Использование воздуха в качестве хладагента получило широкое применение ввиду возможности его забора из ступеней компрессора, однако теплофизические свойства воздушной среды предопределяют сравнительно большой расход на систему охлаждения и, как следствие, пониженный уровень энергоэффективности газотурбинной установки. Альтернативным решением может стать применение в качестве хладагента водяного пара, забираемого из паровой турбины или котла-утилизатора. Подобный переход приведет к сокращению расхода на охлаждение за счет обеспечения необходимого уровня теплоотдачи при меньших скоростях охлаждающего потока. Цель работы заключается в разработке и исследовании паровых энергоустановок с паровым охлаждением газовых турбин и дополнительным циклом на низкокипящем теплоносителе для утилизации низкопотенциальной теплоты уходящих газов. В настоящей работе описана методика пересчета воздушного хладагента на паровой и приведены оценки влияния подобной замены на суммарный расход охлаждающей среды для газотурбинной установки ГТЭ-160. Также на основе математического моделирования установлено, что в тринарном цикле замена воздушной системы охлаждения на паровую приведет к росту КПД нетто в среднем на 1,23% в случае отбора пара из отсека паровой турбины и на 0,53% при генерации пара в отдельном парогенераторе низкого давления.

Ключевые слова: паровая установка, газовая турбина, паровое охлаждение, тринарный цикл, энергоэффективность.

Благодарности: Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках государственного задания «Формирование научных основ создания неводородных углеродно-нейтральных и водородных энергетических комплексов» (FSWF-2023-0014).

Для цитирования:

Рогалев Н.Д., Рогалев А.Н., Киндра В.О., и др. Разработка и исследование тринарных энергоустановок с паровым охлаждением газовых турбин // Глобальная энергия. 2024. Т. 30, № 4. С. 7–23. DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30401>



N.D. Rogalev, A.N. Rogalev, V.O. Kindra,
I.A. Maksimov [✉], R.E. Zuikin

National Research University “Moscow Power Engineering Institute”,
Moscow, Russia

[✉] maksimovia98@gmail.com

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF TRINARY CYCLE POWER PLANTS WITH STEAM COOLING OF GAS TURBINES

Abstract. The task of increasing the efficiency of the domestic electric power industry is important for ensuring the sustainable development of the country. Today, the most efficient technology for producing electricity in large volumes is based on the use of a binary steam-gas cycle. At the same time, the potential for increasing the efficiency of combined-cycle power units remains quite high. In particular, a possible way to increase energy efficiency may be to reduce the consumption for cooling the hot path of a gas turbine by switching from air to steam coolant. The use of air as a coolant has found wide application due to the possibility of its intake from the compressor stages, but the thermophysical properties of the air environment predetermine a relatively high consumption for the cooling system and, as a consequence, a reduced level of energy efficiency of a gas turbine unit. An alternative solution may be to use water vapor taken from a steam turbine or waste heat boiler as a coolant. Such a transition will lead to a reduction in cooling costs due to ensuring the required level of heat transfer at lower cooling flow rates. The objective of the work is to develop and study combined-cycle power plants with steam cooling of gas turbines and an additional cycle on a low-boiling coolant for utilization of low-potential heat of exhaust gases. In this work, a method for recalculating an air coolant to a steam one is described and estimates of the effect of such a replacement on the total consumption of the cooling medium for the GTPP-160 gas turbine unit are given. In addition, based on mathematical modeling, it was found that in a trinary cycle, replacing the air cooling system with a steam one will lead to an increase in net efficiency by an average of 1.23% when extracting steam from the steam turbine compartment and by 0.53% when generating steam in a separate low-pressure steam generator.

Keywords: combined cycle gas turbine, gas turbine, steam cooling, trinary cycle, energy efficiency.

Acknowledgements: The research was financially supported by the Ministry of Science and Higher Education of the Russian Federation within the framework of the state assignment “Formation of scientific foundations for the creation of non-hydrogen carbon-neutral and hydrogen energy complexes” (FSWF-2023-0014).

Citation:

Rogalev N.D., Rogalev A.N., Kindra V.O., et al., Development and research and of trinary cycle power plants with steam cooling of gas turbines, *Global Energy*, 30 (04) (2024) 7–23, DOI: <https://doi.org/10.18721/JEST.30401>

Введение. Энерго- и ресурсосбережение является одним из ключевых направлений развития отечественной энергетики, что нашло свое отражение в Энергетической стратегии Российской Федерации до 2035 года. С учетом постепенного истощения углеводородных ресурсов и ужесточением экологических норм и правил повышение энергоэффективности при производстве электрической энергии становится важным направлением для обеспечения долгосрочного устойчивого развития.

На сегодняшний день одной из наиболее эффективных технологий электрогенерации является бинарный парогазовый цикл, где за счет сжигания углеводородного топлива в камере сгорания (КС) газотурбинной установки (ГТУ) при высокой температуре (до 1650°C на наиболее передовых установках) КПД нетто достигает 50–64%.

Несмотря на сравнительно высокий уровень КПД парогазовых установок (ПГУ), потенциал к повышению энергоэффективности бинарного цикла остается достаточно высоким. Так, одним из наиболее простых путей является увеличение начальной температуры термодинамического цикла (температура продуктов сгорания на выходе из КС ГТУ), однако предельно допустимая температура деталей горячего тракта является основным препятствием на пути ее дальнейшего роста. Наиболее высокие температуры рабочей среды перед сопловым аппаратом турбины могут быть достигнуты благодаря развитию материалов и технологий изготовления лопаток, добавления термобарьерных покрытий и разработке новых эффективных систем охлаждения. Это позволило сегодня достичь начальной температуры равной 1650°C для турбоустановок серии JAS от Mitsubishi Heavy Industries [1] и КПД ГТУ до $44\%^1$. В Российской Федерации одним из направлений развития энергетики является производство и внедрение отечественных ГТУ большой мощности, таких как ГТЭ-170 (АО «Силловые машины») с КПД на клеммах электрогенератора до $35,1\%^2$, поэтому важным может стать направление повышения энергоэффективности отечественных парогазовых энергоблоков за счет развития схемных решений.

Для ПГУ утилизационного типа повышения КПД можно достичь за счет применения схемных решений для эффективной утилизации теплоты уходящих газов. Так, сегодня реализуются схемы с промежуточным перегревом парового теплоносителя, с двумя и тремя контурами давления [2]. Кроме того, актуальным направлением может стать совместное использование парового теплоносителя и органических рабочих сред с низкой температурой кипения [3, 4]. Это направление становится перспективным с учетом широкого распространения ОЦР (органический цикл Ренкина) установок в энергетике [5]. При этом бинарный цикл преобразуется в тринарный [6]. За счет более глубокой и эффективной утилизации теплоты уходящих газов с совместным использованием развитой системы регенерации в паросиловом цикле появляется возможность повышения КПД энергоустановки на $0,7-2\%$. При этом потенциал к дальнейшему повышению эффективности остается высоким за счет возможности применения распространенных на ПГУ методов повышения КПД (промежуточного перегрева, дожигания топлива, замены хладагента в системах охлаждения газовых турбин).

