

<https://doi.org/10.21122/1029-7448-2025-68-4-343-352>

УДК 621.311.22:005.93+620.97

Использование дымовых газов котла для абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов системы регенеративного подогрева подпиточной воды

В. В. Янчук¹⁾, В. Н. Романюк¹⁾

¹⁾Белорусский национальный технический университет (Минск, Республика Беларусь)

Реферат. Повышение эффективности использования первичных энергоресурсов при производстве тепловой и электрической энергии на тепловых электроцентралях (ТЭЦ) – непреодолимая задача в контексте снижения себестоимости производства преобразованных энергопотоков и улучшения экологических характеристик энергогенерирующей установки. Для решения обозначенной задачи предложено развитие системы регенеративного подогрева питательной воды за счет использования сбросных низкотемпературных тепловых потоков ТЭЦ, что возможно с интеграцией в тепловую схему станции утилизационных теплоиспользующих тепловых насосов. В данной работе рассмотрено применение упомянутых абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов (АБТН), для которых в качестве греющего теплового потока используются дымовые газы, отбираемые из тракта парового котла, в качестве источника низкопотенциальной энергии – поток циркуляционной воды конденсатора. В зависимости от функции цели при оптимизации режима работы электростанции в соответствии с требованиями энергосистемы после модернизации возможно снижение электрической мощности турбоустановки, увеличение либо ее сохранение на прежнем уровне. Для каждого из трех вариантов проведен численный эксперимент для турбоагрегата ПТ-60, наиболее распространенного в Белорусской объединенной энергетической системе. Для варианта со снижением электрической мощности получены следующие результаты: рост электрического, энергетического и эксергетического КПД соответственно составил 4,3, 2,6 и 1,1 %, при этом также снижается температура уходящих дымовых газов за счет их более глубокого охлаждения до 110 °С. В работе определено сечение газозавоздушного тракта котлоагрегата для отбора дымовых газов с температурой, обеспечивающей работу абсорбционного теплового насоса на номинальных параметрах. Отработанные в АБТН дымовые газы перед сбросом в дымовую трубу смешиваются с потоком дымовых газов непосредственно от котла.

Ключевые слова: низкопотенциальные тепловые потоки, абсорбционный тепловой насос с газовым приводом, система подогрева питательной воды ТЭЦ

Для цитирования: Янчук, В. В. Использование дымовых газов котла для абсорбционных бромисто-литиевых тепловых насосов системы регенеративного подогрева подпиточной воды / В. В. Янчук, В. Н. Романюк // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2025. Т. 68, № 4. С. 343–352. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2025-68-4-343-352>

Адрес для переписки

Романюк Владимир Никанорович
Белорусский национальный технический университет
просп. Независимости, 65/2,
220013, г. Минск, Республика Беларусь
Тел.: +375 17 293-92-16
pte@bntu.by

Address for correspondence

Romaniuk Vladimir N.
Belarusian National Technical University
65/2, Nezavisimosty Ave.,
220013, Minsk, Republic of Belarus
Tel.: +375 17 293-92-16
pte@bntu.by

The Use of Boiler Flue Gases for Absorption Lithium Bromide Heat Pumps in the System of Regenerative Heating of Make-up Water

