

УДК 536.33

# Энергетический и экономический анализ системы хладоснабжения на базе абсорбционной бромистолитиевой гелиохолодильной машины с коллектором двойного действия

С. КАМАРА<sup>1</sup>, д-р техн. наук А. Б. СУЛИН<sup>2</sup>,канд. техн. наук О. С. МАЛИНИНА<sup>3</sup><sup>1</sup>camarasoumailas@gmail.com, <sup>2</sup>miconta@rambler.ru, <sup>3</sup>osmalinina@itmo.ru

Университет ИТМО

Системы хладоснабжения на солнечной энергии являются признанными альтернативными энергосберегающими и экологичными установками. В данной работе рассмотрена система хладоснабжения на базе одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой гелиохолодильной машины, использующая коллектор двойного действия (КДД) в качестве солнечного теплового привода в дневное время и пассивного радиационного охлаждения теплоносителя в ночное время. Эффективность системы исследована с термодинамической, энергетической, эксергетической и экономической позиций для климатических условий города Бамако (Республика Мали). Установлено, что оптимальные рабочие параметры достигаются при высшей температуре кипения раствора в генераторе, температурах конденсации и кипения, соответственно 90, 38 и 5 °С. Годовая холодопроизводительность системы составляет 51,11 МВт·ч при годовом потреблении солнечной энергии 115,6 МВт·ч. При этом тепловой коэффициент системы (SCOP) и эксергетическая эффективность составляют соответственно 0,45 и 0,035. Экономический анализ показал, что капитальные затраты на установку составляют 28100 €, стоимость холода составляет 0,08 €/кВт·ч, а срок окупаемости составляет порядка 7,7 лет.

**Ключевые слова:** солнечное охлаждение, система хладоснабжения, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, комбинированный солнечный коллектор, тепловой коэффициент, эксергетическая эффективность.

## Информация о статье:

Поступила в редакцию 28.07.2022, одобрена после рецензирования 20.10.2022, принята к печати 10.11.2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-3-14

Язык статьи — русский

## Для цитирования:

Камера С., Сулин А. Б., Малинина О. С. Энергетический и экономический анализ системы хладоснабжения на базе абсорбционной бромистолитиевой гелиохолодильной машины с коллектором двойного действия // Вестник Международной академии холода. 2022. № 4. С. 3–14. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-3-14

## Energy and economic analysis of a solar cooling system driven by a double-acting collector

S. CAMARA<sup>1</sup>, D. Sc. A. B. SULIN<sup>2</sup>, Ph. D. O. S. MALININA<sup>3</sup><sup>1</sup>camarasoumailas@gmail.com, <sup>2</sup>miconta@rambler.ru, <sup>3</sup>osmalinina@itmo.ru

ITMO University

Solar cooling systems are recognized as alternative energy-saving and environmentally friendly installations. In this paper we consider a single-stage H<sub>2</sub>O-LiBr solar absorption cooling system, which uses a double-acting collector as a solar thermal drive during the day and passive radiative cooling of the coolant at night. The efficiency of the system was studied from thermodynamic, energy, exergy, and economic positions for climatic conditions of Bamako city (Republic of Mali). It has been found that the optimal operating parameters are achieved at the temperatures of generator, condenser with absorber, and evaporator, respectively, 90, 38, and 5 °C. The annual cooling capacity of the system is 51.11 MW·h with an annual solar energy consumption of 115.6 MW·h. The system coefficient of performance (SCOP) and exergy efficiency are 0.45 and 0.035 respectively. The economic analysis showed that the capital cost of the installation is 28100 €, the cost of cooling is 0.08 €/kW·h, and the payback period is about 7.7 years.

**Keywords:** solar cooling, single-stage lithium bromide water absorption chiller, combined solar collector, coefficient of performance, exergy efficiency.

**Article info:**

Received 28/07/2022, approved after reviewing 20/10/2022, accepted 10/11/2022

DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-3-14

Article in Russian

**For citation:**Camara S., Sulin A. B., Malinina O. S. Energy and economic analysis of a solar cooling system driven by a double-acting collector. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 4. p. 3-14. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-3-14**Введение**

Рост промышленной активности и спрос на комфорт в помещениях требуют увеличения производства энергии. В частности, в секторе хладоснабжения спрос на энергию для охлаждения и кондиционирования воздуха продолжает расти из-за увеличения тепловых нагрузок и изменений в архитектуре зданий [1]. Кроме того, потребление энергии на охлаждение утроится в течение следующих 30 лет, а именно с 850 ГВт в 2016 г. до 3350 ГВт в 2050 г. [2, 3]. Мировой спрос на энергию увеличился на 4,6% в 2021 г. главным образом из-за роста населения и социально-экономического развития. В настоящее время на ископаемое топливо приходится 80% мировых поставок энергии от не возобновляемых источников, что, несомненно, вскоре приведет к их истощению [4]. Следовательно, такие факторы, как увеличение численности населения и спроса на энергию, рост цен на энергоносители и загрязнение окружающей среды требуют более энергоэффективных и экологических систем [5, 6]. Возобновляемые источники энергии, включая солнечную, следует рассматривать как альтернативу ископаемым источникам [7]–[9]. Комплексное использование солнечной энергии в высокоэффективных устройствах могло бы обеспечить эффективные решения в этой области [1, 10]. При этом, страны с высоким солнечным потенциалом проявляют особый интерес к использованию солнечной энергии [11, 12].

Было проведено несколько исследований в области комбинированных систем хладоснабжения, отопления и выработки электроэнергии за счет солнечной энергии. Так, в работе [13] представлено экологически чистое производство комбинированного хладоснабжения, отопления, электроэнергии и воды для изолированных зданий с помощью инновационной гибридной (солнечной, ветровой и жидкотопливной) системы. Энергетические, экономические, экологические исследования и оптимизация комбинированной системы хладоснабжения, отопления и электроснабжения с гибридным приводом из газового двигателя и плоского солнечного коллектора описаны в [5]. Оценка производительности и параметрический анализ интегрированной дневной и ночной системы хладоснабжения, приводимой в действие фотоэлектрическими тепловыми коллекторами с переключаемой пленочной изоляцией исследованы J. Wang и др. в работе [14]. Авторы [15] предложили, основанную на оценке жизненного цикла, надежную многоцелевую оптимизационную модель комбинированной системы хладоснабжения, отопления и электроснабжения, которая приводится в действие взаимодополняющими фотоэлектрическими/тепловыми коллекторами и газовой турбиной. Mingke Hu и др. [16] провели численное исследование и экспериментальную проверку комбиниро-

ванного коллектора дневного солнечного нагрева (СН) и ночного радиационного охлаждения (РО). Mingke Hu, Gang Pei и др. [17] экспериментально исследовали новый тип композитной поверхности для достижения интегрированных функций СН и РО. Комбинированная система как для СН, так и для РО, основанная на композитной поверхности, была смонтирована вместе с традиционной плоской системой солнечного отопления.

