

УДК 621.574.013–932.2

Анализ эффективности абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с комбинированным циклом

В. И. АБРАМОВ¹, канд. техн. наук О. С. МАЛИНИНА²¹macidla@yandex.ru, ²osmalinina@itmo.ru

Университет ИТМО

В исследовании произведена численная оценка эффективности комбинированного цикла АБХМ, объединяющего в себе циклы с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией. Авторами рассмотрен 2-й тип термодинамической системы, в которой реализация указанных двухступенчатых циклов происходит в отдельных растворных контурах, взаимосвязанных между собой. По результатам математического моделирования установлено, что тепловой коэффициент исследуемого цикла в зависимости от параметров внешних источников находится в диапазоне значений $0,44 \div 0,50$, причем для осуществления цикла необходим греющий источник с более низким температурным уровнем (от $62,7^\circ\text{C}$ до $96,1^\circ\text{C}$), в отличие от одноступенчатого (базового) цикла. Еще одним преимуществом, демонстрирующим эффективность работы АБХМ по комбинированному циклу, является то, что данная АБХМ по сравнению с одноступенчатой машиной имеет более выгодную с точки зрения аккумулирования холода рабочую характеристику. Таким образом, применение АБХМ с исследуемым циклом целесообразно в системах, где присутствует необходимость аккумулирования избыточной холодильной энергии (установки аккумулятора холода) в соответствии с требованиями производства.

Ключевые слова: абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, АБХМ, комбинированный цикл, двухступенчатая генерация, двухступенчатая абсорбция, греющий источник, тепловой коэффициент.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 12.05.2025, одобрена после рецензирования 10.07.2025, принята к печати 17.07.2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-19-27

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Абрамов В. И., Малинина О. С. Анализ эффективности абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с комбинированным циклом. // Вестник Международной академии холода. 2025. № 4. С. 19–27. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-19-27

Efficiency of a lithium bromide absorption chiller operating on the combined cycle

V. I. ABRAMOV¹, Ph. D. O. S. MALININA²¹macidla@yandex.ru, ²osmalinina@itmo.ru

ITMO University

This paper presents a numerical evaluation of the efficiency of the combined LBAC cycle that integrates cycles with two-stage generation and two-stage absorption. The authors of the article analyzed the second type of the thermodynamic system, in which the implementation of these two-stage cycles occurs in individual solution circuits interconnected with each other. According to the mathematical modeling results, it was found out that the thermal coefficient of the studied cycle, depending on the parameters of external heat sources, is in the range of $0.44 \div 0.50$, and a heating source with a lower temperature level (from 62.7°C to 96.1°C) is required to drive this cycle, unlike the single-stage (basic) cycle. Another benefit demonstrating the efficiency of LBAC operation on the combined cycle is that this LBAC has a more advantageous performance characteristic in terms of cold accumulation compared to the single-stage machine. Thus, the use of LBAC with the studied cycle is appropriate in systems where there is a need to accumulate excess refrigeration energy (install a cold storage battery) in compliance with production requirements.

Keywords: lithium bromide absorption chiller, LBAC, combined cycle, two-stage generation, two-stage absorption, heating source, thermal coefficient.

Article info:

Received 12/05/2025, approved after reviewing 10/07/2025, accepted 17/07/2025

DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-19-27

Article in Russian

For citation:

Abramov V. I., Malinina O. S. Efficiency of a lithium bromide absorption chiller operating on the combined cycle. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2025. No 4. p. 19-27. DOI: 10.17586/1606-4313-2025-24-4-19-27

Введение

Использование абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ) в составе систем холодоснабжения различного назначения обусловлено наличием на промышленных и торговых предприятиях доступных и недорогих источников теплоты [1]. В частности, АБХМ могут эффективно работать за счет применения в качестве греющего источника вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) и возобновляемых источников энергии (ВИЭ). Например, в исследовании [2] предложена перспективная система холодоснабжения, в которой одноступенчатая АБХМ, приводимая в действие солнечной энергией, интегрирована в состав бустерной холодильной установки на CO_2 . Благодаря данному решению энергопотребление бустерной установки снижается на 8,12%. В работе [3] подробно изучена каскадная система осушения воздуха с жидким поглотителем влаги (абсорбентом), обе ветви которой работают за счет геотермальной энергии, где АБХМ, находящаяся в нижней ветви системы, обеспечивает рост эффективности процесса осушения воздуха абсорбентом в верхней ветви. В последнее время наблюдается повышенный интерес к системам тригенерации, в которых для осуществления органического цикла Ренкина и одноступенчатого цикла АБХМ используется теплота сгорания биотоплива: древесных опилок, багассы, арахисовой скорлупы и прочих сельскохозяйственных отходов [4]–[7]. АБХМ, работающие за счет теплоты ВЭР, как правило, утилизируют низкопотенциальную отработанную (отходящую) теплоту в рамках нефтехимических и металлургических производств [8]–[10], центров обработки данных [11], энергетических и судовых установок [12]–[14], а также других отраслей промышленности, вырабатывая холод для повышения эффективности производственных процессов или для нужд кондиционирования воздуха.

Многообразие приведенных выше вариантов использования АБХМ свидетельствует об актуальности проведения исследований, направленных на изучение, а также дальнейшее повышение эффективности АБХМ и систем на их основе. Одним из перспективных направлений повышения эффективности АБХМ является применение сложных циклов. Авторы работы [15] приводят современную классификацию сложных циклов АБХМ, среди которых к наиболее важным конфигурациям относятся цикл с двухступенчатой генерацией, цикл с двухступенчатой абсорбцией, каскадный цикл, двухступенчатые и комбинированные циклы. Целью настоящей работы является исследование эффективности комбинированного цикла, объединяющего в себе циклы АБХМ с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией. Согласно статье [15] в настоящее время большая часть из предложенных сложных циклов АБХМ остается недостаточно изученной, что непосредственно относится к рассматриваемому комбинированному циклу. По предварительной оценке, при температуре охлаждаемой воды $t_{s1} = 12^\circ\text{C}$ и температуре охлаждающей воды $t_{w1} = 36^\circ\text{C}$

тепловой коэффициент ζ и температура греющего источника t_{h1} , которая необходима для осуществления:

- цикла с двухступенчатой генерацией, составляют $\zeta = 1,15$ и $t_{h1} = 180^\circ\text{C}$, соответственно [16];
- цикла с двухступенчатой абсорбцией, составляют $\zeta = 0,38$ и $t_{h1} = 90^\circ\text{C}$, соответственно [17];
- рассматриваемого комбинированного цикла, составляют $\zeta = 0,46$ и $t_{h1} = 94^\circ\text{C}$, соответственно.

