

УДК 621.311.238; 621.311.22
DOI: 10.18799/24131830/2025/3/4925
Шифр специальности ВАК: 05.14.14

Разработка и расчет схемы комбинированной газопаровой установки с глубокой утилизацией теплоты и влаги

Н.Н. Галашов^{1✉}, Е.С. Болдушевский²

¹ Национальный исследовательский Томский политехнический университет, Россия, г. Томск

² АО «СибИАЦ», Россия, г. Кемерово

✉ gal@tpu.ru

Аннотация. *Актуальность* исследования заключается в экономии природного газа, уменьшении выбросов теплоты и водяного пара в окружающую среду путем глубокой утилизации из уходящих газов теплоты в котле-утилизаторе и теплоты и влаги в конденсационном утилизаторе. *Цель:* разработка схемы комбинированной газопаровой установки и методики ее расчета. *Объекты:* комбинированные газопаровые установки с вводом водяного пара в камеру сгорания газовой турбины и глубокой утилизацией теплоты в котле-утилизаторе и конденсационном утилизаторе теплоты и влаги из уходящих газов. *Методы:* численные методы на основе материальных и энергетических балансов систем и элементов газопаровых установок. *Результаты.* Разработана тепловая схема комбинированной газопаровой установки с вводом водяного пара в камеру сгорания газовой турбины и глубокой утилизацией теплоты в котле-утилизаторе и теплоты и влаги из уходящих газов в конденсационном утилизаторе. Разработан алгоритм расчета этой схемы, на основе которого в пакете электронных таблиц EXCEL с использованием базы функций расчета термодинамических и теплофизических параметров веществ Coolprop написана программа, которая позволяет рассчитывать показатели с изменением параметров наружного воздуха, состава сжигаемого топлива, степени сжатия воздуха в компрессоре, расхода вводимого в камеру сгорания пара, температуры продуктов сгорания на входе в газовую турбину, электрической нагрузки на генераторе газовой турбины, температуры уходящих газов на выходе теплоутилизатора. Приведен пример расчета схемы для одного варианта исходных данных, который показал, что при заданных исходных данных при использовании теплоты уходящих газов в котле-утилизаторе и конденсационном теплоутилизаторе в дополнительных циклах Ренкина можно получить, относительно электрической мощности газовой турбины 100 МВт, прирост мощности 12,34 МВт: из них 8,94 МВт в паровой турбине и 3,40 МВт в турбине на низкокипящем рабочем теле. Электрический КПД комбинированной газопаровой установки составил 57,68 %: при этом КПД газовой турбины 51,35 %, КПД паровой турбины 83,48 % и КПД турбины на низкокипящем рабочем теле 4,86 %.

Ключевые слова: комбинированная газопаровая установка, камера сгорания, ввод пара, продукты сгорания, степень сжатия в компрессоре, температура газов на выходе камеры сгорания, котел-утилизатор, конденсационный теплоутилизатор

Для цитирования: Галашов Н.Н., Болдушевский Е.С. Разработка и расчет схемы комбинированной газопаровой установки с глубокой утилизацией теплоты и влаги // Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов. – 2025. – Т. 336. – № 3. – С. 100–111. DOI: 10.18799/24131830/2025/3/4925

UDC 621.311.238; 621.311.22
DOI: 10.18799/24131830/2025/3/4925

Development and calculation of a scheme for a combined gas-steam plant with deep utilization of heat and moisture

N.N. Galashov^{1✉}, E.S. Boldushevsky²

¹ National Research Tomsk Polytechnic University, Tomsk, Russian Federation

² Adjustment and maintenance services of JSC "SibIAC", Kemerovo, Russian Federation

✉ gal@tpu.ru

Abstract. Relevance. Saving natural gas, reducing heat and steam emissions into the environment through deep utilization of heat from exhaust gases in a waste heat boiler and heat and moisture in a condensation waste heat boiler. **Aim.** Development of a combined gas-steam plant scheme and its calculation methods. **Objects.** Combined gas-steam plant with the introduction of water vapor into the combustion chamber of a gas turbine and deep heat recovery in a waste heat boiler and a condensing heat and moisture recovery unit from the exhaust gases. **Methods.** Numerical methods based on material and energy balances of systems and elements of gas-steam plants. **Results.** The authors have developed the thermal scheme of a combined gas-steam plant with water vapor introduction into the combustion chamber of a gas turbine and deep heat recovery in a waste heat boiler and heat and moisture from exhaust gases in a condensing waste heat boiler. They developed as well the algorithm for calculating this scheme. Based on this scheme the authors written the calculation program in the EXCEL spreadsheet package using the Coolprop database of functions for calculating thermodynamic and thermal physical parameters of substances. This program allows calculating indicators with changes in the outside air parameters, the fuel burned composition, the air compression degree in the compressor, the flow rate of steam introduced into the combustion chamber, the temperature of combustion products at the inlet of the gas turbine, the electrical load on the gas turbine generator, and the exhaust gases temperature at the outlet of the heat recovery unit. The paper introduces the example of the circuit calculation for one variant of the initial data. This example showed that with the given initial data, when using the heat leaving in the waste heat boiler and condensing heat recovery unit in additional Rankine cycles, it is possible to obtain, relative to the electric power of the gas turbine of 100 MW, an increase in power of 12.34 MW: of which 8.94 MW in the steam turbine and 3.40 MW in the turbine on a low-boiling working fluid. The electrical efficiency of the combined gas-steam plant was 57.68%: while the efficiency of the gas turbine was 51.35%, the efficiency of the steam turbine was 83.48% and the efficiency of the turbine on a low-boiling working fluid was 4.86%.

Keywords: combined gas-steam plant, combustion chamber, steam input, combustion products, compressor compression ratio, gas temperature at the combustion chamber outlet, waste heat boiler, condensing heat recovery unit

For citation: Galashov N.N., Boldushevsky E.S. Development and calculation of a scheme for a combined gas-steam plant with deep utilization of heat and moisture. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Asset Engineering*, 2025, vol. 336, no. 3, pp. 100–111. DOI: 10.18799/24131830/2025/3/4925

Введение

Стоимость природных энергоресурсов, таких как газ, уголь и нефть постоянно растет, что требует разработки высокоэффективных технологий сжигания для снижения их потребления. В [1. С. 21] показано, что «техническое перевооружение отечественных ТЭС, работающих на природном газе, с использованием высокоэкономичных парогазовых установок позволит более чем в 1,5 раза снизить удельные расходы топлива на производство электроэнергии».

В настоящее время для выработки электроэнергии с высоким КПД используется комбинация газотурбинного цикла Брайтона и паротурбинного цикла Ренкина. При этом в основном применяется способ последовательного соединения этих термодинамических циклов, сначала в цикле Брайтона в газотурбинной установке (ГТУ) вырабатывается механическая мощность, которая используется для привода воздушного компрессора (ВК) и электрического генератора. Уходящие из газовой турбины (ГТ) газы с температурой 550–700 °С идут в котел-утилизатор, где используются для получения перегретого водяного пара с температурой 500–650 °С. Этот пар в цикле Ренкина вырабатывает мощность в паровой турбине для привода электрического генератора. Установки, работающие по этому способу, называются парогазовыми (ПГУ). Они позволяют получить при большой мощности электрический КПД до 64 % [2, 3]. Недостатками этого способа являются: сложность схемы, большие габари-

ты установки, существенная зависимость режимов работы цикла Ренкина от цикла Брайтона, сложность пусков и остановок оборудования, а также большая система технического водоснабжения.

Во втором способе оба цикла работают параллельно в одной комбинированной газопаровой установке (КГПУ). В КГПУ в камеру сгорания (КС) вводится водяной пар, который за счет тепловой энергии, выделяемой от сжигания топлива, переходит в состояние перегретого пара. В турбине работает смесь продуктов сгорания и перегретого пара. При этом 1 кг этой смеси создает мощность больше, чем 1 кг продуктов сгорания топлива, т. к. удельная теплоемкость и плотность водяного пара примерно в два раза выше, чем у продуктов сгорания. При этом сокращается расход воздуха на кг сжигаемого топлива и существенно уменьшаются затраты мощности на привод ВК из-за того, что процесс горения топлива в КС идет при низком коэффициенте избытка воздуха. Ввод пара или воды оказывает значительное влияние на температуру и тепловое состояние КС. В 1960 г. были проведены испытания на экспериментальной камере сгорания ГТ-700 НЗЛ [4], которые показали, что при относительном массовом расходе пара 0,0875 к расходу воздуха температура стенки жаровой трубы снизилась в среднем на 200–250 °С, при этом химический недожег топлива практически отсутствовал. Теоретические основы работы КГПУ по второму способу разработаны В.А. Зысиным в [5].

Дальнейший теоретический анализ работы КГПУ приведен в [6], где определены оптимальные и предельные параметры продуктов сгорания, снижение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания и затраты мощности на привод ВК, уменьшение выбросов NO_x , увеличение полезной удельной мощности ГТ. Также показано, что более эффективен ввод пара в КС, т. к. ввод воды может не только повысить КПД ГТУ, но и понизить его из-за сжигания дополнительного расхода топлива на парообразование и перегрев пара.

В работах [7–18] показано, что в газопаровых установках (ГПУ) ввод пара в КС позволяет снизить температуру металла КС и увеличить надежность ее работы, а также существенно уменьшить выбросы NO_x и CO . В работах [14–19] определен оптимальный расход вводимого в КС пара по влиянию на образование NO_x и CO , он находится в пределах 1,5–2,5 кг пара/кг топлива. Для охлаждения КС и увеличения КПД требуется расход пара больше 2,5 кг пара/кг топлива, поэтому расход пара делят на две части: экологический вводится в зону горения топлива для поддержания допустимых выбросов оксидов азота NO_x , а энергетический вводится за зоной горения для поддержания необходимой температуры газов на выходе КС.

