



Исследование влияния условий эксплуатации на эффективность использования абсорбционно-холодильной машины в цикле газотурбинных и парогазовых установок

© Д.И. Менделеев***, Г.Е. Марьин***, Ю.Я. Галицкий***, А.Р. Ахметшин*

*Казанский государственный энергетический университет, г. Казань, Россия

**АО «Татэнерго» филиал «Казанская ТЭЦ-2», г. Казань, Россия

***ОАО «Сетевая компания», г. Казань, Россия

Резюме: Цель – исследование схемы подключения и анализ работы абсорбционных холодильных машин в газотурбинных и парогазовых циклах для охлаждения воздуха, поступающего в компрессор газовой турбины в период летних ограничений мощности. Для разработки моделей парогазового энергоблока с внедрением в схему абсорбционной машины и без нее использовались методы математического моделирования в программном пакете Microsoft Visual Studio. Установлено, что абсорбционную холодильную машину эффективно использовать при повышении температуры окружающего воздуха выше $+15^{\circ}\text{C}$, при этом не требуется дорогостоящей модернизации проточной части газотурбинной установки. Выведены зависимости мощности исследуемых моделей от температуры воздуха, поступающего в комплексное воздухоочистительное устройство. Показано, что при использовании абсорбционных холодильных машин парогазовый энергоблок может работать без отклонений от аттестованной мощности 110 МВт в условиях летних технологических ограничений выработки электроэнергии. Работа газовой турбины на номинальной нагрузке минимизирует изменение разницы температур проточной части, что, в свою очередь, способствует увеличению срока службы оборудования и повышению надежности эксплуатации. Установлено, что работа абсорбционных холодильных машин в составе парогазового блока дает прирост мощности при температуре окружающего воздуха 30°C до 9,5 МВт для парогазового энергоблока с проектной мощностью 110 МВт. Выявлено, что уменьшение зависимости мощности газовой турбины от температуры окружающего воздуха оказывает положительное влияние на маневренные характеристики в диапазоне от 40 до 100% ее номинальной нагрузки. Показано, что внедрение абсорбционных холодильных машин в парогазовый цикл позволит минимизировать влияние летних ограничений мощности как на парогазовый энергоблок, так и на энергосистему в целом. Установка абсорбционных холодильных машин возможна без существенных изменений конструкции основного и вспомогательного оборудования. В перспективе можно использовать контур охлаждения воздуха предлагаемых абсорбционных холодильных машин в качестве контура антиобледенительной системы газотурбинной установки.

Ключевые слова: парогазовая установка, газотурбинная установка, режимы работы оборудования, абсорбционно-холодильная машина, энергоэффективность, условия эксплуатации, маневренность

Информация о статье: Дата поступления 22 июня 2020 г.; дата принятия к печати 20 июля 2020 г.; дата онлайн-размещения 31 августа 2020 г.

Для цитирования: Менделеев Д.И., Марьин Г.Е., Галицкий Ю.Я., Ахметшин А.Р. Исследование влияния условий эксплуатации на эффективность использования абсорбционно-холодильной машины в цикле газотурбинных и парогазовых установок. *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2020. Т. 24. № 4. С. 821–831. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2020-4-821-831>

Study of the effect of operating conditions on the efficiency of the absorption-refrigerating system in gas turbine and combined-cycle plants

Dmitrii I. Mendelev^{**}, Georgiy E. Marin^{***}, Yuri Ya. Galitskii^{***}, Azat R. Akhmetshin^{*}

^{*}Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

^{**}Tatenergo JSC, Branch of Kazan CHP-2, Kazan, Russia

^{***}Grid Company OJSC, Kazan, Russia

Abstract: The study is aimed at analysing the operation of the absorption refrigerating system in gas-turbine and combined-cycle plants for cooling the air entering a gas turbine compressor during summer power limitations. In order to develop models of a combined-cycle power unit with and without the introduction of an absorption system into the circuit, mathematical modelling methods were applied using the Microsoft Visual Studio software package. An absorption refrigerating system was determined to be effective at ambient temperatures above + 15°C. At the same time, no costly modernisation of the gas turbine unit flow path is required. The dependences of the power on the temperature of the air entering the complex air-cleaning device were derived for the investigated models. It was shown that, when absorption refrigerating systems are used, the combined-cycle power unit can operate without deviations from the certified power of 110 MW under the conditions of summer technological limitations in electricity generation. The operation of the gas turbine at rated load minimises the alternation of temperature difference in the flow path, though contributing to an increase in the service life of the equipment and its operational reliability. For a combined-cycle power unit with a design capacity of 110 MW, the operation of absorption refrigerating systems as part of a combined-cycle unit demonstrated an increase in power of up to 9.5 MW at an ambient temperature of 30°C. A decrease in the dependence of the gas turbine power on the ambient temperature was revealed to have a positive effect on the manoeuvring characteristics in the range from 40 to 100% of its rated load. Absorption refrigerating systems introduced into the combined cycle can be used to minimise the effect of summer power limitations both on the combined-cycle power unit and on the power system as a whole. The installation of absorption refrigerating systems is possible without significant changes in the design of the main and auxiliary equipment. In future, it will be possible to apply the air-cooling circuit of the proposed absorption refrigerating systems as a circuit for the anti-icing system of a gas-turbine plant.

Keywords: combined cycle plant, gas turbine unit, equipment operating modes, absorption-refrigerating machine, energy efficiency, operating conditions, maneuverability

Information about the article Received June 22, 2020; accepted for publication July 20, 2020; available online August 31, 2020.