Благодаря более высокому значению ζ относительно цикла с двухступенчатой абсорбцией и более низкому значению t_{h1} относительно цикла с двухступенчатой генерацией рассматриваемый цикл представляет собой научно-практический интерес для изучения и последующего возможного применения в составе систем холодоснабжения.

Термодинамический цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией (тип 2)

В данной работе в качестве исследуемой системы выбрана АБХМ, которая функционирует по циклу с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией (тип 2). Исследуемый цикл представлен на рис. 1.

Опишем принцип работы исследуемого цикла. Главной отличительной особенностью является то, что рассматриваемый комбинированный цикл состоит из двух растровых контуров. В первом контуре реализуется цикл с двухступенчатой генерацией пара рабочего вещества, во втором — цикл с двухступенчатой абсорбцией [18]. Первый контур работает при более высоких концентрациях раствора бромистого лития (LiBr), чем второй.

Контур с двухступенчатой генерацией состоит из следующих процессов: 82–21 — поглощение (абсорбция) пара хладагента (водяного пара), поступающего из испарителя, крепким раствором LiBr в абсорбере низкого давления 1 (АНД1); 21–72–71 — последовательный нагрев в теплообменнике растворов низкого давления 1 (ТНД1) и теплообменнике растворов высокого давления 1 (ТВД1) образовавшегося в АНД1 слабого раствора LiBr ; 71–51 — нагрев слабого раствора LiBr в генераторе высокого давления 1 (ГВД1) до равновесной температуры начала кипения раствора в генераторе; 51–41 — кипение слабого раствора LiBr в ГВД1, сопровождающееся выпариванием из раствора части водяных паров; 41–81 — охлаждение раствора LiBr промежуточной концентрации в ТВД1; 81–52 — адиабатно-изобарная десорбция в генераторе низкого давления 1 (ГНД1); 52–42 — кипение раствора LiBr промежуточной концентрации в ГНД1, сопровождающееся довыпариванием из раствора остальной части водяных паров; 42–82 — охлаждение крепкого раствора LiBr в ТНД1 перед поступлением в АНД1.

Рабочие процессы, происходящие в *контуре с двухступенчатой абсорбцией*: 84–22 — поглощение (абсорбция) пара хладагента, поступающего из ГНД1, крепким раствором LiBr в абсорбере низкого давления 2 (АНД2); 22–74 — нагрев в теплообменнике растворов низкого

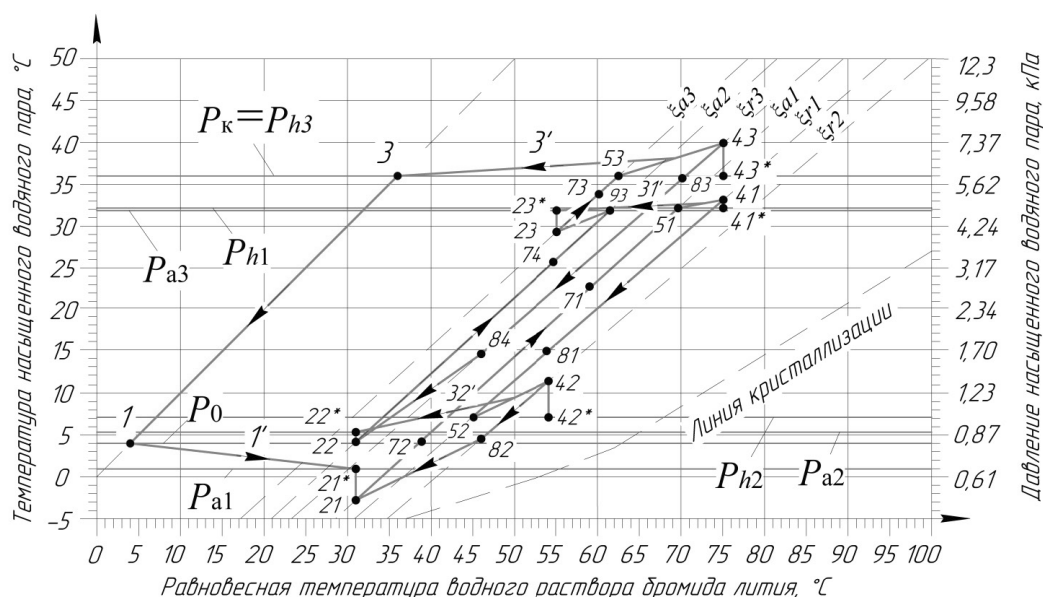


Рис. 1. Действительный цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией (тип 2) в диаграмме Дюринга

Fig. 1. Actual two-stage generation and two-stage absorption LBAC cycle (type 2) in Dühring diagram

давления 2 (ТНД2) раствора LiBr промежуточной концентрации, выходящего из АНД2; 74–93 — адиабатно-изобарная абсорбция в абсорбере высокого давления 2 (АВД2); 93–23 — абсорбция основной части водяных паров, поступающих из ГВД1, раствором LiBr промежуточной концентрации в АВД2; 23–73 — подогрев в теплообменнике растворов высокого давления 2 (ТНД2) слабого раствора LiBr, выходящего из АНД2; 73–53 — нагрев слабого раствора LiBr в генераторе высокого давления 2 (ГВД2) до равновесной температуры начала кипения раствора в генераторе; 53–43 — кипение слабого раствора LiBr в ГВД2, сопровождающееся выпариванием из раствора пара хладагента; 43–83–84 — последовательное охлаждение в ТВД2 и ТНД2 образовавшегося в ГВД 2 крепкого раствора LiBr перед поступлением в АНД2.

Основные процессы контура хладагента: 3'–3 — сбив теплоты перегрева и последующая конденсация паров хладагента в конденсаторе (К); 3–1 — дросселирование сконденсированного хладагента при прохождении дроссельного вентиля перед испарителем; 1–1' — кипение хладагента (воды) в испарителе (И), после чего насыщенные водяные пары направляются в АНД1.