К достоинствам КГПУ по сравнению с ПГУ можно отнести простую и дешевую схему установки, сокращенную систему технического водоснабжения. Главным их недостатком являются повышенные потери теплоты и влаги с уходящими газами. Чтобы уменьшить эти потери за ГТ устанавливают котел-утилизатор, а на его выходе – утилизатор теплоты (УТ) для снижения тепловых потерь и конденсации пара из парогазовой смеси продуктов сгорания [20–23]. При этом конденсат используется для подготовки добавочной воды, а теплота – для подогрева низкокипящего рабочего тела (НРТ) и выработки дополнительной электроэнергии в Органическом Цикле Ренкина (ОЦР), что позволяет повысить КПД КГПУ. ОЦР широко применяется для использования низкопотенциальной теплоты в установках с различными технологическими процессами для выработки электроэнергии [24–29].

В настоящее время нет комплексного исследования установок типа КГПУ. Как рассмотрено выше, имеется большой ряд работ, в которых показано влияние ввода воды и пара в компрессор и камеру сгорания для увеличения КПД и снижения вредных выбросов с уходящими газами. К недостатку этих работ следует отнести то, что воздух и продукты сгорания для упрощения расчетов рассматриваются как идеальный газ, что не всегда верно, особенно в процессах с изменением фазового состояния присутствующей в них воды и водяного пара. Имеются работы по использованию теп-

лоты уходящих газов для получения пара в котле-утилизаторе и для снижения тепловых потерь и улавливания влаги в конденсационном теплоутилизаторе. Много работ посвящено применению ОЦР для выработки электроэнергии на низкопотенциальной теплоте технологических процессов. Актуальность и новизна данной работы заключается в комплексном подходе к разработке и расчету схемы комбинированной ГПУ. Процессы в продуктах сгорания топлива и введенного в них пара рассматриваются не как для идеального газа, а для каждой составляющей уходящих газов в отдельности. Разработана схема совместной работы ОЦР с встроенным в него теплоутилизатором. В результате ввода пара в КС существенно повышен электрический КПД газовой турбины. Дополнительная выработка электроэнергии в генераторе паровой турбины без внешней потери теплоты с высоким КПД повысила мощность КГПУ почти на 9 %. Использование теплоты уходящих газов в ОЦР позволило дополнительно выработать 3,4 МВт электрической мощности и получить в теплоутилизаторе 25,3 кг/с конденсата водяного пара, которого достаточно для получения пара в цикле, без подготовки добавочной воды.

Расчетная схема комбинированной газопаровой установки

На основе анализа работ [7, 30, 31] разработана схема КГПУ, где объединены схема ГПУ с вводом пара в КС, котел-утилизатор для получения пара на все элементы схемы, встроенный в него утилизатор теплоты и влаги из уходящих газов, работающий в ОЦР. Схема приведена на рис. 1.

Числа на схеме определяют точки процессов на входе и выходе элементов.

Схема работает следующим образом. В КВОУ происходит очистка воздуха от загрязнений, при этом протекает изотермический процесс 0–1 со снижением давления от P_0 до P_1 . ВК в политропном процессе 1–2 сжимает воздух от давления P_1 до P_2 с увеличением температуры от T_1 до T_2 . ТК в политропном процессе 3–4 сжимает газообразное топливо от давления P_3 до P_4 с увеличением температуры от T_3 до T_4 . Перегретый водяной пар с коллектора 18 разделяется на четыре потока. Первый – экологический – в смеси с воздухом подается в КС для снижения температуры сгорания и уменьшения выброса NO_x . Второй – энергетический – подается на выход КС для поддержания необходимой температуры на ее выходе. Третий поток водяного пара подается в турбину для охлаждения ее элементов до допустимой температуры металла 850 °С. Четвертый идет на подогрев питательной воды в Пв и через Рд в Да для очистки питательной воды от коррозийных газов.

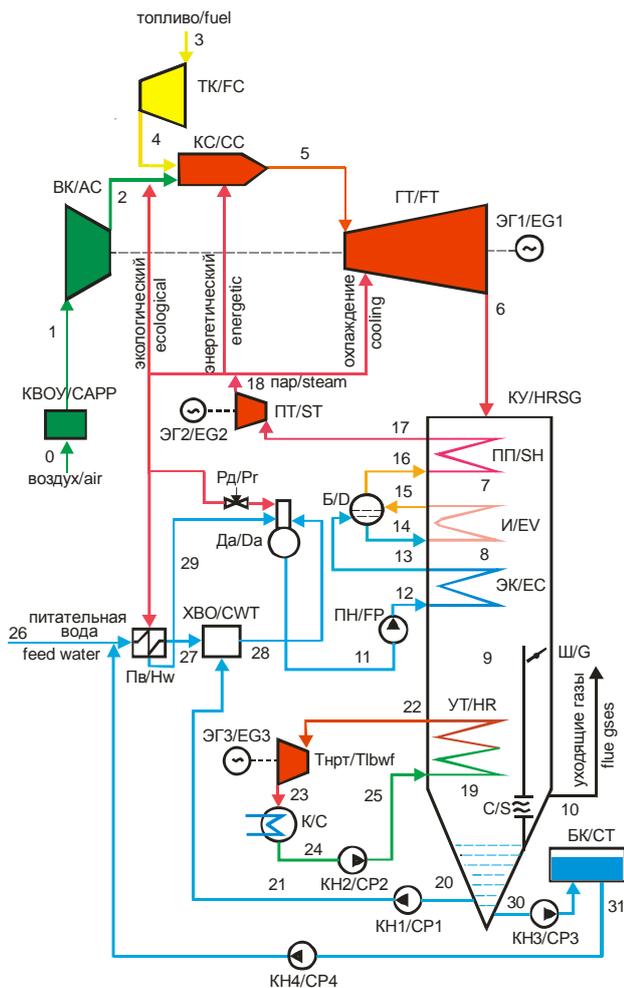


Рис. 1. Схема комбинированной газопаровой установки: КВОУ – комплексная воздухоочистная установка; BK – воздушный компрессор; KC – камера сгорания; ТК – топливный компрессор; ГТ – газовая турбина; ЭГ1–ЭГ3 – электрические генераторы 1–3; КУ – котел-утилизатор; ПП – пароперегреватель; И – испаритель; Б – барабан; ЭК – экономайзер; ПТ – паровая турбина; ХВО – химводоочистка; ПН – питательный насос; Да – деаэратор питательной воды; Рд – регулятор давления; Пв – подогреватель питательной воды; Ш – шибер; УТ – утилизатор; С – сепаратор; КН1–КН4 – конденсатные насосы 1–4; Тлбwf – турбина НРТ; К – конденсатор; БК – бак конденсата

Fig. 1. Cycle diagram of combined-cycle plant: CAPP – complete air purification plant; AC – air compressor; CC – combustion chamber; FC – fuel compressor; CDT – compressor drive turbine; FT – fuel turbine; EG1–EG3 – electric generators 1–3; HRSG – heat recovery steam generator; SH – superheater; EV – evaporator; D – drum; EC – economizer; PT – power turbine; CWT – chemical water treatment; FP – feed pump; DW – water deaerator; Pr – pressure regulator; WC – water cooler; WH – water heater; G – gate valve; HR – recycler; S – separator; CP1–CP4 – condensate pumps 1–4; Tlbfw – turbine low boiling working fluid; C – capacitor; CT – condensate tank

В КС в процессе окисления углеводородного топлива кислородом воздуха выделяется тепловая энергия и образуются продукты сгорания при давлении P_5 и температуре T_5 : CO_2 и H_2O , которые с N_2 , избыточным воздухом и введенным паром идут на ГТ, где, расширяясь в политропном процессе 5–6, выходят с температурой T_6 и давлением P_6 в котел-утилизатор. Газовая турбина в ЭГ1 вырабатывает заданную электрическую мощность. В КУ уходящие газы в ПП, И и ЭК отдают теплоту в изобарных процессах 6–7, 7–8 и 8–9 для получения из питательной воды перегретого пара, после чего проходят через поверхностный теплоутилизатор, в котором в изобарном процессе 9–19 охлаждаются до температуры ниже точки росы и нагревают низкокипящее рабочее тело в трубках теплоутилизатора. Далее газы проходят через жалюзийный сепаратор и смешиваются с горячими газами, прошедшими через канал с шибером. Шибер регулирует температуру уходящих в дымовую трубу газов, чтобы в ней не было конденсации водяных паров для предотвращения коррозии металла.

Уловленный в ТУ конденсат с помощью КН1 по линиям 20 и 21 подается на ХВО. Если этого конденсата не хватает для получения необходимого расхода пара на коллекторе 18, то на ХВО подается питательная вода, которая в изобарном процессе 26–27 нагревается в Пв паром с коллектора 18, конденсат пара из Пв по линии 29 сливается в Да, куда также по линии 28 поступает вода с ХВО. Да питается паром через Рд с коллектора 18. Рд служит для поддержания в Да заданного давления. Вода из Да по линии 11 с помощью ПН по линии 12 поступает в экономайзер КУ, в котором в изобарном процессе 12–13 нагревается до температуры, близкой к температуре насыщения, и поступает в Б. Барабан связан с контуром циркуляции И по линиям 14, 15. В испарителе образуется насыщенный пар, который из Б по линии 16 поступает в ПП, где перегревается и по линии 17 через ПТ идет на коллектор 18. Паровая турбина позволяет получить до 6–10 % дополнительной электрической мощности на ЭГ2 и снизить параметры пара до необходимых для ввода в КС. Полученный в ТУ перегретый пар НРТ по линии 22 идет в Тлбwf, где совершает механическую работу, которая служит для выработки электроэнергии в ЭГ3. Из Тлбwf для пара по линии 23 идет в конденсатор, где в изобарном процессе превращается в конденсат НРТ, который по линиям 24 и 25 с помощью КН2 поступает в ТУ. Регулирование уровня в конденсатосборнике КУ производится конденсатным насосом КН3, который перекачивает избыток конденсата по линии 30 в бак конденсата БК. При недостатке питательной воды для получения пара в КУ конденсат из БК по линии 31 КН4 добавляется к питательной воде, после чего прохо-

дит подогрев, очистка от вредных примесей и деаэрация.