For citation: Mendelev DI, Marin GE, Galitskii YuYa, Akhmetshin AR. Study of the effect of operating conditions on the efficiency of the absorption-refrigerating system in gas turbine and combined-cycle plants. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta* = Proceedings of Irkutsk State Technical University. 2020;24(4):821–831. (In Russ.) <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2020-4-821-831>

1. ВВЕДЕНИЕ

Характерной чертой традиционной энергетики является освоенность, т.к. генерирующее оборудование прошло длительную эксплуатацию. Но основная тенденция современной энергетики – это строительство установок комбинированного цикла или парогазовых установок (ПГУ). Проблема морального и физического старения парка энергетического оборудования очень актуальна в данный момент. Реконструкция и ввод нового оборудования тепловых электрических станций должны быть с использованием новых технологических решений и технологий. В

энергетической стратегии энергетики до 2030 года предусмотрен ввод новых энергоблоков ПГУ на природном газе мощностью 100, 200 и 450 МВт [1, 2].

При эксплуатации ПГУ на теплоэлектроцентрали (ТЭЦ) газовые турбины работают в переменных условиях и режимах, что влияет на их основные показатели – они могут существенно отличаться от расчетных режимов. Это зависит как от внешних условий эксплуатации, так и внутренних [3–5].

ПГУ по сравнению с ПТУ имеют ряд преимуществ (быстрые сроки строительства, меньшие капитальные затраты, высокая маневренность оборудования, быстрый вывод



мощности в сеть и более высокий КПД цикла). Но, в отличие от паровых турбин, газовые имеют зависимость от температуры окружающего воздуха – так, при значениях выше +15°C (проектное значение) они не могут вырабатывать максимальную мощность, что приводит к снижению вырабатываемой электроэнергии. Такие технологические ограничения по выработке электроэнергии оказывают большое влияние на экономическую деятельность генерирующих компаний. Основные ограничения, как сказано выше, – это ухудшение показателей работы оборудования при повышении температуры окружающего воздуха (увеличивается работа на сжатие воздуха в компрессоре газотурбинной установки (ГТУ)), что и связано с особенностями его эксплуатации [6–9].

2. ОБЪЕКТ И МЕТОДЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

Для исследования выбран энергоблок ПГУ–110 МВт, который состоит из газотурбинной установки (табл. 1) типа PG6111FA производства фирмы «GE Energy» номинальной мощностью 77 МВт и стационарной теплофикационной паровой турбины (табл. 2) КТ–33/36–7,5/0,12 с регулируемым отопительным отбором пара на подогреватель сетевой воды горизонтального типа (ПСГ). Для генерации пара необходимых параметров после ГТУ установлен котел-утилизатор типа Е–114/16–8,1/0,7–535/218–3,8вв.

Расчет тепловой схемы, энергетических и экономических характеристик газовой турбины в условиях переменных режимов работы с учетом изменяющихся внешних факторов – весьма сложная задача. В полном объеме она может быть реализована с помощью создания математической модели (рис. 1) в программном пакете Microsoft Visual Studio.

При моделировании исходной точкой расчета является температура наружного воздуха $t_{нв}$. Для получения требуемой мощности газовой турбины $N_{гтг}$, паровой турбины (ПТУ) $N_{пту}$ и суммарной мощности парогазового энергоблока $N_{пгу}$ необходимо определить мощность абсорбционно-холодильной

машины (АБХМ) $N_{абхм}$. Данная мощность зависит от температуры $t_{отбора}$ и расхода $D_{отбора}$ пара из отбора паровой турбины, а также от температуры $t_{абхм}$ и расхода $D_{абхм}$ воды для охлаждения потока воздуха в комплексном воздухоочистительном устройстве (КБОУ). Температура газов t_g после газовой турбины зависит от температуры воздуха $t_{воздуха}$ на входе в газовую турбину, что в свою очередь оказывает влияние на температуру $t_{вд}$ и расход $G_{вд}$ пара высокого давления, температуру $t_{нд}$ и расход $G_{нд}$ пара низкого давления. После получения необходимых параметров можно определить показатели эффективности работы оборудования – в частности, коэффициенты полезного действия ГТУ ($\eta_{гтг}$), ПТУ ($\eta_{пту}$) и ПГУ в целом ($\eta_{пгу}$).

Таблица 1. Технические характеристики газотурбинной установки PG6111FA

Table 1. Performance specification of PG6111FA gas turbine plant

Мощность газотурбинной установки	кВт	77211
Атмосферное давление воздуха	МПа	0,1013
Температура воздуха на входе в компрессор (проектное значение)	°C	15
Относительная влажность воздуха на входе в компрессор	%	60
Давление топлива перед газовым модулем	МПа	2,59–3,08
Количество ступеней в компрессоре	шт	18
Количество ступеней в турбине	шт	3
Массовый расход воздуха	м ³ /с	166
Степень повышения давления		15,8
Температура воздуха после компрессора	°C	385
Температура уходящих газов	°C	603
Температура газов после камеры сгорания	°C	1325

3. ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Парогазовые энергоблоки могут быть расположены в различных местах (регионах, странах) с различными климатическими условиями, в связи с этим и эффективность их работы будет разной. Для сравнения было выбрано несколько городов с различными значениями температуры окружающего воздуха [10–12].

Таблица 2. Режимные характеристики стационарной теплофикационной паровой турбины КТ–33/36–7,5/0,12
Table 2. Performance characteristics of the stationary cogeneration turbine КТ–33/36–7.5/0.12

Параметр (режим)		Конденсационный	Теплофикационный (номинальный)	Теплофикационный (гарантийный)
Температура окружающего воздуха, °С		+15	+15	–13,5
Мощность турбины, МВт		36,0	26,31	23,6
Пар высокого давления	давление, МПа (абс.)	7,56	7,56	7,56
	температура, °С	532	532	509
	расход, т/ч	114,0	114,0	111,6
Пар низкого давления	давление, МПа (абс.)	0,6	0,6	0,6
	температура, °С	215	215	216
	расход, т/ч	16,4	16,4	19,7
	расход на блок эжекторов, т/ч	0,797	0,796	0,796
Регулируемый отбор на подогреватель сетевой горизонтальный	давление (абс.), МПа	–	0,0118	0,0155
	температура, °С	–	104	113
	расход, т/ч	–	122,743	123,578
	тип	ПСГ–1400–0,3–1,6		
Давление пара за турбиной, МПа (абс.)		0,0093	0,0034	0,0034
Расход пара на выходе из турбины, т/ч		128,67	6,0	6,0

Примечание: абс. – абсолютное.