V. V. Yanchuk¹⁾, V. N. Romaniuk¹⁾,

¹⁾Belarusian National Technical University (Minsk, Republic of Belarus),

Abstract. Increasing the efficiency of primary energy sources use in the production of heat and electricity at thermal power plants is an enduring task in the context of reducing the cost of converted energy flows production and improving the environmental characteristics of a power generating unit. To solve this problem, it is proposed to develop a system for regenerative heating of feedwater via the use of low-temperature waste heat flows from a thermal power plant, which is possible with the integration of heat-recovery heat pumps into the thermal scheme of the station. In this paper, we consider the use of the aforementioned lithium bromide absorption heat pumps driven by flue gases extracted from the steam boiler path and the circulating water stream of the condenser is used as a source of low-potential energy. Depending on the efficiency function, when optimizing the operating mode of the power plant in accordance with the requirements of the power system after modernization, it is possible to reduce the electric power of the turbine, increase it or maintain it at the same level. For each of the three variants, a numerical experiment was conducted for the PT-60 turbine unit, which is the most common in the unified Belarusian Energy System. For the option with a decrease in electrical power, the following results were obtained: an increase in electrical, energy and exergetic efficiency, respectively, amounted to 4.3, 2.6 and 1.1 %, while also reducing the temperature of outgoing flue gases due to their deeper cooling to 110 °C. The paper determines the cross-sections of the gas-air duct of the boiler unit for the selection of flue gases with a temperature that ensures the operation of the absorption heat pump at nominal parameters. The flue exhaust gases of the lithium bromide absorption heat pumps are mixed with the flue gas stream directly from the boiler before being discharged into the smokestack.

Keywords: low-potential heat flows, gas-driven absorption heat pump, CHP feedwater heating system

For citation: Yanchuk V. V., Romaniuk V. N. (2025) The Use of Boiler Flue Gases for Absorption Lithium Bromide Heat Pumps in the System of Regenerative Heating of Make-up Water. *Energetika. Proc. CIS Higher Educ. Inst. and Power Eng. Assoc.* 68 (4), 343–352. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2025-68-4-343-352> (in Russian)

Введение

Повышение эффективности использования первичных энергоресурсов – один из путей достижения целей устойчивого развития [1–4]. При выработке механической энергии часть подведенной теплоты рассеивается в окружающую среду (в соответствии со вторым законом термодинамики). Для повышения коэффициента полезного действия данного преобразования энергии при имеющихся место значениях предельных температур цикла целесообразно рассмотреть снижение доли энергии, передаваемой в окружающую среду, например посредством регенерации теплоты. Вместе с тем низкотемпературные тепловые потоки напрямую невозможно вовлечь непосредственно в процесс регенерации. Требуется повысить их температурный уровень, что возможно с помощью теплоиспользующих тепловых насосов при их интеграции в процесс регенерации теплоты в цикле.

В энергосистеме Республики Беларусь в 2023 г. порядка 70 % всей электроэнергии было выработано за счет сжигания органического топлива [5] на тепловых электрических станциях, где имеются значительные мощности низкопотенциальных сбросных тепловых потоков в виде циркуляционной воды конденсатора, теплоты охлаждения технологических по-

токов, отходящих дымовых газов. С вводом АЭС ситуация несколько изменилась, но актуальность рассматриваемой задачи сохранилась.

Возможность утилизации низкопотенциальных сбросных тепловых потоков на тепловых электроцентралях (ТЭЦ) с производственным отбором пара уже рассматривалась ранее применительно к ТЭЦ с установленными паровыми турбинами типа ПТ-60 и значительными невозвратами конденсата производственного отбора [6]. В соответствии с работой [6], подпиточная вода, поступающая для восполнения потерь конденсата у потребителей пара производственного отбора, в ходе предварительной обработки нагревается в абсорбционном бромисто-литиевом тепловом насосе (АБТН) до 85 °С за счет энергии циркуляционной воды и пара, поступающего из отборов турбины для привода АБТН. Этим достигается регенерация низкопотенциальной теплоты пара, поступающего в конденсатор турбины. В результате такой модернизации производственных ТЭЦ увеличение электрического КПД составило 0,90 % для варианта со снижением выработки электрической энергии, что актуально в Белорусской энергосистеме с вводом в строй АЭС, и сохранением минимального пропуска пара в конденсатор. Рост энергетического КПД при этом составил 0,55 %, эксергетический КПД увеличился на 0,23 %, что показало перспективность подобного решения и вызвало поиски путей повышения достигаемых результатов.

