

## АНАЛИЗ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КОМБИНИРОВАННОГО ЦИКЛА АБСОРБЦИОННОЙ БРОМИСТОЛИТИЕВОЙ ХОЛОДИЛЬНОЙ МАШИНЫ С ДВУХСТУПЕНЧАТОЙ ГЕНЕРАЦИЕЙ (ТИП 3) В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ПАРАМЕТРОВ ВНЕШНИХ ИСТОЧНИКОВ

О. С. Малинина, А. В. Бараненко, Ш. З. Байрамов, А. Н. Корнильев

Университет ИТМО, Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Абсорбционные холодильные машины, использующие для работы теплоту вторичных энергетических ресурсов и возобновляемых источников энергии, нашли широкое применение в системах холодоснабжения предприятий химической, нефтехимической, текстильной, металлургической и других отраслей промышленности. Преобразование теплоты в абсорбционных холодильных машинах осуществляется с помощью прямого и обратного циклов, поэтому для выработки холода необходимо располагать тремя внешними источниками теплоты: греющий, охлаждаемый (источник охлаждаемого объекта) и охлаждающий. Для получения холода в области положительных температур применяют абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины. Многие предложенные для абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин циклы не исследованы до настоящего времени.

В работе представлены результаты исследования параметров действительного комбинированного термодинамического цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией (тип 3) в зависимости от температур внешних источников. Определены показатели эффективности исследуемого цикла, нагрузки на теплообменные аппараты, оптимальная величина зоны дегазации водного раствора бромида лития. Выполнено исследование влияния на эффективность цикла величин неполноты насыщения раствора в абсорбере и неполноты выпаривания раствора в генераторе.

**Ключевые слова:** действительный комбинированный термодинамический цикл, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, двухступенчатая генерация раствора, энергоэффективность, недонасыщение раствора в абсорбере, недовыпаривание раствора в генераторе.

**Для цитирования:** Малинина О. С., Бараненко А. В., Байрамов Ш. З., Корнильев А. Н. Анализ показателей комбинированного цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией (тип 3) в зависимости от параметров внешних источников // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2025. Т. 9, № 4. С. 55–62. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-55-62. EDN: YOGUST.



Малинина О. С., Бараненко А. В., Байрамов Ш. З., Корнильев А. Н., 2025.  
Контент доступен под лицензией Creative Commons Attribution 4.0 License.

## ANALYSIS OF THE COMBINED CYCLE INDICATORS OF THE LITHIUM BROMIDE ABSORPTION REFRIGERATION MACHINE WITH DOUBLE-STAGE GENERATION (TYPE 3) DEPENDING ON THE PARAMETERS OF EXTERNAL SOURCES

O. S. Malinina, A. V. Baranenko, Sh. Z. Bayramov, A. N. Kornilev

ITMO University, Russia, Saint Petersburg, Kronverkskiy Ave., 49, 197101

Absorption refrigeration machines that use the heat of secondary energy resources and renewable energy sources for operation have found wide application in refrigeration systems in the chemical, petrochemical, textile, metallurgy and other industries. Heat conversion in absorption refrigeration machines is accomplished using direct and reverse cycles, so three external heat sources are required to generate cold: a heating source, a source being cooled (the source of the cooled object), and a cooling source. Lithium bromide absorption refrigeration machines are used to generate cold at above-zero temperatures. Many proposed cycles for lithium bromide absorption refrigeration machines have not yet been studied.

The paper presents the results of a study of the parameters of a real combined thermodynamic cycle of lithium bromide absorption refrigeration machines with double-stage generation (type 3) depending on the temperatures of external sources. The cycle's efficiency indicators, heat exchanger loads, and the optimal degassing zone for an aqueous lithium bromide solution are determined. The efficiency indicators of the studied cycle, the loads on heat exchangers, and the optimal value of the degassing zone of an aqueous solution of lithium bromide were determined. A study was carried out to determine the influence of the values of incompleteness of solution saturation in the absorber and incompleteness of solution evaporation in the generator on the cycle efficiency.

**Keywords:** actual combined thermodynamic cycle, lithium bromide absorption refrigeration machine, double-stage solution generation, energy efficiency, undersaturation of the solution in the absorber, under-evaporation of the solution in the generator.

**For citation:** Malinina O. S., Baranenko A. V., Bayramov Sh. Z., Kornilev A. N. Analysis of the combined cycle indicators of the lithium bromide absorption refrigeration machine with double-stage generation (type 3) depending on the parameters of external sources. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2025. Vol. 9, no. 4. P. 55–62. DOI: 10.25206/2588-0373-2025-9-4-55-62. EDN: YOGUST.



© Malinina O. S., Baranenko A. V., Bayramov Sh. Z., Kornilev A. N., 2025.  
The content is available under a Creative Commons Attribution 4.0 License.