Одним из возможных путей повышения эффективности тринарных установок может стать сокращение расхода хладагента на охлаждение основных деталей горячего тракта газовых турбин (в первую очередь лопаточного аппарата). Наиболее распространенным видом охлаждающей среды является воздух, отбираемый из компрессора ГТУ, однако забор сжимаемой среды способствует сокращению расхода расширяемой в турбине горячей среды, а также понижению их теплосодержания в результате смешения. Из-за того, что теплофизические свойства (в первую очередь число Прандтля) воздуха характеризуют его как не самый эффективный теплоноситель, для обеспечения надежного охлаждения деталей горячего тракта требуется поддержание сравнительно большого расхода среды на охлаждение, что сокращает КПД [7]. Альтернативным вариантом может стать использование парового охлаждения, когда пар, генерируемый в котле-утилизаторе (КУ) или отбираемый из отсеков паровой турбины, используется в качестве хладагента – ввиду лучших теплофизических свойств это может позволить сократить расход среды на охлаждение и повысить конечный КПД ГТУ.

За счет теоретической возможности повышения КПД ГТУ интерес к применению парового охлаждения лопаточного аппарата ГТУ является достаточно высоким, и этой теме посвящаются труды отечественных и зарубежных ученых. Так, в [8] была предложена методика пересчета расхода пара на охлаждение лопаток конвертированных газотурбинных двигателей при переходе с воздушного охлаждения. Показано, что переход на паровое охлаждение может сократить суммарный расход хладагента. В свою очередь, в [9] представлены результаты численных исследований

¹ Mitsubishi Power | M701J Series. Режим доступа: <https://power.mhi.com/products/gasturbines/lineup/m701j> (дата обращения: 01.08.2024).

² Газовые турбины. Режим доступа: <https://power-m.ru/customers/thermal-power/gas-turbines/> (дата обращения: 01.08.2024).

теплового состояния металла лопаток при замене хладагента. Авторами было установлено, что переход с воздушного на паровое охлаждение с двукратным сокращением расхода обеспечивает приблизительно одинаковые температурные поля в лопаточном аппарате. В [10] была предложена новая конструкция лопаток первой ступени для ГТУ с комбинированной системой охлаждения, включающей паровое пористое охлаждение лопаток первой ступени, паровое закрытое охлаждение статора и воздушное охлаждение лопаток последующих ступеней по открытой схеме.

Совместное паровоздушное охлаждение было реализовано на турбоустановках Н класса от General Electric, где сопловой аппарат первой ступени охлаждается паром по закрытой схеме, при этом пар после нагрева возвращается в паросиловой цикл [11]. В [12] был проведен анализ эффекта от использования закрытой паровой системы, согласно которому КПД ПГУ можно повысить на 1,7–2,1% за счет снимаемой в системе охлаждения теплоты и ее использования для подогрева пара перед цилиндром низкого давления (ЦНД). Анализ возможности сокращения потерь в охлаждаемых ступенях за счет использования водяного хладагента также была посвящена работа [13]. Использование водяного охлаждения ступеней позволяет повысить КПД парогазового цикла на более чем 2,1%.

Использование пара в качестве хладагента в открытых системах охлаждения приведет к потере рабочей среды с уходящими газами, что может сказаться на технико-экономических показателях: подготовка пара является одной из статей издержек на ПГУ и в случае постоянного ввода среды в систему обеспечение постоянного расхода водяного теплоносителя требуемого качества потребует увеличения финансовых затрат.

Несмотря на то, что теме замены хладагента на ГТУ в последнее время были посвящены труды многих исследователей, на сегодняшний день остается неопределенным термодинамический эффект от перехода с воздушного охлаждения на паровое в газовых турбинах тринарных установок. В настоящей работе представлены результаты исследований различных вариантов схем тринарных установок с паровой системой охлаждения. Была поставлена задача по определению требуемого расхода хладагента для обеспечения эффективного охлаждения лопаточного аппарата ГТУ, а также по анализу изменения ключевых параметров в узлах тепловых схем и расчету уровня энергоэффективности таких схем.

Методы

В настоящей работе в качестве объектов исследования рассматриваются три тепловые схемы тринарных установок утилизационного типа, в которых помимо ГТУ, КУ и паротурбинной установки (ПТУ) для утилизации остаточной теплоты уходящих газов используется ОЦР с рекуператором (рис. 1). Паротурбинная часть выполнена с развитой системой регенерации, состоящей из двух подогревателей низкого давления смешивающего типа и одного поверхностного подогревателя высокого давления. КУ одноконтурный, деаэратор атмосферного типа.

На рис. 1а приведена базовая схема тринарного цикла. Для такого цикла рассматривается возможность перехода на паровой хладагент в ГТУ, при этом рассматриваются два варианта: пар на охлаждение отбирается из цилиндра высокого давления ПТУ (рис. 1б) либо генерируется в отдельном парогенераторе низкого давления, расположенном за экономайзером высокого давления (рис. 1в).

В работе рассматривались схемные решения для моноблочных парогазовых энергоблоков утилизационного типа с ГТУ ГТЭ-160, референтные характеристики которой приведены в табл. 1. В расчетах ГТУ с воздушным охлаждением параметры в математической модели подбирались таким образом, чтобы соответствовать референтным.

Термодинамический анализ тепловых схем тринарных энергоустановок производился на основе совокупного решения уравнений теплового и материального балансов для каждого узла схемы. Для определения свойств воды и пара в ПТУ, фреона в ОЦР, продуктов сгорания ГТУ использовалась база данных теплофизических свойств NIST REFPROP.