Абсорбционные холодильные машины с солнечным приводом являются многообещающей альтернативой традиционным системам кондиционирования воздуха в ближайшей перспективе, поскольку большая часть технологий уже зарекомендовала себя в коммерческих масштабах. Таким образом, солнечное отопление и хладоснабжение на базе абсорбционных холодильных машин обеспечивают устойчивое смягчение экологических проблем, связанных с быстрорастущим строительным сектором [18]. Системы хладоснабжения с использованием абсорбционных гелиохолодильных машин, состоящие из низкотемпературного солнечного коллектора и абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, широко представлены в литературе. Эти системы используют плоский пластинчатый коллектор или вакуумный трубчатый коллектор в качестве греющего источника и подают горячую воду ниже 100 °С в абсорбционную холодильную машину [19, 20]. Y. Chen и др. [10] изучали экономию энергоэкологических затрат системы хладоснабжения и отопления на солнечной энергии с учетом эквивалентных выбросов в течение жизненного цикла. M. S. Khan и др. [21] разработали новую корреляцию для прогнозирования производительности одноступенчатых абсорбционных холодильных машин малой и большой мощности при различных условиях эксплуатации, учитывая 27 различных рабочих веществ. В работе [22] представлен экономический анализ новой системы кондиционирования воздуха на солнечной энергии со встроенным накопителем тепловой энергии. Результаты указывают на срок окупаемости около 5 лет для возмещения первоначальных инвестиций в предлагаемую систему для коммерческого здания, исходя из погодных условий восточного региона Саудовской Аравии. Pogumb и др. [23] провели численное исследование условий эксплуатации и характеристик системы хладоснабжения на базе абсорбционной бромистолитиевой гелиохолодильной машины, основанное на термодинамических принципах. Narayanan R. и др. [24] исследовали возможность внедрения технологии хладоснабжения с использованием абсорбционной гелиохолодильной машины в студенческом жилом здании в субтропическом климатическом регионе Австралии. Mortadi M. and A. El Fadar [3] изучили производительность и выполнили экономическую

и экологическую оценку систем солнечного хладоснабжения в различных климатических условиях. Новая система, которая объединяет абсорбционную холодильную машину с солнечным приводом и ночное радиационное охлаждение для реализации 24-часового непрерывного охлаждения, рассмотрена в работе [6]. G. Hashem и др. [25] представили разработку и экспериментальное исследование новой холодильной машины на солнечной энергии с простой конструкцией и прямым использованием солнечной тепловой энергии. M. Liu и др. [26] исследовали абсорбционную холодильную машину на солнечной энергии с аккумулятированием тепловой энергии, используя динамическую численную модель. L. Liu и др. [27] разработали и проанализировали модель для энергетической, экономической и экологической оценки холодопроизводительности абсорбционной подсистемы в гибридной системе хладоснабжения с поглощением и переохлаждением солнечной энергии на основе данных за весь рабочий период. Кроме того, исследования одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, работающей на тепле от солнечного коллектора, описаны в публикациях [28]–[30], обзоры современных гибридных систем отопления и охлаждения на основе дневных СН и ночных РО коллекторов представлены в [31]–[35]. Эти результаты показывают актуальность комбинированных коллекторов для дневного нагрева и ночного охлаждения.

Более подробную информацию о системах с комбинированными коллекторами можно найти в [36, 37]. Исследование солнечного коллектора двойного действия для использования в системе хладоснабжения с использованием абсорбционной холодильной машины в жарких регионах было недавно представлено в статье [2]. Данная система работает следующим образом: комбинирован-

ный коллектор обеспечивает горячую воду в течение дня для работы генератора одноступенчатой абсорбционной холодильной машины (АБХМ). Вода, охлаждаемая коллектором во время его ночной работы, хранится в другом резервуаре для охлаждения конденсатора и абсорбера АБХМ во время его дневной работы. В современной литературе отсутствует термoeкономический, энергетический и эксергетический анализ одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины, приводимой в действие комбинированным коллектором для дневного СН и ночного РО. Таким образом, целью данного исследования является изучение термoeкономических, энергетических и эксергетических характеристик АБХМ с коллектором двойного действия (КДД) для климатических условий Бамако (12,65° северной широты, 8° восточной долготы).

### Описание системы

В статье рассматривается коллектор двойного действия (КДД) для дневного солнечного нагрева (СН) и ночного радиационного охлаждения (РО), производительность которого была изучена в соответствии с климатическими условиями Бамако в [38]. В дневное время КДД нагревает воду в резервуаре 1 за счет тепловой энергии, генерируемой солнечным излучением, а в ночное время снижает температуру воды в резервуаре 2 за счет теплового излучения в космос в зоне длин волн атмосферного окна (8–13 мкм) [37], как показано на рис. 1. Резервуары для хранения горячей и холодной жидкости обеспечивают работу одноступенчатой бромистолитиевой холодильной машины. Жидкость, охлажденная в испарителе АБХМ, подается в систему кондиционирования воздуха в помещении. Данная система предполагает использование других способов охлаждения абсорбера и конденсатора, например, гра-