### Введение

Применение абсорбционных холодильных машин (АХМ) на возобновляемых источниках энергии (ВИЭ) или вторичных энергетических ресурсах (ВЭР) обеспечивает экономию производимой энергии. Поэтому не ослабевает интерес к исследованию этих машин и комплексов, в которых они используются [1–10]. В статье [1] выполнен анализ возможности интеграции в систему утилизации отработанного тепла коммунального предприятия разработанной коррозионно-стойкой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины (АБХМ) для охлаждения морской воды. Результаты показали, что энергетическая и эксергетическая эффективность сети утилизации отходящего тепла повышается на 55,9 и 86,1 % соответственно. Авторами работы [2] рассмотрено использование теплоты отходящих дымовых газов для привода одноступенчатой АБХМ, интегрированной с мембранным конденсатором. В публикации [3] предлагается каскадная система, состоящая из АБХМ и установки, работающей по транскритическому циклу на  $\text{CO}_2$  для рекуперации отходящего тепла с температурным потенциалом 90–150 °С. Авторами исследования [4] предложена новая комбинированная система охлаждения, отопления и электроснабжения, состоящая из установки, работающей на  $\text{CO}_2$ , АБХМ и нагревателей для рекуперации отработанного тепла газовой турбины. Результаты показали, что эффективность эксергии системы когенерации на 4,62 % выше, чем у автономного энергетического цикла. В работе [5] представлена каскадная система, состоящая из одноступенчатой АБХМ и установки, работающей по циклу Калины, для утилизации низкотемпературного отработанного тепла. В исследовании [6] рассмотрена система когенерации, в которой тепло от газотурбинного модульного гелиевого реактора использовалось в качестве входной энергии двигателя Стирлинга и АБХМ для производства дополнительной мощности и охлажденной воды соответственно. Результаты показывают, что массовый расход гелия сократился на 16,1–17,78 %. Авторами работы [7] предложена инновационная гибридная система тригенерации, включающая в свой состав АБХМ с приводом от отводимого тепла фосфорно-кислотного топливного элемента.

В статье [8] рассмотрена интеграция ожижителя воздуха с одноступенчатой АБХМ, использующей для привода отводимое тепло фазы сжатия цикла сжижения. Результаты показали увеличение эксергетической эффективности на 11,5 %.

Совместное использование многоступенчатого компрессора и одноступенчатой АБХМ на теплоте водяного пара после турбины компрессора обеспечивает снижение потребления электроэнергии и выбросов диоксида углерода в атмосферу [9]. По оценке авторов срок окупаемости проекта составит 7,7 лет. В статье [10] выполнено экспериментальное исследование эффективности АБХМ, работающей по циклу с двухступенчатой генерацией и приводом от отработанного тепла для системы кондиционирования воздуха.

Однако в действующих системах охлаждения тепловой потенциал ВЭР используется не в полном объеме, что вдвое снижает эффективность выработки холода. При наличии теплоты с потенциалом, достаточным для обогрева высокотемпературного генератора АБХМ (140 °С и более) целесообразно применение циклов с многоступенчатой генерацией и комбинированных циклов [11–16]. Авторы работы [12] исследовали новый генератор для абсорбционного охладителя, использующий тепло от горячей воды вместо выхлопных газов двигателя внутреннего сгорания. Исследователи в публикации [13] выполнили эксергетический и экономический анализ, а также оптимизацию абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой генерацией (АБХМДГ), интегрированной в систему опреснения морской воды. Результаты показали, что в оптимальных рабочих условиях расчетные значения коэффициента прироста мощности и теплового коэффициента составляют 2,02 и 1,25 соответственно. В работе [14] выполнена оптимизация эффективности АБХМ с трехступенчатой генерацией раствора. Из результатов исследования следует, что при температуре от 142 до 227 °С диапазон оптимальных значений теплового коэффициента составил 1,05–2,13. При этом массовый расход раствора, подаваемого в генераторы низкого, среднего и высокого давления, составил 2,1–22,1 кг/ч, 2,2–23,8 кг/ч и 2,9–44,6 кг/ч на 1 кВт холодопроизводительности соответственно. В статье

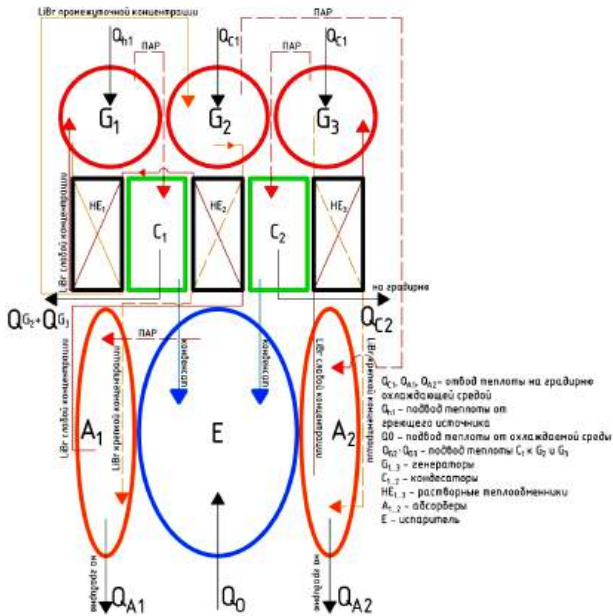


Рис. 1. Схема КАБХМДГ (тип 3)  
 Fig. 1. Scheme of the CLBARM DG (type 3)

[15] проведен анализ эффективности комбинированных циклов АБХМ с двухступенчатой генерацией. Оптимальная температура греющего источника должна находиться в диапазоне 110–140 °С. Публикация [16] посвящена разработке математической модели для исследования эффективности работы АБХМ с двухступенчатой генерацией с приводом от солнечных коллекторов, работающих в диапазоне температур 135–180 °С. Результаты показали, что эффективность эксергии составила 6,9 % при оптимальных условиях.

#### Постановка задачи

Из представленного анализа следует, что в последнее десятилетие в основном производятся и применяются одноступенчатые АБХМ и АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора. В литературном источнике [17] приведены сведения о различных циклах АБХМ. Интеграция АБХМ на этих циклах в системы охлаждения способна повысить их технико-экономическую эффективность. Однако по большинству из них отсутствуют сведения по методикам расчетов и величинам тепловых коэффициентов.

