



Исследование зависимости расхода топлива теплофикационной газотурбинной установки от изменения тепловой нагрузки потребителей регионов, имеющих различные климатические условия, с учетом определения конструктивных характеристик теплообменного оборудования подогрева сетевой воды

© Е.Л. Степанова, П.В. Жарков

Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН, г. Иркутск, Россия

Резюме: Цель работы – исследовать величины напряжений в инструментальном материале составных концевых фрез для того, чтобы сравнить их с допустимыми напряжениями с позиций исключения разрушения фрез. Объектом исследования являются предельные величины напряжения в инструментальном материале разработанных составных концевых твердосплавных фрез, имеющих сопряженные между собой режущую часть и хвостовик. Режущая часть выполнена из инструментального твердого сплава, хвостовик – из конструкционной стали. Для определения напряжений использовано имитационное моделирование в программной среде ANSYS и Deform. Составляющие силы резания определены экспериментально. Принято, что чем меньше величины составляющих сил резания, тем меньше величины напряжений в инструментальном материале, и тем меньше возможность разрушения инструментального материала. Рассмотрено фрезерование труднообрабатываемой нержавеющей стали 12Х18Н10Т со скоростью резания 70 м/мин, с глубиной резания 1 мм и подачей 0,1 мм/зуб. Рассмотрен инструментальный материал ВК8 без покрытий и с разными покрытиями, которые способствуют снижению составляющих сил резания. Доказано, что составной концевой фрезой диаметром 16 мм и длиной 92 мм можно обрабатывать детали с той же точностью, с какой их обрабатывают монолитной (цельной) концевой твердосплавной фрезой. С увеличением длины составных фрез точность обработки монолитной (цельной) концевой фрезой 123 мм и 180 мм они применимы для изготовления деталей, используемых в общем машиностроении. Таким образом, составные концевые фрезы могут конкурировать с монолитными фрезами по точности изготовления и периоду стойкости, чем ограничивают существующую область применения монолитных фрез. При этом стоимость составных фрез меньше монолитных на 10–60%.

Ключевые слова: теплофикационная газотурбинная установка, математическая модель теплоэнергетической установки, расход топлива, тепловая нагрузка, конструктивные характеристики, теплообменное оборудование.

Благодарности: Работа выполнена в рамках проекта государственного задания (№ FWEU-2021-0005, рег. № AAAA-A21-121012190004-5) Программы фундаментальных исследований РФ на 2021–2025 гг.

Для цитирования: Степанова Е.Л., Жарков П.В. Исследование зависимости расхода топлива теплофикационной газотурбинной установки от изменения тепловой нагрузки потребителей регионов, имеющих различные климатические условия, с учетом определения конструктивных характеристик теплообменного оборудования подогрева сетевой воды. *Вестник Иркутского государственного технического университета*. 2021. Т. 25. № 4. С. 478–487. <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2021-4-478-487>

A study of the dependence between fuel consumption of a heat gas turbine and variation of heat loading of regional consumers having various climatic conditions taking into account determination of structural characteristics of heat exchanging equipment for grid water heating

Elena L. Stepanova, Pavel V. Zharkov

Melentiev Energy Systems Institute SB RAS, Irkutsk, Russia

Abstract: The aim was to optimize the dependence between fuel consumption and heat loading of regional consumers varied due to climatic conditions, taking into account the determination of structural characteristics of heat exchanging equipment for grid water heating in a heat gas turbine. A heat gas turbine comprising two fuel combustion chambers, a

waste-heat boiler and a contact heat exchanger to heat makeup grid water was investigated. Scheme and parametric optimization studies were carried out using a mathematic model of a gas turbine created using a software and hardware system developed at the Department of Heat Power Systems of the Melentiev Energy Systems Institute, Siberian Branch of the Russian Academy of Sciences. The turbine operating conditions differing in heat loads in four suggested operating regions were studied. It was found that an increase in fuel consumption in the second combustion chamber was 29%–84% compared to that in the first combustion chamber. This rise was recorded when the turbine heat loading was increasing in the considered regions. Data analysis of the scheme and parametric optimization studies showed that, for operating conditions with a higher heat loading, it seems reasonable to ensure the maximum possible heating of makeup grid water as the loading rises. It is also recommended to slightly increase the heat surface area of the makeup grid water heater whose structural materials are less expensive than in a waste-heat boiler. It was shown that the suggested technical solution slightly increases specific capital investments while fully providing electrical and heat power to consumers. The obtained results can be used to select optimal technical solutions ensuring competitiveness in the operation of a heat gas turbine in regions with various climatic characteristics.

Keywords: cogeneration gas turbine unit, mathematical model of a heat power plant, fuel consumption, heat load, design characteristics, heat exchange equipment

Acknowledgements: The research was carried out under the State Assignment Project (no. FWEU-2021-0005, reg. no. AAAA-A21-121012190004-5) of the Fundamental Research Program of the Russian Federation for the period from 2021 to 2025.