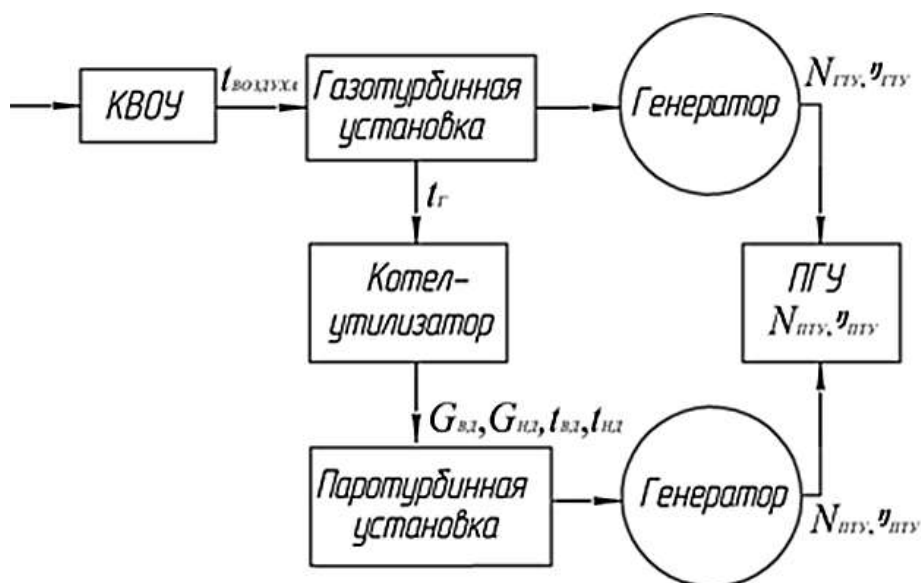


Рис. 1. Модель парогазовой установки
Fig. 1. Combined cycle plant model

С целью снижения влияния высокой температуры сжимаемого в компрессоре воздуха на выработку электроэнергии парогазовой установкой предложено применить предварительное охлаждение воздуха на 10–15°С перед компрессором. В качестве источника холода предлагается использовать абсорбционно-холодильную машину [13–20].

Для оценки эффективности внедрения АБХМ и оценки возможных потерь на рынке электроэнергии построены графики средней температуры окружающего воздуха (рис. 2) и

кривые отклонения мощности газовой турбины (рис. 3).

График отклонения мощности показывает, что, начиная с марта по октябрь, происходит снижение выработки электроэнергии во всех рассматриваемых регионах. Так, при температуре окружающего воздуха выше 30°С достигается снижение мощности до 66 МВт.

При этом зависимость мощности исследуемой газовой турбины от температуры окружающего воздуха можно описать следующим выражением:

$$N_{гт\gamma}(t_{нв}) = 82,896 - 0,0029 \times (t_{нв})^2 - 0,265 \times t_{нв} - 0,00009 \times (t_{нв})^3, \quad (1)$$

где $N_{гт\gamma}$ – мощность газовой турбины, МВт;

$t_{нв}$ – температура окружающего воздуха, °С.

Модель парогазовой установки с АБХМ представлена на рис. 4.

Принцип и описание работы парогазовой установки с АБХМ представлен на рис. 5.

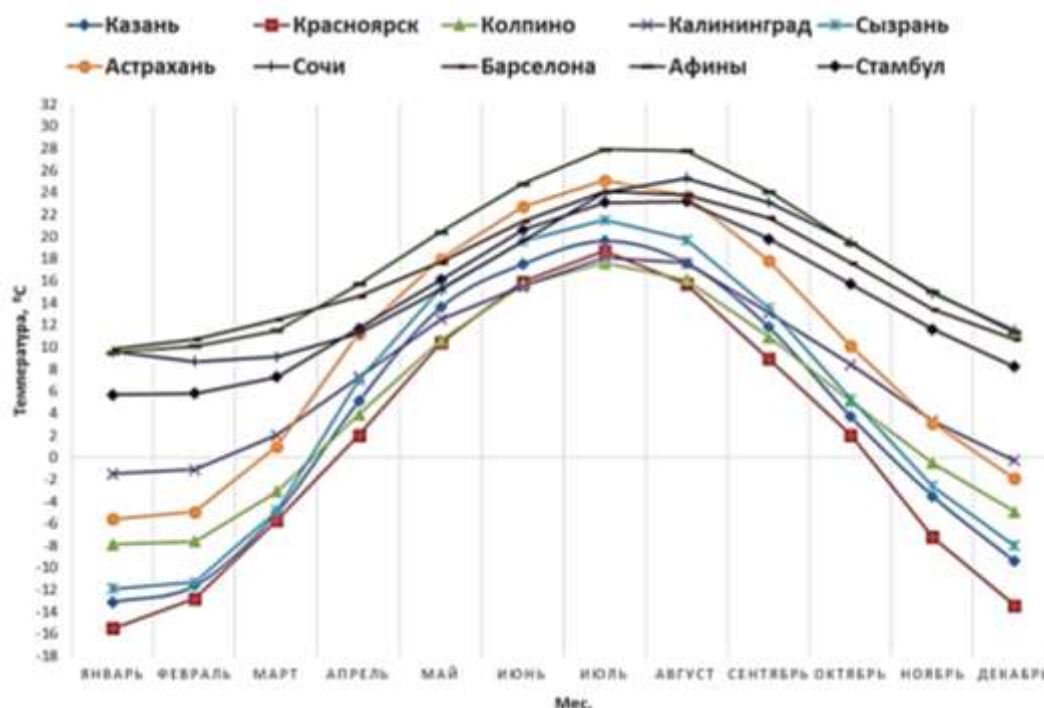


Рис. 2. Средние значения температуры окружающего воздуха по месяцам
Fig. 2. Average ambient temperatures by months