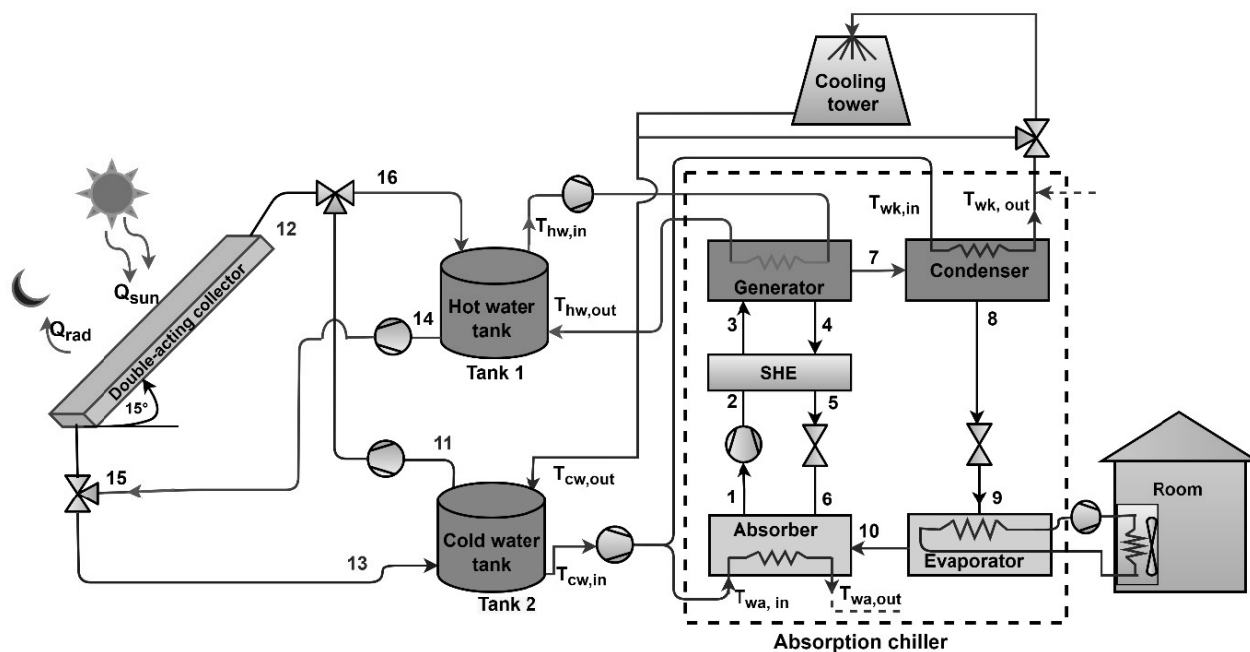


Рис. 1. Структурная схема системы хладоснабжения на базе одноступенчатой АБХМ, приводимой в действие КДД для СН и ночного РО [2]

Fig. 1. Structural diagram of a single-stage absorption cooling system driven by the double-acting collector [2]

дирни. Градирня обеспечивает дополнительное охлаждение, когда температуры холодной воды в резервуаре 2 недостаточно для обеспечения охлаждения абсорбера и конденсатора.

### Математическое моделирование

Данный раздел включает в себя основные формулы, которые описывают производительность и оценку исследуемого устройства. Эти уравнения описывают режимы работы КДД для суточного СН и ночного РО, резервуаров для хранения теплоносителя и одноступенчатой абсорбционной холодильной машины в соответствии с погодными условиями в Бамако, а также экономические показатели системы.

#### 1. Моделирование КДД для суточного режима работы

Роль КДД заключается в поглощении солнечной энергии для преобразования ее в полезное тепло во время дневной работы, а во время ночной работы он играет роль радиатора пассивного охлаждения, излучая тепло в космическое пространство.

##### 1.1. Дневной режим

Солнечная энергия, доступная в каждый момент времени, рассчитывается как произведение интенсивности потока солнечной энергии ( $G_t$ ) на рабочую площадь коллектора ( $A_c$ ), в соответствии с уравнением (1) [39].

$$Q_s = G_t A_c \quad (1)$$

Производительность комбинированного коллектора определяется формулой (2) [40]:

$$Q_u = \dot{m} c_p (T_{out} - T_{in}), \quad (2)$$

где  $\dot{m}$  — массовый расход циркулирующей жидкости в КДД для дневного СН и ночного РО, кг/с;  $c_p$  — удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);

$T_{out}$  и  $T_{in}$  — температуры на выходе и входе КДД, соответственно, К.

Производительность  $Q_u$  также может быть определена следующим выражением [30]:

$$Q_u = G_t A_c \eta_{th} \quad (3)$$

где  $A_c$  — площадь КДД, м<sup>2</sup>;  $G_t$  — глобальное солнечное излучение, Вт/м<sup>2</sup>, а  $\eta_{th}$  — тепловая эффективность, определяемая уравнением (4) [41, 42]:

$$\eta_{th} = F_R (\tau\alpha) - F_R U_L \frac{T_{f,in} - T_{am}}{G_t}. \quad (4)$$

В этом уравнении  $(\tau\alpha)$  — произведение коэффициента пропускания на коэффициент поглощения;  $U_L$  — общий коэффициент теплопередачи, Вт/(м<sup>2</sup>·К);  $T_{f,in}$  — температура жидкости на входе в коллектор;  $T_{am}$  — температура окружающей среды;  $F_R$  — коэффициент теплоотвода коллектора, заданный выражением (5) [43]:

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_c U_L} \left[ 1 - \exp \left( - \frac{A_c U_L F'}{\dot{m} c_p} \right) \right], \quad (5)$$

где  $F'$  — коэффициент полезного действия коллектора, заданный выражением (6) [41]:

$$F' = \frac{1/U_i}{w \left( \frac{1}{U_i ((w - D_e) F + D_e)} + \frac{1}{h_i \pi D_i} + \frac{d}{k \pi D_i} \right)}, \quad (6)$$

где  $w$  — расстояние между трубками;  $D_e$  и  $D_i$  — наружный и внутренний диаметры медной трубки;  $k$  и  $d$  — теплопроводность и толщина медной трубки, соответственно.

Коэффициент полезного действия ребра  $F$ , задается выражением (7) [41]:

$$F = \frac{\tanh(mL)}{mL} = \frac{\tanh \left( \frac{m(w - D_e)}{2} \right)}{\left( \frac{m(w - D_e)}{2} \right)}. \quad (7)$$

Здесь  $L$  — край собирающей пластины  $m$  — теплофизический параметр, включающий коэффициент теплоотдачи, теплопроводность материала и толщину ребра.

Тепловая эффективность КДД определяется следующим выражением [2, 39, 45]:

$$\eta_{th} = 0,734 - 4,51 \frac{T_{f,in} - T_a}{G}. \quad (8)$$

Тепловой КПД КДД при нулевой разности температур достигает 0,734.

Массовый расход теплоносителя в КДД рассчитывается в соответствии с рекомендациями [39, 43].

$$\dot{m}_c = 0,02 A_c, \quad (9)$$

где  $\dot{m}_c$  — массовый расход, кг/с;  $A_c$  — площадь поверхности КДД, м<sup>2</sup>. Общая площадь принята равной 50 м<sup>2</sup>.

##### 1.2. Ночной режим

Суммарная мощность радиационного охлаждения КДД во время его ночной работы определяется выражением (10) [16, 38, 44].

$$P_{cool} = \frac{\dot{m} \cdot c_p (T_{in} - T_{out})}{A_c}, \quad (10)$$

где  $\dot{m}$  — массовый расход циркулирующей жидкости в КДД в ночном режиме, кг/с;  $c_p$  — удельная теплоемкость жидкости, Дж/(кг·К);  $T_{out}$  и  $T_{in}$  температуры на выходе и на входе КДД, соответственно, К;  $A_c$  — площадь КДД, м<sup>2</sup>.

Основные параметры КДД представлены в табл. 1.