For citation: Stepanova EL, Zharkov PV. A study of the dependence between fuel consumption of a heat gas turbine and variation of heat loading of regional consumers having various climatic conditions taking into account determination of structural characteristics of heat exchanging equipment for grid water heating. *Vestnik Irkutskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta = Proceedings of Irkutsk State Technical University*. 2021;25(4):478–487. (In Russ.) <https://doi.org/10.21285/1814-3520-2021-4-478-487>

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время в мировой энергетике, несмотря на развитие альтернативных источников энергии, работающие за счет сжигания природного газа газотурбинные установки (ГТУ) сохраняют свою востребованность и конкурентоспособность [1, 2]. Эксплуатация теплофикационных ГТУ, вырабатывающих электрическую и тепловую энергии, особенно актуальна для регионов с холодным климатом, где есть необходимость в обеспечении потребителей теплом. Для таких энергоустановок тепловая нагрузка напрямую зависит от климатических характеристик конкретного региона эксплуатации. Кроме того, ГТУ, работающие в режиме когенерации, позволяют повысить энергетическую и экономическую эффективности их работы [3–5]. Помочь в выборе оптимальных технических решений, определении конструктивных характеристик и оптимальных показателей режимов работы ГТУ могут исследования, выполненные с помощью современных средств математического моделирования и оптимизации [6–9]. В Институте систем энергетики им. Л.А. Мелентьева Сибирского отделения Российской академии наук (ИСЭМ СО РАН) имеется разработан-

ный коллективом Отдела теплосиловых систем программно-вычислительной комплекс «Система машинного построения программ» (СМПП) [10]. Использование математических моделей энергоустановок, созданных с его помощью, позволяет выполнять конструкторские, проверочные расчеты и проводить оптимизационные исследования.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

В России и во многих зарубежных странах достаточно регионов, чьи климатические условия требуют обеспечения потребителей не только электрической, но и тепловой энергией. Расход тепла на отопление и вентиляцию зданий различного назначения пропорционален разности температур воздуха внутри отапливаемых помещений и наружного воздуха. Для теплоэнергетических установок, к которым относятся и теплофикационные ГТУ, суммарная тепловая нагрузка сильно меняется с изменением температуры наружного воздуха. Расход топлива является одним из основных энергетических показателей режимов работы ГТУ и напрямую зависит от нагрузок: электрической и тепловой. В свою очередь, увеличение тепловой нагрузки ГТУ в случае необходимости может быть обеспе-

чено определенными техническими решениями, в частности изменением конструктивных характеристик теплообменного оборудования подогрева сетевой воды. Для правильного принятия подобных технических решений необходимо проводить исследования, позволяющие определить оптимальные энергетические, конструктивные и экономические характеристики исследуемого энергооборудования [11].

Исследования зависимости расхода топлива от изменения тепловой нагрузки потребителей регионов с разными климатическими условиями и учетом определения конструктивных характеристик теплообменного оборудования подогрева сетевой воды проводились на математической модели теплофикационной ГТУ с двумя камерами сгорания, ее технологическая схема показана на рис. 1.

ГТУ имеет воздушный компрессор, две камеры сгорания топлива (природного газа), газовую турбину, котел-утилизатор, контактный теплообменник, водоводяной подогреватель подпитки сетевой воды и насосные установки. Схема ГТУ предусматривает дожигание некоторого количества топлива в среде уходящих газов во второй камере сгорания. Так как после газовой турбины уходящие газы имеют достаточно высокую температуру (360°C и выше) и объемную концентрацию окислителя O_2 в пределах 13–16%, то такую среду можно использовать в качестве окислителя процесса горения. Применение данной технологии позволяет повысить тепловую мощность ГТУ и стабилизировать параметры сетевой воды, подогреваемой в котле-утилизаторе. Стоит отметить, что в схеме данной энергоустановки отсутствует