Цель работы — разработка методики расчета, определение значений теплового коэффициента и границ осуществления действительного комбинированного цикла АБХМДГ (тип 3) при различных параметрах внешних источников.

Принципиальная схема АБХМДГ (тип 3) приведена на рис. 1.

Машина выполнена из следующих теплообменных аппаратов: абсорберы A1 и A2; конденсаторы C1 и C2; генераторы G1, G2 и G3; теплообменники растворов HE1, HE2, HE3. Движение раствора по контурам организовано следующим образом: A1–G1–G2–A1 и A2–G3–A2. Описание принципа действия представлено в [18].

Рассматриваемый цикл (рис. 2) состоит из двух ступеней, соединенных параллельно: одноступенчатого цикла АБХМ и цикла АБХМДГ с последовательным движением раствора по ступеням генератора.

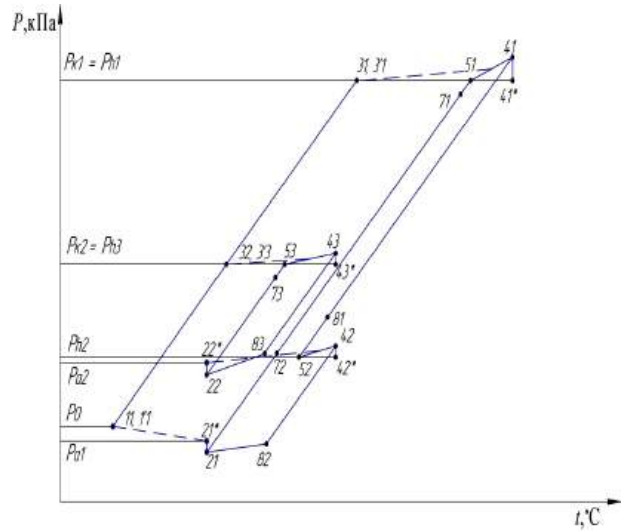


Рис. 2. Действительный цикл КАБХМДГ (тип 3)  
 Fig. 2. Actual cycle of the CLBARM DG (type 3)

Описание основных процессов рассматриваемого цикла аналогично процессам цикла комбинированной АБХМДГ (тип 1) и опубликовано в статье [19].

#### Методы исследования

Методика расчета цикла КАБХМДГ (тип 3) включает в себя уравнения (1)–(14).

Кратность циркуляции раствора:

— цикл АБХМДГ

$$a_1 = \frac{\xi_{r2}}{\Delta \xi_1}; \quad (1)$$

— цикл АБХМ

$$a_2 = \frac{\xi_{r3}}{\Delta \xi_2}. \quad (2)$$

Удельная тепловая нагрузка на испаритель, кДж/кг

$$q_0 = h_{r'} - h_{32}. \quad (3)$$

Удельная тепловая нагрузка на конденсатор, кДж/кг:

— цикл АБХМДГ

$$q_{c1} = x \cdot (h_{3'1} - h_{31}) = q_{h2} + q_{h3}, \quad (4)$$

где  $x$  — количество пара хладагента на выходе из генератора G1, кг;

— цикл АБХМ

$$q_{c2} = (1 - x) \cdot h_{3'3} + x \cdot h_{31} - h_{32}. \quad (5)$$

Удельная тепловая нагрузка на абсорбер, кДж/кг:

— цикл АБХМДГ

$$q_{a1} = h_{r'} + (a_1 - 1) \cdot h_{82} - a_1 \cdot h_{21}; \quad (6)$$

— цикл АБХМ

$$q_{a2} = (1 - x) \cdot h_{3'2} + (a_1 - 1 + x) \cdot h_{83} - a_2 \cdot h_{22}. \quad (7)$$

Удельная тепловая нагрузка на генератор, кДж/кг:

— цикл АБХМДГ:

низкотемпературная ступень

$$q_{h1} = x \cdot h_{3'1} + (a_1 - x) \cdot h_{41} - a_1 \cdot h_{71}; \quad (8)$$

высокотемпературная ступень

$$q_{h2} = (1 - x) \cdot h_{3'2} + (a_1 - 1) \cdot h_{42} - (a_1 - x) \cdot h_{81}; \quad (9)$$

— цикл АБХМ

$$q_{h3} = (1 - x) \cdot h_{3'3} + (a_2 - 1 + x) \cdot h_{43} - a_2 \cdot h_{22}. \quad (10)$$

Удельная тепловая нагрузка на теплообменники, кДж/кг:

— цикл АБХМДГ:

низкотемпературная ступень

$$q_{he1} = (a_1 - x) \cdot (h_{41} - h_{81}); \quad (11)$$

высокотемпературная ступень

$$q_{he2} = (a_1 - 1) \cdot (h_{42} - h_{82}); \quad (12)$$

— цикл АБХМ

$$q_{he3} = (a_2 - 1 + x) \cdot (h_{43} - h_{83}). \quad (13)$$

Тепловой коэффициент

$$\zeta = \frac{q_0}{q_{h1}}. \quad (14)$$

Для выполнения расчетов рассматриваемого цикла (рис. 1) была разработана математическая модель, блок-схема которой представлена на рис. 3.

Реализация математической модели осуществляется с помощью языка программирования C# в среде VisualStudio на базе технологии WinForms для построения графического интерфейса и удобства анализа результатов, полученных в процессе проведения расчетов.

При разработке модели приняты следующие допущения: концентрация крепкого раствора бромистого лития не должна превышать 64 %, так как при более высоких значениях концентрации возрастает риск его кристаллизации; минимальная зона дегазации должна составлять не менее 3 % с целью минимизации необратимых потерь в цикле.