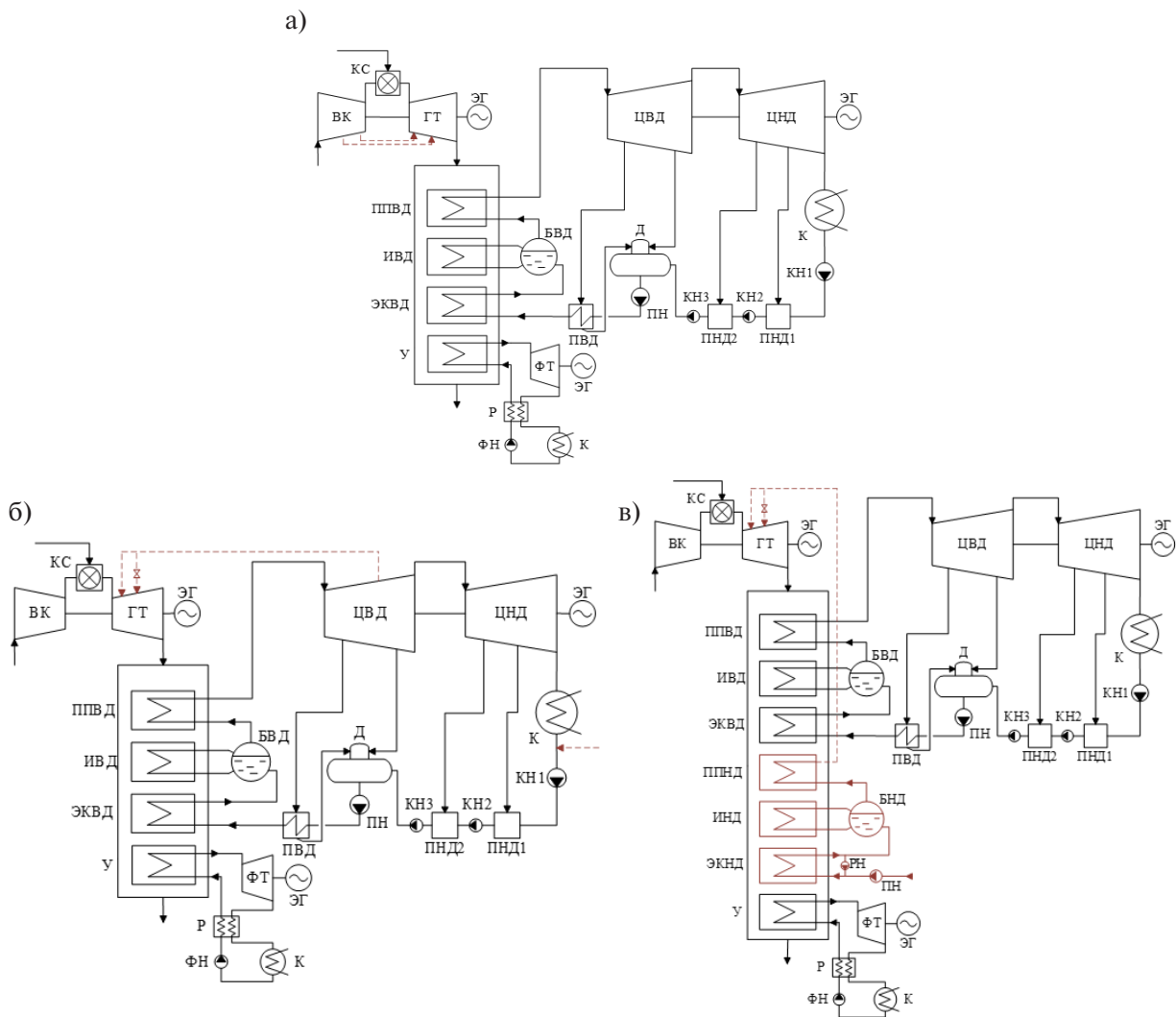


Рис. 1. Тепловые схемы тринарных установок с различными вариантами реализации системы охлаждения ступеней ГТУ (а – воздушное охлаждение; б – паровое с отбором пара из отсека паровой турбины; в – охлаждение паром из дополнительно контура низкого давления КУ)

Fig. 1. Thermal diagrams of trinary plants with different options of the implementation of gas turbine cooling system (a – air cooling; б – steam extraction from the steam turbine compartment; c – steam cooling from additional low-pressure circuit of the waste heat boiler)

Математические модели тринарных энергоустановок состоят из нескольких основных блоков: охлаждаемой ГТУ, КУ с ПТУ, ОЦР. Расчет схем с паровым охлаждением производился по следующей последовательности:

1. Расчет ГТУ (без охлаждения): определяются мощность газовой турбины $N_{гту}$, параметры выхлопа (температура $T_{кт}$ и расход $G_{кт}$ газов на выхлопе) и потребный расход пара на охлаждение g .

2. Расчет КУ: определяются параметры острого пара (T_0, P_0), паропроизводительность G_0 и температура уходящих газов $T_{ух}$.

3. Расчет ПТУ: определяются мощность ПТУ $N_{пту}$, температура питательной воды после системы регенерации на входе в КУ $T_{пв}$, параметры пара на охлаждение $T_{хл}, P_{хл}$. Так как расчет КУ связан с параметрами ПТУ и ГТУ, а параметры ГТУ – с параметрами ПТУ, совместный расчет ГТУ, КУ и ПТУ производился итеративно.

4. Расчет ОЦР: определяется мощность утилизационной установки $N_{оцр}$.

Таблица 1

Параметры газовой турбины ГТЭ-160

Table 1

Parameters of the gas turbine GTPP-160

Параметр	Значение
Электрическая мощность, МВт	157
Температура газов на входе в турбину, °С	1060
Температура газов на выхлопе турбины, °С	537
Расход выхлопных газов, кг/с	509
Степень повышения давления	11,3
Электрический КПД, %	34,4

5. Расчет мощности и КПД нетто всей тринарной установки.

Расчет ГТУ воздушным охлаждением производился по методике, изложенной в [14]. Предполагается, что турбина состоит из четырех ступеней, первые две из которых являются охлаждаемыми, система охлаждения – открытая, хладагент смешивается с основным потоком уходящих газов в ступени. Параметры за ступенью определялись из предположения, что на каждой ступени срабатывает одинаковый теплоперепад.

Суммарный расход воздуха на охлаждение определялся через корреляционное уравнение, связывающее расход с температурой продуктов сгорания перед сопловым аппаратом, согласно методике, описанной в [14]:

$$\psi = 0,0268 \cdot t_0 - 25,98, \quad (1)$$

где t_0 – температура продуктов сгорания перед сопловым аппаратом, °С.

Распределение суммарного расхода между охлаждаемыми ступенями было выбрано по отношению 70:30.

Энтальпия в результате сжатия среды в компрессорах и насосах определялась как:

$$h_{к.в.ых} = h_{к.в.х} + (h'_{к.в.ых} - h_{к.в.х}) / \eta_k, \quad (2)$$

где $h_{к.в.х}$ – энтальпия рабочей среды на входе в компрессор/насос, кДж/кг; $h'_{к.в.ых}$ – теоретическая энтальпия в результате изоэнтропийного сжатия, кДж/кг; η_k – внутренний относительный КПД компрессора или насоса.

Энтальпия среды после расширения в турбомашине рассчитывалась по формуле:

$$h_{т.в.ых} = h_{т.в.х} + (h_{т.в.х} - h'_{т.в.ых}) \cdot \eta_t. \quad (3)$$

Тепловой баланс камеры сгорания составлялся из суммы теплоты реакции горения топлива и физических теплот топлива и окислителя:

$$B_{к.с.} \cdot (Q_H^p + h_T) + G_B \cdot h_B = (G_B + B_T) \cdot h_T, \quad (4)$$

где $B_{к.с.}$ и G_B – расход топлива и окислителя в камеру сгорания, кг/с; Q_H^p – низшая рабочая теплота сгорания топлива, кДж/кг; h_T , h_B – энтальпия топлива и окислителя, кДж/кг; h_T – энтальпия продуктов сгорания, кДж/кг.

Расход топлива подбирался таким образом, чтобы обеспечить температуру после КС, равную 1060°C. В качестве рабочего топлива принят метан, реакция горения которого:



Мощность группы ступеней турбомашин (ГТУ, ПТУ, ФТ) определялась как:

$$N_{\text{гр}} = G_{\text{гр}} \cdot (h_{\text{вых}} - h_{\text{вх}}), \quad (6)$$

где $G_{\text{гр}}$ – расход рабочей среды в отсеке, кг/с; $h_{\text{вх}}$ и $h_{\text{вых}}$ – энтальпия на входе и выходе из отсека, кДж/кг.