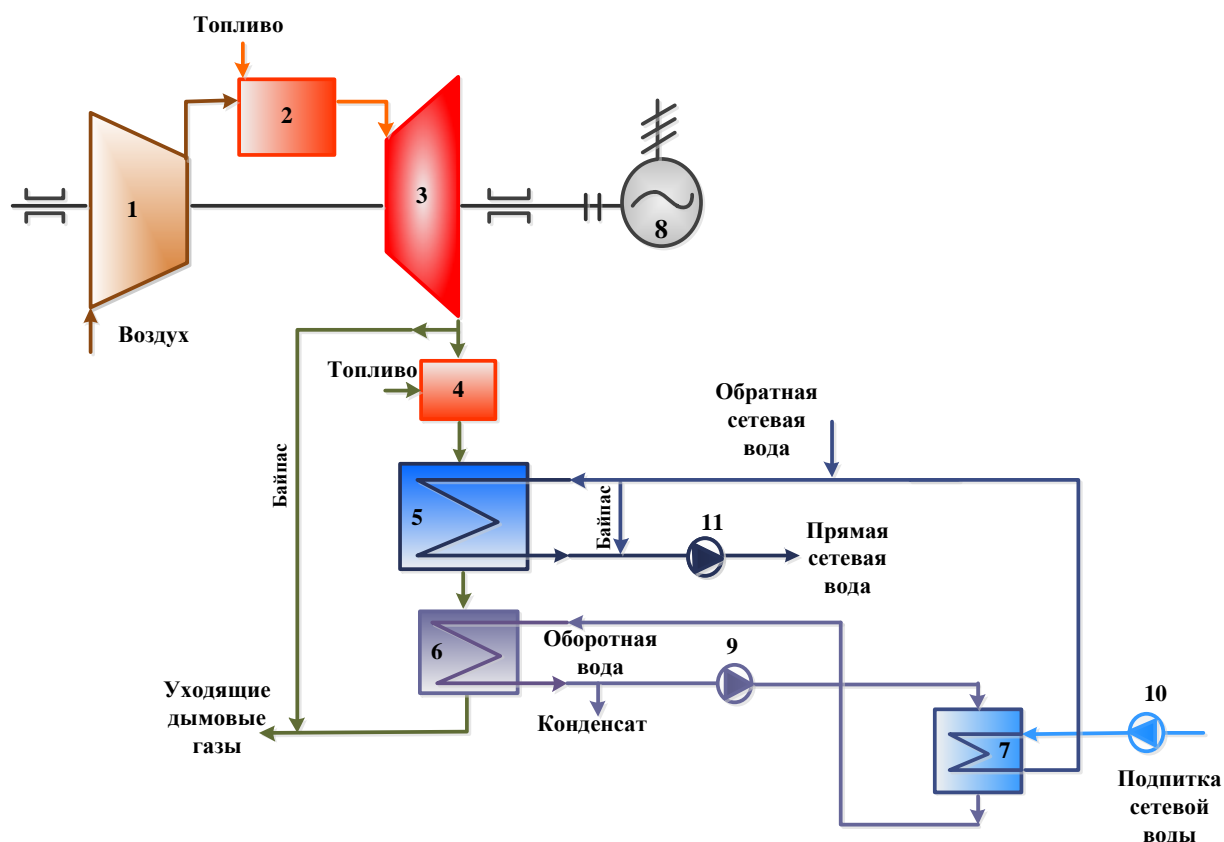


Рис. 1. Технологическая схема теплофикационной газотурбинной установки:

1 – воздушный компрессор; 2 – 1-я камера сгорания топлива; 3 – газовая турбина; 4 – 2-я камера сгорания топлива; 5 – котел-утилизатор; 6 – контактный теплообменник; 7 – водоводяной подогреватель сетевой воды; 8 – генератор; 9–11 – насосы

Fig. 1. Process flow diagram of the cogeneration gas turbine plant:

1 – air compressor; 2 – first fuel combustion chamber; 3 – gas turbine; 4 – second fuel combustion chamber; 5 – waste heat boiler; 6 – contact heat exchanger; 7 – water-to-water heater of network water; 8 – generator; 9–11 – pumps

пиковый источник тепла и его роль берет на себя именно вторая камера сгорания, регулируя повышение тепловой нагрузки. Описанная организация регулирования тепловой нагрузки позволяет использовать исследуемую установку как в случаях, когда необходима полная загрузка ГТУ по выработке электро- и теплоэнергии, так и в тех случаях, когда большая электрическая нагрузка потребителю не требуется, а в увеличенной тепловой нагрузке, напротив, есть потребность. Это вполне возможно при эксплуатации теплофикационной ГТУ в регионах с холодным климатом. Также регулирование тепловой нагрузки рассматриваемой ГТУ может осуществляться и следующим образом: часть уходящих газов отбирается по ходу газа после газовой турбины перед второй камерой сгорания и по байпасу, минуя котел-утилизатор и контактный теплообменник, подается в газовый тракт после контактного теплообменника, смешиваясь с охлажденными в нем дымовыми газами. Такое регулирование может использоваться в случаях, когда требуется полная загрузка энергоустановки по электрической нагрузке, а тепловая нагрузка при этом невелика. Кроме того, осуществляемый таким методом пропуск части продуктов сгорания по обводному каналу (байпасу) позволяет поддерживать температуру уходящих газов за контактным теплообменником примерно $70-90^{\circ}\text{C}$, что необходимо для исключения выпадения конденсата в газовом тракте и дымовой трубе. В технологической схеме установки для утилизации теплоты уходящих газов после котла-утилизатора применяется контактный теплообменник, в котором движутся в вертикальном противотоке продукты сгорания и распыленная оборотная вода [12–15]. Оборотная вода, нагреваясь в контактном теплообменнике, далее перекачивается насосом по водному контуру, отдавая тепло в водоводяном теплообменнике подпиточной сетевой воде. Поскольку количество оборотной воды будет увеличиваться из-за конденсации водяных паров дымовых газов, то излишек конденсата в случае необходимости может сливаться в канализацию или подаваться в конденсатную линию после химводоподготовки.

Подробно общая конструкторско-проверочная математическая модель теплофикационной ГТУ описана в работе [16]. В настоящем исследовании авторами рассматривается конструкторская модель установки. В конструкторской математической модели ГТУ все математические модели ее оборудования базируются на конструкторских расчетах. Для ее построения использовались математические модели воздушного компрессора, камер сгорания топлива, газовой турбины, котла-утилизатора, контактного теплообменника, водоводяного подогревателя подпитки сетевой воды, насосов. В результате проведения расчетов с помощью конструкторской модели ГТУ определяются геометрические размеры теплообменников, номинальные расходы теплоносителей, давления газа на входе и выходе из газовой турбины, температура и давление газа на выходе из котла-утилизатора и контактного теплообменника, суммарная и полезная электрическая мощности ГТУ, а также расход электрической мощности на собственные нужды, общий расход топлива и расход топлива каждой камерой сгорания.