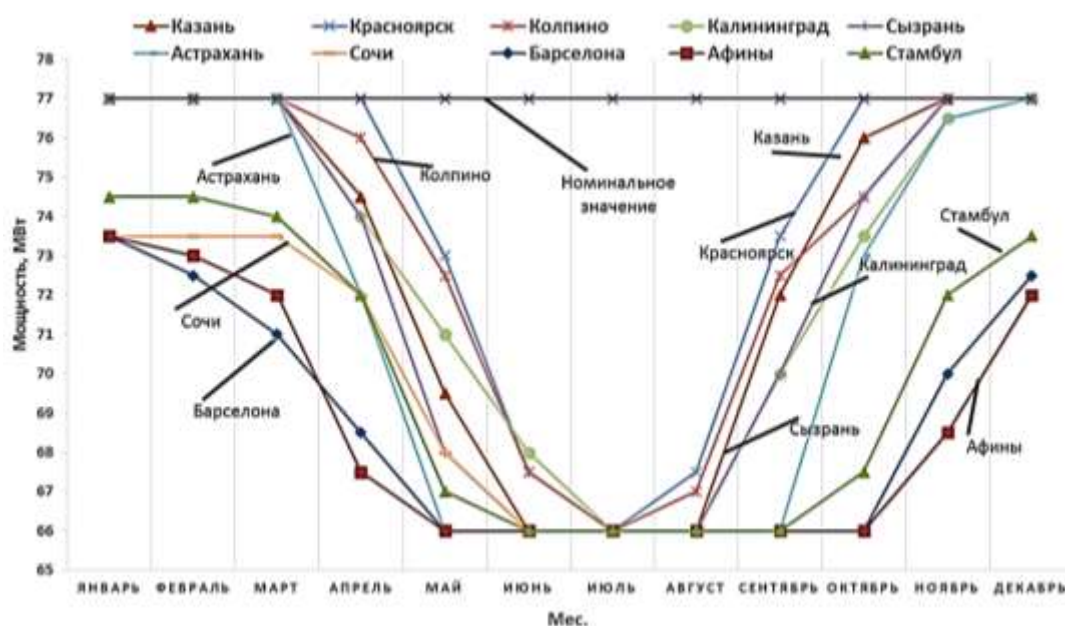


Рис. 3. Кривая отклонения по мощности
Fig. 3. Power deviation curve

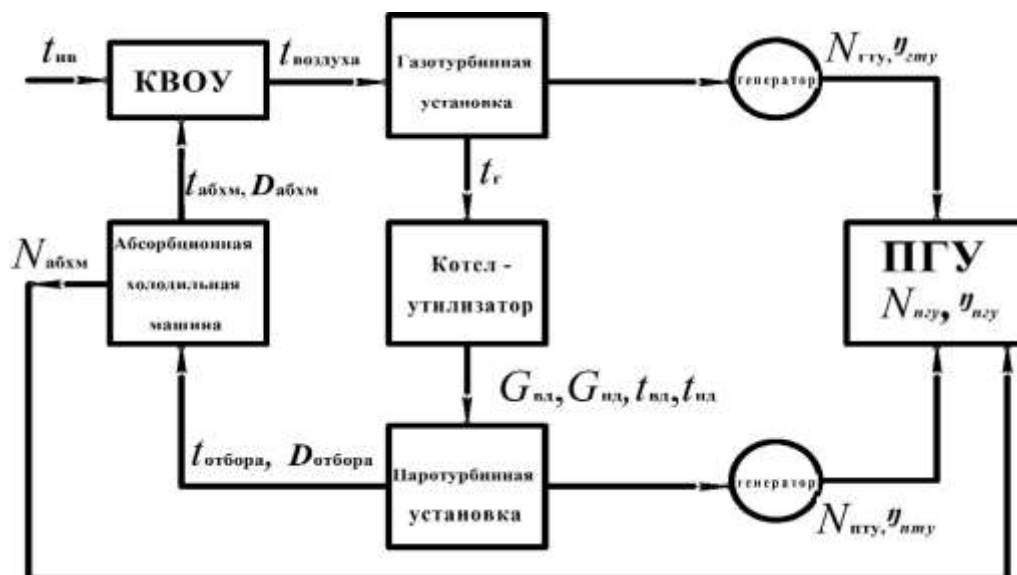


Рис. 4. Модель парогазовой установки с абсорбционно-холодильной машиной
Fig. 4. Model of a combined cycle plant with an absorption refrigerating machine