Приняты следующие исходные данные для расчета исследуемого цикла:  $t_{w1} = t_{wa11} = t_{wa12} = t_{wk11} = 20 - 30$  °C — температура охлаждающей воды;  $t_{s1} = 12 - 16$  °C — температура охлаждаемой среды;  $\Delta\zeta = \Delta\zeta_1 = \Delta\zeta_2 = 3; 4; 5$  % — зона дегазации для двух ступеней.

В результате проведенного исследования получены зависимости основных показателей эффективности действительного комбинированного цикла АБХМДГ (тип 3) при различных параметрах внешних источников.

#### Результаты исследования

На рис. 4 приведены зависимости  $t_{h11}$  в диапазоне, при котором может осуществляться цикл КАБХМДГ (тип 3) от  $\Delta\zeta$  при различной температуре охлаждающей среды. Для осуществления цикла КАБХМДГ (тип 3) температура греющего источника

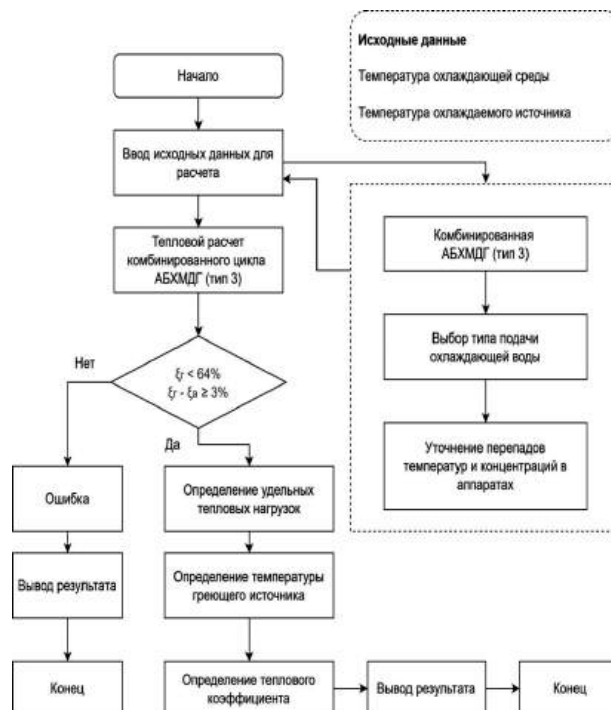


Рис. 3. Блок-схема математической модели для расчета КАБХМДГ (тип 3)

Fig. 3. Block diagram of the simulation model for the calculation of the CLBARM DG (type 3)

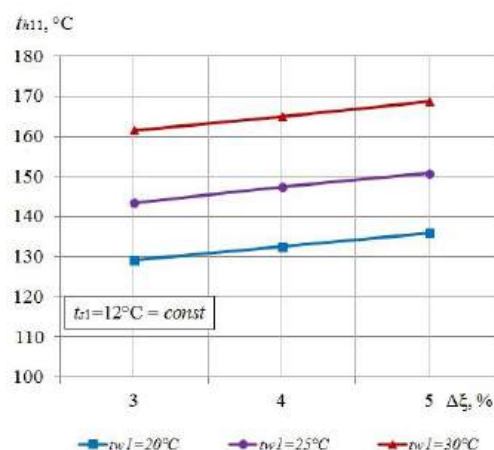


Рис. 4. Температуры греющей среды от  $\Delta\zeta$  при различной температуре охлаждающей среды  
Fig. 4. Temperatures of the heating medium on  $\Delta\zeta$  at different temperatures of the cooling medium

ка, подаваемого в генератор G1, должна находиться в пределах  $t_{h11} = (129 - 169)$  °C.

Приведенные результаты (рис. 4) свидетельствуют о том, что в пределах параметров исследования наибольшее влияние на  $t_{h11}$  оказывает температура охлаждающей воды. Например, при  $\Delta\zeta = 4$  % увеличение  $t_{w1}$  от 20 до 30 °C приводит к росту температуры греющего источника более чем на 30 °C, со 132 до 165 °C. При изменении  $\Delta\zeta$  от 3 до 5 %  $t_{h11}$  возрастает на 5–6 %.

На рис. 5 представлена графическая зависимость удельных тепловых потоков аппаратов  $q_i$  от зоны дегазации при различной температуре охлаждающей среды.



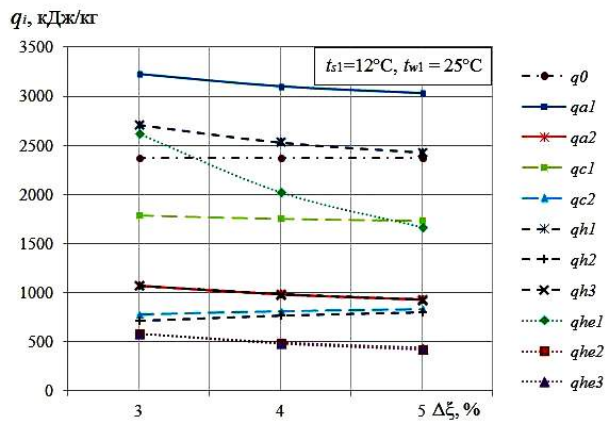


Рис. 5. Графическая зависимость удельных тепловых потоков аппаратов от  $\Delta\xi$  при различной температуре охлаждающей среды  
Fig. 5. Graphical dependence of specific heat loads on the main heat exchangers on  $\Delta\xi$  at different temperatures of the cooling medium