Методика расчета тепловой схемы КГПУ

На основе рис. 1 разработана блок-схема расчета КГПУ, которая приведена на рис. 2.

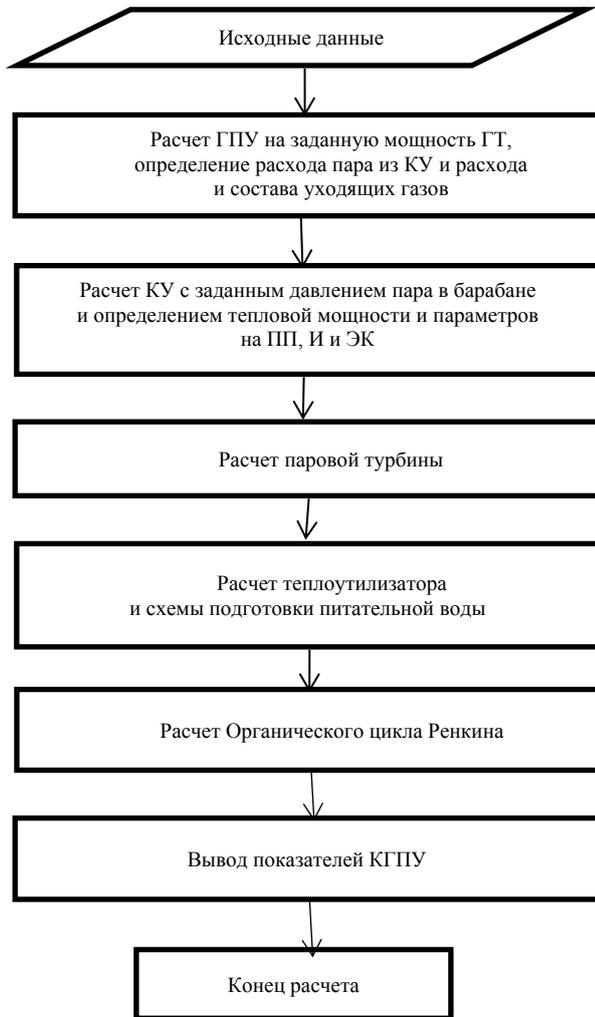


Рис. 2. Блок-схема расчета КГПУ
Fig. 2. Block diagram of the calculation of the combined gas-steam plant

Исходные данные:

- параметры наружного воздуха: $P_{нв}$, $t_{нв}$, $\varphi_{нв}$;
- состав природного газа: CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 и т. д.;
- параметры природного газа в газопроводе: P_T , t_T ;
- относительные потери давления в элементах схемы: $\delta P_{квоу}$, $\delta P_{вк.вых}$, $\delta P_{тк.вых}$, $\delta P_{кв}$, $\delta P_{пт-кв}$, $\delta P_{кв-гт}$, $\delta P_{гт.вых}$, $\delta P_{пп}$, $\delta P_{ЭК}$, $\delta P_{ТНртТУ}$;
- КПД: $\eta_{вк}$, $\eta_{тк}$, $\eta_{м.вк}$, $\eta_{м.тк}$, $\eta_{кв}$, $\eta_{гт}$, $\eta_{пт}$, $\eta_{ТНрт}$, $\eta_{ЭГ1}$, $\eta_{ЭГ2}$, $\eta_{ЭГ3}$, $\eta_{мт}$, $\eta_{пн}$, $\eta_{кн}$;
- потери от утечек в ВК $\alpha_{ут}$;
- степень сжатия воздушного компрессора ε ;

- температура на выходе КС $t_{гпс}$;
- относительный расход вводимого пара d ;
- электрическая мощность на генераторе ЭГ1 N_3 ;
- недогрев температуры пара на выходе ПП котла-утилизатора до температуры газов на выходе газовой турбины $\Delta t_{пп}$;
- давление пара в барабане котла утилизатора P_B ;
- температура питательной воды на входе ЭК котла-утилизатора $t_{пв}$;
- температура газов на выходе теплоутилизатора $t_{2гпс}$;
- НРТ – вещество;
- давление НРТ на выходе ТУ $P_{НРТ}$;
- температура в конденсаторе ОЦР t_K .

Расчет ГПУ на заданную мощность ГТ, определение давлений и процессов в трактах ВК и ТК, давлений и процессов в КС и в тракте от КС до ГТ, расхода пара $D_{пв}=d \cdot B$ в КС и расхода газопаровой смеси из КС $G_{гпс}=g_{гпс} \cdot B$, где d и $g_{гпс}$ – относительные расходы пара в КС и газопаровой смеси из КС на кг топлива, B – расход топлива в КС, а также состава и температуры уходящих газов из ГТ рассмотрены в [7].

Расчет КУ с заданным давлением пара в Б и определением тепловой мощности и параметров на ПП, И и ЭК

На этом этапе по заданному давлению в барабане P_B определяем температуру насыщения $t_{сб}$, удельную энтальпию насыщенной воды h'_B и насыщенного пара h''_B по функциям базы *Colprop* [32]. По $\Delta t_{пп}$ определяем температуру пара $t_{пп}$ на выходе ПП котла утилизатора. Давление на выходе ПП $P_{пп}=(1-\delta P_{пп}) \cdot P_B$. По $P_{пп}$ и $t_{пп}$ определяем удельную энтальпию $h_{пп}$ и удельную энтропию $s_{пп}$ пара на выходе ПП.

По температуре выхода газов из газовой турбины $t_{г.выхГТ}$, расходу и составу парогазовой смеси, входящих в котел-утилизатор из газовой турбины, определяем температуру парогазовой смеси на выходе ПП $t_{г.выхПП}$ перед испарителем. Для этого приближенно задаем $t'_{г.выхПП}$, и по составу уходящих газов определяем энтальпии газов на входе $h_{г.выхГТ}$ и выходе $h_{г.выхПП}$ ПП и среднюю удельную теплоемкость газов на участке ПП $c_{гПП}$. По формуле $t_{г.выхПП}=t_{г.выхГТ}-Q_{пп}/c_{гПП}$ уточняем температуру парогазовой смеси на выходе ПП, если $|(t_{г.выхПП}-t'_{г.выхПП})/t_{г.выхПП}| \cdot 100 > 0,5$, то итерационный процесс уточнения $t_{г.выхПП}$ повторяем до достижения заданной погрешности, где расход теплоты подведенной в ПП $Q_{пп}=G_{гпс} \cdot (h_{г.выхГТ}-h_{г.выхПП})$.

Расход пара, проходящий через ПП, определяется как $D=Q_{пп}/(h_{пп}-h''_B)$. Этот расход должен быть больше $D_{пв}$ на величину расхода пара в Д и на охлаждение, что достигается изменением относительного расхода d .

Расход теплоты, подведенный в испарителе котла-утилизатора, определяем по формуле

$$Q_{И} = D \cdot (h'_{г,Б} - h_{г,Б}).$$

Определяем температуру парогазовой смеси на выходе испарителя. Для этого приближенно задаем $t'_{г,ВЫХИ}$, и по составу уходящих газов определяем энтальпию газов $h_{г,ВЫХИ}$ и среднюю удельную теплоемкость газов на участке И $c_{гИ}$. По формуле $t_{г,ВЫХИ} = t_{г,ВЫХПП} - Q_{И}/c_{гИ}$ уточняем температуру парогазовой смеси на выходе И, если $|(t_{г,ВЫХИ} - t'_{г,ВЫХИ})/t_{г,ВЫХИ}| \cdot 100 > 0,5$, то итерационный процесс уточнения $t_{г,ВЫХИ}$ повторяем до достижения заданной погрешности.

Расход теплоты, подведенный в экономайзере котла-утилизатора, определяется по формуле $Q_{ЭК} = D \cdot (h'_{г,Б} - h_{г,ПВ})$, где $h_{г,ПВ}$ определяется по $P_{ПВ}$ и $t_{ПВ}$ по функции базы *Colprop*. Давление $P_{ПВ}$ определяется по формуле $P_{ПВ} = (1 + \delta P_{ЭК}) \cdot P_{Б}$.

Определяем температуру парогазовой смеси на выходе ЭК. Для этого приближенно задаем $t'_{г,ВЫХЭК}$, и по составу уходящих газов определяем среднюю удельную теплоемкость газов на участке ЭК $c_{гЭК}$. По формуле $t_{г,ВЫХЭК} = t_{г,ВЫХИ} - Q_{ЭК}/c_{гЭК}$ уточняем температуру парогазовой смеси на выходе ЭК, если $|(t_{г,ВЫХЭК} - t'_{г,ВЫХЭК})/t_{г,ВЫХЭК}| \cdot 100 > 0,5$, то итерационный процесс уточнения $t_{г,ВЫХЭК}$ повторяем до достижения заданной погрешности. По $t_{г,ВЫХЭК}$ и составу уходящих газов определяем энтальпию газов на выходе экономайзера $h_{г,ВЫХЭК}$.

