

## РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БРОМИСТО-ЛИТИЕВОГО РАСТВОРА ДЛЯ БЫТОВОГО АБСОРБЦИОННОГО ТРАНСФОРМАТОРА ТЕПЛОТЫ

**Н.Н. Ефимов**, [efimovnn40@mail.ru](mailto:efimovnn40@mail.ru)  
**Е.М. Дьяконов**, [demi@rambler.ru](mailto:demi@rambler.ru)  
**В.В. Папин**, [vladimir\\_papin@bk.ru](mailto:vladimir_papin@bk.ru)  
**Р.В. Безуглов**, [bezuglov@npi-tu.ru](mailto:bezuglov@npi-tu.ru)  
**А.И. Янучок**, [alexandr-yanuchok@yandex.ru](mailto:alexandr-yanuchok@yandex.ru)

*Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ)  
имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия*

**Аннотация.** Широкое распространение в мире для кондиционирования помещений получили парокомпрессионные установки, работающие от электрической энергии. У данного типа установок имеется ряд недостатков, в связи с чем была предложена новая установка для кондиционирования помещений. Абсорбционный трансформатор теплоты – установка для кондиционирования помещений и горячего водоснабжения, работающая по принципу абсорбционного теплового насоса, а также установка может применяться для отопления. В качестве источников теплоты установка способна использовать возобновляемые источники энергии или утилизировать теплоту уходящих газов, например, исходящих от отопительного котла температурой до 115 °С. Практическая значимость установки заключается в ресурсосбережении и экологичности. Использование данной установки в конечном итоге позволит сократить потребление первичного топлива и снизить негативное влияние на окружающую среду. В работе рассмотрена возможность использования бромисто-литиевого раствора в абсорбционном трансформаторе теплоты для жилых помещений. Для этого был проведен ряд расчетов, выполненных по методике расчета абсорбционных холодильных бромисто-литиевых машин. В результате проведенных расчетов было выявлено, что использование бромисто-литиевого раствора удовлетворительно для использования в бытовом абсорбционном трансформаторе теплоты, однако для достижения большей эффективности работы установки необходимо дорабатывать схему установки.

**Ключевые слова:** абсорбционный цикл, кондиционирование, тепловой насос, солнечная энергетика, возобновляемая энергетика, трансформатор теплоты

**Благодарности:** Работа выполнена в рамках стратегического проекта «Научно-инновационный кластер «Контрактный R&D центр» Программы развития ЮРГПУ(НПИ) при реализации программы стратегического академического лидерства «Приоритет-2030».

**Для цитирования:** Расчетный анализ использования бромисто-литиевого раствора для бытового абсорбционного трансформатора теплоты / Н.Н. Ефимов, Е.М. Дьяконов, В.В. Папин и др. // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». 2022. Т. 22, № 3. С. 90–99. DOI: 10.14529/power220310

Original article  
DOI: 10.14529/power220310

## A CASE STUDY COMPUTATIONAL ANALYSIS OF LITHIUM BROMIDE SOLUTION FOR HOUSEHOLD ABSORPTION HEAT TRANSFORMER

**N.N. Efimov**, [efimovnn40@mail.ru](mailto:efimovnn40@mail.ru)  
**E.M. Dyakonov**, [demi@rambler.ru](mailto:demi@rambler.ru)  
**V.V. Papin**, [vladimir\\_papin@bk.ru](mailto:vladimir_papin@bk.ru)  
**R.V. Bezuglov**, [bezuglov@npi-tu.ru](mailto:bezuglov@npi-tu.ru)  
**A.I. Yanuchok**, [alexandr-yanuchok@yandex.ru](mailto:alexandr-yanuchok@yandex.ru)

*South-Russian State Polytechnic University (NPI) named after M.I. Platov, Novocherkassk, Russia*

**Abstract.** Steam compression installations operating from electric energy are widely used in the world for air conditioning. This type of installation has a number of disadvantages, and therefore a new air conditioning installation has been proposed. Absorption heat transformer is an air conditioning and hot water installation based on the principle

of an absorption heat pump. The installation can also be used for heating. The installation is able to use renewable energy sources or utilize the heat of exhaust gases as heat sources: for example, from a heating boiler with a temperature of up to 115 °C. The practical significance of the installation lies in resource conservation and environmental friendliness. The use of this installation will ultimately reduce the consumption of primary fuel and reduce the negative impact on the environment. The paper considers the possibility of using a lithium bromide solution in an absorption heat transformer for residential premises. For this purpose, a number of calculations were carried out, according to the calculation method of absorption refrigerating lithium bromide machines. As a result of the calculations, it was established that the use of lithium bromide solution is satisfactory for use in a household heat absorption transformer. However, in order to achieve greater efficiency, the installation scheme requires refinement.

**Keywords:** absorption cycle, air conditioning, heat pump, solar energy, renewable energy, heat transformer

**Acknowledgments:** The work was carried out within the framework of the strategic project “Scientific and Innovation Cluster Contract R&D Center” of the SRSPU (NPI) Development Program in the implementation of the program of strategic academic leadership “Priority-2030”.

**For citation:** Efimov N.N., Dyakonov E.M., Papin V.V., Bezuglov R.V., Yanuchok A.I. A case study computational analysis of lithium bromide solution for household absorption heat transformer. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*. 2022;22(3): 90–99. (In Russ.) DOI: 10.14529/power220310

### Обзор исследований авторов

Поддержание необходимых климатических условий (отопление, горячее водоснабжение, кондиционирование) в жилых и производственных помещениях является одним из необходимых требований для современного человека, на которое затрачивается наибольший объем энергоресурсов в общем балансе любого здания [1]. В последние десятилетия все более актуальной в вопросах отопления, вентиляции и кондиционирования становится экологическая составляющая, а также вопросы энергоэффективности и энергосбережения [2]. Вводимые правительствами разных стран ограничения и меры регулирования существенно влияют на исследования, проектирование и эксплуатацию всех инженерных систем. Наиболее существенными ограничениями за последние десятилетия являлись меры, принятые международными комитетами по ограничению оборота веществ, оказывающих влияние на озоновый слой и способствующих глобальному потеплению. Эти изменения вылились в ратификацию Монреальского и Киотского протокола [3]. Данные ограничения радикально повлияли на технологии отопления и кондиционирования во всем мире.