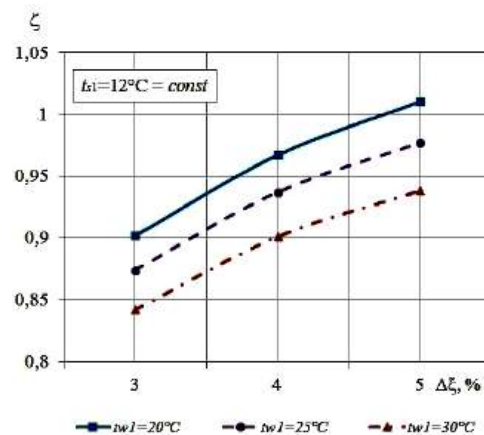


Рис. 6. Графическая зависимость  $\zeta$  от  $\Delta\xi$  при различной температуре охлаждающей среды  
Fig. 6. Graphical dependence of  $\zeta$  on  $\Delta\xi$  at different temperatures of the cooling medium

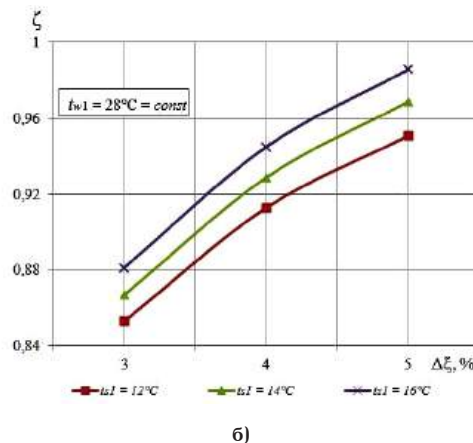
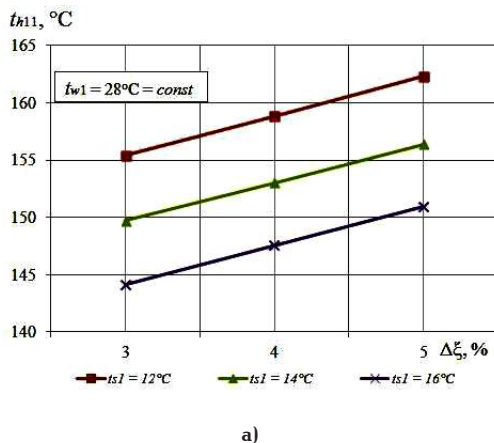


Рис. 7. Графическая зависимость температуры греющего источника (а) и теплового коэффициента (б) от  $\Delta\xi$  при различной температуре охлаждаемой среды  
Fig. 7. Graphical dependences of the temperature of the heating source (a) and the thermal coefficient (б) on  $\Delta\xi$  at different temperatures of the cooled medium

Представленные результаты анализа (рис. 5) показывают, что величина  $\Delta\xi$  влияет на удельные тепловые потоки аппаратов. При росте  $\Delta\xi$  от 3 до 5 % снижаются величины  $q$  абсорберов А1 и А2 на 6,6 % и 15,4 %, генераторов G1 и G3 на 11,7 % и 15,5 %, конденсатора С1 на 3 %, теплообменников раствора HE1, HE2, HE3 на 55,8 %, 38,3 % и 33,4 % соответственно; возрастает тепловой поток генератора G2 и конденсатора С2 на 12 % и 7,4 % соответственно.

На рис. 6 представлена графическая зависимость теплового коэффициента  $\zeta$  от зоны дегазации при различной температуре охлаждающей среды. При принятых параметрах исследования величина  $\zeta$  изменяется от 0,84 до 1,01. Увеличение  $\Delta\xi$  от 3 до 5 % приводит к росту  $\zeta$  на 12–13 %, при возрастании  $t_{w1}$  от 20 до 30 °C  $\zeta$  снижается на 7–9 %.

На рис. 7а, б представлены графические зависимости температуры греющего источника (рис. 7а) и теплового коэффициента (рис. 7б) от зоны дегазации при различной температуре охлаждаемой среды.

С повышением температуры охлаждаемой среды на 4 °C (рис. 4а, б) температура греющего источника снижается на 7,7 %, а величина теплового коэффициента возрастает на 3,5 %.

Из названных результатов следует, что наиболее оптимальными являются режимы АБХМ на изученном цикле при  $\Delta\xi$  в районе 5 %. При создании машин для условий эксплуатации  $\Delta\xi = 5$  % могут быть существенно сокращены площади теплообменной поверхности растворных теплообменников.

Недонасыщение раствора в абсорбере  $\Delta\xi_a$  и недонысщение раствора в генераторе  $\Delta\xi_r$ , относящиеся к необратимым потерям действительных термодинамических циклов АБХМ, оказывают существенное влияние на эффективность циклов [20, 21].

В данной работе проведено исследование влияния названных величин, неполноты насыщения раствора в абсорберах А1 и А2 и неполноты выпаривания раствора в генераторах G2 и G3, на эффективность исследуемого цикла.

Расчет выполнялся по исходным данным исходя из недопущения кристаллизации раствора:  $t_{w1} = 28$  °C — температура охлаждающей среды;  $t_{s1} = 12$  °C — температура охлаждаемой среды;  $\Delta\xi_{ai} = 0–2,5$  % — неполнота насыщения раствора;  $\Delta\xi_{ri} = 0–3,5$  % — неполнота выпаривания раствора. При  $\Delta\xi_{ai} = 0$  и  $\Delta\xi_{ri} = 0$  имеет место быть теоретический цикл; при  $0 < \Delta\xi_{ai} < 2,5$  % и  $0 < \Delta\xi_{ri} < 3,5$  % реализуется действительный цикл.