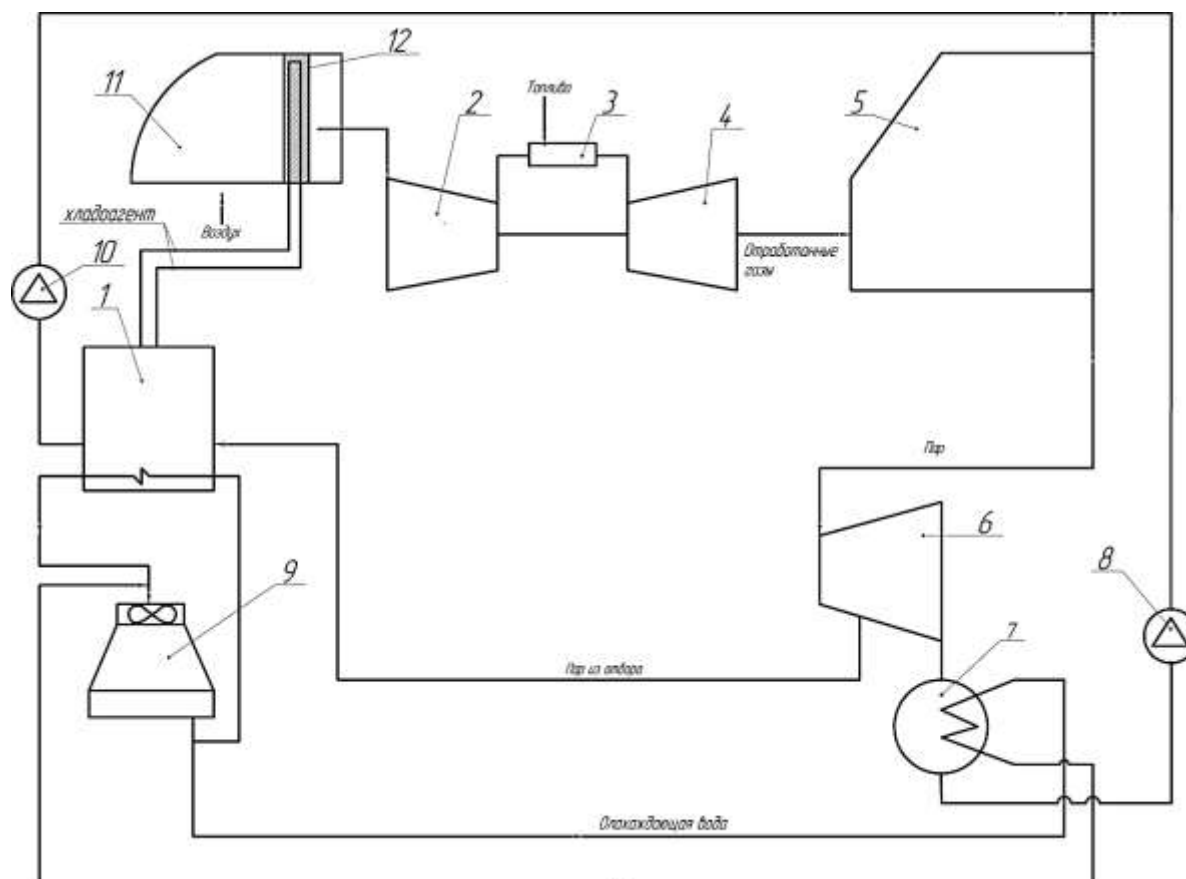


Рис. 5. Схема присоединения абсорбционно-холодильной машины в парогазовый цикл: 1 – абсорбционно-холодильной машина; 2 – компрессор; 3 – камера сгорания; 4 – газовая турбина; 5 – котел-утилизатор; 6 – паровая турбина; 7 – конденсатор; 8 – конденсатный насос; 9 – вентиляционная градирня; 10 – насос конденсата отборного пара; 11 – комплексное воздухоочистительное устройство; 12 – теплообменник; 13 – генераторы
Fig. 5. Diagram of absorption refrigerating machine connection in the combined cycle: 1 – absorption refrigerating machine; 2 – compressor; 3 – combustion chamber; 4 – gas turbine; 5 – waste heat recovery boiler; 6 – steam turbine; 7 – condenser; 8 – condensate pump; 9 – mechanical draft cooling tower; 10 – selected steam condensate pump; 11 – air filtering and conditioning system; 12 – heat exchanger; 13 – generators

В состав АБХМ входит испаритель 1, в котором происходит охлаждение теплоносителя. Циркуляция теплоносителя осуществляется через теплообменник 12 воздухоочистительного устройства ГТУ 11. В связи с тем, что рассматривается и исследуется установка с применением на ТЭЦ в блоке ПГУ, наиболее целесообразно применять пар в качестве основного теплоносителя, при этом возможно применение горячей воды или отработавших газов после ГТУ. Необходимая электроэнергия для работы АБХМ затрачивается только на привод электронасосов (насос циркуляционной воды, раствора LiBr, этиленгликоля). Для надежной работы компрессора 2 газовой турбины 4 необходимо выполнять очистку воздуха, удаляя мелкодисперсные соединения; затем происходит охлаждение воздуха. При охлаждении наблюдается конденсация влаги – данную влагу можно повторно использовать в цикле, собирая в конденсатосборниках. Очищенный от примесей воздух поступает в камеру сгорания 3, где смешивается с топливным газом и воспламеняется. После поток горячих газов поступает в газовую турбину. Отработанные газы после ГТУ направляются в котел-утилизатор 5, где остаточная энергия газов расходуется для получения пара, который используется для работы паровой турбины 6. Конденсация пара происходит в конденсаторе 7, непосредственно присоединенным к

паровой турбине. Конденсат отработавшего пара при помощи конденсатного насоса 8 возвращается в цикл. Циркуляционным насосом с вентиляторной градирни 9 в трубную систему конденсатора подается охлаждающая вода. Градирня предназначена для отведения тепла после конденсации пара, а также низкопотенциальной тепловой энергии от АБХМ, объем которой определяется как сумма тепла, поступившего с потоками греющего пара и охлаждаемого воздуха.

Зависимость мощности исследуемого парогазового энергоблока с АБХМ от температуры окружающего воздуха можно описать следующим выражением:

$$N_{пгу}^{абхм}(t_{нв}) = 0,003 \times (t_{нв})^3 - 0,00004 \times (t_{нв})^4 - 0,0854 \times (t_{нв})^2 + 0,8536 \times t_{нв} + 110,67, \quad (2)$$

где $N_{пгу}^{абхм}$ – мощность парогазового энергоблока при использовании АБХМ, МВт.

Чем больше длится теплый период, тем больше полезное использование АБХМ, а значит и выгода от использования установки, что позволяет использовать регионам с летним ограничением мощности более эффективно эксплуатировать газовые и парогазовые энергоблоки. Пример поддержания номинальной мощности при использовании холодильной машины представлен на рис. 6.