Использование низкопотенциальных сбросных тепловых потоков с применением АБТН требует затрат тепловой энергии на компенсацию передачи теплоты от холодного источника к системе с более высокой температурой. В упомянутой работе [6] для этой цели использовался пар из отборов турбины. Но на станции имеются также иные теплоносители требуемой температуры, например частично отработанные продукты сгорания топлива с достаточно высокими температурами, которые позволяют использовать эти дымовые газы для обеспечения работы теплоиспользующего теплового насоса. В данной работе рассмотрен вариант подогрева указанного потока подпиточной воды в АБТН, работающем на дымовых газах, отбираемых из газовоздушного тракта парового котлоагрегата.

Основная часть

Паровые турбины типа ПТ-60 обычно работают с паровыми котлоагрегатами БКЗ-210, БКЗ-320, БКЗ-420. Температуры уходящих из указанных котлоагрегатов дымовых газов в соответствии с режимными картами лежат в диапазоне порядка 110–140 °С. На рис. 1 представлена зависимость температуры уходящих газов от нагрузки котлоагрегата для котла БКЗ-420 при работе на природном газе. Для обеспечения работы теплового насоса абсорбционного типа с приводом дымовыми газами требуемая температура греющего потока газов на входе в АБТН должна составлять 300–600 °С, при этом охлаждение дымовых газов осуществляется до температуры порядка 140–150 °С с сохранением высоких коэффициентов преобразования [7, 8]. Для данных интервалов рабочих температур дымовых газов отопительный коэффициент (коэффициент преобразования) COP АБТН составляет 1,7 [7]. На рис. 2 представлена диаграмма преобразования потоков АБТН при данном отопительном коэффициенте в расчетном режиме.

Выбор температуры дымовых газов, отбираемых из тракта котла на привод АБТН, осуществляется с учетом сохранения отопительного коэффициента АБТН не ниже 1,7 и минимизации изменений в работе котла.

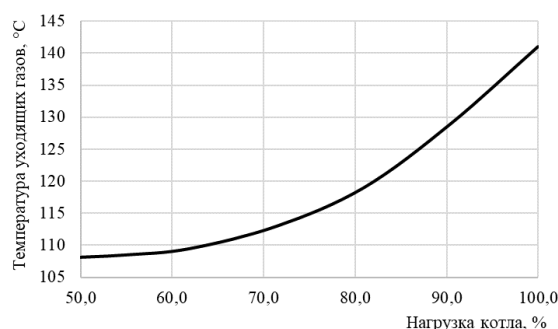


Рис. 1. Температура уходящих газов в зависимости от нагрузки котлоагрегата БКЗ-420

Fig. 1. Exhaust gas temperature depending on the load of the BKZ-420 boiler unit

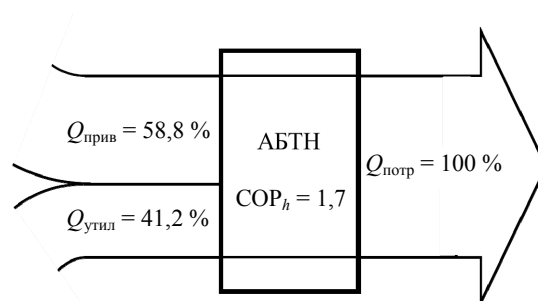


Рис. 2. Диаграмма потоков тепловой энергии в АБТН:

$Q_{\text{прив}}$ – поток тепловой энергии привода; $Q_{\text{утил}}$ – поток утилизируемой низкотемпературной тепловой энергии; $Q_{\text{потр}}$ – поток тепловой энергии потребителю

Fig. 2. Diagram of thermal energy flows in the lithium bromide absorption heat pumps:

$Q_{\text{прив}}$ is the flow of thermal energy of the drive; $Q_{\text{утил}}$ is the flow of recyclable low-temperature thermal energy; $Q_{\text{потр}}$ is the flow of thermal energy to the consumer

Часть дымовых газов, как уже указывалось, из тракта парового котлоагрегата предлагается отбирать на привод АБТН. Структурная схема взаимного расположения поверхностей нагрева хвостовой части котлоагрегата представлена на рис. 3.