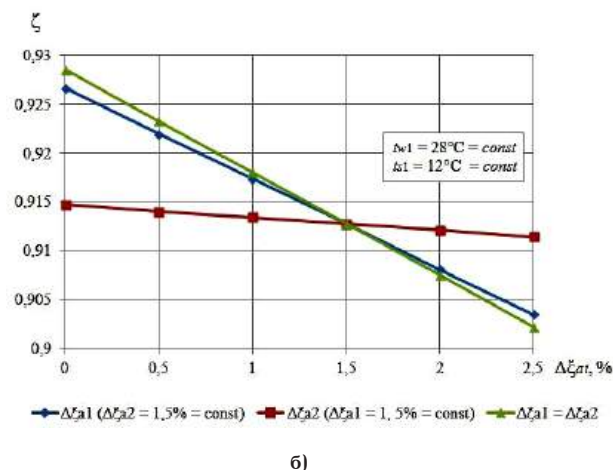
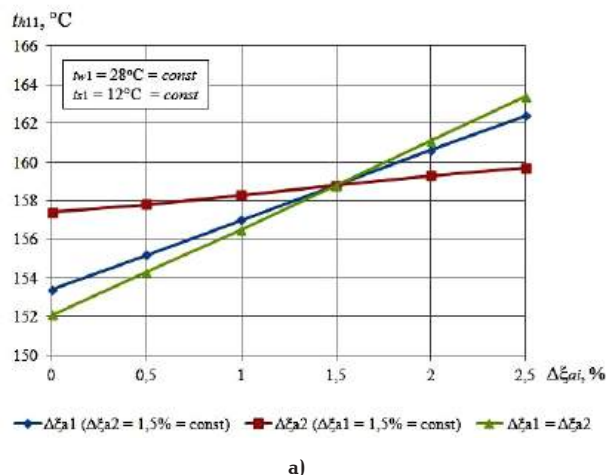


Рис. 8. Влияние величины недонасыщения раствора в абсорберах на  $t_{h11}$  (а) и  $\zeta$  (б)  
Fig. 8. The influence of the value of undersaturation of the solution in absorbers on  $t_{h11}$  (a) and  $\zeta$  (б)

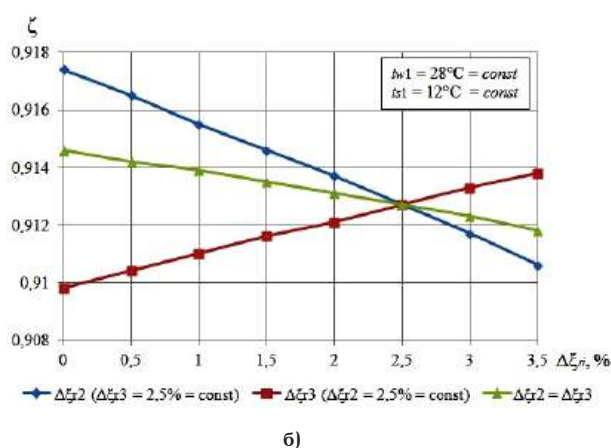
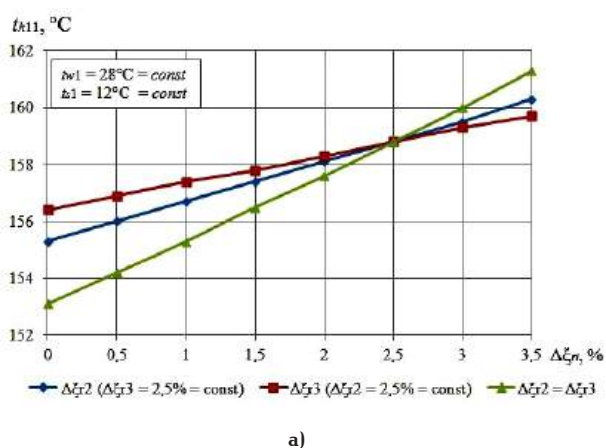


Рис. 9. Влияние величины недовыпаривания раствора в генераторах G2 и G3 на  $t_{h11}$  (а) и  $\zeta$  (б)  
Fig. 9. Influence of the value of under-evaporation of the solution in generators G2 and G3 on  $t_{h11}$  (a) and  $\zeta$  (б)

На рис. 8а, б приведены результаты анализа влияния  $\Delta\xi_a$  на температуру теплоносителя генератора G1 и величину  $\zeta$ .

Из представленных на рис. 8а, б зависимостей следует, что  $t_{h11}$  возрастает на 5,7 %, а  $\zeta$  снижается на 2,6 % при увеличении  $\Delta\xi_{a1}$  от 0 до 2,5 % и неизменной  $\Delta\xi_{a2}$ . Удельный тепловой поток A2 в три раза ниже, чем у A1 (рис. 5), поэтому при повышении величины  $\Delta\xi_{a2}$  и неизменной  $\Delta\xi_{a1}$  названные параметры изменяются лишь на +1,5 и -0,36 %. При совместном росте  $\Delta\xi_{a1}$  и  $\Delta\xi_{a2}$  рассматриваемые параметры изменяются следующим образом:  $t_{h11}$  увеличивается на 7,4 %, а  $\zeta$  уменьшается на 2,9 %.

На рис. 9а, б приведены результаты исследования влияния величины недовыпаривания раствора в генераторах G2 и G3 на  $t_{h11}$  и  $\zeta$ .

Из графика на рис. 9а, б видно, что увеличение  $\Delta\xi_r$  от 0 до 3,5 % в генераторах G2 и G3 приводит к росту  $t_{h11}$  на 5,4 % (рис. 9а), при этом  $\zeta$  меняется незначительно, снижается на 0,31 % (рис. 9б).