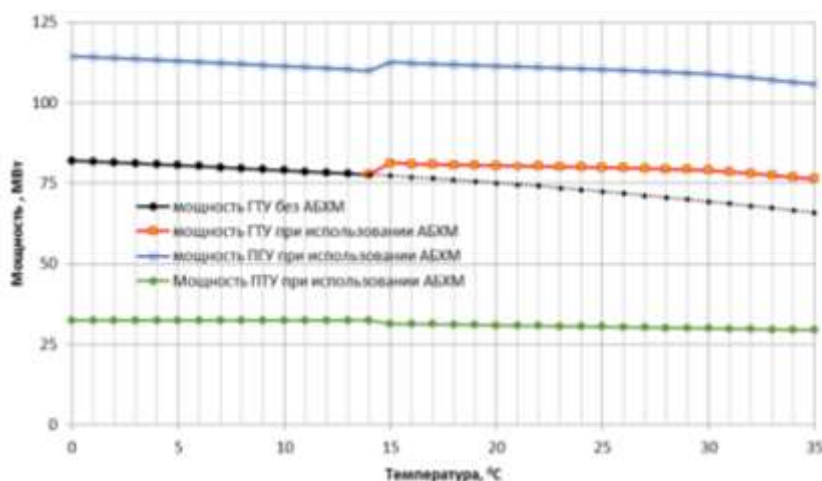


Рис. 6. Мощность парогазовой установки 110 МВт в зависимости от температуры окружающего воздуха при использовании абсорбционно-холодильной машины

Fig. 6. Capacity of the 110 MW combined cycle plant depending on the ambient temperature when using an absorption-refrigeration machine

4. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрена схема работы парогазового энергоблока с использованием абсорбционной холодильной машины в период летних ограничений мощности для охлаждения воздуха, который сжимается в компрессоре газовой турбины. Проведен анализ целесообразности внедрения абсорбционной холодильной машины в уже работающие энергоблоки в разных климатических условиях. Рассматривая график отклонения по мощности в течение года, получаем, что в период с марта по октябрь происходит снижение вы-

работки электроэнергии во всех рассматриваемых регионах. Так, при температуре окружающего воздуха 30°C достигается снижение мощности до 66 МВт с номинальных 77 МВт. Работа с АБХМ дает прирост мощности при той же температуре до 9,5 МВт для данного типа турбины и блока. Но эта величина может варьироваться в зависимости от внешних и внутренних условий эксплуатации – чем дольше длится теплый период, тем более полезно использование АБХМ и тем выше КПД ГТУ и ПГУ, а также больше маневренность блока, и меньше зависимость от температуры окружающего воздуха.

Библиографический список

1. Ivanova P., Grebesh E., Linkevics O. Optimisation of Combined Cycle Gas Turbine Power Plant in Intraday Market: Riga CHP-2 Example // *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*. 2018. Vol. 55. Issue 1. P. 15–21. <https://doi.org/10.2478/lpts-2018-0002>
2. Kotovich J., Job M., Brzeczek M. The characteristics of ultramodern combined cycle power plants // *Energy*. 2015. Vol. 92. Part 2. P. 197–211. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.04.006>
3. Klimenko V.V., Fedotova E.V., Tereshin A.G. Vulnerability of the Russian power industry to the climate change // *Energy*. 2018. Vol. 142. P. 1010–1022. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.069>
4. Менделеев Д.И., Галицкий Ю.Я. Исследование влияния абсорбционной холодильной машины на режимы работы парогазовой установки // *Вестник Казанского государственного энергетического университета*. 2019. Т. 11. № 4. С. 37–46.
5. Mendelev D.I., Marin G.E., Akhmetshin A.R. Improving the efficiency of combined-cycle plant by cooling incoming air using absorption refrigerating machine // *International Scientific Electric Power Conference – 2019: Series: Materials Science and Engineering: IOP Conference*. 2019. Vol. 643. Issue 1. P. 012099. [Электронный ресурс]. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/643/1/012099>. (09.04.2020). <https://doi.org/10.1088/1757-899X/643/1/012099>
6. Tverskoy Yu.S., Muravev I.K. Optimization of controlled processes in combined-cycle plant (new developments and researches) // *Journal of Physics: IOP Conference Series*. 2017. Vol. 891. Issue 1. P. 012290 [Электронный ресурс]. URL: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/891/1/012290>. (09.04.2020). <https://doi.org/10.1088/1742-6596/891/1/012290>
7. Benato A., Stoppato A., Bracco S. Combined cycle power plants: A comparison between two different dynamic models to evaluate transient behaviour and residual life // *Energy Conversion and Management*. 2014. Vol. 87. P. 1269–1280. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.017>
8. Цанев С.В., Буров В.Д., Карташев Д.В. Технические решения по регулированию электрической нагрузки энергетических ГТУ. Российский и зарубежный опыт // *Электрические станции*. 2005. № 4. С. 9–13.
9. Bahrami S., Ghaffari A., Genrup M., Thern M. Performance Comparison between Steam Injected Gas Turbine and Combined Cycle during Frequency Drops // *Energies*. 2015. Vol. 8. No. 8. P. 7582–7592. <https://doi.org/10.3390/en8087582>
10. Mehrpanahi A., Payganeh G.H. Multi-objective optimization of IGV position in a heavy-duty gas turbine on part-load performance // *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 125. P. 1478–1489. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.091>
11. Радин Ю.А., Фролов М.С. Ограничения регулируемого диапазона нагрузок энергоблока ПГУ-325 // *Надежность и безопасность энергетики*. 2017. Т. 10. № 1. С. 53–59. <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2017-10-1-53-59>
12. Mohamed O., Wang Jihong, Khalil A., Limhabrash M. Predictive control strategy of a gas turbine for improvement of combined cycle power plant dynamic performance and efficiency // *SpringerPlus*. 2016. Vol. 980. No. 5. [Электронный ресурс]. URL: <https://springerplus.springeropen.com/articles/10.1186/s40064-016-2679-2>. (10.04.2020). <https://doi.org/10.1186/s40064-016-2679-2>
13. Cozzolino R. Thermodynamic Performance Assessment of a Novel Micro-CCHP System based on a Low Temperature PEMFC Power Unit and a Half-Effect Li/Br Absorption Chiller // *Energies*. 2018. Vol. 11. Issue 2. P. 11020315. <https://doi.org/10.3390/en11020315>
14. Hou Guolian, Gong Linjuan, Dai Xiaoyan, Wang Mengyi, Huang Congzhi. A Novel Fuzzy Model Predictive Control of a Gas Turbine in the Combined Cycle Unit // *Bio-Inspired Learning and Adaptation for Optimization and Control of Complex Systems*. 2018. 18 p. [Электронный ресурс]. URL: <https://www.hindawi.com/journals/complexity/2018/6468517>