В соответствии с указанными ранее требованиями АБТН к температуре входного потока дымовых газов и распределению температур по тракту парового котлоагрегата место отбора дымовых газов на АБТН принято между воздухоподогревателем (ВЗП) II ступени и водяным экономайзером (ВЭК) I ступени. В этом сечении дымового тракта котлоагрегата температура дымовых газов составляет 401°C в расчетном режиме и изменяется незначительно при изменении нагрузки котла.

Расход дымовых газов через последующие поверхности нагрева котлоагрегата в связи с указанным отбором дымовых газов на привод АБТН снизится на 10–15 %. В связи с отмеченным уменьшением расхода дымовых газов через хвостовые поверхности (ВЭК I и ВЗП I) парового котла температура продуктов сгорания будет изменяться не только в последующих, но и во всех характерных сечениях по тракту дымовых газов, что учтено в расчете показателей работы котла, АБТН и всей схемы.

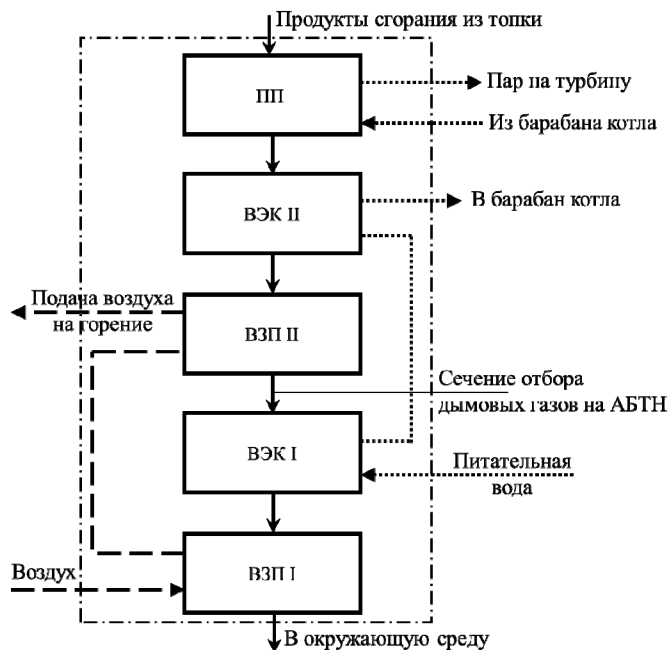


Рис. 3. Поверхности нагрева котельной установки БКЗ-420:

ПП – пароперегреватели I–IV ступеней; ВЭК I, ВЭК II – водяной экономайзер I, II ступени соответственно; ВЗП I, ВЗП II – воздухоподогреватель I, II ступени соответственно

Fig. 3. Heating surfaces of the BKZ-420 boiler: ПП – steam superheaters of I–IV stages, respectively; ВЭК I, ВЭК II – water economizer of I, II stages, respectively, ВЗП I, ВЗП II – air heater of I, II stages, respectively

Охлажденные в АБТН до 140–150 °С дымовые газы далее смешиваются с основным потоком дымовых газов, выходящих из котла. При этом температура потока незначительно, порядка 5 °С, повышается и далее дымовые газы сбрасываются в дымовую трубу.

Методика расчета

Составленная расчетная модель была верифицирована по энергетическим характеристикам котлоагрегата БКЗ-420-140, работающего на природном газе. Расчет проводился методом последовательных приближений.