### 2. Моделирование резервуара для хранения

Общий энергетический баланс резервуара для хранения приведен E. Bellos et al. [45].

$$Q_{st} = Q_u - Q_g - Q_{loss}. \quad (11)$$

Запасенная тепловая энергия ( $Q_{st}$ ) рассчитывается как разница между входным расходом тепла и выходным расходом тепла. Входным параметром является тепловая производительность коллектора ( $Q_u$ ), в то время как выходными параметрами являются тепловые затраты в генераторе ( $Q_g$ ) и тепловые потери в резервуаре ( $Q_{loss}$ ). Накопленное тепло ( $Q_{st}$ ) выражается с использованием энергетического баланса в рабочей жидкости как показано ниже:

$$Q_{st} = \rho c_p V \frac{dT_{st}}{dt}. \quad (12)$$

Таблица 1  
Основные параметры КДД

Main parameters of the double-acting collector

| Параметр   | Символ      | Значение |
|--|-------------|----------|
| Тепловая эффективность                               | $\eta_{th}$ | 0,734    |
| Мощность радиационного охлаждения, Вт/м <sup>2</sup> | $P_{cool}$  | 58,74    |

Тепловые потери резервуара для хранения ( $Q_{loss}$ ) рассчитываются как:

$$Q_{loss} = A_T U_T (T_{st} - T_a). \quad (13)$$

Площадь внешнего резервуара ( $A_T$ ) может быть рассчитана с помощью формулы в соответствии с [45]. Объем резервуара для хранения ( $V$ ) является единственным необходимым параметром, при этом предполагается, что диаметр резервуара совпадает с высотой резервуара.

$$A_T = 5,536 V^{2/3}, \quad (14)$$

где  $V$  и  $A_T$  имеют размерность м<sup>3</sup> и м<sup>2</sup>, соответственно.

Тепловая мощность генератора может быть выражена следующей формулой [29, 39]:

$$Q_g = m_s c_p (T_{hw,in} - T_{hw,out}). \quad (15)$$

Для достижения надлежащей теплопередачи в генераторе предполагалось, что минимальная разница температур в генераторе составляет 10 К [45]:

$$T_{hw,out} = T_{hw,in} - 10. \quad (16)$$

Массовый расход в контуре источника ( $m_s$ ) устанавливается на то же значение, что и в коллекторе ( $m_c$ ).

### 3. Моделирование одноступенчатой абсорбционной холодильной машины

Расчет одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины выполняется в соответствии с термодинамическим циклом, приведенном на рис. 2.

Основные процессы цикла следующие: 1–3 — нагрев слабого раствора в теплообменнике растворов; 3–3<sub>sat</sub> — адиабатно-изобарная десорбция пара рабочего вещества; 3<sub>sat</sub>–4 — кипение раствора в генераторе; 4–6 — охлаждение крепкого раствора в теплообменнике растворов; 6–1 — абсорбция пара рабочего вещества в абсорбере; 7–8 — отвод теплоты перегрева и конденсация пара рабочего вещества в конденсаторе; 9–10 — кипение рабочего вещества в испарителе.

Методика расчета абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины представлена в табл. 2 [30, 45, 46].

### 4. Энергетические и экономические показатели системы

Энергетическая эффективность системы оценивается с использованием теплового коэффициента системы (SCOP), который определяется следующим образом [30, 45, 47]:

$$SCOP = Q_0 / Q_s = COP \cdot \eta_{th}, \quad (17)$$

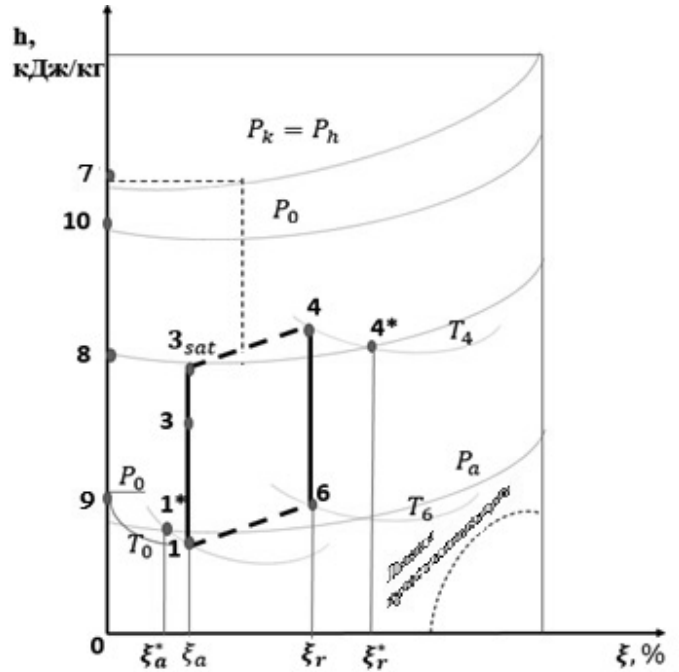


Рис. 2. Цикл одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины в  $\xi$ - $h$ -диаграмме

Fig. 2. Cycle of a single-stage lithium bromide water absorption chiller in  $\xi$ - $h$ -diagram

где  $Q_0$  — холодопроизводительность, кВт;  $Q_s$  — мощность солнечного излучения, кВт.

Эксергетическая эффективность системы определяется как [45]:

$$\eta_{ex} = SCOP \frac{\left( \frac{T_{ref}}{T_0} - 1 \right)}{\left( 1 - \frac{4}{3} \cdot \frac{T_{ref}}{T_{sun}} + \frac{1}{3} \cdot \left( \frac{T_0}{T_{sun}} \right)^4 \right)}. \quad (18)$$

Здесь температура охлажденного теплоносителя  $T_{ref}$  составляет 298,15 К, а расчетная температура солнца  $T_{sun}$  составляет 5770 К [45].

Капитальные затраты на систему  $C_0$  представляют собой сумму стоимости резервуаров, стоимости плоского пластинчатого коллектора и стоимости охладителя в соответствии с [4, 45].

$$C_0 = K_{tank} V + K_{col} A_{col} + K_{ch} Q_e, \quad (19)$$

где  $K_{tank}$  — удельная стоимость резервуара для хранения, €/м<sup>3</sup>;  $V$  — объем резервуара для хранения, м<sup>3</sup>;  $K_{col}$  — удельная стоимость солнечного коллектора €/м<sup>2</sup>;  $A_{col}$  — площадь коллектора, м<sup>2</sup>;  $K_{ch}$  — удельная стоимость охладителя, €/Q<sub>e</sub> и  $Q_e$  — холодопроизводительность, кВт.

Годовые эксплуатационные расходы (CF) рассчитываются по следующей формуле:

$$CF = K_{ref} E_{ref} - (O\&M), \quad (20)$$

где  $E_{ref}$  — годовая выработка холода, кВтч;  $K_{ref}$  — стоимость охлаждения, рассчитанная в соответствии с [45].