### Актуальность темы исследования

Как известно, подавляющее большинство систем кондиционирования базируется на использовании парокомпрессионных холодильных установок, работающих с использованием электрической энергии [4]. Несмотря на ряд преимуществ, обуславливающих широкое применение парокомпрессионных установок, для них характерен ряд недостатков: высокие эксплуатационные затраты ввиду значительного потребления электрической энергии, низкая надежность ввиду наличия компрессора со значительным количеством вращающихся и трущихся деталей, сложность работы при переборах с электроэнергией или при удаленности от энергосистемы, трудности в обслуживании по причине существенного удорожания и ограниче-

ния оборота наиболее распространенных хладагентов. Кроме того, парокомпрессионные установки оказывают вред экологии не только за счет использования хладагентов, являющихся парниковыми газами и озоноразрушающими веществами, но и косвенно за счет постоянного потребления электрической энергии. Известно, средняя величина выброса CO<sub>2</sub> составляет 0,8–1 кг на 1 кВт·ч выработанной электрической энергии [5]. Таким образом, в течение всего жизненного цикла работы даже сплит-система малых размеров способствует значительному выбросу CO<sub>2</sub> в атмосферу.

Одним из решений, обеспечивающих существенный энергосберегающий и экологический эффект, является применение абсорбционных циклов. Работа абсорбционных термотрансформаторов (АБТ) основывается на физико-химических процессах абсорбции и десорбции рабочего агента растворителя. Отличительной особенностью абсорбционных установок является то, что они в отличие от традиционных парокомпрессионных аппаратов являются теплоиспользующими, то есть для работы требуют тепловую энергию, которая является менее ценной и довольно часто более доступной, нежели электрическая энергия.

Преимущества АБТ вытекают из недостатков парокомпрессионных установок: низкое потребление электроэнергии (требуется только для работы насоса), высокая надежность (ввиду отсутствия механических трущихся деталей, также требующих постоянного контроля смазки), низкие шумовые и вибрационные характеристики, простота обслуживания, возможность использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ) [6].

На сегодняшний день АБТ не нашли широкого применения в качестве малых установок для частных и общественных зданий. Их область применения – установки большой и средней мощности, преимущественно в нефтехимической и химической промышленности. В статье предлагается решение, основанное на использовании возобновляемых источников энергии (солнечной энергии)

для кондиционирования, горячего водоснабжения и отопления индивидуальных потребителей, а именно абсорбционный трансформатор теплоты. Абсорбционный трансформатор теплоты – установка, работающая за счет тепловой энергии (до 115 °С) по принципу абсорбционного теплового насоса, обеспечивающая одновременное кондиционирование помещений и снабжение потребителя горячей водой, или может использоваться для отопления, в режиме отопления для работы установки используются возобновляемые источники энергии. При этом существенное внимание уделяется использованию низкопотенциальной энергии, которая позволит существенно расширить область применения абсорбционных термотрансформаторов и увеличить долю использования ВИЭ в энергоснабжении потребителей.

Наиболее распространенными на сегодняшний день являются водоаммиачные и бромистолитиевые термотрансформаторы. В работе проведено исследование бромисто-литиевых установок, так как аммиак является токсичным и взрывоопасным веществом, что затрудняет его использование в установках малой мощности. Кроме того, в диапазоне температур кипения, соответствующих условиям кондиционирования, он показывает меньшую эффективность, чем вода [7]. На сегодняшний день продолжают исследования по поиску альтернатив вышеперечисленным парам рабочих веществ [8].

### Научная новизна

Научная новизна результатов исследования заключается в разработке абсорбционного транс-

форматора теплоты, который может работать от бытовых источников, например, от газовых водогрейных котлов бытового отопления, солнечного коллектора, которые могут обеспечить температуру до 115 °С. Научная новизна абсорбционного трансформатора теплоты заключается в том, что впервые применена солнечная водонагревательная установка (солнечный коллектор, который может обеспечивать температуру до 115 °С) в качестве нагревателя для генератора пара в абсорбционном тепловом насосе, также возможно использование тепловой энергии в генераторе пара, получаемой от бытовых приборов до 115 °С (существующие абсорбционные установки работают от 300 °С, рассчитаны на мощность от 200 кВт), что позволяет:

- иметь в качестве источника энергии для абсорбционного теплового насоса бесплатную тепловую энергию, что обуславливает нулевое потребление из электрической сети для работы установки;

- за счет работы абсорбционного трансформатора теплоты установка обеспечивает одновременное кондиционирование помещения и подготовку горячей воды для потребителя;

- установка обеспечивает саморегулируемость за счет того, что от интенсивности солнечного излучения зависит интенсивность испарения пара в парогенераторе и эффективность работы цикла (чем жарче на улице, тем интенсивнее работает установка).

Абсорбционный трансформатор теплоты включает 5 основных элементов: испаритель, конденсатор, абсорбер, насос и генератор пара. Хладагентом является вода, а абсорбентом – водный