В настоящий период времени цены на продажу электроэнергии формируются в пределах ценовых зон на конкурентной основе механизмами оптового рынка электроэнергии и мощности, а в неценовых зонах – по регулируемым государством ценам [17]. Цены на тепловую энергию тоже имеют некоторую неопределенность в связи с начавшимся процессом перехода сектора теплоснабжения во многих регионах России на рыночные отношения [18]. Поэтому целесообразно учитывать возможные диапазоны изменения устанавливаемых для производителей энергии цен на энергетическую продукцию. Для определения оптимальных параметров режимов работы и конструктивных характеристик теплообменного оборудования ГТУ необходимо проводить оптимизационные исследования с использованием математической модели конструкторского расчета энергоустановки, где в качестве критерия оптимальности используется цена электроэнергии при заданных ценах используемого топлива и отпускаемого потребителю тепла, а

также внутренней норме возврата капиталовложений, определяющей уровень экономической эффективности инвестиционного проекта [19]. Математическая запись решаемой оптимизационной задачи имеет следующий вид:

$$\min_{Q^p, x_k, G_k^{mon}} U_{\text{элек}} \quad (1)$$

при условиях:

$$\begin{aligned} V_k &= f(x_k, G_k^{mon}, \gamma_k, Q^p); \\ H_k(x_k, G_k^{mon}, \gamma_k, Q^p) &\geq 0; \\ x_k^{\min} &\leq x_k \leq x_k^{\max}; \end{aligned} \quad (2)$$

$$\begin{aligned} N_k &= f(Q^p, G_k^{mon}, x_k, \gamma_k), \\ N_k^{\min} &\leq N_k \leq N_k^{\max}; \end{aligned}$$

$$K_{об} = f(V_k, d_{y\partial}), \quad (3)$$

$$K_{\text{сум}} = K_{об} + K_{\text{см}}, \quad (4)$$

$$\begin{aligned} CRF(G_k^{mon}, Q^p, N_k, U^{men}, \\ U^{\text{элек}}, U^{mon}, K_{\text{сум}}, \mu) &= CRF_z, \end{aligned} \quad (5)$$

где $U_{\text{элек}}$ – цена электрической энергии; x_k – вектор оптимизируемых параметров, определяющих конструктивные характеристики установки (параметры цикла, конструктивные параметры элементов и режимные параметры в номинальном режиме); G_k^{mon} – расход топлива; Q^p – расчетная тепловая нагрузка; V_k – вектор конструктивных характеристик; γ_k – вектор исходных данных, определяющих внешние условия работы установки; H_k – l_k -мерная векторная функция ограничений-неравенств; N_k – полная электрическая мощность; N_k^{\min} , N_k^{\max} – минимальное и максимальное значения электрической мощности; $K_{об}$ – капиталовложения в оборудова-

ние; $d_{y\partial}$ – вектор удельных стоимостей элементов оборудования; $K_{\text{сум}}$ – суммарные капиталовложения; $K_{\text{см}}$ – капиталовложения, учитывающие непредвиденные затраты и затраты на строительство; CRF – внутренняя норма возврата капиталовложений; CRF_z – заданное значение внутренней нормы возврата капиталовложений; U^{men} – цена тепловой энергии; U^{mon} – цена топлива; μ – вектор параметров, определяющих условия кредитования и налогообложения; x_k^{\min} , x_k^{\max} – векторы минимальных и максимальных значений x_k . Для проведения оптимизационных исследований были назначены оптимизируемые параметры, такие как расчетная тепловая нагрузка, расход топлива, внутреннее, наружные диаметры и шаги труб теплообменного оборудования, массовые скорости воды, расход оборотной воды, температура и давление газа на выходе из газовой турбины, давление газа на входе во вторую камеру сгорания, доля расхода газа, идущего по обводному каналу (байпасу). При проведении оптимизационных исследований вводились ограничения на максимальную электрическую мощность ГТУ в пределах 60 МВт. Устанавливались ограничения на неотрицательность температурных напоров и расходов рабочих тел ГТУ, на механические напряжения металла труб теплообменного оборудования. Таким образом, число оптимизируемых параметров конструкторской математической модели теплофикационной ГТУ равно 19, а ограничений-неравенств – 48.

Оптимизационные расчеты выполнялись для номинального режима работы теплофикационной ГТУ предположительно эксплуатируемой в четырех регионах с различными климатическими характеристиками. В частности, учитывались расчетные температуры наружного воздуха равные -22°C , -25°C , -38°C , -55°C и продолжительности их стояния 75 ч, 106 ч, 173 ч и 380 ч, соответственно. Внутренняя норма возврата капиталовложений была принята равной 0,15, цена топлива – 100 долл/т у.т. Для каждого региона рассматривались два режима, отличающиеся

ценой тепла и, соответственно, тепловыми нагрузками, так как схемно-параметрическая оптимизация, проводимая с помощью конструкторской модели исследуемой теплофикационной ГТУ, показала, что при более высокой цене тепла выгодно увеличить отпуск тепла для его возможной реализации на рынке тепловой энергии. Цена тепла принималась для Режим 1 равной 3,82 долл/ГДж, для Режим 2 – 5,26 долл/ГДж. При расчете капиталовложений ГТУ была использована исходная экономическая информация [16, 19].