Перерасчет температур по тракту дымовых газов парового котла после модернизации осуществлялся на основании двух уравнений – теплового баланса и теплопередачи:

$$Q = V_n \overline{c_p'} \Big|_{t_1}^{t_2} \Delta t;$$

$$Q = KF \Delta \overline{t},$$

где Q – тепловая мощность потока теплоты, передаваемая через поверхность теплообмена, Вт; V_n – объемный расход дымовых газов через поверхность (при нормальных условиях), м³/с; $\overline{c_p'} \Big|_{t_1}^{t_2}$ – удельная объемная изо-

барная теплоемкость (средняя в интервале температур), Дж/(м³·°C); Δt – разность температур дымовых газов на входе и выходе из теплообменника, °C; K – коэффициент теплопередачи поверхности нагрева, Вт/(м²·°C); F – площадь поверхности теплопередачи, м²; $\Delta \bar{t}$ – среднелогарифмический температурный напор по поверхности теплообмена, °C.

При изменении температуры дымовых газов соответственно изменяется тепловая мощность поверхности нагрева, следовательно, изменяются также и температуры нагреваемого потока.

В общем случае коэффициент теплопередачи изменяется при варьировании скорости движения среды (из-за изменения расхода в данном случае) и ее температуры. При расчете данным изменением пренебрегаем ввиду его малости (наибольшее изменение температуры наблюдается на выходе из последних поверхностей нагрева: ВЭК I ступени, ВЗП I ступени). При полном невозврате конденсата производственного отбора в цикл снижение температуры уходящих дымовых газов после ВЗП I составляет 27 °C, что будет иметь малое влияние при переопределении физических свойств среды. Конструкция теплообменных поверхностей остается неизменной, соответственно принято, что $KF \approx \text{const}$.

В расчете также принято, что температуры питательной воды и получаемого в котле перегретого пара не изменяются и составляют соответственно 230 и 550 °C. Расход нагреваемой среды также принят постоянным.

В результате данной модернизации уменьшается температура подогрева подаваемого на горение воздуха в зависимости от расхода подпитки. При полном невозврате конденсата снижение составляет ≈ 12 °C, снижаются температура питательной воды после двух ступеней водяного экономайзера на ≈ 3 °C и температура уходящих дымовых газов на входе в дымовую трубу в пределах до ≈ 110 °C. Данное изменение температуры дымовых газов не является критичным для обеспечения нормальной работы дымовой трубы. Температура уходящих дымовых газов соответствует диапазону температур, указанному в режимной карте данного котла (табл. 1).

Таблица 1

Температуры дымовых газов в характерных сечениях котла до и после модернизации
Flue gas temperatures in typical boiler sections before and after modernization

Точка сечения	Температура дымовых газов	
	до установки АБТН, °C	после установки АБТН, °C
После пароперегревателей	832	823
После ВЭК II	497	491
После ВЗП II	401	389
После ВЭК I	299	284
После ВЗП I	133	105

Полученные результаты

Как и для варианта с паровым приводом АБТН [6], в данной работе рассматривались три возможных варианта изменения режима работы ТЭЦ:

– с сохранением расхода пара в голову турбины, что также позволяет увеличить выработку электрической энергии после модернизации. В дан-

ном случае при полном невозврате конденсата производственного отбора рост электрической мощности составляет 3,06 МВт;

– с сохранением электрической мощности. В этом случае снижение расхода свежего пара в голову турбины после модернизации при полном невозврате конденсата производственного отбора в цикл составляет 6,68 т/ч;

– с сохранением минимального пропуска пара в конденсатор. Одновременное уменьшение расхода свежего пара на турбину со снижением электрической мощности на 8,85 т/ч и 0,91 МВт при полном невозврате конденсата в цикл соответственно.