Стоимость электроэнергии  $K_{el}$  делится на эквивалентный коэффициент полезного действия в системе охлаждения с механическим сжатием  $COP_{eg}$ . Коэффициент

Таблица 2

## Методика расчета абсорбционного охладителя

Table 2

## Absorption chiller calculation

| Параметр  | Расчетное выражение                        | Примечание   |
|---|--|--|
| Температура греющего источника на выходе из генератора, °С      | $T_{hw, out} = T_{hw, in} - \Delta T_{hw}$ | $\Delta T_{hw}$ — перепад температур в генераторе, К   |
| Температура крепкого раствора на выходе из генератора, °С       | $T_4 = T_{hw, in} - \Delta T_g$            | $\Delta T_g$ — недорекуперация на теплой стороне генератора, К   |
| Температура охлажденной воды на выходе из испарителя, °С        | $T_w, out = T_w, in - \Delta T_{cw, e}$    | $\Delta T_{cw, e}$ — перепад температур в испарителе, К  |
| Температура кипения воды в испарителе, °С                       | $T_0 = T_w, out - \Delta T_e$              | $\Delta T_e$ — недорекуперация на холодной стороне испарителя, К   |
| Температура охлаждающей среды на выходе из конденсатора, °С     | $T_{wk, out} = T_k - \Delta T_k$           | $\Delta T_k$ — недорекуперация на теплой стороне конденсатора, К   |
| Температура охлаждающей среды на входе в конденсатор, °С        | $T_{wk, in} = T_{wk, out} - \Delta T_{wk}$ | $\Delta T_{wk}$ — перепад температур в конденсаторе, К   |
| Температура охлаждающей среды на выходе из абсорбера, °С        | $T_{wa, out} = T_{wa, in} + \Delta T_{wa}$ | $\Delta T_{wa}$ — перепад температур в абсорбере, К  |
| Температура слабого раствора на выходе из абсорбера, °С         | $T_1 = T_{wa, in} + \Delta T_a$            | $\Delta T_a$ — недорекуперация на холодной стороне абсорбера, К  |
| Действительная концентрация крепкого раствора, %                | $\xi_r = \xi_r^* - \Delta \xi_r$           | $\xi_r^*$ — теоретическая концентрация крепкого раствора, %.<br>$\Delta \xi_r$ — недовыпаривание крепкого раствора в генераторе, % |
| Действительная концентрация слабого раствора, %                 | $\xi_a = \xi_r - \Delta \xi$               | $\Delta \xi$ — зона дегазации, %   |
| Теоретическая концентрация слабого раствора, %                  | $\xi_a^* = \xi_a - \Delta \xi_a$           | $\Delta \xi_a$ — недонасыщение слабого раствора в абсорбере, %   |
| Энтальпия крепкого раствора на выходе из генератора, кДж/кг     | $h_4 = f(\xi_r, T_4)$                      | $T_4$ — высшая температура кипения раствора в генераторе, К  |
| Энтальпия слабого раствора на выходе из абсорбера, кДж/кг       | $h_1 = h_2 = f(\xi_a, T_1)$                | $T_1$ — температура раствора на выходе из абсорбера, К   |
| Кратность циркуляции раствора                                   | $a = \xi_r / \Delta \xi$                   |  |
| Температура крепкого раствора на выходе из теплообменника, °С   | $T_5 = T_2 + \Delta T_{SHE}$               | $\Delta T_{SHE}$ — недорекуперация на холодной стороне теплообменника, К   |
| Энтальпия крепкого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг | $h_5 = f(\xi_r, T_5)$                      |  |
| Удельный тепловой поток теплообменника, кДж/кг                  | $q_{SHE} = (a - 1)(h_4 - h_5)$             |  |
| Энтальпия слабого раствора на выходе из теплообменника, кДж/кг  | $h_3 = h_2 + q_{SHE}/a$                    |  |
| Удельный тепловой поток генератора, кДж/кг                      | $q_g = h_7 + (a - 1)h_4 - ah_3$            |  |
| Удельный тепловой поток абсорбера, кДж/кг                       | $q_a = h_{10} + (a - 1)h_6 - ah_1$         |  |
| Удельный тепловой поток испарителя, кДж/кг                      | $q_0 = h_{10} - h_8$                       |  |
| Удельный тепловой поток конденсатора, кДж/кг                    | $q_c = h_7 - h_8$                          |  |
| Тепловой коэффициент  | $COP = q_0 / q_g$                          |  |

преобразования (COP) современных кондиционеров с механическим сжатием колеблется от 2,5 до 3, а стоимость электроэнергии  $K_{el}$  в Бамако составляет около 0,23 €/кВтч.

$$K_{ref} = K_{el} / COP_{eq} \quad (21)$$

Ежегодные затраты на эксплуатацию и техническое обслуживание (O&M) равны 1% от капитальных затрат [45, 48]:

$$(O\&M) = 0,01 C_0 \quad (22)$$

Чистая приведенная стоимость (NPV) инвестиций определяется как:

$$NVP = -C_0 + R \cdot CF \quad (23)$$

Эквивалентный срок службы проекта определяется выражением.

$$R = \frac{(1+r)^N - 1}{r(1+r)^N} \quad (24)$$

где  $r$  — коэффициент дисконтирования, а  $N$  — срок действия инвестиций.

Простой срок окупаемости инвестиций (SPP) определяется следующим образом:

$$SPP = C_0 / CF \quad (25)$$

Период окупаемости инвестиций (PP) учитывает изменение стоимости с течением времени. Он определяется следующим выражением:

$$PP = \frac{\ln\left(\frac{CF}{CF - C_0 r}\right)}{\ln(1 + r)} \quad (26)$$

**Исходные данные и результаты исследования**

Исследование системы хладоснабжения на базе абсорбционной бромистолитиевой гелиохолодильной машины в соответствии с разработанной моделью выполнялось для стационарного режима работы.

В расчетах принято, что площадь коллектора составляет 50 м<sup>2</sup>, а объем каждого резервуара для хранения нагретой и охлажденной воды составляет 2,5 м<sup>3</sup>. Блок АБХМ анализируется при температурах конденсации T<sub>c</sub> от 33 °C до 41 °C и температурах кипения T<sub>0</sub> от 3 °C до 10 °C. Как правило, при использовании коллектора плоского типа высшая температура раствора в генераторе находится в диапазоне от 70 °C до 90 °C. Исследование проводится в соответствии с климатическими условиями в Бамако (столица Республики Мали, 12,65° северной широты, 8° восточной долготы), характеризующимися полупустынным климатом и большим годовым потенциалом солнечной радиации. Интенсивность солнечного излучения принята на уровне 750 Вт/м<sup>2</sup>, а температура окружающей среды в летний период принята в диапазоне от 35 до 45 °C. Термодинамическое моделирование выполнено в программной среде Fortran 90. Основные исходные данные для термодинамического анализа приведены в табл. 3.

Исходные данные для экономических расчетов в соответствии с [46, 49], приведены в табл. 4.

**1. Результаты термодинамического анализа**

Расчеты выполнены для площади КДД 50 м<sup>2</sup> с тепловым КПД 0,734 в дневное время и чистой мощностью радиационного охлаждения 58,74 Вт/м<sup>2</sup> в ночном режиме. По данным E. U Science Hub PVGIS в Бамако средний ежемесячный потенциал солнечной энергии составляет

205 кВтч/м<sup>2</sup>. Потенциал солнечной энергии очень высок с октября по март и составляет 220 кВтч/м<sup>2</sup>. Потенциал солнечной энергии ниже во время сезона дождей и составляет в период с июня по сентябрь 165 кВтч/м<sup>2</sup>. С другой стороны, с марта по май в Бамако очень жарко и дневная температура может достигать 45 °C, при этом среднее солнечное излучение в течение этих трех месяцев составляет от 200 до 205 кВтч/м<sup>2</sup>.