Создание математической модели ГТУ и проведение оптимизационных расчетов осуществлялись с помощью программно-вычислительного комплекса (ПВК), созданного сотрудниками Отдела теплосиловых систем ИСЭМ СО РАН [20]. Интерфейс ПВК с изображением интерактивной расчетной схемы теплофикационной ГТУ представлен на рис. 2.

Результаты проведенных оптимизационных расчетов, такие как основные показатели расчета режимов работы и конструктивные характеристики теплообменного оборудования подогрева сетевой воды теплофикационной ГТУ

для четырех регионов предполагаемой эксплуатации, представлены в табл. 1 и 2.

В результате анализа данных оптимизационных исследований зависимости расхода топлива от изменения тепловой нагрузки потребителей регионов с разными климатическими условиями и учетом определения конструктивных характеристик теплообменного оборудования подогрева сетевой воды, проводимых с помощью математической модели теплофикационной ГТУ с двумя камерами сгорания, могут быть сделаны следующие выводы: тепловая нагрузка, определенная в результате расчетов при цене тепла 3,82 долл/ГДж для Режим 1 и 5,26 долл/ГДж для Режим 2, увеличивается для первого и второго регионов предполагаемой эксплуатации в среднем на 24%, а для третьего и четвертого регионов с более холодным климатом – на 35%. Распределение расхода топлива между камерами сгорания происходит следующим образом: для всех рассматриваемых регионов в Режим 1 первая камера сгорания загружается несколько больше, чем вторая, но загрузка постепенно меняется от 5,3% до 1,5% от региона с более теплым климатом к региону с более холодным климатом.

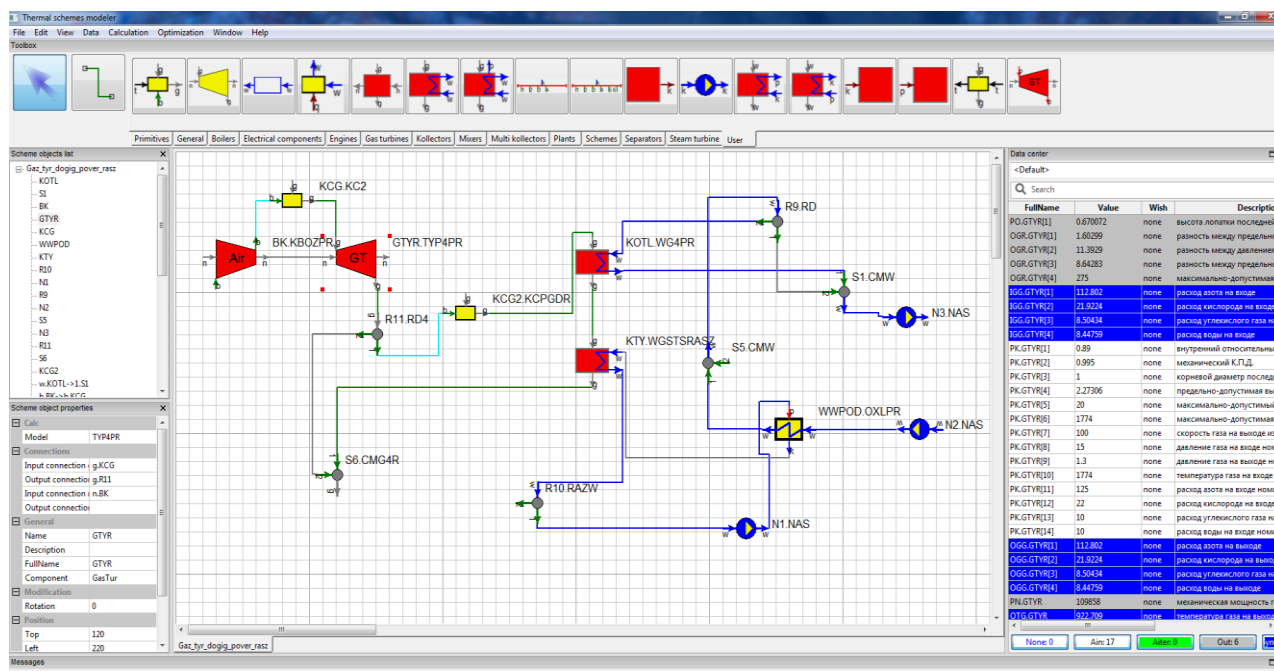


Рис. 2. Интерфейс программно-вычислительного комплекса с изображением интерактивной расчетной схемы теплофикационной газотурбинной установки
 Fig. 2. Interface of the software and computer complex with the image of the interactive computational scheme of the cogeneration gas turbine plant



Таблица 1. Основные показатели расчета режимов работы теплофикационной газотурбинной установки для четырех регионов предполагаемой эксплуатации

Table 1. Main indicators for calculation of the operating modes of the cogeneration gas turbine plant for four regions of the proposed operation