Мощность нетто ГТУ определялась как:

$$N_{\text{ГТУ}} = (N_{\text{т}} - N_{\text{к}}) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эГ}} - N_{\text{дк}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{эл}}, \quad (7)$$

где $N_{\text{т}}$ и $N_{\text{к}}$ – мощность турбины и компрессора, кВт; $N_{\text{дк}}$ – мощность топливного компрессора, кВт; $\eta_{\text{м}}$, $\eta_{\text{эГ}}$ и $\eta_{\text{эл}}$ – КПД механический, электрогенератора и электропривода соответственно.

Тепловой баланс теплообменных поверхностей КУ определяется как:

$$G_{\text{г}} \cdot (h'_{\text{г}} - h''_{\text{г}}) = \phi \cdot G_{\text{в}} \cdot (h''_{\text{в}} - h'_{\text{в}}), \quad (8)$$

где $h'_{\text{г}}$ и $h''_{\text{г}}$ – энтальпия газов на входе и выходе из секции КУ, кДж/кг; $h''_{\text{в}}$ и $h'_{\text{в}}$ – энтальпия воды/пара на выходе и входе из секции, кДж/кг; $G_{\text{в}}$ – расход воды/пара, кДж/кг; ϕ – коэффициент сохранения теплоты, характеризующий потери теплоты в окружающую среду.

Относительный внутренний КПД ПТУ определялся по формулам:

для ЦВД:

$$\eta_{\text{ЦВД}} = \left(0,92 - \frac{0,2}{D_0 \cdot v_{\text{ср}}} \right) \cdot \left(1 + \frac{H_0 - 7 \cdot 10^2}{2 \cdot 10^4} \right), \quad (9)$$

где D_0 – расход пара в голову турбины, кг/с; $v_{\text{ср}}$ – средний удельный объем пара в турбине, м³/кг; H_0 – располагаемый теплоперепад в цилиндре, кДж/кг;

для ЦНД:

$$\eta_{\text{ЦНД}} = 0,87 \cdot \left(1 + \frac{H_0 - 400}{10^4} \right) \cdot K_{\text{вл}} - \frac{H_{\text{вс}}}{H_0}, \quad (10)$$

где $K_{\text{вл}}$ – поправочный коэффициент на влажность пара, определяемый как:

$$K_{\text{вл}} = 1 - 0,4 \cdot (1 - \beta_{\text{вл}}) \cdot (y_0 - y_z) \cdot \frac{H_{\text{в}}}{H_0}, \quad (11)$$

где $\beta_{\text{вл}}$ – коэффициент учета влияния средней влажности на внутренний КПД (зависит от конструкции ПТУ), принят 0,1; y_0 и y_z – влажность пара в начале и в конце группы ступеней; $H_{\text{в}}$ – теплоперепад в области влажного пара, кДж/кг; $H_{\text{вс}}$ – потери с выходной скоростью, зависящие от конструкции турбины.

Мощность нетто паротурбинной установки определялась как:

$$N_{\text{ПТУ}} = (N_{\text{ЦВД}} + N_{\text{ЦНД}}) \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{э}} - \frac{(N_{\text{КН}} + N_{\text{КП}} + N_{\text{РН}})}{\eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{э}}}, \quad (12)$$

где $N_{\text{ЦВД}}$ и $N_{\text{ЦНД}}$ – мощность групп ступеней ЦВД и ЦНД, кВт; $N_{\text{КН}}$, $N_{\text{КП}}$ и $N_{\text{РН}}$ – мощность конденсационного, питательного и рециркуляционного насосов, кВт.

Мощность нетто ОЦР установки определялась как:

$$N_{\text{ОЦР}} = N_{\text{ФТ}} - N_{\text{ФН}}, \quad (13)$$

где $N_{\text{ФТ}}$ и $N_{\text{ФН}}$ – мощность фреоновой турбины и насоса соответственно, кВт.

КПД нетто бинарных и тринарных циклов рассчитывался как:

$$\eta = \frac{N_{\text{ГТУ}} + N_{\text{ПТУ}} + N_{\text{ОЦР}}}{B_{\text{кв}} \cdot Q_{\text{н}}^{\text{с}}}. \quad (14)$$

Основные константы, принятые при моделировании, приведены в табл. 2.

Переход с воздушного хладагента на паровой может привести к сокращению требуемого на охлаждение расхода вследствие отличия теплофизических свойств (плотности, теплоемкости, теплопроводности) теплоносителя и его термодинамических параметров (прежде всего температуры). Для оценки влияния данных факторов на величину относительного изменения расхода хладагента была разработана соответствующая методика.

Основная задача системы охлаждения газовой турбины – обеспечить допустимое температурное поле для деталей горячего тракта. На сегодняшний день величина предельно допустимой температуры металла сопловых и рабочих лопаток, выполняемых из жаропрочных сплавов, составляет 850°C . Таким образом, требуемый расход хладагента целесообразно оценивать исходя из условия поддержания заданной температуры.

Предложенная в настоящем разделе методика построена на предположении, что газовая турбина и ее конструктивные характеристики остаются неизменными. Другими словами, площадь поверхности охлаждения и величина снимаемого теплового потока остаются неизменными. В свою очередь, меняются лишь вид хладагента и его температура, что приводит к изменению требуемого расхода на охлаждение.

Для оценки отношения расходов парового и воздушного хладагентов рассматривается охлаждаемый канал простейшей цилиндрической формы (данный подход применим в случае применения конвективной системы охлаждения деталей горячего тракта). В качестве граничных условий берется постоянство температуры стенки цилиндра (850°C) и суммарного тепловосприятия хладагентом.

Относительный расход при переходе с воздушного хладагента на паровой определяется как:

$$g = \frac{G_1}{G_2}, \quad (15)$$

где G_1 и G_2 – суммарный расход пара и воздуха на систему охлаждения соответственно, кг/с.

Расход хладагента связан со скоростью течения через уравнение неразрывности:

$$G = \rho \cdot w \cdot F, \quad (16)$$

где ρ – плотность хладагента, $\text{кг}/\text{м}^3$; w – скорость течения, $\text{м}/\text{с}$; F – площадь проходного сечения в системе охлаждения, м^2 .