Оценку эффективности проводимой модернизации производили по группе показателей [10]:

– электрическому КПД

$$\eta_{эл} = \frac{W_{эз}}{Q_{топл} - Q_{то} - Q_{по}};$$

– энергетическому КПД

$$\eta_{эн} = \frac{W_{эз} + Q_{то} + Q_{по}}{Q_{топл}};$$

– эксергетическому КПД

$$\eta_e = \frac{\sum E''}{\sum E'} = \frac{E_{потр}}{E_{прив} + E_{утил}},$$

где $W_{эз}$ – электрическая выработка турбоустановки, ГДж/ч; $Q_{то}$ – тепловая нагрузка теплофикационного отбора, ГДж/ч; $Q_{по}$ – то же производственного отбора, ГДж/ч; $Q_{топл}$ – мощность потока топлива, ГДж/ч; E'' – эксергия выходящего из теплового насоса потока, ГДж/ч; E' – то же входящего в тепловой насос потока, ГДж/ч; $E_{потр}$ – то же потока к потребителю, ГДж/ч; $E_{прив}$ – то же потока привода, ГДж/ч; $E_{утил}$ – то же утилизируемого потока, ГДж/ч.

Полученные результаты приведены в табл. 2.

Таблица 2

**Изменение показателей эффективности в зависимости
от функции цели предлагаемой модернизации**

**Change in performance indicators depending on the function and purpose
of the proposed modernization**

Показатель эффективности	Увеличение электрической мощности	Сохранение электрической мощности	Снижение электрической мощности
Рост электрического КПД, %	4,4	4,2	4,3
Рост энергетического КПД, %	2,0	2,4	2,6
Рост эксергетического КПД, %	1,3	1,2	1,1

Из таблицы видно, что рост электрического КПД для всех описанных вариантов в пределе (при полном невозврате конденсата производственного отбора в цикл) лежит в пределах 4,2–4,4 %. Наибольшее увеличение энергетического КПД (2,6 %) получено в варианте с сохранением мини-

мального пропуска пара в конденсатор. Максимальный рост эксергетической эффективности характерен для варианта с увеличением выработки электрической энергии и при полном невозврате конденсата составляет 1,3 %.

Для текущей ситуации в Белорусской объединенной энергетической системе с превышением производства электрической энергии над потреблением в периоды ночного провала наиболее рациональным является вариант со снижением электрической мощности ТЭЦ, соответственно с сохранением минимального пропуска пара в конденсатор 12 т/ч. На рис. 4 приведены зависимости роста показателей эффективности от процента возврата конденсата производственного отбора в цикл.

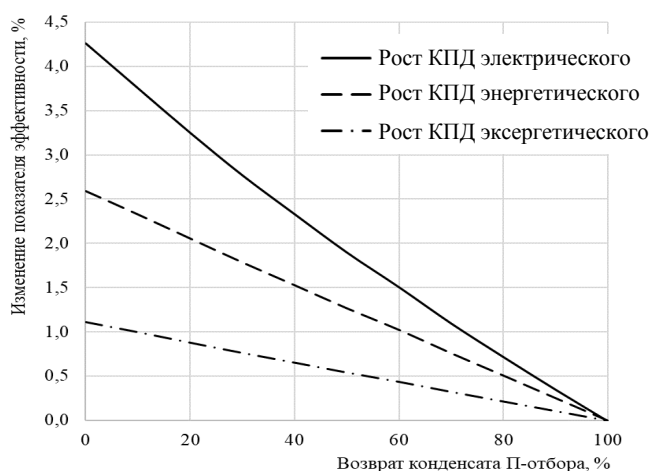


Рис. 4. Изменение показателей эффективности при снижении электрической мощности станции и сохранении минимального пропуска отработавшего пара в конденсатор

Fig. 4. Changes in performance indicators with a decrease in the electric power of the plant and maintaining a minimum flow of exhaust steam into the condenser

Из анализа данных рис. 4 следует, что наибольший рост эффективности имеет место для ТЭЦ с большим невозвратом конденсата производственного отбора в цикл с максимальным КПД при полном невозврате. Для варианта со снижением электрической мощности турбоустановки при сохранении минимального пропуска пара в конденсатор рост электрического КПД составляет 4,3 %, рост энергетического и эксергетического КПД соответственно 2,6 и 1,1 %. При этом наблюдается наибольшее снижение температуры дымовых газов в тракте парового котла – до 105 °С, а на входе в дымовую трубу, после смешения с дымовыми газами от АБТН, – 110 °С. Предельная мощность АБТН (при полном невозврате конденсата) для данной модернизации составляет 8,2 МВт.