Для моделирования мы выбрали 5 мая со средним значением солнечной радиации 750 Вт/м<sup>2</sup>, средней температурой 36 °C днем и 31 °C ночью. На рис. 3, 4 показаны результаты моделирования теплового коэффициента (COP) и теплового коэффициента всей системы (SCOP). Эти характеристики представлены для различных температур конденсации при изменении температуры кипения в диапазоне от 3 до 10 °C.

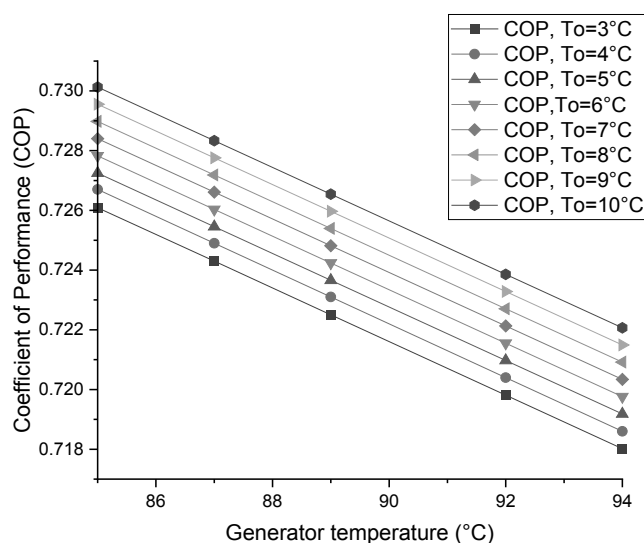


Рис. 3. Зависимость COP от высшей температуры кипения раствора в генераторе и от температуры кипения воды в испарителе

Fig. 3. Cooler COP dependence on generator and evaporator temperature

Таблица 3

Основные исходные данные

The main input data

| Параметр   | Режим нагрева | Режим охлаждения |
|--|---------------|------------------|
| Скорость ветра [м/с]   | 2,7           | 2,85             |
| Средняя температура окружающей среды [°C]  | 36            | 31               |
| Температура воды на входе [°C]   | 28            | 28               |
| Наклон панели [°]  | 15            | 15               |
| Площадь коллектора [м <sup>2</sup> ]   | 50            | 50               |
| Солнечная радиация [Вт/м <sup>2</sup> ]  | 750           | 0                |
| Объем резервуаров для хранения [м <sup>3</sup> ]   | 2,5           | 2,5              |
| Массовый расход [кг/с]   | 1,0           | 0,4              |
| Коэффициент тепловых потерь резервуара для хранения [Вт·м <sup>2</sup> К <sup>-1</sup> ] | 0,5           | 0,5              |
| Эффективность теплообменника   | 0,80          | —                |

Table 3

Таблица 4

Исходные данные для экономических расчетов

Economic calculations input data

| Параметр  | Значение              |
|---|-----------------------|
| Удельная стоимость солнечных коллекторов (K <sub>c</sub> )      | 250 €/м <sup>2</sup>  |
| Удельная стоимость резервуара для хранения (K <sub>tank</sub> ) | 1000 €/м <sup>3</sup> |
| Удельная стоимость абсорбционного охладителя (K <sub>ch</sub> ) | 600 €/кВт             |
| Коэффициент дисконтирования (r)                                 | 3%                    |
| Срок инвестирования (N)   | 25 лет                |
| Эксплуатация и техническое обслуживание (O&M)                   | 1%                    |

Table 4

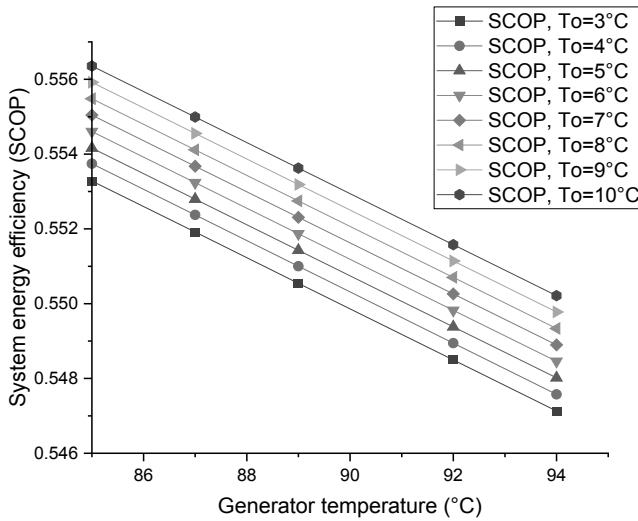


Рис. 4. Зависимость COP системы (SCOP) от высшей температуры кипения раствора в генераторе и от температуры кипения воды в испарителе

Fig. 4. System COP (SCOP) dependence on generator and evaporator temperature

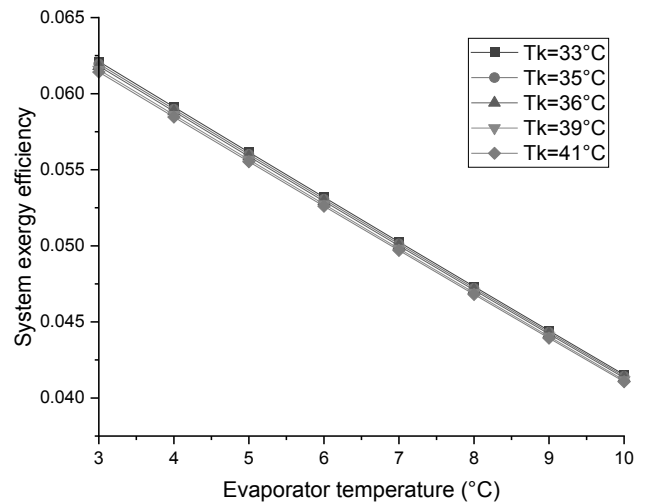


Рис. 5. Зависимость эксергетической эффективности системы от высшей температуры кипения раствора в генераторе и от температуры кипения воды в испарителе

Fig. 5. System exergy efficiency dependence on generator and evaporator temperature

Эксергетическая эффективность системы показана на рис. 5. Кривые на рис. 5 показывают эксергетическую эффективность системы в зависимости от изменения температуры кипения воды при различных уровнях температуры конденсации. Эксергетическая эффективность системы зависит от теплового коэффициента и температуры кипения воды. Она снижается при повышении температуры кипения  $T_0$  и повышении температуры конденсации  $T_k$ . Эксергетическая эффективность системы в исследованном диапазоне является максимальной  $\eta_{ex}=0,0621$ , когда температура кипения составляет 3 °C при температуре конденсации 33 °C, и минимальной  $\eta_{ex}=0,0411$ , когда температура кипения составляет 10 °C при температуре конденсации 41 °C.