Таблица 2

Основные константы, принятые при моделировании схем

Table 2

Basic constants adopted during modeling circuits

Параметр	Значение
Газотурбинная установка	
Температура наружного воздуха, °С	15
Давление воздуха, кПа	101,3
Влажность воздуха, %	60
Аэродинамическое сопротивление воздухоохладителя, кПа	1
Аэродинамическое сопротивление котла-утилизатора, кПа	5,4
Относительный внутренний КПД ступеней воздушного компрессора, %	88
Относительный внутренний КПД ступеней газовой турбины, %	88
Распределение хладагента по I:II ступеням	70:30
Топливо	CH ₄
Низшая рабочая теплота сгорания топлива, МДж/кг	50,03
Давление топлива в газотранспортной сети, МПа	0,7
Потребное давление топлива в камеру сгорания, МПа	3
Относительный внутренний КПД топливного компрессора, %	88
Потери давления в камере сгорания, %	3
КПД механический, %	99
КПД электрогенератора, %	99
Паротурбинная установка	
Минимальный температурный напор в пароперегревателе, °С	20
Минимальный температурный напор на холодном конце испарителя, °С	10
Давление в деаэраторе, МПа	0,12
Потери давления в отборах турбины, %	5
Потери давления в элементах котла-утилизатора, %	5
Потери давления в стопорном клапане, %	5
Потери теплоты в поверхностях котла-утилизатора, %	0,4
Недогрев воды в экономайзере до насыщения, °С	10
Относительный внутренний КПД насосов, %	85
Температура конденсации, °С	30
Температура воды после точки смешения, °С	60
Максимальная влажность пара за последней ступенью паровой турбины, %	10
Органический цикл Ренкина	
Минимальный температурный напор в утилизаторе, °С	10
Температура уходящих газов за утилизатором, °С	80
Минимальный температурный напор в рекуператоре, °С	5
Температура конденсации, °С	30
Теплоноситель	R236ea
Потери давления в утилизаторе, %	5
Относительный внутренний КПД фреоновой турбины и насоса, %	85

С учетом того, что геометрия каналов охлаждения при замене хладагента не меняется, а скорость течения определяется требуемым числом Рейнольдса Re (17), уравнение (15) можно записать в виде (18).

$$w = Re \cdot \frac{\nu}{d}, \quad (17)$$

где ν – коэффициент кинематической вязкости, m^2/c ; d – характерный размер канала, м.

$$g = \frac{\rho_1 \cdot \nu_1}{\rho_2 \cdot \nu_2} \cdot \frac{Re_1}{Re_2}. \quad (18)$$

Требуемое число Re в охлаждаемом канале в свою очередь определяется из условия обеспечения требуемого уровня конвективной теплоотдачи с поверхности канала. В расчетах было принято допущение, что число Нуссельта в системе охлаждения определяется как:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,25}, \quad (19)$$

где Pr и Pr_w – число Прандтля при температуре среды и температуре стенки соответственно.

С учетом того, что:

$$Nu = \alpha \cdot \frac{d}{\lambda}, \quad (20)$$

где λ – теплопроводность хладагента $Вт/м^{\circ}C$, и учитывая, что при замене хладагента d не меняется, уравнение (18) можно привести к виду:

$$g = \frac{\rho_1 \cdot \nu_1}{\rho_2 \cdot \nu_2} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{-0,85} \cdot \left(\frac{Pr_{1w}}{Pr_{2w}} \right)^{0,3125} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right)^{-1,25} \cdot \left(\frac{\alpha_1}{\alpha_2} \right)^{1,25}. \quad (21)$$

Требуемый уровень теплоотдачи α определяется из условия достижения требуемой температуры охлаждаемых элементов:

$$\alpha = \frac{Q}{\Delta T \cdot F}, \quad (22)$$

где Q – суммарное тепловосприятие, Вт; F – конечная площадь теплообмена, определяемая длиной цилиндрического канала, m^2 ; ΔT – среднелогарифмический температурный напор в цилиндре, $^{\circ}C$:

$$\Delta T = \frac{(T_B - T_{ВХ}) - (T_B - T_{ВЫХ})}{\text{Ln} \left(\frac{T_B - T_{ВХ}}{T_B - T_{ВЫХ}} \right)}, \quad (23)$$

где T_w – требуемая температура охлаждаемого элемента, принята $850^{\circ}C$; $T_{ВХ}$, $T_{ВЫХ}$ – температура хладагента на входе и выходе из канала, $^{\circ}C$.

Температура теплоносителя на выходе из канала охлаждения зависит от площади теплообмена, расхода и теплоемкости среды. В расчетах для определения площади теплообмена длина цилиндра была принята 0,2 м, а диаметр 0,01 м. С учетом того, что водяной эквивалент при замене хладагента изменится, изменится и среднеинтегральная температура потока, что следует также учитывать при определении теплофизических свойств.

С учетом того, что плотность теплового потока будет определяться в первую очередь условиями конвективной теплоотдачи в лопаточном аппарате со стороны уходящих газов и требуемой температурой металла, а эти параметры не зависят от вида хладагента, относительный расход хладагента будет определяться как:

$$g = \frac{\rho_1 \cdot v_1}{\rho_2 \cdot v_2} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_2} \right)^{-0,85} \cdot \left(\frac{Pr_{1w}}{Pr_{2w}} \right)^{0,3125} \cdot \left(\frac{\lambda_1}{\lambda_2} \right)^{-1,25} \cdot \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)^{-1,25} \quad (24)$$

Таким образом, конечный расход при переходе с воздушного охлаждения на паровое будет определяться только теплофизическими свойствами рабочих сред и температурой.

Экономическая целесообразность предлагаемых схемных решений будет определяться во многом стоимостью природного газа и затратами на подготовку водяного теплоносителя. В случае увеличения КПД нетто тринарного цикла за счет замены хладагента, с одной стороны, сократятся издержки на топливо, с другой, возрастут затраты на водоподготовку. Критерием оценки экономической эффективности может стать изменение суммарных издержек, которое при переходе с одного теплоносителя в системе охлаждения на другой будет определяться изменением топливных издержек и изменением издержек на водоподготовку:

$$\Delta I = G_1 C_{\text{в}} + \Delta B_{\text{к}} C_{\text{т}}, \quad (25)$$

где $C_{\text{в}}$ и $C_{\text{т}}$ – цена на водоподготовку 1 кг теплоносителя и на 1 кг природного газа, руб.; $\Delta B_{\text{к}}$ – изменение топливных затрат, кг/с.

Результаты

На рис. 2 представлена зависимость относительного расхода хладагента от температуры пара для ГТУ ГТЭ-160. Из графика видно, что с увеличением температуры потребуется большее количество парового теплоносителя для обеспечения требуемого температурного поля лопатки: от 0,466 $G_{\text{возд}}$ при $T = 180^\circ\text{C}$ до 0,632 $G_{\text{возд}}$ при $T = 300^\circ\text{C}$. Увеличение температуры пара на 10°C приводит к росту относительного расхода на 0,014, что может существенно сказаться на эффективности ГТУ. В этой связи важным становится задача определения источника пара с требуемыми параметрами.

В тринарной энергоустановке пар производится в КУ, однако давление острого пара после пароперегревателя высокого давления существенно превышает требуемое значение для открытой системы охлаждения. Отбор среды из пароперегревателя высокого давления является нецелесообразным в том числе ввиду высокого уровня температуры. Одним из источников пара может стать отбор из отсека паровой турбины при давлении, требуемом для системы охлаждения. Давление после первой ступени ГТУ составляет 0,69 МПа, при отборе из отсека паровой турбины температура пара будет равна 294°C , что выше температуры в воздушной системе. Однако за счет более благоприятных теплофизических свойств суммарный расход хладагента сокращается с 12 кг/с (воздух) до 7,68 кг/с (пар).