Расчет паровой турбины

Располагаемый теплоперепад паровой турбины, $H_0 = h_{ПП} - h_{Пг}$, где удельная энтальпия пара за турбиной в теоретическом процессе расширения $h_{Пг}$ определяется по $P_{П}$ и $s_{ПП}$ по функции базы *Colprop*, где $P_{П} = P_{КС} \cdot (1 + \delta P_{П-КС})$.

Удельная энтальпия пара за турбиной в действительном процессе расширения $h_{Пг} = h_{ПП} - H_0 \cdot \eta_{Пг}$. Эту энтальпию пара необходимо подставлять при расчете КС, охлаждения ГТ, Да и Пв. Температура пара за паровой турбиной $t_{П}$ определяется по $P_{П}$ и $h_{Пг}$.

Электрическая мощность ПТ

$$N_{эПТ} = D \cdot H_0 \cdot \eta_{Пг} \cdot \eta_{МТ} \cdot \eta_{эг2}.$$

Теплота, переданная водяному пару в КУ,

$$Q_0 = Q_{ПП} + Q_{И} + Q_{ЭК}.$$

Теплота, переданная пару, вводимому в КС,

$$Q_{П} = D \cdot (h_{Пг} - C_{в} \cdot t_{ХВО}).$$

Электрический КПД ПТ $\eta_{эПТ} = N_{эПТ} / (Q_0 - Q_{П})$.

Расчет теплоутилизатора и схемы подготовки питательной воды

Расчет теплоутилизатора подробно рассмотрен в [33]. На основе его расчета определяются параметры уходящих из теплоутилизатора газов и количество уловленного из них конденсата $G_{К}$, а также

параметры и расход нагреваемого теплоносителя. Там же рассмотрен расчет массы сухих газов, водяного пара и влагосодержание в сухой зоне $d_{СУХ}$. Влагосодержание газов на выходе теплоутилизатора $d_{г,ВЫХТУ}$ определяется по формуле [34] в зависимости от коэффициента избытка воздуха α , давления газов $P_{г}$ и температуры газов на выходе $t_{г,ВЫХТУ}$.

Давление насыщения водяных паров в теплоутилизаторе определяется как $P_{S} = P_{г} \cdot r_{H_2O}$, где $P_{г}$ – давление газов в ТУ; r_{H_2O} – объемная доля водяных паров в газах. По P_{S} определяется температура точки росы t_p и энтальпия газов h_p . Теплота переданная газами в сухой зоне $Q_{СУХ} = G_{ГКС} \cdot (h_{г,ВЫХЭК} - h_p)$, а в мокрой $Q_{МОК} = G_{ГКС} \cdot (h_p - h_{г,ВЫХТУ})$, где $h_{г,ВЫХТУ}$ – энтальпия газов на выходе ТУ.

Расчет схемы подготовки питательной воды заключается в расчете расходов пара на подогреватель питательной воды и на деаэратор.

Подогреватель питательной воды Пв включается, если расхода питательной воды не хватает для получения расхода пара D на выходе КУ. Расход питательной воды на Пв определяется как $G_{ПВ} = D - G_{К}$. Расход пара на подогреватель питательной воды определяется из уравнения теплового баланса: $D_{ПВ} = G_{ПВ} \cdot C_{в} \cdot (t_{ХВО} - t_{ПВ}) / (h_{Пг} - h_{ДР})$, где удельная энтальпия дренажа конденсата $h_{ДР}$ определяется по давлению в подогревателе, которое можно принять 0,2 МПа; $C_{в}$ – удельная изобарная теплоемкость воды, можно принять 4,2 кДж/(кг·К); $t_{ХВО}$ – температура воды на ХВО, можно принять 40 °С; $t_{ПВ}$ – температура исходной воды, можно принять 15 °С.

Расчет Да производится на основе уравнений материального и теплового баланса: $D_{ПД} + (G_{ПВ} + G_{К}) + D_{ПВ} = D$; $D_{ПД} \cdot h_{Пг} + (G_{ПВ} + G_{К}) \cdot C_{в} \cdot t_{ХВО} + D_{ПВ} \cdot h_{ДР} = D \cdot h_{ПВ}$. Из этих уравнений определяем $D_{ПД}$ и $h_{ПВ}$.

Эффективность применения ОЦР в ПГУ рассмотрена в [35], а методика его расчета приведена в [36].

Важным этапом при расчете ОЦР является выбор НРТ [37, 38]. В настоящее время при выборе НРТ большое внимание уделяется веществам с низким влиянием на разрушение озонового слоя ОДР и на параметр, определяющий глобальное потепление, GWR.

Для расчета выбираем НРТ с низкими ОДР=0 и GWR=11 – пентан. Из расчета теплоутилизатора известны расход и параметры уходящих газов на входе и выходе, а также температура НРТ на входе. Выбор давления НРТ определяется тем, что должны быть обеспечены разности температур между газами и НРТ в критических точках (рис. 3), которые принимаются 5–10 °С. Давление НРТ $P_{НРТ}$ определит его температуру насыщения t_{SHPT} и температуру на выходе ТУ $t_{2НРТ}$, а также энтальпии насыщения жидкости $h'_{НРТ}$ и пара $h''_{НРТ}$.

С учетом потери давления в линии 22 от ТУ до $T_{НРТ}$ определяется давление перед турбиной НРТ $P_{0ТНРТ}=(1-\delta P_{ТНРТТУ})\cdot P_{НРТ}$. Температуру перед турбиной НРТ $t_{0ТНРТ}$ принимаем равной $t_{2НРТ}$. По давлению и температуре по функциям базы *Coolprop* определяем удельную энтальпию $h_{0ТНРТ}=f(P_{0ТНРТ}, t_{0ТНРТ})$ и удельную энтропию $s_{0ТНРТ}=f(P_{0ТНРТ}, t_{0ТНРТ})$. По заданной температуре в конденсаторе t_K определяем давление в конденсаторе $P_K=f(t_K)$ и удельную энтальпию конденсата $h'_{К}=f(t_K)$. Повышение удельной энтальпии в конденсатном насосе турбины НРТ $\Delta h_{НКН2}=(P_{НРТ}-P_K)\cdot v_{НРТ}/\eta_{КН2}$, где удельный объем $v_{НРТ}$ определяется по функции базы *Coolprop* по t_K и давлению $(P_{НРТ}+P_K)/2$. Удельная энтальпия на входе в ТУ $h_{1Т}=h'_{К}+\Delta h_{НКН2}$.

Располагаемый теплоперепад турбины НРТ $H_{0ТНРТ}=h_{0ТНРТ}-h_{К1ТНРТ}$, где удельная энтальпия пара за турбиной в теоретическом процессе расширения $h_{К1ТНРТ}$ определяется по $P_{К1ТНРТ}$ и $s_{0ТНРТ}$ по функции базы *Coolprop*.

Удельная энтальпия пара за турбиной в действительном процессе расширения $h_{КТНРТ}=h_{0ТНРТ}-H_{0ТНРТ}\cdot\eta_{ТНРТ}$.

Теплота, переданная НРТ в ТУ, $Q_{ТУ}=Q_{СУХ}+Q_{МОК}$.

Расход НРТ $D_{НРТ}=Q_{ТУ}/(h_{2Т}-h_{1Т})$.

Теплота, подведенная к НРТ в пароперегревателе, $Q_{ПНРТ}=D_{НРТ}\cdot(h_{2Т}-h''_{НРТ})\cdot g_{ГПСТУ}$, испарителе $Q_{ИНРТ}=D_{НРТ}\cdot(h''_{НРТ}-h'_{НРТ})\cdot g_{ГПСТУ}$ и экономайзере $Q_{ЭКНРТ}=D_{НРТ}\cdot(h'_{НРТ}-h_{1Т})\cdot g_{ГПСТУ}$, где $g_{ГПСТУ}$ – доля газов, проходящих через ТУ.

Электрическая мощность турбины НРТ $N_{эТНРТ}=D_{НРТ}\cdot H_{0ТНРТ}\cdot\eta_{ТНРТ}\cdot\eta_{МТ}\cdot\eta_{Э3}$.

Электрический КПД турбины НРТ

$\eta_{эТНРТ}=N_{эТНРТ}/Q_{0НРТ}$.

Электрическая мощность КГПУ

$N_э=N_{эГТ}+N_{эПТ}+N_{эТНРТ}$.

Электрический КПД КГПУ $\eta_э=N_э/(Q_{нр}\cdot B)$.

Вывод показателей КГПУ

В этом разделе выводим основные показатели расчета КГПУ, наиболее важные из которых приведены в табл. 1.

На основе представленного алгоритма разработана программа расчета КГПУ в пакете таблиц excel с использованием функций базы *Coolprop*.

С помощью программы проведены расчеты схемы КГПУ по приведенным ниже исходным данным.