Подвод теплоты греющего источника к генераторам ГВД1 и ГВД2 осуществляется параллельно, как и отвод теплоты от абсорберов АНД1, АНД 2 и конденсатора К охлаждающей водой. Тепловая нагрузка ГНД1 обеспечивается за счет теплоты абсорбции, отводимой от АВД2 [18].

В ходе выполнения настоящей работы для оценки эффективности описанного комбинированного цикла были решены следующие задачи: тепловой расчет цикла на основе разработанной методики расчета и математической модели, анализ основных показателей эффективности комбинированного цикла, полученных в результате вычислительного эксперимента. Наибольший интерес представляют значения теплового коэффициента, температур греющего источника, в пределах которых

данный цикл может быть осуществлен, и холодопроизводительности АБХМ, так как именно эти величины позволяют определить, в каких случаях возможно наиболее эффективное применение исследуемого цикла.

Методика расчетов

Методика расчета термодинамических параметров для исследуемого комбинированного цикла приведена в работе [1].

Зона дегазации, %:

— контур с двухступенчатой генерацией

$$\Delta \xi_1 = \xi_{r2} - \xi_{a1}, \quad (1)$$

где ξ_{r2} — действительная концентрация крепкого раствора на выходе из ГНД1;

ξ_{a1} — действительная концентрация слабого раствора на выходе из АНД1;

— контур с двухступенчатой абсорбцией

$$\Delta \xi_2 = \xi_{r3} - \xi_{a3}, \quad (2)$$

где ξ_{r3} — действительная концентрация крепкого раствора на выходе из ГВД2;

ξ_{a3} — действительная концентрация слабого раствора на выходе из АВД2.

Кратность циркуляции раствора:

— контур с двухступенчатой генерацией

$$a_1 = \frac{\xi_{r2}}{\Delta \xi_1}, \quad (3)$$

— контур с двухступенчатой абсорбцией

$$a_2 = \frac{\xi_{r3}}{\Delta \xi_2}. \quad (4)$$

Удельные тепловые потоки теплообменников растворов, кДж/кг:

— контур с двухступенчатой генерацией ТВД1:

$$q_{\tau 1} = (a_1 - x)(h_{41} - h_{81}) = a_1(h_{71} - h_{72}), \quad (5)$$

ТНД1:

$$q_{\tau 2} = (a_1 - 1)(h_{42} - h_{82}) = a_1(h_{72} - h_{21}); \quad (6)$$

— контур с двухступенчатой абсорбцией ТВД2:

$$q_{\tau 3} = (a_2 - 1)(h_{43} - h_{83}) = a_2(h_{73} - h_{23}), \quad (7)$$

ТНД2:

$$q_{\tau 4} = (a_2 - 1)(h_{83} - h_{84}) = (a_2 - x)(h_{74} - h_{22}). \quad (8)$$

Удельные тепловые потоки абсорберов цикла, кДж/кг:

— контур с двухступенчатой генерацией АНД1:

$$q_{a1} = h_{1'} + (a_1 - 1)h_{82} - a_1h_{21}, \quad (9)$$

— контур с двухступенчатой абсорбцией АНД2:

$$q_{a2} = (1 - x)h_{32'} + (a_2 - 1)h_{84} - (a_2 - x)h_{22}, \quad (10)$$

АВД 2:

$$q_{a3} = xh_{31'} + (a_2 - x)h_{74} - a_2h_{23}. \quad (11)$$

Удельные тепловые потоки генераторов цикла, кДж/кг:

— контур с двухступенчатой генерацией ГВД1:

$$q_{h1} = xh_{31'} + (a_1 - x)h_{41} - a_1h_{71}, \quad (12)$$

ГНД1:

$$q_{h2} = (1 - x)h_{32'} + (a_1 - 1)h_{42} - (a_1 - x)h_{81}; \quad (13)$$

— контур с двухступенчатой абсорбцией ГВД2:

$$q_{h3} = h_{3'} + (a_2 - 1)h_{43} - a_2h_{73}. \quad (14)$$

Так как теплота от абсорбера АВД2 отводится генератором ГНД1, должно выполняться равенство:

$$q_{a3} = q_{h2}. \quad (15)$$

Количество пара рабочего вещества x (хладагента) на выходе из ГВД1 уточняется до тех пор, пока равенство (15) не будет верным.

Удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг:

$$q_0 = h_{1'} - h_{3'}. \quad (16)$$

Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг:

$$q_k = h_{3'} - h_{3'}. \quad (17)$$

В уравнениях (5)–(17) h_i — энтальпия раствора/хладагента в узловой точке i исследуемого цикла (см. рис. 1), кДж/кг.

Теплота, подведенная к машине (энергией, необходимой для работы растворных насосов, пренебрегаем ввиду ее малых значений):

$$q_{\text{под}} = q_{h1} + q_{h3} + q_0. \quad (18)$$

Теплота, отведенная от машины:

$$q_{\text{отв}} = q_{a1} + q_{a2} + q_k. \quad (19)$$

Тепловой коэффициент:

$$\zeta = \frac{q_0}{q_{h1} + q_{h3}}. \quad (20)$$

Массовый расход хладагента может быть определен через полные тепловые нагрузки на ГВД1 и ГВД2:

$$D = \frac{Q_{h1}}{q_{h1}} = \frac{Q_{h3}}{q_{h3}}. \quad (21)$$

Холодопроизводительность исследуемой АБХМ:

$$Q_0 = D \cdot q_0. \quad (22)$$

Таким образом, на основе разработанной методики расчета, основные положения которой выражены в формулах (1) — (22), в среде разработки *Google Colab* была построена математическая модель АБХМ, функционирующей по циклу с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией (тип 2). Программный код, выполненный на языке программирования *Python*, состоит из подпрограмм, которые рассчитывают узловые точки и параметры всех контуров цикла, а также из вспомогательных функций, оптимизирующих значения величин, связывающих растворные контуры цикла. Вычислительный эксперимент на построенной модели проведен при следующих входных данных: температура охлаждаемой воды на входе в испаритель $t_{s1} = 12^\circ\text{C}$ выбрана в соответствии со стандартным режимом охлаждения АБХМ; температура охлаждающей воды на входе в АВД1, АВД2 и конденсатор изменялась в диапазоне значений $t_{\text{wall}} = t_{\text{wal2}} = t_{\text{wkl}} = (20 \div 36)^\circ\text{C}$ с шагом 4°C ; зона дегазации в обоих контурах составляла $\Delta\xi = (3; 4; 5)\%$; величины необратимых потерь (гидравлические сопротивления при движении пара хладагента в абсорберы цикла, недонасыщение и недовыпаривание раствора в абсорберах и генераторах соответственно, неполнота рекуперации в теплообменных аппаратах АБХМ) приняты согласно [1], [19].