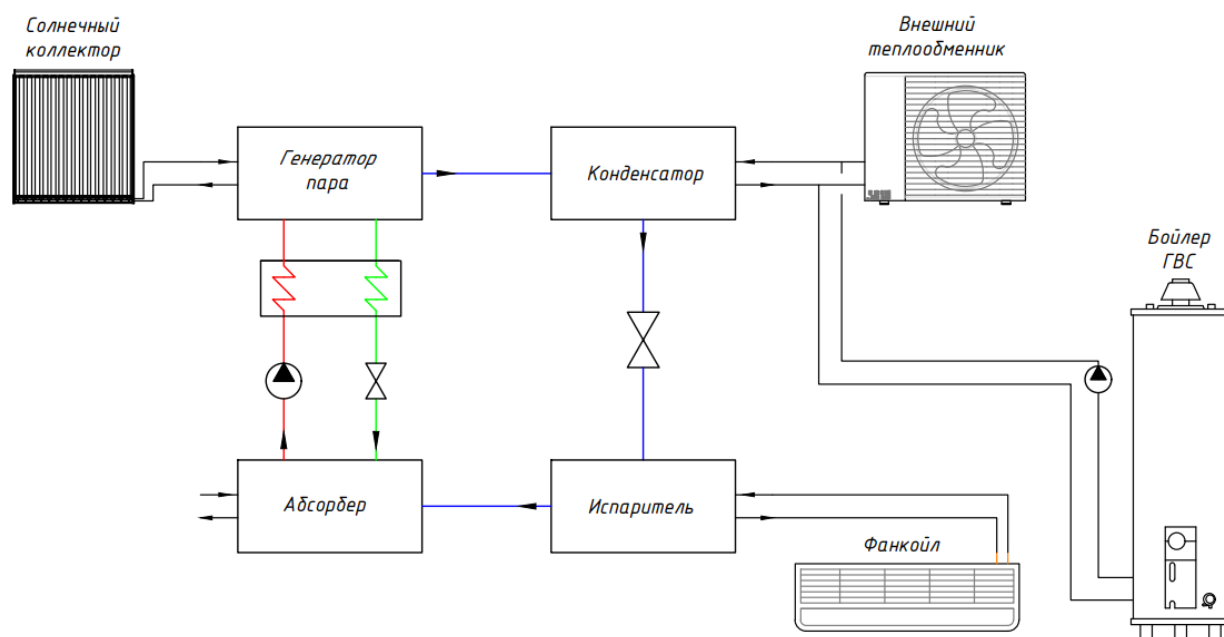


Рис. 1. Принципиальная схема абсорбционного трансформатора теплоты для бытового применения при кондиционировании  
Fig. 1. Schematic diagram of an absorption heat transformer for domestic use in air conditioning

раствор бромистого лития. Для повышения эффективности используется регенеративный теплообменник между абсорбером и генератором пара, обеспечивающий теплообмен между крепким и слабым раствором. Испаритель подключен к теплообменнику системы кондиционирования (например, к фанкойлу). Хладагент, проходя через испаритель, обеспечивает охлаждение хладоносителя системы кондиционирования. Пар хладагента поступает в абсорбер, где поглощается абсорбентом и перекачивается насосом в зону высокого давления – генератор пара. В генератор пара также подводится высокотемпературный теплоноситель, нагреваемый солнечными коллекторами или дымовыми газами котла. В зоне высокого давления за счет работы солнечных коллекторов происходит испарение хладагента, который затем поступает в конденсатор, где конденсируется за счет отвода теплоты в систему горячего водоснабжения, а абсорбент из генератора пара перемещается через регенеративный теплообменник в абсорбер, отдавая теплоту, полученную в результате нагрева смеси высокопотенциальным теплом. Избыточная

теплота дополнительно будет утилизироваться с помощью теплообменника в окружающую среду. Принципиальная схема установки показана на рис. 1.

### Методы исследования

Анализ будет произведен для абсорбционного теплового насоса мощностью 3 кВт, работающего в пределах температуры до 115 °С из расчета наиболее востребованных для индивидуального теплоснабжения температур теплоносителя от 80 до 100 °С. Оптимальную температуру в генераторе пара в этом случае можно принять равной 100 °С. При эксплуатации абсорбционных бромисто-литиевых термотрансформаторов одним из важнейших вопросов является поддержание оптимальной концентрации раствора – при концентрации выше 62–63 % (по бромиду лития) высок риск кристаллизации солей и последующая остановка установки.

Для расчетов воспользуемся методикой расчета абсорбционных холодильных бромисто-литиевых машин [9]. Расчетная схема абсорбционного теплового насоса представлена на рис. 2. Исходные данные для расчета приведены в табл. 1.

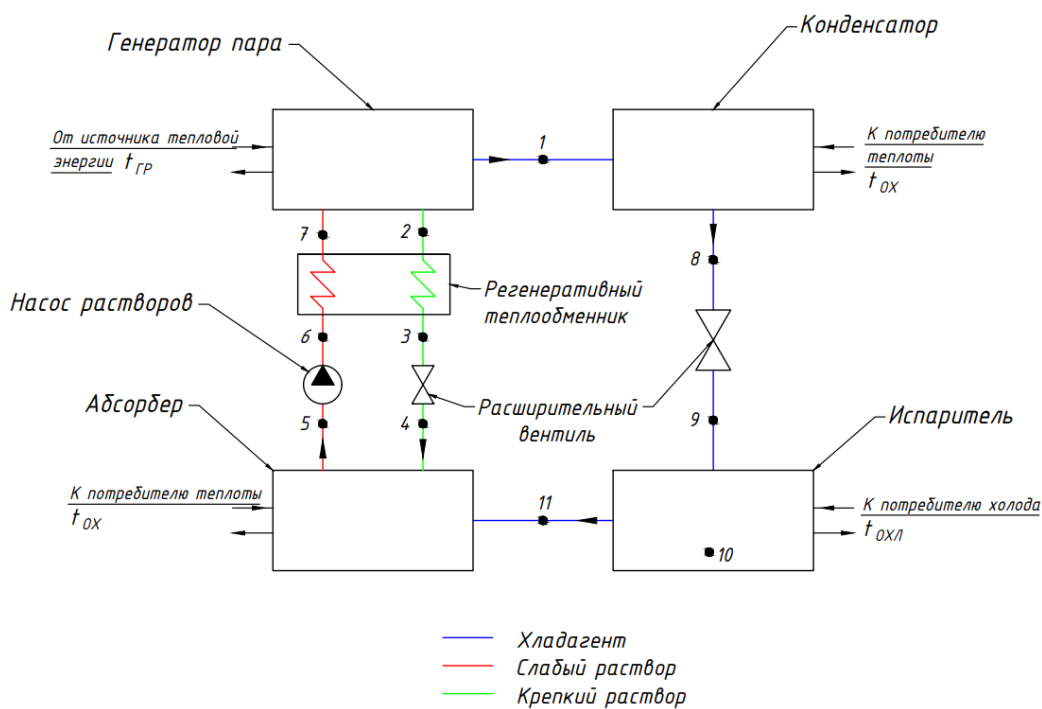


Рис. 2. Расчетная схема абсорбционного термотрансформатора  
Fig. 2. Calculation scheme of the absorption thermal transformer