Исходные данные:

- параметры наружного воздуха: $P_{НВ}=0,1013$ МПа, $t_{НВ}=15$ °С, $\phi_{НВ}=0,6$;
- состав природного газа: $CH_4=98,72$ %, $C_2H_4=0,12$ %, $C_3H_8=0,01$ %, $C_4H_{10}=0,009$ %, $CO_2=0,14$ %, $N_2=1$ %;
- параметры природного газа в газопроводе: $P_{ТК.ВХ}=0,2$ МПа, $t_{ТК.ВХ}=5$ °С;
- относительные потери давления: $\delta P_{КВΟΥ}=0,01$, $\delta P_{ВК.ВЫХ}=\delta P_{ТК.ВЫХ}=\delta P_{КС}=\delta P_{ПТ-КС}=\delta P_{КС-ГТ}=\delta P_{ГТ.ВЫХ}=\delta P_{ПП}=\delta P_{ЭК}=\delta P_{ТНРТТУ}=0,03$;
- КПД: $\eta_{ВК}=0,86$, $\eta_{ТК}=0,9$, $\eta_{М.ВК}=\eta_{М.ТК}=0,995$, $\eta_{КС}=0,995$, $\eta_{ГТ}=0,93$, $\eta_{ПТ}=0,85$, $\eta_{ТНРТ}=0,88$, $\eta_{ЭГ1}=\eta_{ЭГ2}=\eta_{ЭГ3}=0,992$, $\eta_{МТ}=0,99$, $\eta_{ПН}=0,8$, $\eta_{КН1}=\eta_{КН2}=\eta_{КН3}=\eta_{КН4}=0,75$;
- потери от утечек в ВК $\alpha_{УТ}=0,005$;
- степень сжатия ВК $\varepsilon=40$;
- температура на выходе КС $t_{ГПС}=1500$ °С;
- относительный расход вводимого пара в КС $d=5,0$ кг/кг;
- электрическая мощность на ГЭ1 $N_э=100$ МВт;
- недогрев температуры пара на выходе ПП котла-утилизатора до температуры газов на выходе газовой турбины $\Delta t_{ПП}=20$ °С;
- давление пара в барабане котла утилизатора $P_Б=18$ МПа;
- температура питательной воды на входе ЭК котла-утилизатора $t_{ПВ}=104,78$ °С;
- температура газов на выходе теплоутилизатора $t_{2ГПС}=40$ °С;
- НРТ – пентан;
- давление НРТ на выходе ТУ $P_{НРТ}=0,1$ МПа;
- температура в конденсаторе ОЦР $t_K=15$ °С.

Основные результаты расчета по этим исходным данным приведены в табл. 1.

Таблица 1. Основные результаты расчета комбинированной газопаровой установки

Table 1. Main results of the calculation of a combined gas-steam plant

Показатель Indicator	обозначение designation	размерность dimension	значение value
Относительный расход вводимого пара в КС к расходу топлива Relative consumption of steam introduced into the combustion chamber to fuel consumption	d	–	5,0
Температура воздуха за воздушным компрессором Air temperature behind the air compressor	$t_{ВК}/t_{АС}$	°С	583
Температура природного газа за топливным компрессором Natural gas temperature behind the fuel compressor	$t_{ТК}/t_{FC}$		578
Состав продуктов сгорания при нормальных условиях с учетом ввода пара в камеру сгорания: Composition of combustion products under normal conditions, taking into account the introduction of steam into the combustion chamber:	кг/кг топлива kg/kg fuel		
азот/nitrogen	N_2	–	0,417
диоксид углерода/carbon dioxide	CO_2	–	0,088
пары воды/water vapor	H_2O	–	0,241

воздух/air	ϵ/a	–	0,254
Энтальпия продуктов сгорания/Enthalpy of combustion products	$h_{гпс}/h_{гсм}$	кДж/кг/кДж/кг	3015
Энтальпия вводимого пара в КС/Enthalpy of steam introduced into the CS	$h_{п}/h_{w}$		3223
Коэффициент избытка воздуха в КС/Excess air coefficient in the compressor station	$\alpha_{КС}/\alpha_{КС}$	–	1,465
Полная удельная работа газовой турбины/Total specific work of a gas turbine	$H_{гт}/H_{gt}$	кДж/кг/кДж/кг	1317
Удельная работа воздушного компрессора/Specific work of an air compressor	$H_{к}/H_{с}$		598
Коэффициент связи расхода в турбину с расходом компрессора Coefficient of connection of turbine flow rate with compressor flow rate	b	–	0,808
Удельная работа на валу газовой турбины/Specific work on the shaft of a gas turbine	H_e	кДж/кг/кДж/кг	826
Расход воздуха в компрессоре/Air consumption in the compressor	$G_{к}/G_{с}$		97,9
Расход топлива/Fuel consumption	B	кг/с/kg/s	3,976
Расход вводимого в камеру сгорания пара Consumption of steam introduced into the combustion chamber	$D_{п}/D_{w}$		19,88
Мощность газовой турбины/Gas turbine power	$N_{гт}/N_{GT}$	МВт/MW	160,3
Мощность компрессора/Compressor power	$N_{к}/N_{с}$		58,8
Коэффициент полезной работы/Efficiency factor	φ	–	0,633
Электрический КПД газовой турбины/Electrical efficiency of a gas turbine	$\eta_{гт}/\eta_{GT}$	%	51,35
Расход газов на выходе газовой турбины/Gas flow rate at the outlet of a gas turbine	$G_{гпс}/G_{gsm}$	кг/с/kg/s	121,7
Температура ГПС за газовой турбиной/ GPS temperature behind a gas turbine	$t_{гпс}/t_{gsm}$	°C	640,8
Энтальпия ГПС на выходе газовой турбины/Gas turbine enthalpy outlet gas stream	$h_{гпс}/h_{gsm}$	кДж/кг/кДж/кг	1698,5
Температура ГПС на выходе пароперегревателя/ GPS temperature at superheater outlet	$t_{г.выхп}/t_{g.outSH}$	°C	487,5
Энтальпия ГПС на выходе пароперегревателя/ GPS enthalpy at superheater outlet	$h_{г.выхп}/h_{g.outSH}$	кДж/кг/кДж/кг	1486,7
Средняя теплоемкость ГПС в пределах пароперегревателя GPS average heat capacity within the superheater	$C_{гпс}/C_{gSH}$	кДж/(кг·K) kJ/(kg·K)	1,38
Тепловая мощность пароперегревателя/Superheater thermal power	$Q_{пп}/Q_{SH}$	МВт/MW	25,78
Расход пара на выходе пароперегревателя/Steam flow rate at the superheater outlet	D	кг/с/kg/s	23,22
Температура ГПС на выходе испарителя/GPS temperature at the evaporator outlet	$t_{г.выхи}/t_{g.outE}$	°C	362,8
Энтальпия ГПС на выходе испарителя/GPS enthalpy at the evaporator outlet	$h_{г.выхи}/h_{g.outE}$	кДж/кг/кДж/кг	1320,6
Средняя теплоемкость ГПС в пределах испарителя GPS average heat capacity within the evaporator	$C_{гпс}/C_{gE}$	кДж/(кг·K) kJ/(kg·K)	1,33
Тепловая мощность испарителя/Evaporator thermal power	$Q_{и}/Q_{E}$	МВт/MW	20,21
Температура ГПС на выходе экономайзера/GPS temperature at the economizer outlet	$t_{г.выхэк}/t_{g.outEC}$	°C	183,9
Энтальпия ГПС на выходе экономайзера/GPS enthalpy at the economizer outlet	$h_{г.выхэк}/h_{g.outEC}$	кДж/кг/кДж/кг	1091,7
Средняя теплоемкость ГПС в пределах экономайзера GPS average heat capacity within the economizer	$C_{гэк}/C_{gEC}$	кДж/(кг·K) kJ/(kg·K)	1,28
Тепловая мощность экономайзера/Economizer thermal power	$Q_{эк}/Q_{EC}$	МВт/MW	27,9
Температура пара на выходе пароперегревателя/Steam temperature at the superheater outlet	$t_{пп}/t_{SH}$	°C	620,8
Давление пара на выходе пароперегревателя/Steam pressure at the superheater outlet	$P_{пп}/P_{SH}$	МПа/MPa	17,1
Энтальпия пара на выходе пароперегревателя/Steam enthalpy at the superheater outlet	$h_{пп}/h_{SH}$	кДж/кг/кДж/кг	3620
Энтальпия пара за паровой турбиной/Steam enthalpy behind steam turbine	$h_{п}/h_{s}$	кДж/кг/кДж/кг	3223
Температура пара за паровой турбиной/Steam temperature behind steam turbine	$t_{п}/t_{s}$	°C	404,7
Электрическая мощность на генераторе паровой турбины Electrical power at steam turbine generator	$N_{эпт}/N_{eST}$	МВт/MW	8,94
Электрический КПД паровой турбины/Steam turbine electrical efficiency	$\eta_{эпт}/\eta_{eST}$	%	83,48
Температура точки росы/Dew point temperature	t_p/t_d	°C	73,24
Влажосодержание ГПС в сухой зоне/GPS moisture content in the dry zone	$d_{сух}/d_{DZ}$	кг/кг/kg/kg	0,318
Расход сухих газов/Dry gas consumption	$G_{сух}/G_{DG}$	кг/с/kg/s	92,9
Энтальпия ГПС за сухой зоной/GPS enthalpy behind the dry zone	$h_{гсух}/h_{gdZ}$	кДж/кг/кДж/кг	954,3
Средняя теплоемкость ГПС в пределах сухой зоны GPS average heat capacity within the dry zone	$C_{гсух}/C_{gdZ}$	кДж/(кг·K) kJ/(kg·K)	1,24
Доля расхода ГПС через ТУ/Share of GPS consumption through TU	$g_{гпсТУ}/g_{gpsTU}$	–	0,86
Тепловая мощность ТУ в сухой зоне/TU thermal power in dry zone	$Q_{сух}/Q_{DZ}$	МВт/MW	14,4
Энтальпия ГПС за мокрой зоной/GPS enthalpy behind the wet zone	$h_{гмок}/h_{gWZ}$	кДж/кг/кДж/кг	410,3
Тепловая мощность ТУ в мокрой зоне/TU thermal power in the wet zone	$Q_{мок}/Q_{WZ}$	МВт/MW	56,9
Влажосодержание ГПС на выходе ТУ/GPS moisture content at the TU outlet	$d_{г.выхТУ}/d_{g.outTU}$	кг/кг/kg/kg	0,047
Расход конденсата из ГПС/Condensate consumption from GPS	$G_{кгпс}/G_{Ggps}$	кг/с/kg/s	25,3
Суммарная тепловая мощность ТУ/Total thermal power of the TU	$Q_{ТУ}/Q_{TU}$		73,2
Тепловая мощность пароперегревателя НРТ/Thermal power of the NRT superheater	$Q_{пнрт}/Q_{SHnrt}$	МВт/MW	18,8
Тепловая мощность испарителя НРТ/Thermal power of the NRT evaporator	$Q_{инрт}/Q_{Enrt}$		36,3
Тепловая мощность экономайзера НРТ/Thermal power of the NRT economizer	$Q_{экнрт}/Q_{ECnrt}$		16,2
Расход НРТ в ТУ/NRT consumption in TU	$D_{нрт}/D_{NRT}$	кг/с/kg/s	119,5
Температура НРТ на выходе ТУ/NRT temperature at the TU outlet	$t_{2нрт}/t_{2NRT}$		133,9
Температура насыщения НРТ в ТУ/NRT saturation temperature in TU	$t_{снрт}/t_{сNRT}$	°C	41,2
Температура насыщения НРТ в конденсаторе/NRT saturation temperature in the capacitor	t_k/t_c		20,0
Давление насыщения НРТ в конденсаторе/NRT saturation pressure in the condenser	P_k/P_c	кПа/kPa	57
Электрическая мощность турбины НРТ/NRT turbine electric power	$N_{эТнрт}/N_{eTnrt}$	МВт/MW	3,40
Электрический КПД турбины НРТ/Electrical efficiency of the NRT turbine	$\eta_{эТнрт}/\eta_{eTnrt}$	%	4,86
Электрическая мощность КГПУ/KGPU electric power	N_s/N_e	МВт/MW	112,34
Электрический КПД КГПУ/KGPU electrical efficiency	η_s/η_e	%	57,68
Температура уходящих газов перед дымовой трубой Temperature of exhaust gases before the chimney	$t_{дт}/t_{ch}$	°C	60,1