Обсуждение результатов

Результаты вычислительного эксперимента приведены в табл. 1 и представлены в виде графиков на рис. 2–5. Следует отметить, что при заданных входных параметрах исследуемый цикл осуществим при температуре охлаждающей воды 20°C только при значении зоны дегазации 4% и не может быть реализован при температуре охлаждающей воды 24°C и зоне дегазации 5% . Следовательно, при величине $\Delta\xi = 4\%$ комбинированный цикл осуществим во всем диапазоне изменения температур охлаждающей воды, тогда как при величине $\Delta\xi = 5\%$ происходит наибольшее сужение допустимого температурного интервала охлаждающей воды. С учетом вышеизложенных факторов произведем оценку значений температуры греющего источника t_{h1} , требуемой для осуществления рассматриваемого цикла. Согласно рис. 2, расширение зоны дегазации с 3% до 5% влечет за собой увеличение температуры греющего источника в среднем на $5,3\%$, причем для $t_{\text{wal1}} = t_{\text{wkl}} = 24^\circ\text{C}$ в области значе-

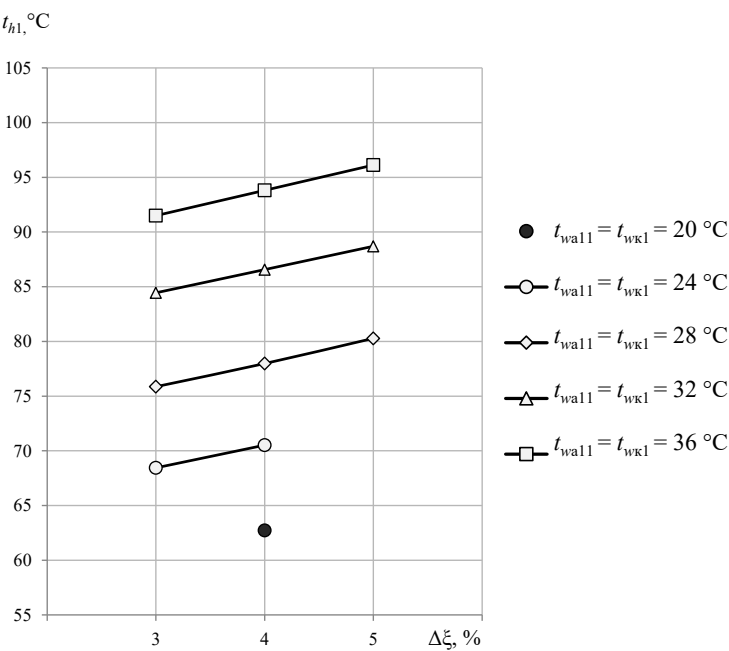


Рис. 2. Графики зависимости температуры греющего источника от зоны дегазации при различных значениях температуры охлаждающей воды

Fig. 2. Dependence of the heating source temperature on the degassing zone at different cooling water temperatures

ний $\Delta \xi = (3 \div 4) \%$ рост t_{h1} составляет 3%. Возрастание температуры греющего источника, вследствие увеличения $\Delta \xi$, связано с увеличением концентрации крепкого раствора на выходе из ГВД1 и ГВД2 (см. табл. 1). Из рис. 2 также видно, что последовательное повышение $t_{wal1} = t_{wk1}$ на каждые 4 °C приводит к увеличению t_{h1} в среднем на 11,2%, 12,4% и 9,9% при $\Delta \xi = (3; 4; 5) \%$, соответственно.

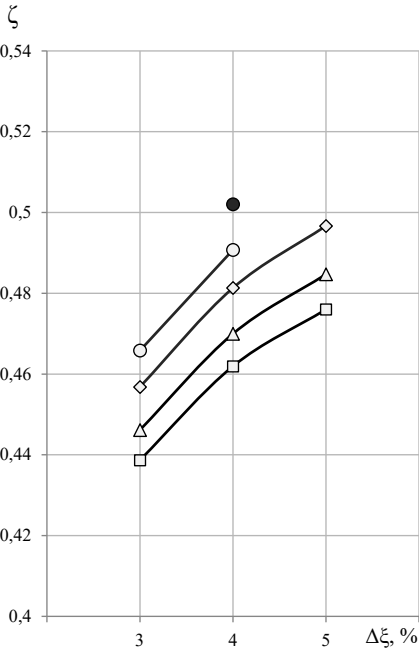


Рис. 3. Графики зависимости теплового коэффициента цикла от зоны дегазации при различных значениях температуры охлаждающей воды

Fig. 3. Dependence of the thermal coefficient of the cycle on the degassing zone at different cooling water temperatures

На рис. 3 показаны зависимости теплового коэффициента исследуемого цикла от зоны дегазации при различных значениях температуры охлаждающей воды. Из представленных графиков видно, что с ростом зоны дегазации в диапазоне значений (3÷5) % тепловой коэффициент цикла увеличивается в среднем на 8,6%, причем для $t_{wal1} = t_{wk1} = 24 \text{ °C}$, в диапазоне значений $\Delta \xi = (3 \div 4) \%$, ζ возрастает на 5,3%. Однако, повышение температу-

Результаты расчета цикла АБХМ с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией (тип 2) Таблица 1

Table 1

Calculation results of the two-stage generation and two-stage absorption LBAC cycle (type 2)