### Выводы

Выполнено исследование влияния параметров внешних источников на эффективность действительного комбинированного цикла АБХМДГ (тип 3). Они показали, что при принятых условиях исследования показатели действительного термодинамического цикла составляют  $t_{h11} = (129-169)^\circ\text{C}$ ,  $\zeta = 0,84-1,01$  при изменении температуры охлажда-

ющей среды в пределах  $t_{w1} = (20-30)^\circ\text{C}$ ; при изменении температуры охлаждаемой среды в диапазоне  $t_{s1} = (12-16)^\circ\text{C}$  и  $t_{w1} = 28^\circ\text{C}$  —  $t_{h11} = (144,1-162,3)^\circ\text{C}$ ,  $\zeta = 0,88-0,95$ .

Результаты также продемонстрировали, что величина неполноты насыщения раствора в абсорберах A1 и A2 более существенно влияет на энергетическую эффективность данного цикла, чем величина неполноты выпаривания раствора в генераторах G2 и G3: при повышении  $\Delta\xi_{ai}$  температура греющего источника возрастает в среднем на 5 %, тепловой коэффициент снижается в среднем на 2 %; при повышении  $\Delta\xi_{ri}$  температура греющего источника возрастает в среднем на 3,6 %, тепловой коэффициент меняется незначительно (менее 1 %).

Установлено, что в рассмотренном диапазоне параметров оптимальной является зона дегазации водного раствора бромида лития, равная 5 %.

### Список источников / References

1. Du S., Xu Z., Wang R. [et al.]. Development of direct seawater-cooled LiBr-H<sub>2</sub>O absorption chiller and its application in industrial waste heat utilization. *Energy*. 2024. Vol. 294 (8). P. 130816. DOI:10.1016/j.energy.2024.130816.
2. Salilih E. M., Bamaga O., Almatrafi E. [et al.]. Performance analysis of a novel absorption-refrigeration driven membrane condenser system for recovery of water and waste heat from flue

gas. *International Journal of Refrigeration*. 2023. Vol. 156. P. 219–231. DOI:10.1016/j.ijrefrig.2023.10.011.

3. Yang S., Deng C., Liu Z. Optimal design and analysis of a cascade LiBr/H<sub>2</sub>O absorption refrigeration/transcritical CO<sub>2</sub> process for low-grade waste heat recovery. *Energy Conversion and Management*. 2019. Vol. 192 (7). P. 232–242. DOI:10.1016/j.enconman.2019.04.045.

4. Li B., Wang S.-S., Wang K. [et al.]. Thermo-economic analysis of a combined cooling, heating and power system based on carbon dioxide power cycle and absorption chiller for waste heat recovery of gas turbine utilization. *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 224. P. 113372. DOI: 10.1016/j.enconman.2020.113372.

5. Liu Z., Xie N., Yang S. Thermodynamic and parametric analysis of a coupled LiBr/H<sub>2</sub>O absorption chiller/Kalina cycle for cascade utilization of low-grade waste heat. *Energy Conversion and Management*. 2020. Vol. 205. P. 112370. DOI: 10.1016/j.enconman.2019.112370.

6. Alali A. E., Al Tubeshat A., Al Khasawneh K. Performance analysis of stirling engine double-effect absorption chiller hybrid system for waste heat utilization from gas turbine modular helium reactor. *Energy Conversion and Management*. 2022. Vol. 251 (1). P. 114976. DOI:10.1016/j.enconman.2021.114976.

7. Chen Z., Ripin Z. M., Wang J. Thermodynamic and economic analysis of a phosphoric acid fuel cell combined heating cooling and power system. *Energies*. 2024. Vol. 17 (16). P. 4038. DOI: 10.3390/en17164038.

8. Borri E., Tafone A., Comodi G. [et al.]. Improving liquefaction process of microgrid scale liquid air energy storage (LAES) through waste heat recovery (WHR) and absorption chiller. *Energy Procedia*. 2017. Vol. 143. P. 699–704. DOI: 10.1016/j.egypro.2017.12.749.

9. Ul Haq E., Taqvi S. A. A., Naqvi M. [et al.]. Multistage carbon dioxide compressor efficiency enhancement using waste heat powered absorption chillers. *Energy Science & Engineering*. 2021. Vol. P. 1373–1384. DOI: 10.1002/ese3.898.

10. Shiue A., Hu S.-C., Chiang K.-H. Effect of operating variables on performance of an absorption chiller driven by heat from municipal solid waste incineration. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*. 2018. Vol. 27. P. 134–140. DOI: 10.1016/j.seta.2018.04.008.

11. Xu Z. Y., Wang R. Z. Absorption refrigeration cycles: Categorized based on the cycle construction. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 62. P. 114–136. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.007.

12. Dadpour D., Deymi-Dashtebayaz M., Hoseini-Modaghegh A. [et al.]. Proposing a new method for waste heat recovery from the internal combustion engine for the double-effect direct-fired absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 216 (2). P. 119114. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2022.119114.

13. Bhowmick A., Kundu B. Exergoeconomic assessment and optimization of a double effect absorption chiller integrated with a humidification-dehumidification desalination system. *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 247. P. 114766. DOI: 10.1016/j.enconman.2021.114766.

14. Lizarte R., Marcos J. D. COP optimisation of a triple-effect H<sub>2</sub>O/LiBr absorption cycle under off-design conditions. *Applied Thermal Engineering*. 2016. Vol. 99. P. 195–305. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2015.12.121.

15. Wang J., Zheng D. Performance of one and a half-effect absorption cooling cycle of H<sub>2</sub>O/LiBr system. *Energy Conversion and Management*. 2009. Vol. 50 (12). P. 3087–3095. DOI: 10.1016/j.enconman.2009.08.004.