Альтернативным вариантом может стать генерация пара на систему охлаждения в отдельном контуре низкого давления. Такая схема схожа по структуре с двухконтурным КУ, однако вместо

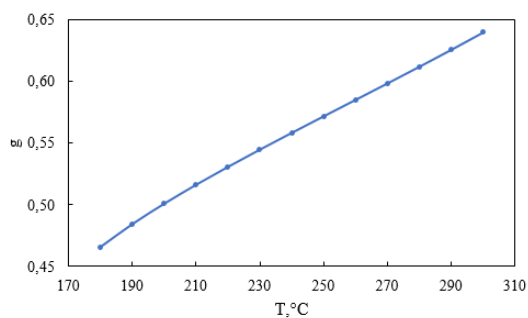


Рис. 2. Зависимость относительного расхода хладагента от температуры пара

Fig. 2. Dependence of relative coolant flow rate on steam temperature

ЦНД пар низкого давления поступает в систему охлаждения. Острый пар в пароперегревателе низкого давления может перегреваться в широком диапазоне температур, что делает такую схему менее зависимой от процесса расширения в ПТУ. С учетом необходимости испарения среды при давлении, равном либо большем требуемого в системе охлаждения, а также с учетом необходимости перегрева пара на некоторую величину, превышающую температуру насыщения для предотвращения выпадения влаги при дросселировании в системе, температура газов, поступающих на часть низкого давления КУ, должна быть сравнительно высокой. Минимальная температура необходимого для системы охлаждения пара, как было установлено с учетом вышеизложенных требований, должна быть не ниже 180°C , а температура газов, с учетом температурного напора в КУ, не ниже 200°C . Это может обусловить сокращение мощности паросилового контура, и в традиционной бинарной ПГУ уровень КПД сократится, однако в тринарном цикле, где на хвостовой части установлен дополнительный утилизатор на фреоне, остаточная теплота уходящих газов будет эффективно воспринята низкокипящим теплоносителем. На рис. 3 приведены Т-Q диаграммы КУ для схемы с отбором пара из ПТУ и схемы с отдельным парогенератором низкого давления, из которых наглядно видно, что в схеме с контуром низкого давления тепловосприятие ОЦР значительно меньше, чем в случае отбора пара из ПТУ.

В тринарном цикле КПД нетто зависит от температуры питательной воды, которая определяет распределение теплоты уходящих газов между паровым и органическим циклами. Оптимальное значение $T_{п.в.}$ в схемах с паровым охлаждением составляет порядка 140°C . В этой связи в схеме с двухконтурным котлом значение $T_{п.в.}$ должно не только удовлетворять требованиям по параметрам уходящих газов для контура низкого давления, но и обеспечивать оптимальные параметры в ПТУ. Результаты расчетов показали, что для температуры пара на систему охлаждения в 180°C возможно достижение оптимального значения $T_{п.в.} = 140^\circ\text{C}$, однако это достигается за счет увеличения температурного напора на конце ПЕНД до 26°C , что частично сокращает конечный уровень энергоэффективности.

В рассматриваемых циклах на конечный уровень энергетической эффективности будут влиять такие факторы, как электрический КПД каждого генерирующего элемента и распределение выработки мощности между каждым из них. В тринарном цикле есть три отдельные электрогенерирующие установки: газотурбинная, паротурбинная и фреоновая. На рис. 4 приведена мощность элементов для рассматриваемых схем: с воздушным охлаждением, паровым при отборе из турбины и паровым при отдельной генерации пара. В цикле с воздушным охлаждением ГТУ большая часть электроэнергии генерируется на газовой турбине (65%), 29,5% приходится на ПТУ и остальные 5,5% – на ОЦР. Переход на паровое охлаждение при фиксированном расходе уходящих газов позволяет повысить мощность ГТУ на 13,6 МВт и 16,2 МВт в схемах с котлом на двух давлениях и отборе из отсека ПТУ соответственно. Увеличение мощности связано с тем, что в

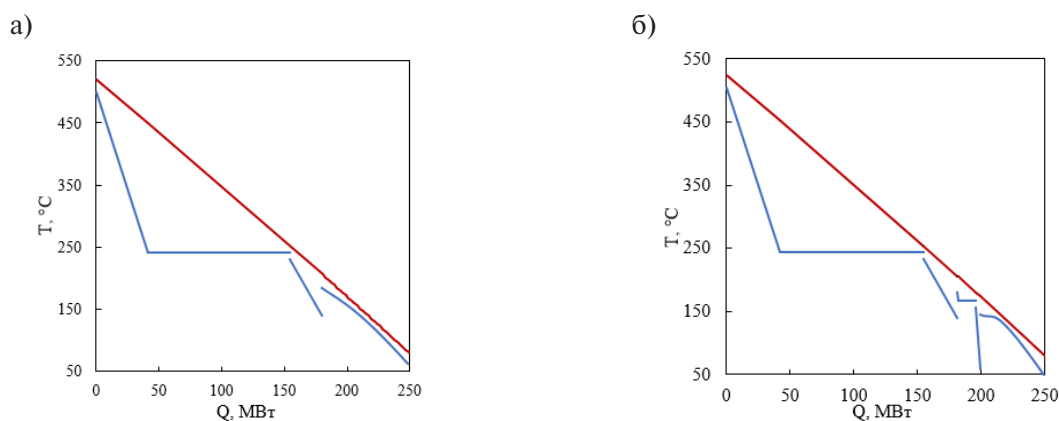


Рис. 3. T-Q диаграммы для предложенных тепловых схем
(а – отбор пара из отсека паровой турбины; б – генерация пара в контуре низкого давления)

Fig. 3. T-Q diagrams for the proposed thermal circuits
(a – steam extraction from the steam turbine compartment; b – steam generation in the low-pressure contour)

таких схемах весь воздух, сжимаемый в ВК, поступает в КС и полезно совершает работу, при этом в схеме с отбором из ПТУ температура пара на охлаждение выше, чем в двухконтурном КУ, в связи с чем расход среды увеличен, и в открытой системе охлаждения это приведет к увеличению теплоемкости расширяемой в ГТ среды и, как следствие, к росту мощности.

Увеличение мощности ГТУ происходит за счет сокращения мощности парового и фреонового контуров. В схеме с отдельным контуром низкого давления сокращение мощности ПТУ обуславливается тем, что при переходе на паровое охлаждение сокращается температура выхлопа ГТУ с 537°C до 524°C , вместе с чем сокращается начальная температура и расход генерируемого пара. Также за счет добавления новых поверхностей в котле после экономайзера высокого давления сокращается количество теплоты, передаваемой в ОЦР, электрическая мощность которого уменьшается с 12,9 МВт до 8 МВт. В схеме с отбором пара из отсека паровой турбины сокращение мощности ПТУ до 60,8 МВт вызвано как уменьшением параметров острого пара, так и уменьшением расхода расширяемой среды. При этом мощность ОЦР установки практически не изменяется.