Основные показатели	Условный номер региона эксплуатации / расчетная температура наружного воздуха, °С							
	1/-22		2/-25		3/-38		4/-55	
	режим							
	1	2	1	2	1	2	1	2
Тепловая нагрузка газотурбинной установки, ГДж/ч	675,0	871,5	695,1	931,3	757,8	1166,2	803,3	1248,9
Полезная электрическая мощность газотурбинной установки, МВт	60							
Общий расход топлива, т у.т.	37,68	45,92	38,11	48,57	39,40	57,23	40,14	59,89
Расход топлива 1-й камерой сгорания газотурбинной установки, т у.т.	19,36	20,04	19,55	20,35	20,04	20,29	20,22	21,09
Расход топлива 2-й камерой сгорания газотурбинной установки, т у.т.	18,32	25,88	18,56	28,22	19,36	36,95	19,92	38,8
Удельные капиталовложения, долл/кВт	570,0	680,0	580,0	695,0	660,0	770,0	735,0	850,0

Таблица 2. Конструктивные характеристики теплообменного оборудования подогрева сетевой воды теплофикационной газотурбинной установки для четырех регионов предполагаемой эксплуатации

Table 2. Design characteristics of the heat exchange equipment for heating network water of the cogeneration gas turbine plant for four regions of the proposed operation

Основные показатели	Условный номер региона эксплуатации / расчетная температура наружного воздуха, °С							
	1/-22		2/-25		3/-38		4/-55	
	режим							
	1	2	1	2	1	2	1	2
Площадь теплообменной поверхности котла-утилизатора, м ²	3012	4010	3124	4100	3180	4268	3893	4340
Площадь теплообменной поверхности подогревателя подпитки сетевой воды, м ²	748	845	765	896	795	1039	827	1120
Наружный/внутренний диаметр труб теплообменной поверхности котла-утилизатора, мм	50/47				52/49			
Поперечный/продольный шаг труб теплообменной поверхности котла-утилизатора, мм	103/63				102/62			
Наружный/внутренний диаметр труб теплообменной поверхности подогревателя подпитки сетевой воды, мм	16/14,5				18/16,5			
Поперечный/продольный шаг труб теплообменной поверхности подогревателя подпитки сетевой воды, мм	22/19				21/18			

Что касается режимов с увеличенной тепловой нагрузкой (Режим 2), то загрузка первой камеры сгорания остается примерно на том же уровне, что и в Режиме 1, так как полезная электрическая мощность во всех режимах определяется в районе 60 МВт, а во второй камере сгорания по мере увеличения тепловой нагрузки по регионам увеличивается расход топлива с 25,88 т у.т. до 38,9 т у.т., что составляет увеличение расхода топлива

во второй камере сгорания от 29% до 84% по сравнению с расходом топлива первой камеры сгорания. Рост удельных капиталовложений происходит по мере увеличения теплообменной поверхности котла-утилизатора и подогревателя подпитки сетевой воды. Для Режима 1 диапазон изменения удельных капиталовложений составляет от 570 долл/кВт до 735 долл/кВт для всех четырех регионов, а для Режима 2 – от 680 долл/кВт до

850 долл/кВт. В свою очередь, для Режим 1 рост площади теплообменной поверхности котла-утилизатора от первого региона к четвертому составил порядка 23%, площади теплообменной поверхности подогревателя подпитки сетевой воды – около 10%. Для Режим 2 изменение площади теплообменной поверхности котла-утилизатора – около 8%, площади теплообменной поверхности подогревателя подпитки сетевой воды – около 25%. То есть схемно-параметрическая оптимизация режимов работы и конструктивных показателей оборудования теплофикационной ГТУ показала, что для режимов работы с более высокой тепловой нагрузкой (Режим 2), по мере ее роста, целесообразно обеспечить максимально возможный нагрев подпиточной сетевой воды и несколько больше увеличивать площадь поверхности нагрева подогревателя подпитки сетевой воды, материалы для изготовления которого являются менее дорогостоящими, чем для котла-утилизатора, тем самым обеспечив относительно невысокий прирост удельных капиталовложений при полном обеспечении потребителей электрической и тепловой энергиями.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На примере математической модели теплофикационной ГТУ, имеющей две камеры сгорания топлива, котел-утилизатор и контактный теплообменник для подогрева подпиточной сетевой воды, проведены оптимизационные исследования зависимости расхода топлива от изменения тепловой нагрузки потребителей регионов с разными климатическими условиями и учетом определения

конструктивных характеристик теплообменного оборудования подогрева сетевой воды. Расчеты выполнялись на конструкторской математической модели ГТУ, созданной с помощью разработанного сотрудниками Отдела теплосиловых систем ИСЭМ СО РАН программно-вычислительного комплекса. В работе рассматривались режимы работы установки в четырех предполагаемых регионах эксплуатации. Режимы отличались тепловыми нагрузками. Результаты исследований показали, что увеличение расхода топлива во второй камере сгорания составляет по мере роста тепловой нагрузки ГТУ рассматриваемых регионов эксплуатации от 29% до 84% по сравнению с расходом топлива первой камеры сгорания. Результаты схемно-параметрической оптимизации позволили сделать вывод, что для режимов работы ГТУ с более высокой тепловой нагрузкой, по мере ее роста, целесообразно обеспечить максимально возможный нагрев подпиточной сетевой воды и несколько больше увеличивать площадь поверхности нагрева подогревателя подпитки сетевой воды, цена материалов для изготовления которого ниже, чем для котла-утилизатора, таким образом, давая относительно невысокий прирост удельных капиталовложений при полном обеспечении потребителей электрической и тепловой энергиями. Результаты исследований могут использоваться при подборе оптимального сочетания схемно-параметрических решений, обеспечивающих конкурентоспособность теплофикационной ГТУ, эксплуатируемой в регионах с различными климатическими характеристиками.