ВЫВОДЫ

1. Отбор части дымовых газов из тракта парового котлоагрегата для привода АБТН, утилизирующего теплоту охлаждения циркуляционной воды ТЭЦ для нагрева потока подпиточной воды на ТЭЦ со значительными невозвратами конденсата производственного отбора в цикл, позволяет по-

лучить существенный рост показателей эффективности ТЭЦ, значительно превышающий вариант с паровым приводом АБТН.

2. Регенеративное использование низкотемпературных сбросных тепловых потоков позволяет развить систему регенеративного подогрева питательной воды и повысить эффективность использования топлива за счет применения АБТН с приводом дымовыми газами. При этом в результате модернизации возможно изменять функции цели:

- сохранение расхода свежего пара в голову турбины с увеличением электрической мощности турбоустановки. Увеличение электрической мощности в пределе составляет 3,06 МВт, увеличение электрического КПД на 4,4 %, энергетического и эксергетического КПД – соответственно на 2,0 и 1,3 %. Температура уходящих дымовых газов в пределе снижается до ≈ 113 °С;

- сохранение электрической мощности. Увеличение электрического, энергетического и эксергетического КПД составляют 4,2, 2,4 и 1,2 % соответственно. Снижение расхода свежего пара в голову турбины 6,68 т/ч. Температура уходящих дымовых газов при максимальной мощности АБТН составляет ≈ 111 °С;

- снижение электрической мощности с сохранением минимального пропуска пара в конденсатор. Снижение электрической мощности в пределе составляет 0,91 МВт, уменьшение расхода свежего пара на турбину 8,85 т/ч, рост электрического, энергетического и эксергетического КПД соответственно составляет 4,3, 2,6 и 1,1 %. Предельная температура уходящих дымовых газов на входе в дымовую трубу составляет ≈ 110 °С.

Для последних двух вариантов также характерно снижение расхода топлива на котел, что связано со снижением производства пара.

3. Возможно достижение более значительного эффекта при вовлечении в процесс регенеративного использования низкотемпературных потоков ТЭЦ других технологических потоков тепловой схемы.

4. Оценка целесообразности внедрения данного мероприятия требует также проведения экономических расчетов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Energy efficiency and sustainable development goals (SDGs) / A. Zakari, I. Khan, D. Tan [et al.] // *Energy*. 2022. Vol. 239, Part E. Art. 122365. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122365>.
2. Пути повышения эффективности использования первичного топлива в Республике Беларусь: [энергосбережение в Республике Беларусь] / В. Н. Романюк Д. Б. Муслина, А. А. Бобич [и др.] // *Энергетическая стратегия*. 2013. № 3. С. 39–43.
3. Япаров, И. В. Повышение технико-экономических показателей газотурбинных и парогазовых ТЭС путем эффективного использования низкопотенциальных источников энергии / И. В. Япаров, М. М. Замалеев // *Энергосбережение в городском хозяйстве, энергетике, промышленности: Седьмая Междунар. науч.-техн. конф., Ульяновск, 21–22 апр. 2017 г.* Ульяновск: Ульяновск. гос. техн. ун-т, 2017. Т. 1. С. 281–285.
4. Янчук, В. В. Повышение эффективности действующих тепловых электрических станций в современных условиях / В. В. Янчук, В. Н. Романюк // *Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ*. 2022. Т. 65, № 6. С. 511–523. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-5-511-523>
5. Ritchie, H. Electricity Mix / H. Ritchie, P. Rosado // *Our world in data*. URL: <https://ourworldindata.org/electricity-mix>. Date publ.: July 2020.