16. Ibrahim N. I., Al-Sulaiman F. A., Ani F. N. A detailed parametric study of a solar driven double-effect absorption chiller under various solar radiation data. *Journal of Cleaner Production*. 2020. Vol. 251. P. 119750. DOI: 10.1016/j.jclepro.2019.119750.

17. Nikbakhti R., Wang X., Hussein A. K. [et al.]. Absorption cooling systems — Review of various techniques for energy

performance enhancement. *Alexandria Engineering Journal*. 2020. Vol. 59 (2). P. 707–738. DOI: 10.1016/j.aej.2020.01.036.

18. Бараненко А. В., Малинина О. С. Развитие систем холодоснабжения на базе абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 2024. № 1. С. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-3-12. EDN: ICQZTL.

Baranenko A. V., Malinina O. S. Razvitiye sistem kholodosnabzheniya na baze absorbtionnykh bromistolitiyevykh kholodil'nykh mashin [Refrigeration supply systems based on lithium bromide absorption refrigerating machines]. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda. Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No. 1. P. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-3-12. EDN: ICQZTL. (In Russ.).

19. Малинина О. С., Бараненко А. В., Аль-Фураиджи М. А. [и др.]. Эффективность абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с многоступенчатыми процессами абсорбции и генерации со связанным потоком массы. Омский научный вестник. Серия Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 2. С. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-9-17. EDN: JPVVVE.

Malinina O. S., Baranenko A. V., Al'-Furaidzhi M. A. [et al.]. Effektivnost' absorbtionnoy bromistolitiyevoy kholodil'noy mashiny s mnogostupenchatymi protsessami absorbtitsii i generatsii so svyazannym potokom massy [Efficiency of lithium bromide absorption chiller with multi-stage absorption and generation processes with associated mass flow]. *Omskiy nauchnyy vestnik. Seriya Aviatsonno-raketnoye i energeticheskoye mashinostroyeniye. Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering*. 2021. Vol. 5, no. 2. P. 9–17. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-2-9-17. EDN: JPVVVE. (In Russ.).

20. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И. [и др.]. Холодильные машины / под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. Санкт-Петербург: Политехника, 2006. 941 с. ISBN 5-7325-0792-2.

Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I. [et al.]. Kholodil'nyye mashiny [Refrigerating machines] / ed. by L. S. Timofeyevskiy. Saint Petersburg, 2006. 941 p. ISBN 5-7325-0792-2. (In Russ.).

21. Бараненко А. В., Тимофеевский Л. С., Долотов А. Г. [и др.]. Абсорбционные преобразователи теплоты: моногр. Санкт-Петербург: Изд-во СПбГУИПТ, 2005. 337 с. ISBN 5-89565-116-X.

Baranenko A. V., Timofeyevskiy L. S., Dolotov A. G., Popov A. V. Absorbtionnye preobrazovateli teploty [Absorption heat converters]. Saint Petersburg, 2005. 338 p. ISBN 5-89565-116-X. (In Russ.).

**МАЛИНИНА Ольга Сергеевна**, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург. SPIN-код: 6840-9272

AuthorID (РИНЦ): 709687

AuthorID (SCOPUS): 57203591145

ResearcherID: T-5313-2018

Адрес для переписки: osmalinina@itmo.ru

**БАРАНЕНКО Александр Владимирович**, доктор технических наук, профессор (Россия), советник при ректорате Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург. SPIN-код: 5621-0524

AuthorID (РИНЦ): 173759

ORCID: 0000-0003-3675-9513

AuthorID (SCOPUS): 6602940582

ResearcherID: T-4251-2018

Адрес для переписки: avbaranenko@itmo.ru

**БАЙРАМОВ Шамиль Загидович**, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инже-

нерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

SPIN-код: 7377-6499

ORCID: 0009-0001-8090-3327

Адрес для переписки: szbairamov@itmo.ru

**КОРНИЛЬЕВ Алексей Никитович**, аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, г. Санкт-Петербург.

AuthorID (РИНЦ): 772128

Адрес для переписки: ankornilev@itmo.ru

**Прозрачность финансовой деятельности:** авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.

Статья поступила в редакцию 08.09.2025; одобрена после рецензирования 24.11.2025; принята к публикации 26.11.2025.

**MALININA Olga Sergeevna**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Energy-Efficient Engineering Systems Educational Center, ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 6840-9272

AuthorID (RSCI): 709687

AuthorID (SCOPUS): 57203591145

ResearcherID: T-5313-2018

Correspondence address: osmalinina@itmo.ru

**BARANENKO Aleksandr Vladimirovich**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Rector's Advisor, ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 5621-0524

AuthorID (RSCI): 173759

ORCID: 0000-0003-3675-9513

AuthorID (SCOPUS): 6602940582

ResearcherID: T-4251-2018

Correspondence address: avbaranenko@itmo.ru

**BAYRAMOV Shamil Zagidovich**, Postgraduate of the Energy-Efficient Engineering Systems Educational Center, ITMO University, Saint Petersburg.

SPIN-code: 7377-6499

ORCID: 0009-0001-8090-3327

Correspondence address: szbairamov@itmo.ru

**KORNILEV Aleksey Nikitovich**, Postgraduate of the Energy-Efficient Engineering Systems Educational Center, ITMO University, Saint Petersburg.

AuthorID (RSCI): 772128

Correspondence address: ankornilev@itmo.ru

**Financial transparency:** the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

The article was submitted 08.09.2025; approved after reviewing 24.11.2025; accepted for publication 26.11.2025.