Список литературы

1. Boyce M.P. An overview of gas turbines // Gas Turbine Engineering Handbook (Fourth Edition). 2012. P. 3–88. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-383842-1.00001-9>
2. Al-attab K.A., Zainal Z.A. Externally fired gas turbine technology: a review // Applied Energy. 2015. Vol. 138. P. 474–487. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.049>
3. Yang Xiaochen, Li Hongwei, Svendsen Svend. Evaluations of different domestic hot water preparing methods with ultra-low-temperature district heating // Energy. 2016. Vol. 109. P. 248–259. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.109>
4. Liu Xuezhi, Wu Jianzhong, Jenkins N., Bagdanavicius A. Combined analysis of electricity and heat networks // Applied Energy. 2016. Vol. 162. P. 1238–1250. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.102>
5. Leitner B., Widl E., Gawlik W., Hofmann R. A method for technical assessment of power-to-heat use cases to couple local district heating and electrical distribution grids // Energy. 2019. Vol. 182. P. 729–738. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.016>
6. Wang Ligang, Voll P., Lampe M., Yang Yongping, Bardow A. Superstructure-free synthesis and optimization of thermal power plants // Energy. 2015. Vol. 91. P. 700–711. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.068>



7. Kowalczyk Ł., Elsner W., Niegodajew P., Marek M. Gradient-free methods applied to optimization of advanced ultra-supercritical power plant // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 96. P. 200–208. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.091>
8. Plis M., Rusinowski H. Predictive, adaptive model of PG 9171E gas turbine unit including control algorithms // *Energy*. 2017. Vol. 126. P. 247–255. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.027>
9. Mehrgoo M., Amidpour M. Constructal design and optimization of a dual pressure heat recovery steam generator // *Energy*. 2017. Vol. 124. P. 87–99. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.046>
10. Клер А.М., Тюрин Э.А. Оптимизационные исследования энергетических установок и комплексов. Новосибирск: Академическое изд-во «Гео», 2016. 298 с.
11. Kler A.M., Zharkov P.V., Epishkin N.O. Parametric optimization of supercritical power plants using gradient methods // *Energy*. 2019. Vol. 189. P. 116230. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116230>
12. Шадек Е., Маршак Б., Анохин А., Горшков В. Глубокая утилизация тепла отходящих газов теплогенераторов // Промышленные и отопительные котельные и мини-ТЭЦ. 2014. № 2. С. 21–25.
13. Аронов И.З., Пресич Г.А. Опыт эксплуатации контактных экономайзеров на Первоуральской ТЭЦ // Промышленная энергетика. 1991. № 8. С. 17–20.
14. Terhan M., Comakli K. Design and economic analysis of a flue gas condenser to recover latent heat from exhaust flue gas // *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 100. P. 1007–1015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.122>
15. Shang Sheng, Li Xianting, Chen Wei, Wang Baolong, Shi Wenxing. A total heat recovery system between the flue gas and oxidizing air of a gas-fired boiler using a non-contact total heat exchanger // *Applied Energy*. 2017. Vol. 207. P. 613–623. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.169>
16. Степанова Е.Л., Жарков П.В. Исследование эффективности дожигания топлива в дополнительной камере сгорания ГТУ, имеющей контактный теплообменник для подогрева подпиточной сетевой воды // Известия Российской академии наук. Энергетика. 2020. № 2. С. 133–140. <https://doi.org/10.31857/S0002331020020120>
17. Демченко К.В. Основные принципы организации оптового рынка электроэнергии и мощности Российской Федерации // Главный энергетик. 2019. № 12. С. 23–27.
18. Пеньковский А.В., Стенников В.А. Математическое моделирование рынка тепловой энергии в формате единой теплоснабжающей организации // Теплоэнергетика. 2018. № 7. С. 42–53. <https://doi.org/10.1134/S004036361807007X>
19. Kler A.M., Stepanova E.L., Maksimov A.S. Investigating the efficiency of a steam-turbine heating plant with a back-pressure steam turbine and waste-heat recovery // *Thermophysics and Aeromechanics*. 2018. Vol. 25. No. 6. P. 929–938. <https://doi.org/10.1134/S0869864318060136>
20. Клер А.М., Максимов А.С., Степанова Е.Л., Жарков П.В., Тарариев Р.А., Перевалов Е.Г. [и др.]. Оптимизация режимов работы ТЭЦ с учетом реального состояния основного оборудования // Теплоэнергетика. 2009. № 6. С. 53–57.