Наименование величины	Значение величины											
	3				4				5			
Зона дегазации $\Delta \xi, \%$												
Температура охлаждающей воды $t_{wal1} = t_{wal2} = t_{wk1}, \text{°C}$	24	28	32	36	20	24	28	32	36	28	32	36
Температура греющего источника на входе в ГВД 1 и ГВД 2 $t_{h1}, \text{°C}$	68,4	75,9	84,4	91,5	62,7	70,5	78,0	86,6	93,8	80,3	88,7	96,1
Действительная концентрация крепкого раствора первого контура $\xi_{r2}, \%$	58,0	60,0	62,6	64,3	56,6	59,0	61,0	63,6	65,3	62,0	64,6	66,3
Действительная концентрация крепкого раствора второго контура $\xi_{r3}, \%$	53,0	54,4	56,0	57,1	52,1	54,0	55,4	57,1	58,2	56,3	58,1	59,5
Кратность циркуляции первого растворного контура $a_1, \text{кг/кг}$	19,3	20,0	20,9	21,4	14,2	14,8	15,2	15,9	16,3	12,4	12,9	13,3
Кратность циркуляции второго растворного контура $a_2, \text{кг/кг}$	17,7	18,1	18,7	19,0	13,0	13,5	13,8	14,3	14,5	11,3	11,6	11,9
Количество пара хладагента на выходе из ГВД 1 $x, \text{кг/кг}$	0,513	0,516	0,520	0,522	0,513	0,516	0,520	0,524	0,527	0,523	0,527	0,530
Тепловой коэффициент цикла ζ	0,466	0,457	0,446	0,439	0,502	0,491	0,481	0,470	0,462	0,497	0,485	0,476
Массовый расход хладагента $D, \text{кг/с}$	0,072	0,070	0,069	0,068	0,077	0,075	0,074	0,073	0,072	0,076	0,075	0,074
Холодопроизводительность $Q_0, \text{кВт}$	169,9	166,1	161,6	158,4	183,6	178,9	174,8	170,1	166,6	180,2	175,2	171,5

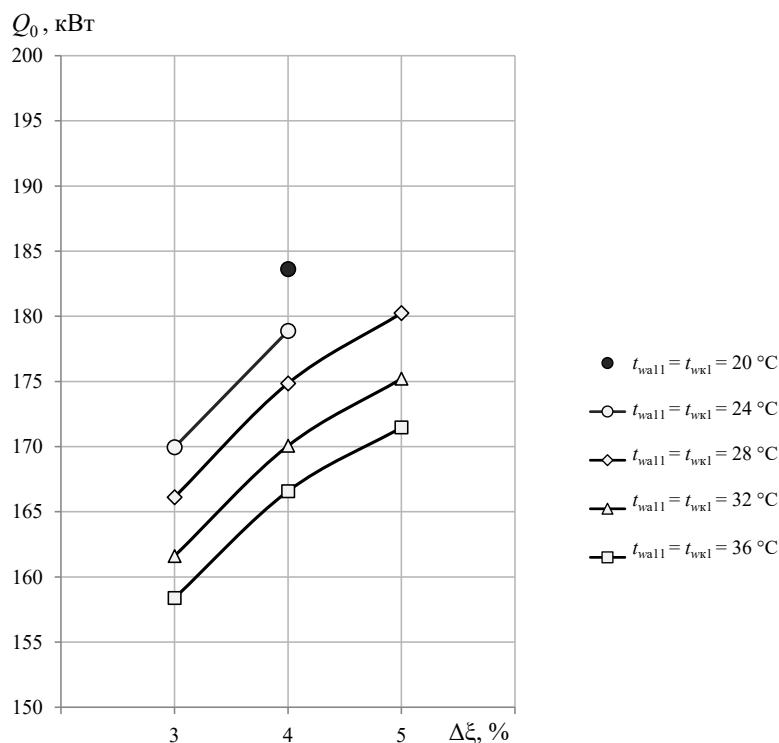


Рис. 4. Графики зависимости холодопроизводительности АБХМ, работающей по комбинированному циклу, от зоны дегазации при различных значениях температуры охлаждающей воды

Fig. 4. Dependence of the cooling capacity for LBAC, operating on combined cycle, on the degassing zone at different cooling water temperatures

ры охлаждающей воды приводит к снижению величины теплового коэффициента — в среднем на 2% на каждые 4°C изменения температуры охлаждающей воды.

Аналогичную тенденцию с графиками зависимости теплового коэффициента, представленными на рис. 3, имеют кривые, отражающие изменение величины холодопроизводительности АБХМ, функционирующей по комбинированному циклу, в зависимости от $\Delta\xi$ и $t_{\text{wall}} = t_{\text{wkl}}$ (рис. 4). Важно подчеркнуть, что расчет величины холодопроизводительности выполнен при расходе греющего источника (воды) $64 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($G_{\text{bh}} = 17,33 \text{ кг/с}$ при $\Delta\xi = 4\%$, $t_{\text{wall}} = t_{\text{wkl}} = 28^\circ\text{C}$), который характерен для АБХМ LT-8, выпускаемой компанией Thermax, холодопроизводительностью 281 кВт [22], так как данная холодильная машина имеет схожие рабочие параметры с исследуемой АБХМ. Из рис. 4 видно, что холодопроизводительность рассматриваемой АБХМ примерно в $(1,5 \div 2)$ раза ниже, чем у АБХМ производства Thermax, работающей по одноступенчатому (базовому) циклу. Это означает, что для обеспечения равной холодопроизводительности для исследуемой АБХМ потребуется больший расход греющего источника, чем для одноступенчатой АБХМ.

Отдельно стоит отметить, что оптимальный режим работы исследуемой АБХМ, которому соответствуют максимальные значения теплового коэффициента и холодопроизводительности и минимальное значение температуры греющего источника, достигается при минимально возможной температуре охлаждающей воды 20°C и зоне дегазации 4% (рис. 2–4). Тем не менее, окончательный выбор необходимых условий для работы АБХМ

по комбинированному циклу зависит от параметров источников теплоты конкретного предприятия, в рамках которого планируется внедрение и использование холодильной машины данного типа.

В результате выполнения исследования также были получены рабочие характеристики АБХМ, которые функционируют по комбинированному и одноступенчатому циклу, для базового расчетного режима при изменении температуры греющего источника в пределах допустимых значений (рис. 5). Базовым расчетным режимом в данном случае является режим работы АБХМ со следующими параметрами внешних источников: $t_{\text{sl}} = 12^\circ\text{C}$; $t_{\text{wall}} = t_{\text{wkl}} = 28^\circ\text{C}$; величина t_{hl} для каждого цикла, при которой задается номинальное значение холодопроизводительности (100%), определена при $\Delta\xi = 4\%$ и одинаковых остальных рабочих параметрах. Из графиков на рис. 5 следует, что при увеличении температуры греющего источника холодопроизводительность исследуемой АБХМ относительно номинального значения по сравнению с одноступенчатой машиной возрастает более значительно, например, при повышении t_{hl} на 4°C эта разница достигает 2,2%. Рассматриваемый случай указывает на высокий потенциал эффективного аккумулирования холода во время работы систем холодоснабжения на базе комбинированного цикла при повышении температуры греющего источника. С учетом того, что для осуществления комбинированного цикла требуется греющий источник с более низкой температурой, данная особенность может стать существенным преимуществом исследуемой АБХМ в сравнении с одноступенчатой для опре-