### Исходные данные для расчета

#### Initial data for the calculation

Таблица 1

Table 1

Рабочие вещества	Хладагент (рабочее тело) – вода H <sub>2</sub> O Абсорбент – бромид лития LiBr
Параметры работы	Температура низкопотенциального источника (охлажденная вода): $t_{охл} = 17\text{ °C}$ Температура среднепотенциального источника (охлаждающая вода): $t_{ох} = 40\text{ °C}$ Температура высокопотенциального источника (греющая вода): $t_{гр} = 100\text{ °C}$
Производительность	Холодопроизводительность $Q_0 = 3\text{ кВт}$

Алгоритм расчета представим следующим образом.

### 1. Температура и давление конденсации хладагента

Разность температур  $\Delta t_k$  зависит от схемы установки, типа конденсатора и типа охлаждающей среды. При использовании конденсаторов воздушного охлаждения перепад температур между температурой конденсации и охлаждающей средой на входе в конденсатор принимается 10–15 °С, при использовании воды – 5–10 °С в зависимости от применяемых теплообменных аппаратов. Принимаем  $\Delta t_k = 5$  °С. Температура конденсации хладагента:

$$t_k = t_{\text{ок}} + \Delta t_k = 45 \text{ °С.} \quad (1)$$

Определим давление конденсации по таблицам теплофизических свойств воды [10]. Для этого на диаграмме  $h$ – $X$  (энтальпия – концентрация) необходимо найти изотерму, соответствующую температуре конденсации  $t_k$  и точку пересечения ее с линией концентрации чистого водяного пара  $X = 0$  %. Точка, соответствующая пересечению найденной изотермы и линии концентрации чистого водяного пара, будет являться давлением конденсации. Отсюда давление конденсации будет равно

$$P_k = 71,93 \text{ мм рт. ст.} \quad (P_g = P_k = 9,59 \text{ кПа}). \quad (2)$$

Таким образом определяются параметры точки 8 (см. рис. 2) – состояние хладагента после конденсатора (жидкость). Так как дросселирование происходит при постоянной энтальпии, а также с учетом постоянства концентрации при прохождении хладагента через расширительный вентиль параметры точки 8 (хладагент после конденсатора) совпадают с параметрами точки 9 на диаграмме  $h$ – $X$  (хладагент после расширительного вентиля).

$$h_8 = h_9 = 610 \text{ кДж/кг.} \quad (3)$$

### 2. Температура и давление кипения рабочего тела

Разность температур  $\Delta t_n$  принимается в зависимости от применяемых теплообменных аппаратов, параметров и типа охлаждающей среды, схемы охлаждения. Принимаем, что в качестве испарителя применяется высокоэффективный пластинчатый теплообменник, конечная разность температур  $\Delta t_n = 2$  °С, тогда температура испарения

$$t_n = t_{\text{охл}} - \Delta t_n = 13 \text{ °С.} \quad (4)$$

Давление кипения определяется по таблицам теплофизических свойств воды [10]. На пересечении концентрации  $X = 0$  % и  $t_n$  определяем параметры точки 10 – состояние хладагента в испарителе (энтальпия  $h_{10} = 475$  кДж/кг, температура  $t_{10} = t_n$ ).

Давление кипения, соответствующее температуре  $t_n = 13$  °С:

$$P_{10} = P_0 = 11,24 \text{ мм рт. ст.} = 1,499 \text{ кПа.} \quad (5)$$

### 3. Температура генерации

Высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе (температура генерации) определяется по формуле

$$t_r = t_{\text{гр}} - \Delta t_r. \quad (6)$$

Предварительно задаемся разностью температур между греющей средой и кипящим раствором в генераторе. Эта величина зависит от применяемых теплоносителей, типа теплообменного оборудования и может быть принята в диапазоне 10–20 °С. Принимаем  $\Delta t_r = 10$  °С. Тогда высшая температура в конце процесса кипения раствора в генераторе:

$$t_r = t_2 = t_{\text{гр}} - \Delta t_r = 90 \text{ °С.} \quad (7)$$

При отсутствии гидравлических сопротивлений прохождению теплоносителя из генератора в конденсатор давление кипения раствора в генераторе принимается равным давлению в конденсаторе ( $\Delta P_{r-k} = 0$  кПа) [10]:

$$P_k = P_r = 71,93 \text{ мм рт. ст.} = 9,59 \text{ кПа.} \quad (8)$$

На пересечении изобары  $P_r$  и рассчитанной изотермы  $t_r$  определяем параметры точки 2 – состояние крепкого раствора на выходе из генератора ( $h_2 = 360$  кДж/кг).

При проведении перпендикуляра к линии концентраций определяется концентрация крепкого раствора  $X_{\text{кр}} = 61$  % (рис. 3). В абсорбционных бромисто-литиевых установках концентрация смеси определяется по абсорбенту – бромистому литию (тогда как в водоаммиачных – по рабочему телу). Поэтому раствор с высокой концентрацией бромистого лития на выходе из генератора называют крепким.

### 4. Температура абсорбции

Низшая температура раствора в конце процесса абсорбции пара в абсорбере (температура абсорбции) определяется по формуле

$$t_A = t_{\text{ок.вх}} + \Delta t_A. \quad (9)$$

Разность температур в абсорбере принимается с учетом типа теплопередающей поверхности, ожидаемых температур смешиваемых потоков и других параметров. Она может приниматься в диапазоне 5–15 °С. Принимаем  $\Delta t_A = 5$  °С.