(10.04.2020). <https://doi.org/10.1155/2018/6468517>

15. Gonzalez-Díaz A., Alcaraz-Calderon A.M., Gonzalez-Díaz M.O., Mendez-Aranda A., Lucquiaud M., Gonzalez-Santalo J.M. Effect of the ambient conditions on gas turbine combined cycle power plants with post-combustion CO₂ capture // *Energy*. 2017. Vol. 134. P. 221–233. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.020>

16. Benrajesh P., Rajan A.J. Design and Analysis of a Two-Stage Adsorption Air Chiller // *Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2017. Vol. 197. No. 1. P. 012030 [Электронный ресурс]. URL: https://www.researchgate.net/publication/317307230_Design_and_Analysis_of_a_Two-Stage_Adsorption_Air_Chiller (11.04.2020).

<https://doi.org/10.1088/1757-899X/197/1/012030>

17. Herold K.E., Radermacher R., Klein S.A. Absorption Chillers and Heat Pumps. Edition 2nd. Boca Raton: CRC Press, 2016. 392 p. [Электронный ресурс]. URL:

<https://www.taylorfrancis.com/books/9780429174247>

(11.04.2020). <https://doi.org/10.1201/b19625>

18. Taufan A., Djubaedah E., Manga A., Nasruddin M.N. Experimental performance of adsorption chiller with fin and tube heat exchanger // *AIP Conference Proceedings*. 2018. Vol. 2001. Issue 1. P. 020012. [Электронный ресурс]. URL:

<https://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5049972>

(13.04.2020). <https://doi.org/10.1063/1.5049972>

19. Xue Xue, Sun Tian, Shi Wenxing, Li Xinhong. A Novel Method of Minimizing Power Consumption for Existing Chiller Plant // *Procedia Engineering*. 2017. Vol. 205. P. 1959–1966. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.058>

20. Wing Yu Fu, Tai Chan Kwok, Jia Yang, Yung Sit Rachel Kam. Cooling effectiveness of mist precooler for improving energy performance of air-cooled chiller // *Thermal Science*. 2018. Vol. 22. Issue 1. Part A. P. 193–204. <https://doi.org/10.2298/TSCI151112071Y>

References

1. Ivanova P, Grebesh E, Linkevics O. Optimisation of Combined Cycle Gas Turbine Power Plant in Intraday Market: Riga CHP-2 Example. *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*. 2018;55(1):15–21. <https://doi.org/10.2478/lpts-2018-0002>

2. Kotovich J, Job M, Brzęczek M. The Characteristics of Ultramodern Combined Cycle Power Plants. *Energy*. 2015;92(2):197–211. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.04.006>

3. Klimenko VV, Fedotova EV, Tereshin AG. Vulnerability of the Russian Power Industry to the Climate Change. *Energy*. 2018;142:1010–1022. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.069>

4. Mendelev DI, Galitskii YuYa. Study of the Effect of an Absorption Refrigeration Machine on the Operating Modes of a Combined Cycle Gas Turbine Unit. *Vestnik Kazanskogo gosudarstvennogo energeticheskogo universiteta* = Proceedings of the Higher Educational Institutions. ENERGY SECTOR PROBLEMS. 2019;11:4:37–46. (In Russ.).

5. Mendelev DI, Marin GE, Akhmetshin AR. Improving the Efficiency of Combined-Cycle Plant by Cooling Incoming Air using Absorption Refrigerating Machine. In: *International Scientific Electric Power Conference – 2019: Series: Materials Science and Engineering: IOP Conference*. 2019;643(1):012099. Available from:

<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/643/1/012099>. [Accessed 9th April 2020]. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/643/1/012099>

6. Tverskoy YuS, Muraviev IK. Optimization of Controlled Processes in Combined-Cycle Plant (New Developments and Researches). In: *Journal of Physics: IOP Conference Series*. 2017;891(1):012290. Available from: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1742-6596/891/1/012290> [Accessed 9th April 2020]. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/891/1/012290>

7. Benato A, Stoppato A, Bracco S. Combined Cycle Power Plants: A Comparison between Two Different Dynamic Models to Evaluate Transient Behaviour and Re-

sidual Life. *Energy Conversion and Management*. 2014;87:1269–1280.

<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.06.017>

8. Tsanev SV, Burov VD, Kartashev DV. Engineering Solutions on Power Gas Turbine Load Regulation. Russian and Foreign Experience. *Elektricheskie Stantsii* = Power Technology and Engineering. 2005;4:9–13. (In Russ.).

9. Bahrami S, Ghaffari A, Genrup M, Thern M. Performance Comparison between Steam Injected Gas Turbine and Combined Cycle during Frequency Drops. *Energies*. 2015;8(8):7582–7592. <https://doi.org/10.3390/en8087582>

10. Mehrpanahi A, Payganeh GH. Multi-Objective Optimization of IGV Position in a Heavy-Duty Gas Turbine on Part-Load Performance. *Applied Thermal Engineering*. 2017;125:1478–1489. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.091>

11. Radin YuA, Frolov MS. Limitations of Adjustment Load Range of 325 MW Combined Cycle Plant. *Nadezhnost' i bezopasnost' energetiki* = Safety & Reliability of Power Industry. 2017;1(1):53–59. (In Russ.). <https://doi.org/10.24223/1999-5555-2017-10-1-53-59>

12. Mohamed O, Wang Jihong, Khalil A, Limhabrash M. Predictive Control Strategy of a Gas Turbine for Improvement of Combined Cycle Power Plant Dynamic Performance and Efficiency. *SpringerPlus*. 2016;980(5). Available from:

<https://springerplus.springeropen.com/articles/10.1186/s40064-016-2679-2> [Accessed 10th April 2020]. <https://doi.org/10.1186/s40064-016-2679-2>