В результате за счет изменения в структуре выработки электрической энергии в тринарном цикле уровень энергетической эффективности схем различается. Так, КПД нетто тринарного цикла с воздушным охлаждением равен 52,02%, а переход на паровое охлаждение обеспечивает прирост в 0,53% и 1,23% в схемах с отдельным контуром низкого давления и отборе из отсека ПТУ соответственно. Наибольший КПД нетто, равный 53,25%, достигается в схеме с отбором пара из отсека турбины, что может свидетельствовать об энергетической целесообразности использования данного схемного решения.

Несмотря на положительный энергетический эффект, конечный вывод о целесообразности применения предлагаемых схемных решений следует делать на основе экономических показателей. Важным аспектом является увеличение затрат на паровой хладагент, который в открытой системе охлаждения удаляется из цикла с уходящими газами, а баланс массы в цикле компенсируется добавочным водяным теплоносителем с высокой степенью очистки. Исходная стоимость теплоносителя будет зависеть от исходного качества воды и используемого способа водоподготовки, в свою очередь, рост энергоэффективности приводит к сокращению потребления топлива, стоимость которого во многом зависит от региона строительства энергоблока.

Анализ чувствительности суммарных издержек к стоимости питательной воды и топлива показал, что в схеме с отбором пара из отсека ПТУ сокращение суммарных издержек будет наблюдаться в случае, если стоимость килограмма условного топлива будет в более чем 21 раз превышать

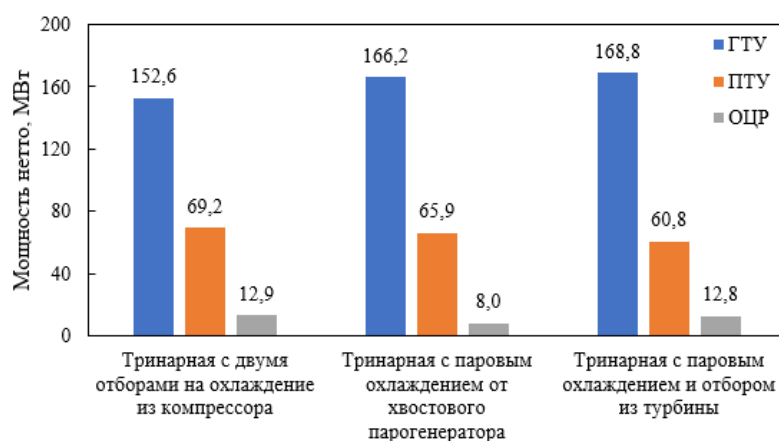


Рис. 4. Диаграмма мощностей нетто основных узлов тринарных энергетических установок

Fig. 4. Net power diagram of the main components of trinary power plants

стоимость литра добавочной воды в схеме с отбором пара из ПТУ и в более чем 36 раз — в схеме с отдельным контуром низкого давления. Таким образом, экономическая целесообразность применения разработанных схемных решений будет во многом определяться регионом размещения энергоустановки.

Одним из возможных путей сокращения затрат на подготовку водяного теплоносителя может стать применение закрытой системы охлаждения деталей горячего тракта. Однако в данном случае необходимо решить проблему охлаждения хвостовой и торцевой частей пера лопаток.

Выводы

Переход на паровое охлаждение теплонапряженных элементов проточной части газовых турбин может стать одним из действенных способов повышения уровня эффективности парогазовых энергоблоков. В настоящей работе была разработана методика расчета расхода парового хладагента на систему охлаждения газовой турбины, которая использовалась для оценки эффективности схем тринарных циклов. Предложены схемы и разработаны математические модели тринарных установок с паровым охлаждением газовой турбины: схема с отбором пара из отсека паровой турбины, схема с отдельным контуром низкого давления для генерации пара на систему охлаждения.

По результатам математического моделирования было установлено следующее.

1. В тринарном цикле замена воздушного хладагента на паровой может быть реализована несколькими путями: за счет пара из отбора турбины либо за счет добавления отдельного парогенератора низкого давления. В обоих случаях температура уходящих газов за последними секциями КУ достаточно высокая для утилизации их теплоты в ОЦР.

2. Переход на паровой теплоноситель в системе охлаждения при условии обеспечения требований по предельной температуре металла на газовой турбине ГТЭ-160 возможен при расходе пара не менее 5,66 кг/с при температуре 180°C и 6,63 кг/с при температуре парового хладагента, равной температуре воздушного хладагента.

3. Переход с воздушного охлаждения на паровое приведет к росту КПД нетто тринарного энергоблока в среднем на 1,23% в случае отбора пара из отсека и на 0,53% при генерации пара в отдельном контуре низкого давления.

Несмотря на наличие термодинамического эффекта, замена хладагента возможна только при условии обеспечения стабильной работы основных элементов турбоустановки, что следует определять по результатам экспериментальных исследований процессов газодинамики, теплообмена и надежности.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

- [1] **Morimoto K., Wakazono S., Yuri M., Kataoka M.** Verification of 1650°C class JAC gas turbine, Proceedings of the International Conference on Power Engineering (ICOPE), 2021.15 (2021). DOI: 10.1299/jsme-icope.2021.15.2021-0240
- [2] **Kwon H.M., Moon S.W., Kim T.S., Kang D.W.** Performance enhancement of the gas turbine combined cycle by simultaneous reheating, recuperation, and coolant inter-cooling, Energy, 207 (2020) 118271. DOI: 10.1016/j.energy.2020.118271
- [3] **Köse Ö., Koç Y., Yağlı H.** Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle, Energy Conversion and Management, 211 (2020) 112745. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.112745
- [4] **Wang S., Liu Z., Liu C., Wang X.** Thermodynamic analysis of operating strategies for waste heat recovery of combined heating and power systems, Energy, 258 (2022) 124803. DOI: 10.1016/j.energy.2022.124803
- [5] **Wieland C., Schiffler C., Dawo F., Astolfi M.** The organic Rankine cycle power systems market: Recent developments and future perspectives, Applied Thermal Engineering, 224 (2023) 119980. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.119980
- [6] **Киндра В.О., Комаров И.И., Злышко О.В., Максимов И.А., Островский М.А.** Термодинамический анализ тринарных энергоустановок // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2024. № 1. С. 70–81. DOI: 10.31857/S0002331024010091
- [7] **Chowdhury T.S., Mohsin F.T., Tonni M.M., Mita M.N.H., Ehsan M.M.** A critical review on gas turbine cooling performance and failure analysis of turbine blades, International Journal of Thermofluids, 18 (2023) 100329. DOI: 10.1016/j.ijft.2023.100329
- [8] **Кислов О.В.** Оценка потребного количества водяного пара для конвективного охлаждения лопаток газовой турбины конвертированного ГТД // Энергетические и Теплотехнические Процессы и Оборудование. 2012. № 8. С. 42–44.
- [9] **Тарасов А.И.** Замена воздуха на пар в системах охлаждения действующих газовых турбин // Тяжелое Машиностроение. 2006. № 1. С. 12–14.
- [10] **Арсеньев Л.В., Ходак Е.А., Ромахова Г.А., Соколов Н.П., Подещук В.Г.** Совершенствование комбинированных установок с паровым охлаждением газовой турбины // Теплоэнергетика. 1993. № 3. С. 31–35.
- [11] **Matta R.K., Mercer G.D., Tuthill R.S.** Power Systems for the 21st Century – “H” Gas Turbine Combined-Cycles, GE Power Systems Schenectady, NY, 2000.
- [12] **Богомолова Т.В., Цирков М.Б.** Повышение эффективности бинарных ПГУ при использовании парового охлаждения лопаток газовой турбины // Вестник Московского Энергетического Института. 2013. № 3. с. 27–31.
- [13] **Балашов Ю.А., Березинец П.А., Агеев А.В., Беляков А.В., Тарадай Д.В.** Анализ возможности сокращения потерь мощности в охлаждаемой энергетической ГТУ // Теплоэнергетика. 2019. № 9. С. 32–41. DOI: 10.1134/S0040363619090017
- [14] **Kindra V.O., Naumov V.Yu., Kovalev D.S., Oparin M.V.** Air-cooled gas turbine model, Academic Journal of Manufacturing Engineering, 21(2) (2023) 5–11.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