Температура воды на входе в абсорбер зависит от назначения установки, принятой схемы установки. К примеру, возможна как параллельная подача воды в конденсатор и абсорбер (отдельные потоки воды с равной температурой), так и последовательная – подача воды сначала для отвода теплоты конденсации, а затем для отвода теплоты абсорбции или наоборот. В данном варианте расчета принята параллельная подача воды в абсорбер и конденсатор. Принимаем нагрев воды в конденсаторе на 5 °С, тогда температура воды на входе в конденсатор (и абсорбер):

$$t_{\text{ок.вх}} = t_{\text{ок}} + 5 \text{ °С} = 35 \text{ °С.} \quad (10)$$

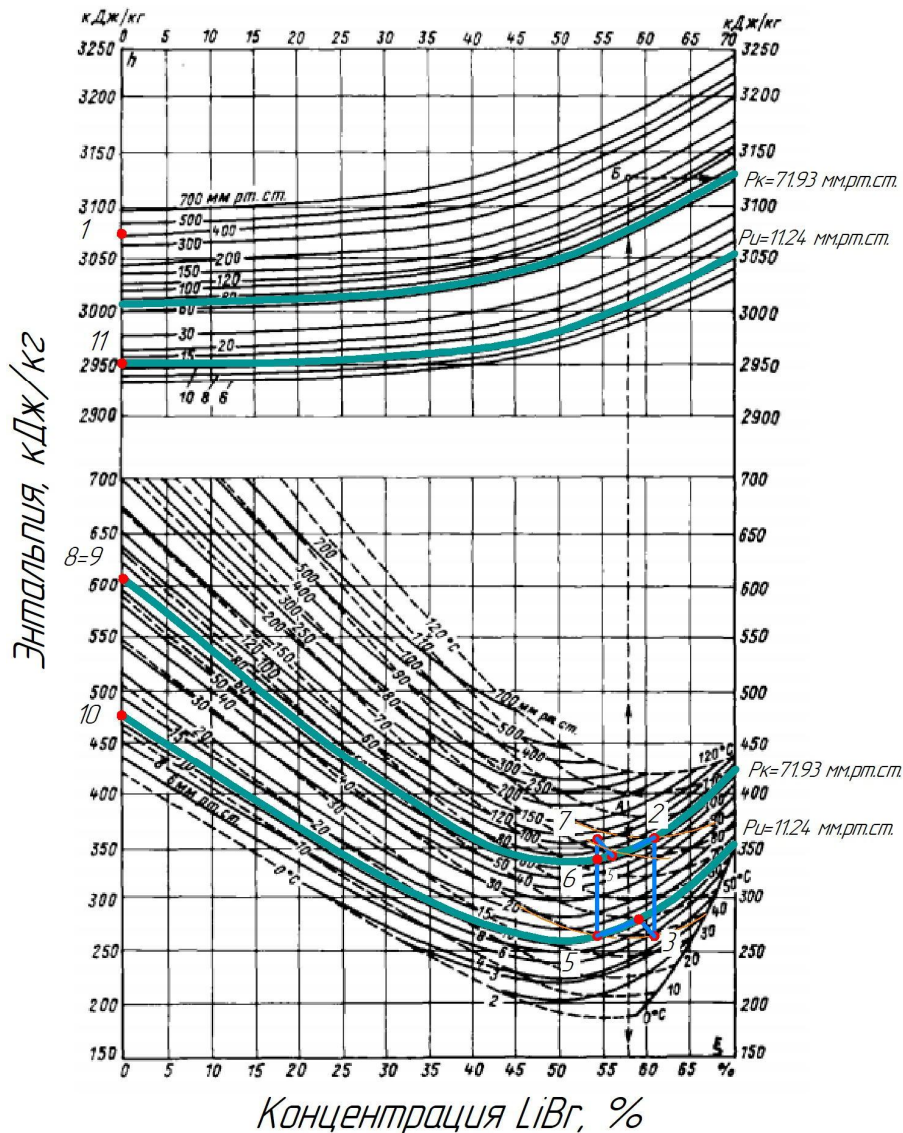


Рис. 3. Диаграмма для раствора вода – бромистый литий  
Fig. 3. Diagram for water – lithium bromide solution

Таким образом:

$$t_A = t_5 = t_{\text{ок.вх}} + \Delta t_A = 40 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (11)$$

Пересечение изотермы  $t_A = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$  и изобары  $P_n = 11,24 \text{ мм рт. ст.} = 1,499 \text{ кПа}$  на диаграмме  $h-X$  определяет параметры точки 5 – состояние слабого раствора, выходящего из абсорбера ( $h_5 = 265 \text{ кДж/кг}$ ). Отсюда определяем концентрацию слабого раствора  $X_{\text{сл}} = 54 \text{ } \%$ . Так как при сжатии насосом энтальпия возрастает незначительно, то этим приростом пренебрегаем и считаем  $h_6 = h_5 = 265 \text{ кДж/кг}$ .

### 5. Температура крепкого раствора после регенеративного теплообменника

Состояние крепкого раствора после регенеративного теплообменника определяется точкой 3. С учетом наличия теплообменника происходит рекуперация теплоты крепкого раствора. При от-

сутствии недорекуперации теплоты в теплообменнике температура крепкого раствора на выходе из теплообменника

$$t_3 = t_5 = 40 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (12)$$

На пересечении концентрации крепкого раствора и найденной температуры находится точка 3. По диаграмме определяются параметры раствора в данной точке – энтальпия  $h_3 = 255 \text{ кДж/кг}$ . Так как процесс дросселирования происходит при постоянной энтальпии, то  $h_4 = h_3 = 255 \text{ кДж/кг}$ .