13. Cozzolino R. Thermodynamic Performance Assessment of a Novel Micro-CCHP System based on a Low Temperature PEMFC Power Unit and a Half-Effect Li/Br Absorption Chiller. *Energies*. 2018;11(2):11020315. <https://doi.org/10.3390/en11020315>

14. Hou Guolian, Gong Linjuan, Dai Xiaoyan, Wang Mengyi, Huang Congzhi. A Novel Fuzzy Model Predictive Control of a Gas Turbine in the Combined Cycle Unit. *Bio-Inspired Learning and Adaptation for Optimization and Control of Complex Systems*. 2018;18. Available from:

<https://www.hindawi.com/journals/complexity/2018/6468517/>
[Accessed 10th April 2020].
<https://doi.org/10.1155/2018/6468517>
15. Gonzalez-Díaz A, Alcaraz-Calderon AM, Gonzalez-Díaz MO, Mendez-Aranda A, Lucquiaud M, Gonzalez-Santalo JM. Effect of the Ambient Conditions on Gas Turbine Combined Cycle Power Plants with Post-Combustion CO₂ Capture. *Energy*. 2017;134:221–233. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.05.020>
16. Benrajesh P, Rajan AJ. Design and Analysis of a Two-Stage Adsorption Air Chiller. In: *Materials Science and Engineering: IOP Conference Series*. 2017;197(1):012030. Available from: https://www.researchgate.net/publication/317307230_Design_and_Analysis_of_a_Two-Stage_Adsorption_Air_Chiller [Accessed 11th April 2020]. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/197/1/012030>
17. Herold KE, Radermacher R, Klein SA. Absorption Chillers and Heat Pumps. Edition 2nd. Boca Raton: CRC

Press, 2016. 392 p. Available from: <https://www.taylorfrancis.com/books/9780429174247> [Accessed 11th April 2020]. <https://doi.org/10.1201/b19625>
18. Taufan A, Djubaedah E, Manga A, Nasruddin MN. Experimental Performance of Adsorption Chiller with Fin and Tube Heat Exchanger. In: *AIP Conference Proceedings*. 2018;2001(1):020012. Available from: <https://aip.scitation.org/doi/abs/10.1063/1.5049972> (13.04.2020). <https://doi.org/10.1063/1.5049972>
19. Xue Xue, Sun Tian, Shi Wenxing, Li Xinhong. A Novel Method of Minimizing Power Consumption for Existing Chiller Plant. *Procedia Engineering*. 2017;205:1959–1966. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.058>
20. Wing Yu Fu, Tai Chan Kwok, Jia Yang, Yung Sit Rachel Kam. Cooling Effectiveness of Mist Precooler for Improving Energy Performance of Air-Cooled Chiller. *Thermal Science*. 2018;22(1-A):193–204. <https://doi.org/10.2298/TSCI15112071Y>

Критерии авторства

Менделеев Д.И., Марьин Г.Е., Галицкий Ю.Я., Ахметшин А.Р. заявляют о равном участии в получении и оформлении научных результатов и в равной мере несут ответственность за плагиат.

Authorship criteria

Mendelev D.I., Marin G.E., Galitskii Yu.Ya., Akhmetshin A.R. declare equal participation in obtaining and formalization of scientific results and bear equal responsibility for plagiarism.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Conflict of interests

The authors declare that there is no conflict of interests regarding the publication of this article.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

The final manuscript has been read and approved by all the co-authors.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Менделеев Дмитрий Иванович,
аспирант,
Казанский государственный энергетический университет,
420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51, Россия;
машинист-обходчик энергоблоков цеха парогазовых установок
АО «Татэнерго», филиал «Казанская ТЭЦ–2»,
420036, г. Казань, ул. Тэцевская, 11, Россия;
✉ e-mail: Dylankn@ya.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Dmitrii I. Mendelev,
Postgraduate Student,
Kazan State Power Engineering University,
51, Krasnoselskaya St., Kazan 420066, Russia;
Turbine hall equipment operator
of the CCGT plant power units,
Tatenergo JSC, Branch of Kazan CHP-2,
11, Tetsevskaia St., Kazan 420036, Russia;
✉ e-mail: Dylankn@ya.ru

Марьин Георгий Евгеньевич,
старший преподаватель кафедры энергетического машиностроения,
Казанский государственный энергетический университет,
420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51, Россия;
старший машинист энергоблоков цеха парогазовых установок,
АО «Татэнерго», филиал «Казанская ТЭЦ–2»,
420036, г. Казань, ул. Тэцевская, 11, Россия;
e-mail: george64199@mail.ru

Georgiy E. Marin,
Senior Lecturer of the Department of Power Engineering,
Kazan State Power Engineering University,
51, Krasnoselskaya St., Kazan 420066, Russia;
Senior Operator of the CCGT plant power units,
Tatenergo JSC, Branch of Kazan CHP-2,
11, Tetsevskaia St., Kazan 420036, Russia;
e-mail: george64199@mail.ru



Галицкий Юрий Яковлевич,
кандидат технических наук,
главный советник генерального директора,
ОАО «Сетевая компания»
420094, г. Казань, ул. Бондаренко, 3, Россия;
e-mail: galitskyuy@gridcom-rt.ru

Ахметшин Азат Ринатович,
кандидат технических наук,
доцент кафедры энергетического машиностроения,
Казанский государственный
энергетический университет,
420066, г. Казань, ул. Красносельская, 51, Россия;
e-mail: ahmetshin.ar@mail.ru

Yuri Ya. Galitskii,
Cand. Sci. (Eng.),
Chief Advisor to the CEO,
Grid Company OJSC,
3, Bondarenko St., Kazan 420094, Russia;
e-mail: galitskyuy@gridcom-rt.ru

Azat R. Akhmetshin,
Cand. Sci. (Eng.),
Associate Professor of the Department
of Power Engineering,
Kazan State Power Engineering University,
51, Krasnoselskaya St., Kazan 420066, Russia;
e-mail: ahmetshin.ar@mail.ru