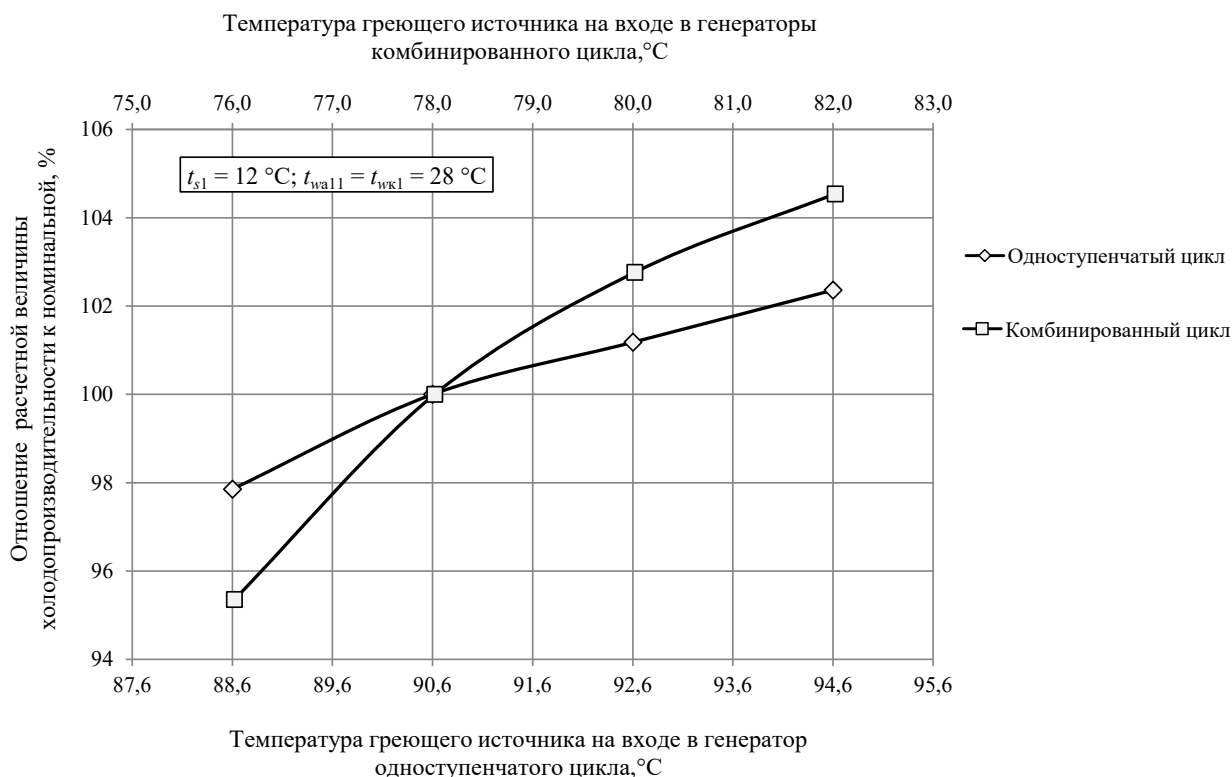


Рис. 5. Графики зависимости изменения холодопроизводительности АБХМ от температуры греющего источника на входе в АБХМ при базовом расчетном режиме работы (рабочие характеристики)

Fig. 5. Dependence of the LBAC cooling capacity change on the heating source temperature at the entrance to LBAC under the basic design mode of operation (performance characteristics)

деленных условий эксплуатации, в частности, когда наличие в системе аккумулятора холода продиктовано технологическими требованиями производственных процессов, нормами безопасности и экономическими факторами [20]. Необходимо отметить, что для рассматриваемого цикла уменьшение температуры греющего источника на входе в машину вызывает более резкое падение холодопроизводительности относительно номинального значения по сравнению с одноступенчатым циклом, что предполагает более точный контроль температурного режима при работе АБХМ по комбинированному циклу.

Заключение

В ходе выполнения настоящей работы произведен численный анализ эффективности цикла АБХМ с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией (тип 2). Выявлено, что при заданных граничных условиях ($t_{s1} = 12\text{ °C}$, $t_{wall} = t_{wkl} = 20\div 36\text{ °C}$, $\Delta\xi = 3\div 5\%$) необходимая для осуществления данного комбинированного цикла температура греющего источника варьируется в области значений $t_{hl} = (62,7\div 96,1)\text{ °C}$, действительный тепловой коэффициент составляет от 0,439 до 0,502. Как известно, для привода АБХМ, которая работает по одноступенчатому (базовому) циклу, обычно используется греющий источник с температурой $80\div 100\text{ °C}$, достигаемая величина теплового коэффициента находится в диапазоне $0,7\div 0,8$ [21]. Из проведенного исследования видно, что для осуществления комбинированного цикла требуется греющий источник более низкого уровня тем-

ператур, что дополнительно подтверждается работой [18] и сопоставлением с данными исследования [16] при схожих рабочих параметрах.

Сравнение показателей холодопроизводительности АБХМ, функционирующих по комбинированному и одноступенчатому циклу, продемонстрировало следующее. Несмотря на то, что для эквивалентной выработки по холоду исследуемая АБХМ затрачивает большее количество греющего источника, ее холодопроизводительность возрастает более существенно, чем у одноступенчатой АБХМ, при увеличении температуры греющего источника во время работы холодильной машины. В таком случае при превышении номинального значения холодопроизводительности и необходимости аккумуляирования холода на производственном объекте применение АБХМ с комбинированным циклом становится особенно актуальным.

Так как цикл АБХМ с двухступенчатой генерацией и двухступенчатой абсорбцией (тип 2) по отношению к базовому циклу обладает меньшими значениями теплового коэффициента, дальнейшие исследования должны быть направлены на улучшение данного параметра, то есть на повышение энергоэффективности комбинированного цикла. Поэтому для исследуемой АБХМ могут быть изучены новые схемные решения, ориентированные на совершенствование работы растворного контура с двухступенчатой генерацией. Например, можно рассмотреть схему с параллельным движением раствора через генераторы или вариант модификации исходной схемы с включением эжектора в состав данного контура.