### 6. Расчет регенеративного теплообменника

Для начала определяется кратность циркуляции, то есть количество раствора, подаваемого в генератор, на 1 кг отходящего хладагента (водяного пара), кг/кг:

$$f = \frac{X_{\text{кр}}}{X_{\text{кр}} - X_{\text{сл}}} = \frac{0,61}{0,61 - 0,54} = 8,714. \quad (13)$$

Тепловая нагрузка теплообменника определяется по формуле

$$q_{\text{то}} = (f-1)(h_2 - h_3) = (8,714-1)(360-255) = 810 \text{ кДж/кг.} \quad (14)$$

Энтальпию раствора на входе в генератор найдем по уравнению

$$h_7 = h_6 + \frac{q_{\text{то}}}{f} = 357,951 \text{ кДж/кг.} \quad (15)$$

По найденной энтальпии находим параметры в точке 7 ( $t_7 = 85 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

### 7. Параметры хладагента (после генератора и после испарителя)

Построение производится в области пара на диаграмме  $h-X$  (в верхней части). Предварительно следует найти соответствующие давления кипения и конденсации в верхней части. По диаграмме находим температуру в точке 6 –  $t_6 = 75 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Предварительно следует найти соответствующие давления кипения и конденсации на выходе из генератора. В связи с тем, что слабый раствор на входе в генератор перегрет, в нем осуществляется сначала адиабатно-изобарный процесс десорбции (процесс 7–5, рис. 3), в результате чего концентрация раствора увеличивается, а температура его снижается до равновесной  $t_p$ . Температура в точке 5 выше равновесной, как и в точке 6:  $t_5 = 80 \text{ }^\circ\text{C}$ . Равновесная температура в генераторе пара при соответствующей равновесной концентрации:

$$t_p = \frac{t_5 + t_6}{2} = 77,5 \text{ }^\circ\text{C.} \quad (16)$$

$$X_p = 56 \text{ } \%$$

После этого из точки  $t_p$  проводится перпендикуляр до пересечения с изобарой  $P_k$ . Пересечение изобары  $P_k$  и линии энтальпий представляет собой точку 1 – состояние хладагента на выходе из генератора ( $h_1 = 3075 \text{ кДж/кг}$ ).

Аналогично определяется точка 11 – состояние хладагента на выходе из испарителя. Только в этом случае необходимой изобарой является  $P_{\text{и}}$ . Энтальпия в точке 11 равна  $h_{11} = 2950 \text{ кДж/кг}$ .

### 8. Расчет тепловых нагрузок на аппараты

Удельная тепловая нагрузка генератора, Дж/кг, определится из теплового баланса генератора:

$$q_{\text{г}} + f \cdot h_7 = h_1 + (f-1) \cdot h_2.$$

Отсюда

$$q_{\text{г}} = h_1 + (f-1)h_2 - f \cdot h_7 = 2732,857 \text{ кДж/кг.} \quad (17)$$

Удельная тепловая нагрузка конденсатора будет равна

$$q_{\text{к}} = h_1 - h_8 = 2465 \text{ кДж/кг.} \quad (18)$$

Удельная холодопроизводительность:

$$q_0 = h_{13} - h_9 = 2340 \text{ кДж/кг.} \quad (19)$$

Удельное количество теплоты, отведенной из абсорбера, найдем из теплового баланса абсорбера:

$$q_{\text{А}} + f \cdot h_5 = h_{13} + (f-1) \cdot h_4.$$

Тогда

$$q_{\text{А}} = (f-1)h_4 - f \cdot h_5 + h_{13} = 2607,857 \text{ кДж/кг.} \quad (20)$$

Сравним тепловые балансы установки:

– подведенная теплота:

$$q_{\text{подв}} = q_{\text{г}} + q_0 = 5072,857 \text{ кДж/кг;} \quad (21)$$

– отведенная теплота:

$$q_{\text{отв}} = q_{\text{к}} + q_{\text{А}} = 5072,857 \text{ кДж/кг.} \quad (22)$$

Таким образом, несходимость в балансе:

$$q_{\text{подв}} - q_{\text{отв}} = 0 \text{ кДж/кг.} \quad (23)$$

Количество циркулирующего хладагента определим из соотношения

$$G = \frac{Q_0}{q_0} = 0,001 \text{ кг/с.} \quad (24)$$

Тепловые нагрузки, кВт, определяются из уравнений:

– для генератора:

$$Q_{\text{г}} = G \cdot q_{\text{г}} = 3,504; \quad (25)$$

– конденсатора:

$$Q_{\text{к}} = G \cdot q_{\text{к}} = 3,160; \quad (26)$$

– теплообменника:

$$Q_{\text{то}} = G \cdot q_{\text{то}} = 1,038; \quad (27)$$

– абсорбера:

$$Q_{\text{А}} = G \cdot q_{\text{А}} = 3,343. \quad (28)$$

Холодильный коэффициент определим по уравнению

$$\xi = \frac{Q_0}{Q_{\text{г}}} = 0,856. \quad (29)$$

Холодильный коэффициент трансформации будет равен

$$\mu = \frac{Q_{\text{г}} + Q_0}{Q_{\text{г}}} = 1,856. \quad (30)$$

Остальные результаты расчетов приведены в табл. 2.

### Практическая значимость

Практическая значимость разрабатываемого абсорбционного трансформатора теплоты (АТТ) заключается в ресурсосбережении и экологичности. Ресурсосбережение достигается путем использования различных вторичных (например, теплота уходящих газов) и возобновляемых тепловых источников энергии (например, солнечная или геотермальная тепловая энергия), применяемых для работы установки и, как следствие, для кондиционирования помещений и подогрева горячей воды. Так как на данный момент широкое распространение получили кондиционеры, работающие от электрической энергии, которую получают в основном от сжигания органического топлива, а

Таблица 2

Результаты расчетов

Table 2

Calculation results

Исходные данные	Холодильный коэффициент	Холодильный коэффициент трансформации	Концентрации крепкого раствора $X_{кр}$ и слабого $X_{сл}$ , %		Нагрузка генератора, кВт	Нагрузка конденсатора, кВт	Нагрузка теплообменника, кВт
			$X_{кр}$	$X_{сл}$			
$t_{гр} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{ох} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{охл} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$	0,856	1,856	$X_{кр}$	61	3,5	3,16	1
$X_{сл}$			54				
$t_{гр} = 95\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{ох} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{охл} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$	0,832	1,802	$X_{кр}$	60,5	3,7	3,06	0,5
$X_{сл}$			53				
$t_{гр} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{ох} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{охл} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$	0,826	1,826	$X_{кр}$	58	3,6	3,06	1
$X_{сл}$			54				
$t_{гр} = 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{ох} = 35\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{охл} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$	0,823	1,823	$X_{кр}$	57	3,6	3,07	0,9
$X_{сл}$			53				
$t_{гр} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{ох} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{охл} = 17\text{ }^{\circ}\text{C}$	0,853	1,853	$X_{кр}$	56	3,5	3,05	0,7
$X_{сл}$			49				

для подогрева воды используют или газовые, или электрические установки, то использование абсорбционного трансформатора теплоты может снизить потребление органического топлива. Также снижение сжигания органического топлива положительно скажется на окружающей среде, в чем и заключается экологичность разрабатываемой установки.