Таблица 2. Тепловая нагрузка и температуры газов, пара и воды в котле-утилизаторе

Table 2. Thermal load and temperatures of gases, steam and water in the boiler

Параметры Parameters	вход КУ KU entrance	ПП SH	И E	ЭК EC	точка росы dew point	ЭК НРТ EC NRT
Q , МВт/MW	0,00	25,78	45,99	73,86	88,25	145,19
$t_{\text{газов}}/t_{\text{gases}}$, °C	640,76	487,45	362,77	183,87	73,24	40,00
$t_{\text{пара}}/t_{\text{steam}}$, °C	620,76	352,77	352,77	-	-	-
$t_{\text{воды}}/t_{\text{water}}$, °C	-	-	347,77	104,78	-	-

Таблица 3. Тепловая нагрузка и температуры газов и низкокипящего рабочего тела в теплоутилизаторе

Table 3. Thermal load and temperatures of gases and low-boiling working fluid in the heat recovery unit

Параметры/Parameters	ЭК КУ/EC boiler	ПП НРТ/SH NRT	И НРТ/E NRT	ЭК НРТ/EC NRT
Q , МВт/MW	73,86	92,66	128,99	145,19
$t_{\text{газов}}/t_{\text{gases}}$, °C	183,87	177,67	51,11	40,00
$t_{\text{пар.нрт}}/t_{\text{steam.nrt}}$, °C	133,87	41,11	41,11	-
$t_{\text{эк.нрт}}/t_{\text{ec.nrt}}$, °C	-	-	41,11	20,50

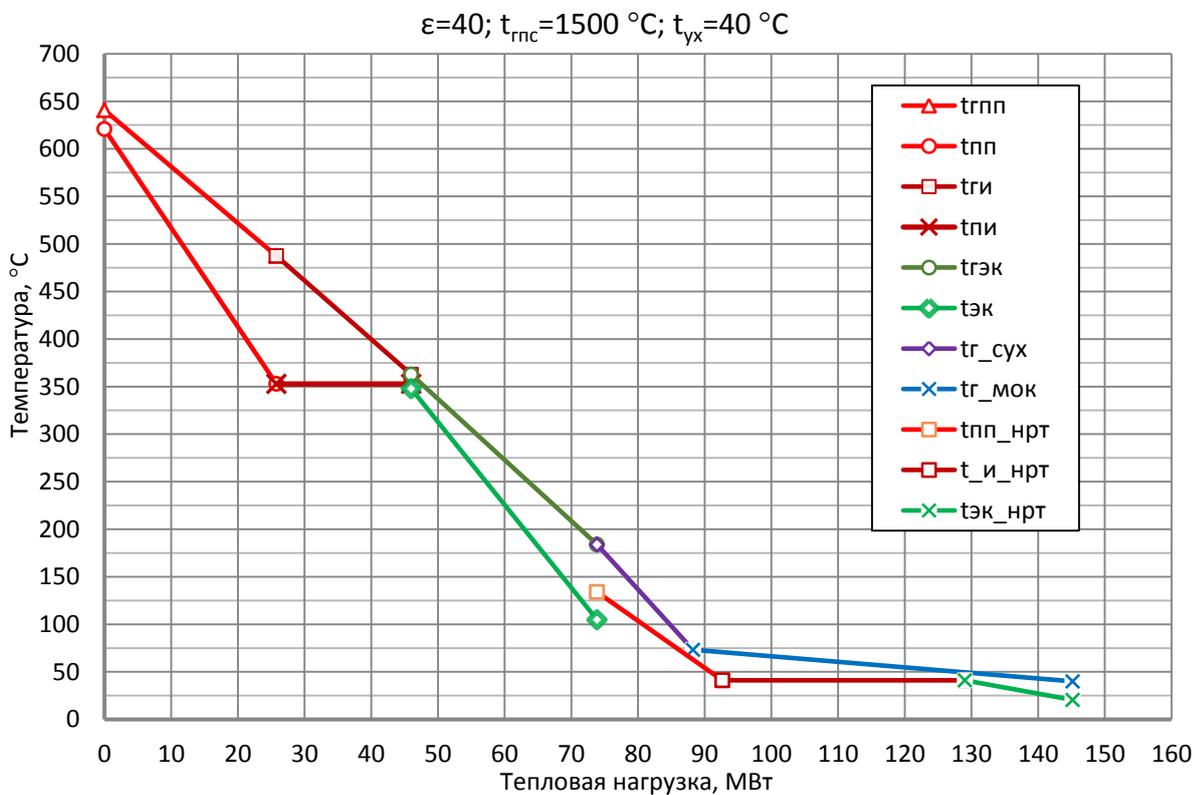


Рис. 3. Диаграмма изменения температур в поверхностях нагрева котла-утилизатора и теплоутилизатора в зависимости от тепловой нагрузки

Fig. 3. Diagram of temperature changes in the heating surfaces of the waste heat boiler and heat recovery unit depending on the heat load

На основе расчета котла-утилизатора и теплоутилизатора заполнены табл. 2, 3.

На основе табл. 2, 3 построена диаграмма изменения температур в поверхностях нагрева КУ и ТУ, которая приведена на рис. 3, где ϵ – степень сжатия в компрессоре; $t_{\text{гнс}}$ – температура газов на выходе КС; t_{yx} – температура газов за ТУ.

Выводы

Разработана схема комбинированной газопаровой установки с вводом пара в камеру сгорания на основе газотурбинного цикла Брайтона, паротурбинного цикла Ренкина и Органического цикла Ренкина с использованием теплоты уходящих из газовой турбины газов в котле-утилизаторе и теплоутилизаторе.

Разработана методика и программа расчета предложенной схемы комбинированной газопаровой установки. Программа позволяет рассчитывать схему при изменении любых исходных параметров

Пример расчета по программе показал, что при степени сжатия в компрессоре 40, температуре газов перед газовой турбиной 1500 °С и за теплоутилизатором 40 °С при вводе пара 5 кг/кг топлива в камеру сгорания и утилизации теплоты в котле-утилизаторе и теплоутилизаторе можно получить электрический КПД 57,68 %. При этом электрический КПД газовой

турбины 51,35 %, паровой турбины 83,48 % и турбины на низкокипящем рабочем теле 4,86 %. Высокий КПД паровой турбины объясняется тем, что она работает с полезным отпуском пара без внешних потерь теплоты.