Литература

References

1. Абсорбционные преобразователи теплоты / А. В. Бараненко, Л. С. Тимофеевский, А. Г. Долотов, А. В. Попов: Монография. СПб.: СПбГУНИИПТ, 2005. 338 с.
2. Syngounas E., Tsimpoukis D., Anagnostatos S. D., Koukou M. K., Vrachopoulos M. Gr. Energetic and financial evaluation of the integration of a solar-powered absorption chiller into a CO₂ commercial refrigeration system. 9th Eur. Conf. Ren. Energy Sys. 21–23 April 2021, Istanbul, Turkey.
3. Xu A., Xu M., Xie N. et al. Thermodynamic Analysis of a Hybrid System Coupled Cooling, Heating and Liquid Dehumidification Powered by Geothermal Energy. // *Energies*. 2021. Vol. 14, No 19. P. 6084. DOI: 10.3390/en14196084.
4. El-Sattar H. A., Kamel A., Vera D., Jurado F. Tri-generation biomass system based on externally fired gas turbine, organic rankine cycle and absorption chiller. // *Journal of Cleaner Production*. 2020. Vol. 260. P. 121068. DOI: 10.1016/j.jclepro. 2020.121068.
5. Sánchez-Lozano D., Aguado R., Escámez A. et al. Techno-economic assessment of a hybrid PV-assisted biomass gasification CCHP plant for electrification of a rural area in the Savannah region of Ghana. // *Applied energy*. 2025. Vol. 337. Part B. P. 124446. DOI: 10.1016/j.apenergy. 2024.124446.
6. Abdoos B., Pourfayaz F., Ahmadi M. H., Gholami A. Energetic/exergetic parametric study of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system coupled with a local cellulosic biomass combustion chamber. *Energy reports*. 2024. Vol. 12. P. 3770–3777. DOI: 10.1016/j.egy. 2024.09.051.
7. Razaghi M., Rahdar M. H., Aghamohamadi N., Mohammadi M., Ahmadi P. Biofuel, solar-biofuel or geothermal energy; which resource can better contribute to an integrated energy system for residential energy demands. // *Process Safety and Environmental Protection*. 2024. Vol. 181. P. 103–130. DOI: 10.1016/j.psep. 2023.10.063.
8. Шелгинский А. Я., Звончевский А. Г. Энергосбережение в производстве аммофоса на основе эффективного использования тепловых ВЭР-технологий // *Вестник Ивановского государственного энергетического университета*. 2022. № 4. С. 24–34. DOI: 10.17588/2072–2672.2022.4.024–034.
9. Рекуперация и аккумулирование вторичных энергетических ресурсов на предприятиях нефтеперерабатывающего комплекса / Ю. В. Ваньков, Л. В. Плотнокова, Ш. Г. Зиганшин, А. Р. Загретдинов: Монография. СПб.: Научное издательство, 2024. 142 с.
10. Прищепова С. А., Султангузин И. А., Алимгазин А. Ш. и др. Использование низкотемпературных ВЭР с применением трансформаторов теплоты в цветной металлургии // *Надежность и безопасность энергетики*. 2020. Т. 13, № 2. С. 97–104. DOI: 10.24223/1999-5555-2020-13-2-97-104.
11. Amiri L., Madadian E., Bahrani N., Ghoreishi-Madiseh S. A. Techno-Economic Analysis of Waste Heat Utilization in Data Centers: Application of Absorption Chiller Systems. // *Energies*. 2021. Vol. 14. No 9. P. 2433. DOI: 10.3390/en14092433.
12. Yousef M. S., Santana D. Energy and exergy analyses of a recompression supercritical CO₂ cycle combined with a double-effect parallel absorption refrigeration cycle. // *Energy Reports*. 2023. Vol. 9 (Suppl. 12.) P. 195–201. DOI: 10.1016/j.egy. 2023.09.161.
13. 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. P. 114976. DOI: 10.1016/j.enconman. 2021.114976.
1. Absorption heat converters / A. V. Baranenko, L. S. Timofeevsky, A. G. Dolotov, A. V. Popov: Monograph. SPb.: SPb-GUNiPT, 2005. 338 p. (in Russian)
2. Syngounas E., Tsimpoukis D., Anagnostatos S. D., Koukou M. K., Vrachopoulos M. Gr. Energetic and financial evaluation of the integration of a solar-powered absorption chiller into a CO₂ commercial refrigeration system. 9th Eur. Conf. Ren. Energy Sys. 21–23 April 2021, Istanbul, Turkey.
3. Xu A., Xu M., Xie N. et al. Thermodynamic Analysis of a Hybrid System Coupled Cooling, Heating and Liquid Dehumidification Powered by Geothermal Energy. *Energies*. 2021. Vol. 14, No 19. P. 6084. DOI: 10.3390/en14196084.
4. El-Sattar H. A., Kamel A., Vera D., Jurado F. Tri-generation biomass system based on externally fired gas turbine, organic rankine cycle and absorption chiller. *Journal of Cleaner Production*. 2020. Vol. 260. P. 121068. DOI: 10.1016/j.jclepro. 2020.121068.
5. Sánchez-Lozano D., Aguado R., Escámez A. et al. Techno-economic assessment of a hybrid PV-assisted biomass gasification CCHP plant for electrification of a rural area in the Savannah region of Ghana. *Applied energy*. 2025. Vol. 337. Part B. P. 124446. DOI: 10.1016/j.apenergy. 2024.124446.
6. Abdoos B., Pourfayaz F., Ahmadi M. H., Gholami A. Energetic/exergetic parametric study of a combined cooling, heating, and power (CCHP) system coupled with a local cellulosic biomass combustion chamber. *Energy reports*. 2024. Vol. 12. P. 3770–3777. DOI: 10.1016/j.egy. 2024.09.051.
7. Razaghi M., Rahdar M. H., Aghamohamadi N., Mohammadi M., Ahmadi P. Biofuel, solar-biofuel or geothermal energy; which resource can better contribute to an integrated energy system for residential energy demands. *Process Safety and Environmental Protection*. 2024. Vol. 181. P. 103–130. DOI: 10.1016/j.psep. 2023.10.063.
8. Shelginsky A. Ya., Zvonchevsky A. G. Energy saving issues in production of ammophos based on effective use of thermal SER technologies. Bulletin of the Ivanovo State Power Engineering University. 2022. No 4. P. 24–34. DOI: 10.17588/2072–2672.2022.4.024–034. (in Russian)
9. Recovery and accumulation of secondary energy resources at the enterprises of the oil refining complex / Yu. V. Vankov, L. V. Plotnikova, Sh. G. Ziganshin, A. R. Zagretdinov: Monograph. SPb.: High-tech technologies, 2024. 142 p. (in Russian)
10. Prishchepova S. A., Sultanguzin I. A., Alimgazin A. Sh. et al. The use of low-temperature secondary energy resources using heat transformers in non-ferrous metallurgy. *Safety and Reliability of Power Industry*. 2020. Vol. 13. No 2. P. 97–104. DOI: 10.24223/1999-5555-2020-13-2-97-104. (in Russian)
11. Amiri L., Madadian E., Bahrani N., Ghoreishi-Madiseh S. A. Techno-Economic Analysis of Waste Heat Utilization in Data Centers: Application of Absorption Chiller Systems. *Energies*. 2021. Vol. 14. No 9. P. 2433. DOI: 10.3390/en14092433.
12. Yousef M. S., Santana D. Energy and exergy analyses of a recompression supercritical CO₂ cycle combined with a double-effect parallel absorption refrigeration cycle. *Energy Reports*. 2023. Vol. 9 (Suppl. 12.) P. 195–201. DOI: 10.1016/j.egy. 2023.09.161.
13. 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. P. 114976. DOI: 10.1016/j.enconman. 2021.114976.