#### Сравнение теоретических и практических данных

По результатам расчетов видно, что при снижении температуры греющего источника теплоты при прочих равных параметрах (расчеты при  $t_{гр} = 95; 90; 85\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) холодильный коэффициент снижается, как и общая эффективность установки.

Данная зависимость отражена на рис. 4. В расчете при  $t_{гр} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$  была снижена температура конденсации, что позволило компенсировать падение производительности ввиду уменьшения температуры греющего источника. Таким образом, холодильный коэффициент снижается при снижении температуры греющего источника и повышении температуры конденсации и повышается при увеличении температуры испарения.

В результате проведенного расчетного анализа абсорбционного трансформатора теплоты было выявлено, что холодильный коэффициент установки, работающей на бромисто-литиевом растворе, при температуре греющей воды в диапазоне от 100 до 80  $^{\circ}\text{C}$  находятся в диапазоне от 0,856 до 0,853. При температуре греющей воды 90  $^{\circ}\text{C}$  значе-

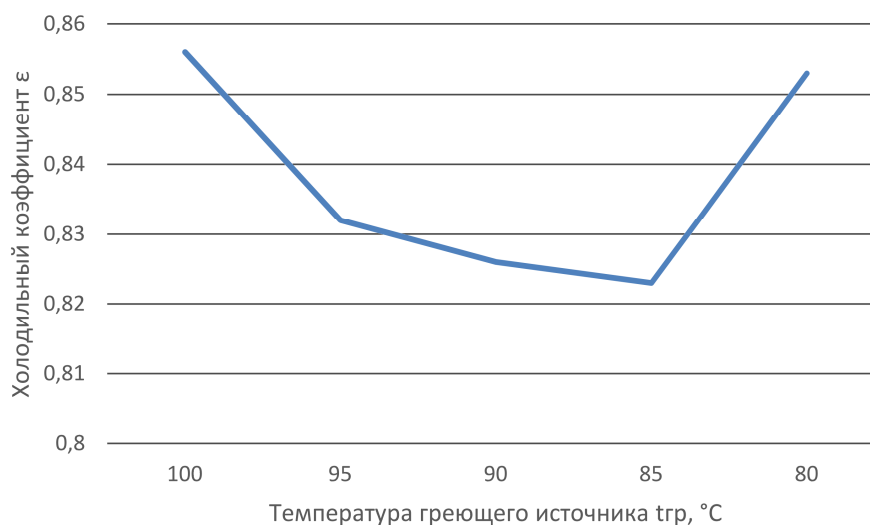


Рис. 4. Зависимость холодильного коэффициента от температуры греющего источника теплоты  
Fig. 4. The dependence of the refrigeration coefficient on the temperature of the heating heat source



ние холодильного коэффициента составляет 0,826. Снижение холодильного коэффициента объясняется работой цикла в определенных заданных значениях, в частности значениями энтальпии в ключевых точках цикла. Мы можем сделать вывод о том, что снижение температуры греющей воды оказывает несущественное влияние на холодильный коэффициент установки. Однако стоит отметить, что снижение температуры греющей воды влияет на работу цикла, из-за чего снижается температура охлаждающей воды на выходе из конденсатора.

#### Вывод

При температуре в генераторе пара больше 100 °С рабочие параметры повышаются, но для их реализации требуется дорабатывать схему установки. Схема, представленная на рис. 1, не позволяет работать циклу при температурах выше 100 °С, так как в таком случае концентрация крепкого раствора будет свыше 62 %, которая является предельно допустимой для работы цикла.

Использование бромисто-литиевого раствора для абсорбционного трансформатора при кондиционировании является удовлетворительным.

#### Список литературы

1. Fong K.F., Hanby V.I., Chow T.T. HVAC system optimization for energy management by evolutionary programming // *Energy and Buildings*. 2006. Vol. 38, no. 3. P. 220–231. DOI: 10.1016/j.enbuild.2005.05.008
2. Гелиоэнергетические сорбционные термотрансформаторы для систем отопления и кондиционирования / М.Ф. Руденко, В.Н. Саинова, Ю.В. и др. // *Инженерно-строительный вестник Прикаспия*. 2022. № 1 (39). С. 22–28. DOI: 10.52684/2312-3702-2022-39-1-22-28
3. Соколова Н.А. Международно-правовая охрана атмосферы и озонового слоя: продолжение истории // *Вестник Университета имени О.Е. Кутафина (МГЮА)*. 2021. № 10 (86). С. 123–130. DOI: 10.17803/2311-5998.2021.86.10.123-130
4. Pongsid S., Satha A., Supachart C. A review of absorption refrigeration technologies // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2001. Vol. 5, iss. 4. P. 343–372. DOI:10.1016/S1364-0321(01)00003-X
5. Life cycle greenhouse gas emissions of coal-fired electricity generation: Systematic review and harmonization / M. Whitaker et al. // *Journal of Industrial Ecology*. 2012. Vol. 16. P. 53–72. DOI: 10.1111/j.1530-9290.2012.00465.x
6. Modi B., Mudgal A., Patel B. Energy and exergy investigation of small capacity single effect lithium bromide absorption refrigeration system // *Energy Procedia*. 2017. Vol. 109. P. 203–210. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.040
7. Horuz I. A comparison between ammonia-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems // *International communications in heat and mass transfer*. 1998. Vol. 25, no. 5. P. 711–721. DOI: 10.1016/S0735-1933(98)00058-X
8. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives / M.I. Karamangil et al. // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010. Vol. 14, no. 7. P. 1969–1978. DOI: 10.1016/j.rser.2010.04.008
9. Мартынов А.В. Установки для трансформации тепла и охлаждения: сб. задач для теплоэнерг. спец. вузов. М.: Энергоатомиздат, 1989. 199 с.
10. Александров А.А., Григорьев Б.А. Справочные таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. Изд-во МЭИ, 1999. 168 с.