Термодинамический анализ системы позволил определить эффективные рабочие параметры системы хладооборудования на базе абсорбционной бромистолитиевой гелиохолодильной машины в соответствии с климатическими условиями Бамако. Выбранные параметры, следующие:  $T_g=90$  °C;  $T_c=38$  °C;  $T_e=5$  °C. Данные рабочие параметры будут учитываться при годовом анализе абсорбционной системы охлаждения, приводимой в действие КДД, в соответствии с погодными условиями Бамако. Этот операционный сценарий позволил нам получить COP охлаждения 0,72 и SCOP 0,55. Для этого сценария также была оценена эксергетическая эффективность системы, она составляет 0,056.

Кроме интенсивности солнечного излучения важна его продолжительность в течение года. Для случая Бамако средняя продолжительность годовой инсоляции составляет 12 ч. Эта продолжительность составляет 11 ч только в течение 3 мес, с ноября по январь. Согласно программному обеспечению Meteonorm, с мая по июнь она составляет около 13 ч. В дальнейшем исследовании принято, что система солнечного охлаждения состоит из абсорбционной холодильной

машины холодопроизводительностью 17,6 кВт марки YAZAKI, двух резервуаров объемом 2,5 м<sup>3</sup> и КДД площадью 50 м<sup>2</sup>. Рис. 6 и 7 показывают ежемесячную солнечную энергию, полученную на площади КДД, и ежемесячную тепловую производительность соответственно. Следует отметить, что солнечная энергия выше с октября по март. Максимальная солнечная энергия на площади КДД получается в феврале в 13:00, а минимальная — в августе.

Ежемесячная солнечная энергия на поверхности КДД и холодопроизводительность системы показаны на рис. 8. Охлаждение максимально с мая по июль, что соответствует летнему периоду в Бамако. Также важно отметить, что в Бамако существует острая потребность в охлаждении в течение всего года. Потребность в охлаждении снижается только с ноября по январь, что соответствует относительно прохладному периоду в Бамако. Максимальная холодопроизводительность системы составляет 4910 кВтч в мае и июле, в то время как минимальная холодопроизводительность системы составляет 3696 кВтч в ноябре. Период спроса на более высокое охлаждение соответствует снижению потенциала солнечной энергии. Это объясняется тем, что в этот период в городе сезон дождей и облаков. Годовая холодопроизводительность системы составляет 51,11 МВтч, годовая солнечная энергия, получаемая на КДД, составляет 115,65 МВтч при SCOP 0,45 и эксергетической эффективности 0,035. Ежемесячные результаты для энергетической и эксергетической эффективности показаны на рис. 9. Максимальные показатели достигаются в июле (SCOP=0,62,  $\eta_{ex}=0,049$ ).

## 2. Результаты экономического анализа

Результаты расчетов затрат в соответствии с данными табл. 4, обобщены в табл. 5. Общая капитальная стоимость составляет 28060 €, а ежегодные расходы