References

1. Boyce MP. An overview of gas turbines. *Gas Turbine Engineering Handbook (Fourth Edition)*. 2012;3–88. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-383842-1.00001-9>
2. Al-attab KA, Zainal ZA. Externally fired gas turbine technology: a review. *Applied Energy*. 2015;138:474–487. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.049>
3. Yang Xiaochen, Li Hongwei, Svendsen Svend. Evaluations of different domestic hot water preparing methods with ultra-low-temperature district heating. *Energy*. 2016;109:248–259. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.04.109>
4. Liu Xuezhong, Wu Jianzhong, Jenkins N., Bagdanavicius A. Combined analysis of electricity and heat networks. *Applied Energy*. 2016;162:1238–1250. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.102>
5. Leitner B, Widl E, Gawlik W, Hofmann R. A method for technical assessment of power-to-heat use cases to couple local district heating and electrical distribution grids. *Energy*. 2019;182:729–738. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.06.016>
6. Wang Ligang, Voll P, Lampe M, Yang Yongping, Bardow A. Superstructure-free synthesis and optimization of thermal power plants. *Energy*. 2015;91:700–711. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.08.068>
7. Kowalczyk Ł., Elsner W., Niegodajew P., Marek M. Gradient-free methods applied to optimization of advanced ultra-supercritical power plant. *Applied Thermal Engineering*. 2016;96:200–208. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.11.091>
8. Plis M, Rusinowski H. Predictive, adaptive model of PG 9171E gas turbine unit including control algorithms. *Energy*. 2017;126:247–255. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.03.027>
9. Mehrgoo M, Amidpour M. Constructal design and optimization of a dual pressure heat recovery steam generator. *Energy*. 2017;124:87–99. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.02.046>
10. Kler AM, Tyurina EA. *Optimization studies of power plants and complexes*. Novosibirsk: Geo; 2016, 298 p. (In Russ.)
11. Kler AM, Zharkov PV, Epishkin NO. Parametric optimization of supercritical power plants using gradient methods. *Energy*. 2019;189:116230. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.116230>
12. Shadek E, Marshak B, Anokhin A, Gorshkov V. Deep heat recovery of heat generator waste gases. *Promyshlennye i otopitel'nye kotel'nye i mini-TEC*. 2014;2:21–25. (In Russ.)
13. Aronov IZ, Presich GA. Experience of contact economizer operation at Pervouralskaya CHPP. *Promyshlennye*

ya energetika. 1991;8;17–20. (In Russ.)

14. Terhan M, Comakli K. Design and economic analysis of a flue gas condenser to recover latent heat from exhaust flue gas. *Applied Thermal Engineering*. 2016;100:1007–1015.

<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.12.122>

15. Shang Sheng, Li Xianting, Chen Wei, Wang Baolong, Shi Wenxing. A total heat recovery system between the flue gas and oxidizing air of a gas-fired boiler using a non-contact total heat exchanger. *Applied Energy*. 2017;207:613–623.

<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.05.169>

16. Stepanova EL, Zharkov PV. Investigation of the efficiency of fuel afterburning in an additional combustion chamber of a gas turbine unit with a contact heat exchanger for heating the make-up network water. *Izvestiya Rossijskoj akademii nauk. Energetika = Thermal Engineering*. 2020;2;133–140. (In Russ.)

<https://doi.org/10.31857/S0002331020020120>

17. Demchenko KV. Basic principles for the organization of wholesale electricity and power market in the Russian Federation. *Glavnyj jenergetik*. 2019;12;23–27. (In Russ.)

18. Penkovskii AV, Stennikov VA. Mathematical modeling of the heat energy market on a single heat supplier basis. *Teploenergetika = Thermal Engineering*. 2018;7;42–53. (In Russ.) <https://doi.org/10.1134/S004036361807007X>

19. Kler AM, Stepanova EL, Maksimov AS. Investigating the efficiency of a steam-turbine heating plant with a back-pressure steam turbine and waste-heat recovery. *Thermophysics and Aeromechanics*. 2018;25(6):929–938. <https://doi.org/10.1134/S0869864318060136>

20. Kler AM, Maksimov AS, Stepanova EL, Zharkov PV, Tarariev RA, Perevalov EG. Optimizing the operating modes of cogeneration stations taking actual state of main equipment into account. *Teploenergetika = Thermal Engineering*. 2009;6:53–57. (In Russ.)

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Степанова Елена Леонидовна,

кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник Отдела теплосиловых систем, Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН, 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, Россия; ✉ e-mail: elstep47@mail.ru

Жарков Павел Валерьевич,

кандидат технических наук, старший научный сотрудник Отдела теплосиловых систем, Институт систем энергетики им. Л.А. Мелентьева СО РАН, 664033, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 130, Россия; e-mail: pzarkov@isem.irk.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHORS

Elena L. Stepanova,

Cand. Sci. (Eng.), Associate Professor, Senior Researcher of the Department of Heat Power Systems, Melentiev Energy Systems Institute SB RAS, 130 Lermontov St., Irkutsk 664033, Russia; ✉ e-mail: elstep47@mail.ru

Pavel V. Zharkov,

Cand. Sci. (Eng.), Senior Researcher of the Department of Heat Power Systems, Melentiev Energy Systems Institute SB RAS, 130 Lermontov St., Irkutsk 664033, Russia; e-mail: pzarkov@isem.irk.ru

Заявленный вклад авторов

Все авторы сделали эквивалентный вклад в подготовку публикации.

Конфликт интересов

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

Contribution of the authors

The authors contributed equally to this article.

Conflict of interests

The authors declare no conflict of interests.

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

Информация о статье

Статья поступила в редакцию 20.04.2021; одобрена после рецензирования 21.06.2021; принята к публикации 17.08.2021.

Information about the article

The article was submitted 20.04.2021; approved after reviewing 21.06.2021; accepted for publication 17.08.2021.