#### References

1. Fong K.F., Hanby V.I., Chow T.T. HVAC system optimization for energy management by evolutionary programming. *Energy and Buildings*. 2006;38(3):220–231. DOI: 10.1016/j.enbuild.2005.05.008
2. Rudenko M.F., Sainova V.N., Shipulina Yu.V., Tretyak L.P., Tokareva A.A. Solar sorption thermotransformers for heating and air conditioning systems. *Engineering and Construction Bulletin of the Caspian Region*. 2022;1(39). P. 22–28. (In Russ.) DOI: 10.52684/2312-3702-2022-39-1-22-28
3. Sokolova N.A. International Legal Protection of the Atmosphere and Ozone Layer: the Continuation of the History. *Courier of the university named after O. E. Kutafin (MSAL)*. 2021;10(86):123–130. (In Russ.) DOI: 10.17803/2311-5998.2021.86.10.123-130
4. Pongsid S., Satha A., Supachart C. A review of absorption refrigeration technologies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2001;5(4):343–372. DOI: 10.1016/S1364-0321(01)00003-X
5. Whitaker M. et al. Life cycle greenhouse gas emissions of coal-fired electricity generation: Systematic review and harmonization. *Journal of Industrial Ecology*. 2012;16:53–72. DOI: 10.1111/j.1530-9290.2012.00465.x
6. Modi B., Mudgal A., Patel B. Energy and exergy investigation of small capacity single effect lithium bromide absorption refrigeration system. *Energy Procedia*. 2017;109:203–210. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.03.040
7. Horuz I. A comparison between ammonium-water and water-lithium bromide solutions in vapor absorption refrigeration systems. *International communications in heat and mass transfer*. 1998;25(5):711–721. DOI: 10.1016/S0735-1933(98)00058-X

8. Karamangil M.I. et al. A simulation study of performance evaluation of single-stage absorption refrigeration system using conventional working fluids and alternatives. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2010;14(7):1969–1978. DOI: 10.1016/j.rser.2010.04.008

9. A.V. Martynov. *Ustanovki dlya transformatsii tepla i okhlazhdeniya: sb. zadach dlya teploenerg. spets. vuzov* [Installations for heat transformation and cooling: collection of tasks for teploenerg. special universities]. Moscow: Energoatomizdat Publ.; 1989. 199 p. (In Russ.)

10. Alexandrov A.A., Grigoriev B.A. *Spravochnye tablitsy teplofizicheskikh svoystv vody i vodyanogo para* [Reference tables of thermophysical properties of water and water vapor]. Publishing House of MEI; 1999. 168 p. (In Russ.)

#### **Информация об авторах**

**Ефимов Николай Николаевич**, д-р техн. наук, проф., проф. кафедры тепловых электрических станций и теплотехники, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия; efimovnn40@mail.ru.

**Дьяконов Евгений Михайлович**, канд. техн. наук, доц., проректор по образовательной деятельности, кафедра тепловых электрических станций и теплотехники, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия; deml@rambler.ru.

**Папин Владимир Владимирович**, канд. техн. наук, доц., доц. кафедры тепловых электрических станций и теплотехники, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия; vladimir\_papin@bk.ru.

**Безуглов Роман Владимирович**, канд. техн. наук, доц., доц. кафедры тепловых электрических станций и теплотехники, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия; bezuglov@npi-tu.ru.

**Янучок Александр Игоревич**, ассистент кафедры тепловых электрических станций и теплотехники, Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Новочеркасск, Россия; alexandr-yanuchok@yandex.ru.

#### **Information about the authors**

**Nikolay N. Efimov**, Dr. Sci. (Eng.), Prof., Prof. of the Department of Thermal Power Stations and Heat Engineering, South-Russian State Polytechnic University (NPI) named after M.I. Platov, Novochoerkassk, Russia; efimovnn40@mail.ru.

**Evgeny M. Dyakonov**, Cand. Sci. (Eng.), Ass. Prof., Vice-Rector for Educational Activities, Department of Thermal Power Stations and Heat Engineering, South-Russian State Polytechnic University (NPI) named after M.I. Platov, Novochoerkassk, Russia; deml@rambler.ru.

**Vladimir V. Papin**, Cand. Sci. (Eng.), Ass. Prof., Ass. Prof. of the Department of Thermal Power Stations and Heat Engineering, South-Russian State Polytechnic University (NPI) named after M.I. Platov, Novochoerkassk, Russia; vladimir\_papin@bk.ru.

**Roman V. Bezuglov**, Cand. Sci. (Eng.), Ass. Prof., Ass. Prof. of the Department of Thermal Power Stations and Heat Engineering, South-Russian State Polytechnic University (NPI) named after M.I. Platov, Novochoerkassk, Russia; bezuglov@npi-tu.ru.

**Alexander I. Yanuchok**, Assistant of the Department of Thermal Power Stations and Heat Engineering, South-Russian State Polytechnic University (NPI) named after M.I. Platov, Novochoerkassk, Russia; alexandr-yanuchok@yandex.ru.

*Статья поступила в редакцию 01.08.2022; одобрена после рецензирования 01.09.2022; принята к публикации 09.09.2022.*

*The article was submitted 01.08.2022; approved after reviewing 01.09.2022; accepted for publication 09.09.2022.*