Применение ввода пара в камеру сгорания и глубокая утилизация теплоты в котле-утилизаторе и теплоутилизаторе позволили на 12,34 МВт увеличить электрическую мощность комбинированной газопаровой установки, где 8,94 МВт – прирост мощности в паровой турбине и 3,40 МВт – в турбине на низкокипящем рабочем теле.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ольховский Г.Г. Парогазовые установки для отечественных ТЭС // *Электрические станции*. – 2020. – № 1. – С. 21–28.
2. Манушин Э.А. Современные сверхмощные энергетические газотурбинные и парогазовые установки турбостроительных компаний мира // *Газотурбинные технологии*. – 2020. – № 3. – С. 2–8.
3. Ольховский Г.Г. Наиболее мощные энергетические ГТУ (обзор) // *Теплоэнергетика*. – 2021. – № 6. – С. 87–93.
4. Зысин В.А., Турчанинов Б.В. О работе ГТУ по газопаровому циклу с котлом-утилизатором // *Энергомашиностроение*. – 1960. – № 9. – С. 18–21.
5. Зысин В.А. Комбинированные и парогазовые установки и циклы. – М.; Л.: ГЭИ, 1962. – 186 с.
6. Арсеньев Л.В., Тырышкин В.Г. Комбинированные установки с газовыми турбинами. – Л.: Машиностроение, 1982. – 247 с.
7. Влияние расхода пара в камеру сгорания контактной газопаровой установки на ее энергетические характеристики / Н.Н. Галашов, А.А. Туболев, Е.С. Болдушевский, А.А. Минор // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2024. – Т. 335. – № 2. – С. 48–59.
8. Influence of water injection on performance of scramjet engine / Yuefei Xiong, Jiang Qin, Kunlin Cheng, Youyin Wang // *Energy*. – 2020. – Vol. 201. – P. 117477–117490.
9. Efficiency boosting and steam saving for a steam-injected gas turbine engine: optimization study of the running conditions / A.M. Abubaker, A. Darwish Ahmad, M.N.A. Magableh, Y.S.H. Najjar // *Journal of Energy Engineering – ASCE*. – 2021. – Vol. 147 (1). – P. 732–748.
10. Techno-economic comparison of combined cycle gas turbines with advanced membrane configuration and MEA solvent at part load conditions / M. van Der Spek, D. Bonalumi, G. Manzolini, A. Ramirez, A.P.C. Faaij // *Energy and Fuels*. – 2018. – Vol. 32 (1). – P. 625–645.
11. Steam injected Humphrey cycle for gas turbines with pressure gain combustion / P. Stathopoulos, T. Rähse, J. Vinkeloe, N. Djordjevic // *Energy*. – 2019. – Vol. 188. – P. 116020.
12. On energy, exergy, and environmental aspects of a combined gas-steam cycle for heat and power generation undergoing a process of retrofitting by steam injection / P. Ziółkowski, T. Kowalczyk, M. Lemański, J. Badur // *Energy Conversion and Management*. – 2019. – Vol. 192. – P. 374–384.
13. Chmielewski M., Niszczota P., Gieras M. Combustion efficiency of fuel-water emulsion in a small gas turbine // *Energy*. – 2020. – Vol. 211. – P. 118961–118985.
14. Иванов А.А., Ермаков А.Н., Шляхов Р.А. О глубоком подавлении выбросов NO_x и CO в ГТУ с впрыском воды или пара // *Известия РАН. Энергетика*. – 2010. – № 3. – С. 119–128.
15. Гордин К.А., Масленников В.М., Филимонова Е.А. Оценка уровня эмиссии оксидов азота при подаче пара с природным газом в камеру сгорания газотурбинной установки // *Теплофизика высоких температур*. – 2013. – Т. 51. – № 6. – С. 937–944.
16. Даченко В.В., Зейгарник Ю.А., Косой А.С. Опыт использования воды и водяного пара для обеспечения экологических норм в конверсионных газотурбинных двигателях // *Теплоэнергетика*. – 2014. – № 4. – С. 49–56.
17. Generation characteristics of thermal NO_x in a double-swirler annular combustor under various inlet conditions / Zaiguo Fu, Huanhuan Gao, Zhuoxiong Zeng, Jiang Liu, Qunzhi Zhu // *Energy*. – 2020. – Vol. 200. – P. 117487–117501.
18. Zhao, Feng Liu, Anyao Jiao, Qiguo Yang, Hongtao Xu, Xiaowei Liao. Prediction model of NO_x emissions in the heavy-duty gas turbine combustor based on MILD combustion // *Energy*. – 2023. – Vol. 282. – P. 128974–128998.
19. Farokhipour A., Hamidpour E., Amani E. A numerical study of NO_x reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers // *Fuel*. – 2018. – Vol. 212. – P. 173–186.
20. Efficiency of utilization of heat of moisture from exhaust gases of heat HRSG of CCGT / N. Galashov, S. Tsibulskiy, D. Melnikov, A. Kiselev, A. Gabdullina // *MATEC Web of Conferences*. – Tomsk, 2017. – P. 01027–01031.
21. Mokhtari H., Ahmadisedigh H., Ameri M. The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power plant // *Energy*. – 2017. – Vol. 118. – P. 399–413.
22. Promising direction of perfection of the utilization combine cycle gas turbine units / A.I. Gabdullina, N.N. Galashov, S.A. Tsibulskiy, D.V. Melnikov, I.A. Asanov, A.S. Kiselev // *MATEC Web of Conferences*. – Tomsk, 2016. – P. 01004–01008.
23. Numerical and experimental investigation of flue gases heat recovery via condensing heat exchanger / A. Macháčková, R. Kocich, M. Bojko, L. Kuncícká, K. Polko // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2018. – Vol. 124. – P. 1321–1333.
24. An experimental study of an Organic Rankine Cycle utilizing HCFO-1233zde as a drop-in replacement for HFC-245fa for ultra-low-grade waste heat recovery / S. Araya, A.P. Wemhoff, G.F. Jones, A.S. Fleischer // *Applied Thermal Engineering*. – 2020. – Vol. 180. – P. 115757–115796.
25. Development of a novel cogeneration system by combining organic rankine cycle and heat pump cycle for waste heat recovery / Liuchen Liu, Jinlu Wu, Fen Zhong, Naiping Gao, Guomin Cui // *Energy*. – 2021. – Vol. 217. – P. 119445.
26. Constructural thermodynamic optimization for dual-pressure organic Rankine cycle in waste heat utilization system / Huijun Feng, Zhixiang Wu, Lingen Chen, Yanlin Ge // *Energy Conversion and Management*. – 2021. – Vol. 227. – P. 113585

27. Considerations on alternative Organic Rankine Cycle configurations for low-grade waste heat recovery / B.J. Woodland, D. Ziviani, J.E. Braun, E.A. Groll // *Energy*. – 2020. – Vol. 217. – P. 116810–116827.
28. Anurag Kumar, Dibakar Rakshit. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications // *Cleaner Engineering and Technology*. – 2021. – Vol. 5. – P. 100292–100318.
29. Performance improvement of ORC by breaking the barrier of ambient pressure / Zhixin Sun, Yisheng Huang, Na Tian, Kui Lin // *Energy*. – Vol. 262. – P. A. – 2023. – P. 125408–125432.
30. Параметрический анализ схемы газопаровой установки с помощью математической модели / Н.Н. Галашов, А.А. Туболев, А.А. Минор, А.И. Баннова // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2021. – Т. 332. – № 12. – С. 124–135.
31. Расчет параметров схемы газопаровой установки с глубокой утилизацией и отпуском теплоты / Н.Н. Галашов, А.А. Туболев, В.В. Беспалов, А.А. Минор, Е.С. Болдушевский // *Известия Томского политехнического университета. Инжиниринг георесурсов*. – 2022. – Т. 333. – № 5. – С. 43–55.
32. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp / H. Bell Iani, J. Wronski, S. Quoilin, V. Lemort // *Industrial & Engineering Chemistry Research*. – 2014. – Vol. 53. – P. 2498–2508.
33. Болдушевский Е.С., Туболев А.А., Галашов Н.Н. Алгоритм расчета поверхностного теплоутилизатора // *Бутаковские чтения. Сборник статей III Всероссийской с международным участием молодежной конференции*. – Томск, – 2023. – С.486–490.
34. Галашов Н.Н., Туболев А.А., Киселев А.С. Расчет влагосодержания уходящих газов котла на выходе конденсационного теплоутилизатора // *Промышленная энергетика*. – 2018. – № 12. – С. 23–26.
35. Галашов Н.Н., Цибульский С.А. Анализ эффективности парогазовых установок тринарного типа // *Известия Томского политехнического университета*. – 2014. – Т. 325. – № 4. – С. 33–38.
36. Research of efficiency of the Organic Rankine Cycle on a mathematical model / N. Galashov, S. Tsubulskiy, A. Gabdullina, D. Melnikov, A. Kiselev // *MATEC Web of Conferences*. – Tomsk, 2017. – P. 01070–01074.
37. Ehsan Amiri Rad, Saeed Mohammadi, Edris Tayyeban. Simultaneous optimization of working fluid and boiler pressure in an organic Rankine cycle for different heat source temperatures // *Energy*. – 2020. – Vol. 194. – P. 116856–116868.
38. Selection principle of working fluid for organic Rankine cycle based on environmental benefits and economic performance / Shukun Wanga, Chao Liua, Qibin Lia, Lang Liua, Erguang Huoa, Cheng Zhanga // *Applied Thermal Engineering*. – 2020. – Vol. 178. – P. 115598–115612.