6. Янчук, В. В. Модернизация системы регенеративного подогрева питательной воды в цикле турбоустановки ПТ-60 / В. В. Янчук, В. Н. Романюк // Энергетика. Изв. высш. учеб. заведений и энерг. объединений СНГ. 2023. Т. 66, № 6. С. 509–529. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-6-509-529>
7. Heat Pump // Thermax. URL: <https://www.thermaxglobal.com/heat-pumps/> (date of access: 30.10.2024).
8. DEEPBLUE: [website]. URL: <https://www.deepbluechiller.com/> (date of access: 30.10.2024).
9. Романюк, В. Н. Абсорбционные или парокомпрессионные тепловые насосы в схемах ТЭЦ / В. Н. Романюк, А. А. Бобич, С. В. Мальков // Энергия и Менеджмент. 2013. № 4. С. 18–21.
10. Бродянский, В. М. Эксергетический метод термодинамического анализа / В. М. Бродянский. М.: Энергия, 1973. 296 с.

Поступила 03.03.2025 Подписана в печать 06.05.2025 Опубликовано онлайн 31.07.2025

REFERENCES

1. Zakari A., Khan I., Tan D., Alvaro R., Dagar V. (2022) Energy Efficiency and Sustainable Development Goals (SDGs); Energy Efficiency and Sustainable Development Goals (SDGs). *Energy*, 239 (Part E), 122365. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2021.122365>.
2. Romanyuk V. N., Muslina D. B., Bobich A. A., Kolomytskaya N. A., Bubyri' T. V. (2013) Ways to Increase the Efficiency of Primary Fuel Use in the Republic of Belarus. *Energeticheskaya strategiya* [Energy Strategy], (3), 39–43 (in Russian).
3. Yaparov I. V., Zamaleev M. M. (2017) Improving the Technical and Economic Performance of Gas Turbine and Combined-Cycle Thermal Power Plants Through the Efficient Use of Low-potential Energy Sources. *Energoberezhenie v gorodskom khozyaistve, energetike, promyshlennosti : Sed'maya mezh-dunar. nauch.-tekhn. konf., Ulyanovsk, 21–22 apr. 2017 g.* [Energy Saving in Urban Economy, Energy, Industry: Proceedings of the 7th International Scientific and Technical Conference]. Ulyanovsk, 281–285 (in Russian).
4. Yanchuk V. V., Romaniuk V. N. (2022) Operating Thermal Power Plants Efficiency Improvement under Current Conditions. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 65 (6), 511–523. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2022-65-5-511-523> (in Russian).
5. Ritchie H., Rosado P. (July 2020) Electricity Mix. *Our world in data*. Available at: <https://ourworldindata.org/electricity-mix>.
6. Yanchuk V. V., Romaniuk V. N. (2023) Modernization of the Feed Water Regenerative Heating System in the “PT-60” Steam Turbine Unit Cycle. *Energetika. Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii i Energeticheskikh Ob'edinenii SNG = Energetika. Proceedings of CIS Higher Education Institutions and Power Engineering Associations*, 66 (6), 509–523. <https://doi.org/10.21122/1029-7448-2023-66-6-509-529> (in Russian).
7. Heat Pump. *Thermax*. Available at: <https://www.thermaxglobal.com/heat-pumps/> (accessed 30 October 2024).
8. *DEEPBLUE*. Available at: <https://www.deepbluechiller.com/> (accessed 30 October 2024).
9. Romanyuk V. N., Babich A. A., Mal'kov S. V. (2013) Absorption or Steam Compression Heat Pumps in Thermal Power Plant Circuits. *Energiya i Menedzhment* [Energy and Management], (4), 18–21 (in Russian).
10. Brodyanskii V. M. (1973) *Exergetic Method of Thermodynamic Analysis*. Moscow: Energiya Publ. 296 (in Russian).

Received: 03 March 2025

Accepted: 06 May 2025

Published online: 31 July 2025