14. Fisher R., Ciappi L., Niknam P. et al. Innovative waste heat valorisation technologies for zero-carbon ships – A review. // *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 253. P. 123740. DOI: 10.1016/j.applthermaleng. 2024.123740.
15. Бараненко А. В., Малинина О. С. Развитие систем холодо-снабжения 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.
16. Малинина О. С., Бараненко А. В., Лядова Е. Е. Анализ эффективности термодинамического цикла абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины с двухступенчатой абсорбцией и трехступенчатой генерацией со связанным потоком массы // *Вестник Международной академии холода*. 2020. № 4. С. 12–19. DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-12-19.
17. Степанов К. И., Мухин Д. Г., Волкова О. В., Бараненко А. В. Анализ COP термодинамического цикла АБХМ с двухступенчатой абсорбцией при получении отрицательных температур охлаждения // *Вестник Международной академии холода*. 2016. № 1. С. 86–92. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-1-86-92
18. 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.
19. Тепловые и конструктивные расчеты холодильных машин, тепловых насосов и термотрансформаторов. Ч. 1. Расчет циклов, термодинамических и теплофизических свойств рабочих веществ: Учеб. пособие / Л. С. Тимофеевский, В. И. Пекарев, Н. Н. Бухарин и др. Под ред. Л. С. Тимофеевского. СПб.: СПбГУНИПТ 2006. 260 с.
20. Зимин А. В. Системы аккумуляции холода с использованием бинарного льда // *Холодильная техника и технология*. 2015. Т. 51, № 4. С. 17–20. DOI: 10.15673/0453–8307.4/2015.44784. [
21. Tawalbeh M., Salameh T., Albawab M. et al. Parametric Study of a Single Effect Lithium Bromide-Water Absorption Chiller Powered by a Renewable Heat Source. // *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*. 2020. Vol. 8. Iss. 3. P. 464–475. DOI: 10.13044/j. sdewes. d7.0290.
22. Trusted Partner in Energy Transition. // *Thermax*. [Electronic resource]: Available at: <https://www.thermaxglobal.com/> (accessed 15.03.2025).
14. Fisher R., Ciappi L., Niknam P. et al. Innovative waste heat valorisation technologies for zero-carbon ships – A review. *Applied Thermal Engineering*. 2024. Vol. 253. P. 123740. DOI: 10.1016/j.applthermaleng. 2024.123740.
15. Baranenko A. V., Malinina O. S. Refrigeration supply systems based on lithium bromide absorption refrigerating machines. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2024. No 1. P. 3–12. DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-3-12. (in Russian)
16. Malinina O. S., Baranenko A. V., Lyadova E. E. Efficiency of the thermodynamic cycle of absorption lithium bromide refrigerating unit with two-stage absorption and three-stage generation of the refrigerant vapor with bound mass flow. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2020. No 4. p. 12–19. DOI: 10.17586/1606-4313-2020-19-4-12-19 (in Russian)
17. Stepanov K. I., Mukhin D. G., Volkova O. V., Baranenko A. V. Analysis of COP thermodynamic cycle LBAC with two-level absorption when obtaining negative temperatures of cooling. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. No 1. P. 86–92. DOI: 10.21047/1606-4313-2016-15-1-86-92. (in Russian)
18. 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.
19. Thermal and structural calculations of refrigeration machines, heat pumps and thermal transformers. Part 1. Calculation of cycles, thermodynamic and thermophysical properties of working substances: Textbook / L. S. Timofeesky, V. I. Pekarev, N. N. Bukharin, etc. Edited by L. S. Timofeevsky. SPb.: SPbGUNiPT, 2006. 260 p. (in Russian)
20. Zimin A. V. Hold-over systems with binary ice utilization. *Refrigeration Engineering and Technology*. 2015. Vol. 51. No 4. P. 17–20. DOI: 10.15673/0453–8307.4/2015.44784. (in Russian)
21. Tawalbeh M., Salameh T., Albawab M. et al. Parametric Study of a Single Effect Lithium Bromide-Water Absorption Chiller Powered by a Renewable Heat Source. *Journal of Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*. 2020. Vol. 8. Iss. 3. P. 464–475. DOI: 10.13044/j. sdewes. d7.0290.
22. Trusted Partner in Energy Transition. *Thermax*. [Electronic resource]: Available at: <https://www.thermaxglobal.com/> (accessed 15.03.2025).

Сведения об авторах

Абрамов Владислав Иванович

Аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, macidla@yandex.ru

Малинина Ольга Сергеевна

К. т. н., доцент, доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, osmalinina@itmo.ru

Information about authors

Abramov Vladislav I.

Postgraduate student of the Educational center “Energy Efficient engineering Systems” of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, macidla@yandex.ru

Malinina Olga S.

Ph. D., Associate professor, Associate professor of the Educational center “Energy Efficient engineering Systems” of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, osmalinina@itmo.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»