Информация об авторах

Николай Никитович Галашов, кандидат технических наук, доцент НОЦ И.Н. Бутакова Инженерной школы энергетики Национального исследовательского Томского политехнического университета, Россия, 634050, г. Томск, пр. Ленина, 30. gal@tpu.ru; <http://orcid.org/0009-0005-5351-3584>

Евгений Сергеевич Болдушевский, инженер 2-й категории службы наладки и технического обслуживания АО «СибИАЦ», Россия, 650021, г. Кемерово, ул. Станционная, 17. franky575@rambler.ru

Поступила в редакцию: 10.12.2024

Поступила после рецензирования: 16.01.2025

Принята к публикации: 10.02.2025

REFERENCES

1. Olkhovskiy G.G. Combined cycle power plants in domestic thermal power engineering. *Elektricheskie stantsii*, 2020, vol. 1, pp. 21–28. (In Russ.)
2. Manushin E.A. Modern high-capacity gas-turbine power-generating and combined-cycle plants of the world companies. *Gazoturbinnye tekhnologii*, 2020, vol. 3, pp. 2–8. (In Russ.)
3. Olkhovskii G.G. The most powerful power-generating GTUS (review). *Thermal Engineering*, 2021, vol. 68, pp. 490–495. (In Russ.)
4. Zysin V.A., Turchaninov B.V. Operation of gas-turbine combined-cycle plants in steam-and-gas cycle with a waste heat boiler. *Energomashinostroenie*, 1960, vol. 9, pp. 18–21. (In Russ.)
5. Zysin V.A. *Combined and combined-cycle gas installations and cycles*. Moscow, Leningrad, GEI Publ., 1962. 186 p. (In Russ.)
6. Arsenyev L.V., Tyryshkin V.G. *Combined installations with gas turbines*. St Petersburg, Mashinostroenie Publ., 1982. 247 p. (In Russ.)
7. Galashov N.N., Tubolev A.A., Boldushevskiy E.S., Minor A.A. Impact of steam flow into a combustion chamber of a contact gas-steam installation on its energy characteristics. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2024, vol. 335, no. 2, pp. 48–59. (In Russ.)
8. Yuefei Xiong, Jiang Qin, Kunlin Cheng, Youyin Wang. Influence of water injection on performance of scramjet engine. *Energy*, 2020, vol. 201, pp. 117477–117490.
9. Abubaker A.M., Darwish Ahmad A., Magableh M.N.A., Najjar Y.S.H. Efficiency boosting and steam saving for a steam-injected gas turbine engine: optimization study of the running conditions. *Journal of Energy Engineering – ASCE*, 2021, vol. 147 (1), pp. 732–748.
10. Van Der Spek M., Bonalumi D., Manzolini G., Ramirez A., Faaij A.P.C. Techno-economic comparison of combined cycle gas turbines with advanced membrane configuration and MEA solvent at part load conditions. *Energy and Fuels*, 2018, vol. 32 (1), pp. 625–645.
11. Stathopoulos P., Rähse T., Vinkeloe J., Djordjevic N. Steam injected Humphrey cycle for gas turbines with pressure gain combustion. *Energy*, 2019, vol. 188, p. 116020.
12. Ziółkowski P., Kowalczyk T., Lemański M., Badur J. On energy, exergy, and environmental aspects of a combined gas-steam cycle for heat and power generation undergoing a process of retrofitting by steam injection. *Energy Conversion with Con and Management*, 2019, vol. 192, pp. 374–384.

13. Chmielewski M., Niszczota P., Gieras M. Combustion efficiency of fuel-water emulsion in a small gas turbine. *Energy*, 2020, vol. 211, pp. 118961–118985.
14. Ivanov A.A., Ermakov A.N., Shlyakhov R.A. On the deep suppression of NO_x and CO emissions in gas turbines with water or steam injection. *Izvestiya RAN. Energetika*, 2010, vol. 3, pp. 119–128. (In Russ.)
15. Gordin K.A., Maslennikov V.M., Filimonova E.A. Assessment of the emission level of nitrogen oxides when steam with natural gas is supplied to the combustion chamber of a gas turbine installation. *Thermophysics of high temperatures*, 2013, vol. 51, no. 6, pp. 937–944. (In Russ.)
16. Datsenko V.V., Zeygarnik Yu.A., Kosoy A.S. Experience in the use of water and steam to ensure environmental standards in conversion gas turbine engines. *Teploenergetika*, 2014, vol. 4, pp. 49–56. (In Russ.)
17. Zaiguo Fu, Huanhuan Gao, Zhuoxiong Zeng, Jiang Liu, Qunzhi Zhu. Generation characteristics of thermal NO_x in a double-swirler annular combustor under various inlet conditions. *Energy*, 2020, vol. 200, pp. 117487–117501.
18. Zhao, Feng Liu, Anyao Jiao, Qiguo Yang, Hongtao Xu, Xiaowei Liao. Prediction model of NO_x emissions in the heavy-duty gas turbine combustor based on MILD combustion. *Energy*, 2023, vol. 282, pp. 128974–128998.
19. Farokhipour A., Hamidpour E., Amani E. A numerical study of NO_x reduction by water spray injection in gas turbine combustion chambers. *Fuel*, 2018, vol. 212, pp. 173–186.
20. Galashov N., Tsibulskiy S., Melnikov D., Kiselev A., Gabdullina A. Efficiency of utilization of heat of moisture from exhaust gases of heat HRSG of CCGT. *MATEC Web of Conferences*. Tomsk, 2017, pp. 01027–01031.
21. Mokhtari H., Ahmadisedigh H., Ameri M. The optimal design and 4E analysis of double pressure HRSG utilizing steam injection for Damavand power. *Energy*, 2017, vol. 118, pp. 399–413.
22. Gabdullina A.I., Galashov N.N., Tsibulskiy S.A., Melnikov D.V., Asanov I.A., Kiselev A.S. Promising direction of perfection of the utilization combine cycle gas turbine units. *MATEC Web of Conferences*. Tomsk, 2016, pp. 01004–01008.
23. Macháčková A., Kocich R., Bojko M., Kuncícká L., Polko K. Numerical and experimental investigation of flue gases heat recovery via condensing heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2018, vol. 124, pp. 1321–1333.
24. Araya S., Wemhoff A.P., Jones G. F., Fleischer A.S. An experimental study of an Organic Rankine Cycle utilizing HCFO-1233zde as a drop-in replacement for HFC-245fa for ultra-low-grade waste heat recovery. *Applied Thermal Engineering*, 2020, vol. 180, pp. 115757–115796.
25. Liuchen Liu, Jinlu Wu, Fen Zhong, Naiping Gao, Guomin Cui. Development of a novel cogeneration system by combing organic rankine cycle and heat pump cycle for waste heat recovery. *Energy*, 2021, vol. 217, pp. 119445.
26. Huijun Feng, Zhixiang Wu, Lingen Chen, Yanlin Ge. Constructal thermodynamic optimization for dual-pressure organic Rankine cycle in waste heat utilization system. *Energy Conversion and Management*, 2021, vol. 227, pp. 113585.
27. Woodland B.J., Ziviani D., Braun J.E., Groll E.A. Considerations on alternative Organic Rankine Cycle configurations for low-grade waste heat recovery. *Energy*, 2020, vol. 217, pp. 116810–116827.
28. Anurag Kumar, Dibakar Rakshit. A critical review on waste heat recovery utilization with special focus on Organic Rankine Cycle applications. *Cleaner Engineering and Technology*, 2021, vol. 5, pp. 100292–100318.
29. Zhixin Sun, Yisheng Huang, Na Tian, Kui Lin. Performance improvement of ORC by breaking the barrier of ambient pressure. *Energy*, 2023, vol. 262, Part A, pp. 125408–125432.
30. Galashov N.N., Tubolev A.A., Minor A.A., Bannova A.I. Parametric analysis of the gas-steam installation scheme using a mathematical model. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2021, vol. 332, no. 12, pp. 124–135. (In Russ.)
31. Galashov N.N., Tubolev A.A., Bepalov V.V., Minor A.A., Boldushevskiy E.S. Calculation of the parameters of the scheme of a gas-steam plant with deep utilization and heat release. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University. Geo Assets Engineering*, 2022, vol. 333, no. 12, pp. 124–135. (In Russ.)
32. Bell Ian H., Wronski J., Quoilin S., Lemort V. Pure and pseudo-pure fluid thermophysical property evaluation and the open-source thermophysical property library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 2014, vol. 53, no. 6, pp. 2498–2508.
33. Boldushevskiy E.S., Tubolev A.A., Galashov N.N. Surface heat recovery unit calculation algorithm. *Collection of articles Butakov's readings*. Tomsk, 2023. pp. 486–490.
34. Galashov N.N., Tubolev A.A., Kiselev A.S. Calculation of the moisture content of the boiler flue gases at the outlet of the condensation heat recovery unit. *Promyshlennaya energetika*, 2018, no. 12, pp. 23–26. (In Russ.)
35. Galashov N.N., Tsibulsky S.A. Analysis of the efficiency of steam-gas plants of the trinary type. *Bulletin of the Tomsk Polytechnic University*, 2014, vol. 325, no. 4, pp. 33–38. (In Russ.)
36. Galashov N., Tsibulskiy S., Gabdullina A., Melnikov D., Kiselev A. Research of efficiency of the Organic Rankine Cycle on a mathematical model. *MATEC Web of Conferences*. Tomsk, 2017. pp. 01070–01074.
37. Ehsan Amiri Rad, Saeed Mohammadi, Edris Tayyeban. Simultaneous optimization of working fluid and boiler pressure in an organic Rankine cycle for different heat source temperatures. *Energy*, 2020, vol. 194, pp. 116856–116868.
38. Shukun Wanga, Chao Liua, Qibin Lia, Lang Liua, Erguang Huoa, Cheng Zhangc. Selection principle of working fluid for organic Rankine cycle based on environmental benefits and economic performance. *Applied Thermal Engineering*, 2020, vol. 178, pp. 115598–115612.

Information about the authors

Nikolay N. Galashov, Cand. Sc., Associate Professor, National Research Tomsk Polytechnic University, 30, Lenin avenue, Tomsk, 634050, Russian Federation. gal@tpu.ru; <http://orcid.org/0009-0005-5351-3584>.

Evgeny S. Boldushevsky, 2nd Category Engineer, Adjustment and maintenance services of JSC "SibiAC", 17, Stationnaya street, Kemerovo, 650021, Russian Federation. franky575@rambler.ru

Received: 10.12.2024

Revised: 16.01.2025

Accepted: 10.02.2025