РОГАЛЕВ Николай Дмитриевич – ректор, Национальный исследовательский университет «МЭИ», д-р техн. наук.
 E-mail: RogalevND@mpei.ru
 ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6458-2869>

РОГАЛЕВ Андрей Николаевич – *заведующий кафедрой, Национальный исследовательский университет «МЭИ», д-р техн. наук.*

E-mail: RogalevAN@mpei.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7256-0144>

КИНДРА Владимир Олегович – *доцент, Национальный исследовательский университет «МЭИ», канд. техн. наук.*

E-mail: kindra.vladimir@yandex.ru

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8406-7901>

МАКСИМОВ Игорь Александрович – *старший преподаватель, Национальный исследовательский университет «МЭИ», без степени.*

E-mail: maksimovia98@gmail.com

ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6459-4579>

ЗУЙКИН Роман Евгеньевич – *инженер, Национальный исследовательский университет «МЭИ», без степени.*

E-mail: ZuykinRY@mpei.ru

ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-2526-9884>

REFERENCES

- [1] **K. Morimoto, S. Wakazono, M. Yuri, M. Kataoka**, Verification of 1650°C class JAC gas turbine, Proceedings of the International Conference on Power Engineering (ICOPE), 2021.15 (2021). DOI: 10.1299/jsme-icope.2021.15.2021-0240
- [2] **H.M. Kwon, S.W. Moon, T.S. Kim, D.W. Kang**, Performance enhancement of the gas turbine combined cycle by simultaneous reheating, recuperation, and coolant inter-cooling, Energy, 207 (2020) 118271. DOI: 10.1016/j.energy.2020.118271
- [3] **Ö. Köse, Y. Koç, H. Yağlı**, Performance improvement of the bottoming steam Rankine cycle (SRC) and organic Rankine cycle (ORC) systems for a triple combined system using gas turbine (GT) as topping cycle, Energy Conversion and Management, 211 (2020) 112745. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.112745
- [4] **S. Wang, Z. Liu, C. Liu, X. Wang**, Thermodynamic analysis of operating strategies for waste heat recovery of combined heating and power systems, Energy, 258 (2022) 124803. DOI: 10.1016/j.energy.2022.124803
- [5] **C. Wieland, C. Schiffechner, F. Dawo, M. Astolfi**, The organic Rankine cycle power systems market: Recent developments and future perspectives, Applied Thermal Engineering, 224 (2023) 119980. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2023.119980
- [6] **V.O. Kindra, I.I. Komarov, O.V. Zlyvko, I.A. Maksimov, M.A. Ostrovsky**, Thermodynamic Analysis of a Trinary Power Plant, Izvestiâ Akademii nauk SSSR. Ènergetika, 1 (2024) 70–81. DOI: 10.31857/S0002331024010091
- [7] **T.S. Chowdhury, F.T. Mohsin, M.M. Tonni, M.N.H. Mita, M.M. Ehsan**, A critical review on gas turbine cooling performance and failure analysis of turbine blades, International Journal of Thermofluids, 18 (2023) 100329. DOI: 10.1016/j.ijft.2023.100329
- [8] **O.V. Kislov**, Otsenka potrebnogo kolichestva vodianogo para dlia konvektivnogo okhlazhdeniia lopatok gazovoi turbiny konvertirovannogo GTD [Estimation of the required amount of water vapor for convective cooling of gas turbine blades of a converted gas turbine engine], Energeticheskie i Teplotekhnicheskie Protsessy i Oborudovanie [Power and Thermal Engineering Processes and Equipment], 8 (2012) 42–44.
- [9] **A.I. Tarasov**, Zamena vozdukha na par v sistemakh okhlazhdeniia deistvuiushchikh gazovykh turbin [Replacement of air with steam in cooling systems of operating gas turbines], Tyazheloye Mashinostroyeniye [Heavy Engineering], 1 (2006) 12–14.

- [10] **L.V. Arsen'ev, E.A. Khodak, G.A. Romakhova, N.P. Sokolov, V.G. Podeshchuk**, Sovershenstvovanie kombinirovannykh ustanovok s parovym okhlazhdeniem gazovoi turbiny [Improvement of combined units with steam cooling of gas turbine], *Thermal Engineering*, 3 (1993) 31–35.
- [11] **R.K. Matta, G.D. Mercer, R.S. Tuthill**, *Power Systems for the 21st Century – “H” Gas Turbine Combined-Cycles*, GE Power Systems Schenectady, NY, 2000.
- [12] **T.V. Bogomolova, M.B. Tsirkov**, efficiency increase of the binary CCGT through the use of steam cooling for gas turbine blades, *Bulletin of MPEI*, 3 (2013) 27–31
- [13] **Y.A. Balashov, P.A. Berezinets, A.V. Ageev, A.V. Belyakov, D.V. Taradai**, Analyzing the possibility of reducing power loss in a cooled power-generating gas turbine unit, *Thermal Engineering*, 66(9) (2019) 626–634. DOI: 10.1134/S0040601519090015
- [14] **V.O. Kindra, V.Yu. Naumov, D.S. Kovalev, M.V. Oparin**, Air-cooled gas turbine model, *Academic Journal of Manufacturing Engineering*, 21(2) (2023) 5–11.

INFORMATION ABOUT AUTHORS

Nikolay D. ROGALEV – *National Research University “Moscow Power Engineering Institute”*.
E-mail: RogalevND@mpei.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6458-2869>

Andrey N. ROGALEV – *National Research University “Moscow Power Engineering Institute”*.
E-mail: RogalevAN@mpei.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7256-0144>

Vladimir O. KINDRA – *National Research University “Moscow Power Engineering Institute”*.
E-mail: kindra.vladimir@yandex.ru
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8406-7901>

Igor A. MAKSIMOV – *National Research University “Moscow Power Engineering Institute”*.
E-mail: maksimovia98@gmail.com
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6459-4579>

Roman E. ZUIKIN – *National Research University “Moscow Power Engineering Institute”*.
E-mail: ZuykinRY@mpei.ru
ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-2526-9884>

Поступила: 02.09.2024; Одобрена: 18.11.2024; Принята: 21.11.2024.
Submitted: 02.09.2024; Approved: 18.11.2024; Accepted: 21.11.2024.