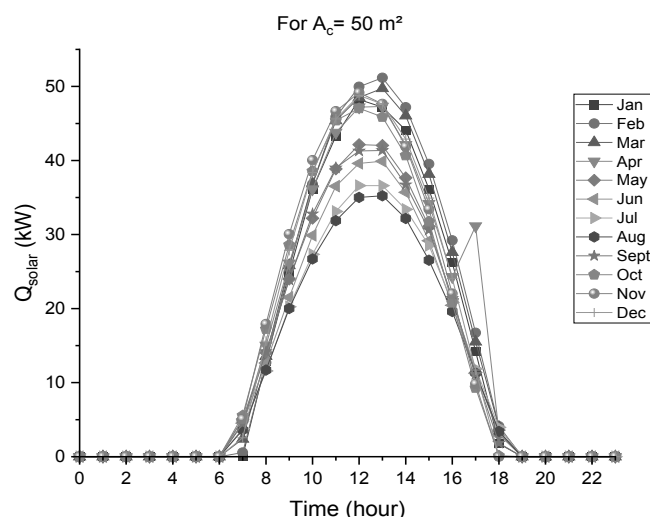


Рис. 6. Ежемесячное солнечное излучение на КДД площадью 50 м²

Fig. 6. Monthly solar isolation on a radiator surface 50 m²

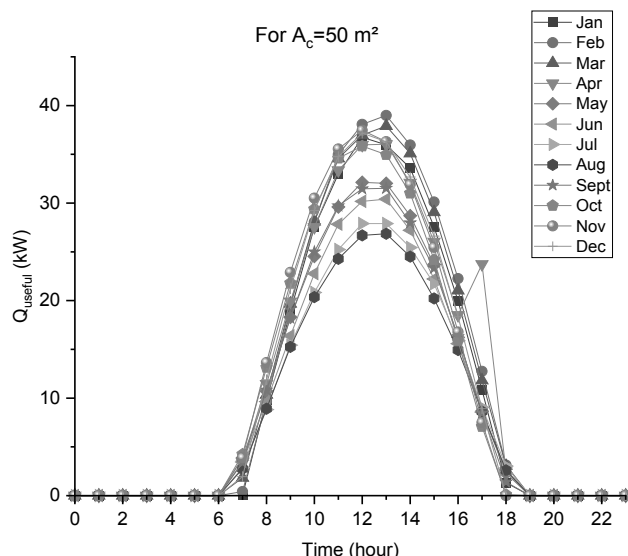


Рис. 7. Ежемесячная тепловая производительность от КДД 50 м²

Fig. 7. Monthly heat output from a radiator surface 50 m²

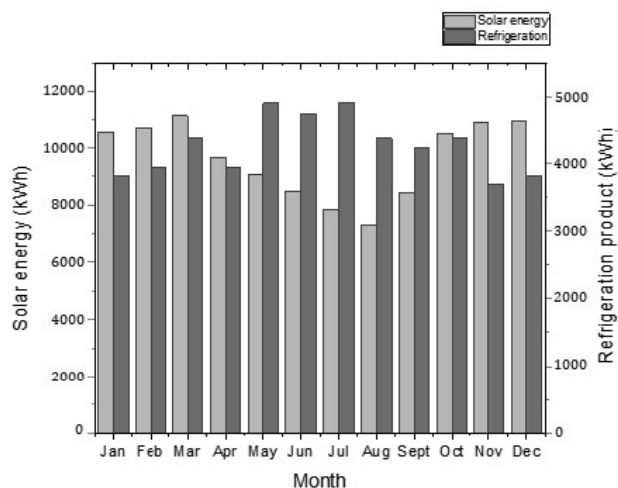


Рис. 8. Солнечная энергия и холодопроизводительность в течение года

Fig. 8. Solar energy and cooling capacity during the year

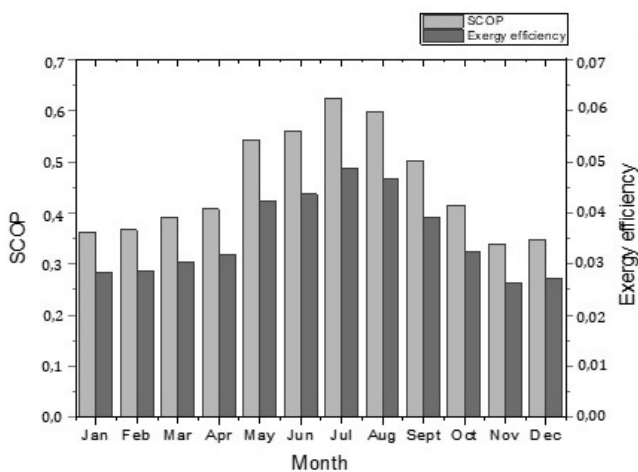


Рис. 9. SCOP и эксергетическая эффективность в течение года

Fig. 9. System energy and exergy efficiency during the year

на эксплуатацию и техническое обслуживание составляют 280,6 €. Годовая мощность охлаждения исследуемой системы составляет 51,11 МВт·ч, а эквивалентный проектный срок службы составляет 17,4 года. Годовая выработка энергии, оцененная по табл. 4, составляет 115,65 МВт·ч. В этой системе происходит экономия стоимости градирни и энергии, затрачиваемой на ее эксплуатацию. Вода, охлаждаемая излучением в космос в ночное время и хранящаяся в баке-2, служит охлаждающей жидкостью для конденсатора и абсорбера абсорбционной холодильной машины.

Градирня может быть включена в систему и будет работать в периоды высокой температуры, если холодной воды, хранящейся в баке 2, недостаточно для обеспечения охлаждения конденсатора и абсорбера.

Таблица 5

Экономические показатели системы

Table 5

System economic indicators

| Параметр  | Значение                  |
|---|---------------------------|
| Капитальные затраты (C <sub>0</sub> )                           | 28060 €                   |
| Годовые эксплуатационные расходы (CF)                           | 3637.8 €                  |
| Стоимость охлаждения (K <sub>ref</sub> )                        | 0,08 €·кВтч <sup>-1</sup> |
| Расходы на эксплуатацию и техническое обслуживание (O&M)        | 280,6 €                   |
| Годовая выработка холодильного оборудования (E <sub>ref</sub> ) | 51110 кВтч                |
| Чистая приведенная стоимость инвестиций (NPV)                   | 35286,1 €                 |
| Простой срок окупаемости (SPP)                                  | 7,7 лет                   |
| Срок окупаемости инвестиций (PP)                                | 8,9 лет                   |

### Заклучение

В настоящем исследовании предложен энергетический, эксергетический и экономический анализ СХАБ-ГХМ, приводимого в действие КДД, для дневного и ночного режима работы в регионе с жарким климатом. Горячая вода, вырабатываемая КДД в дневном режиме, используется для питания генератора СХАБГХМ, охлажденная вода, вырабатываемая КДД в ночное время, используется в качестве охлаждающей жидкости конденсатора и абсорбера в дополнение к градирне. Анализ производительности системы проводится в соответствии с климатическими условиями Бамако.

Основные выводы данного исследования заключаются в следующем.

1. Более высокая производительность для климатических условий города Бамако достигается, когда система хладоснабжения работает при высшей температуре кипения раствора в генераторе 90 °С, температуре конденсации 42 °С и при температуре кипения воды в испарителе 5 °С. Для типичного майского дня эти показатели составляли: тепловой коэффициент холодильной машины 0,72, тепловой коэффициент всей системы 0,55 и эксергетическая эффективность системы 0,056.

2. Годовая холодопроизводительность системы составляет 51,11 МВтч, а годовая солнечная энергия, получаемая в зоне поверхности КДД, составляет 115,65 МВтч при тепловом коэффициенте системы 0,45 и эксергетической эффективности 0,035.

3. Производительность системы хладоснабжения максимальна с мая по июль, пик достигается в июле. Она минимальна с ноября по январь, который приходится на зимний период.

4. По результатам финансового анализа капитальные затраты системы составляют 28,1 тыс. евро, чистая приведенная стоимость инвестиций составляет 35,3 тыс. евро, простой срок окупаемости составляет 7,7 года. С учетом изменения денежной стоимости во времени период окупаемости системы составляет 8,9 года.

Использование данной системы хладоснабжения на базе абсорбционной бромистолитиевой гелиохолодильной машины в жарком регионе внесет большой вклад в достижение целей сокращения использования ископаемого топлива и сохранения окружающей среды.

### Литература/References

- Khan, M. S. A., et al. Configuration based modeling and performance analysis of single effect solar absorption cooling system in TRNSYS. *Energy conversion and management*, 2018. 157: p. 351–363.
- Camara S., Sulin A. B. Study of a double-acting solar collector for use in the absorption cooling system in hot regions. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2022: p. 101286.
- Mortadi, M. and A. El Fadar, *Performance, economic and environmental assessment of solar cooling systems under various climates*. *Energy Conversion and Management*, 2022. 252: p. 114993.
- El Marazgioui, S. and A. El Fadar. Impact of cooling tower technology on performance and cost-effectiveness of CSP plants. *Energy Conversion and Management*, 2022. 258: p. 115448.
- Mehregan M., et al. Energy, economic, environmental investigations and optimization of a combined cooling, heating and power system with hybrid prime mover of gas engine and flat plate solar collector. *Energy Conversion and Management*, 2022. 251: p. 115018.
- Hu, T., T. H. Kwan, and G. Pei. An all-day cooling system that combines solar absorption chiller and radiative cooling. *Renewable Energy*, 2022.
- Liang, H., et al. Experimental investigation on spectral splitting of photovoltaic/thermal hybrid system with two-axis sun tracking based on SiO<sub>2</sub>/TiO<sub>2</sub> interference thin film. *Energy Conversion and Management*, 2019. 188: p. 230–240.
- Bellos, E., Tzivanidis C., Antonopoulos K. A. A detailed working fluid investigation for solar parabolic trough collectors. *Applied Thermal Engineering*, 2017. 114: p. 374–386.
- Bellos, E., Tzivanidis C. Multi-objective optimization of a solar driven trigeneration system. *Energy*, 2018. 149: p. 47–62.
- Chen, Y., et al. Exergo-environmental cost optimization of a solar-based cooling and heating system considering equivalent emissions of life-cycle chain. *Energy Conversion and Management*, 2022. 258: p. 115534.
- Mikovits, C., et al. A spatially highly resolved ground mounted and rooftop potential analysis for photovoltaics in austria. *ISPRS International Journal of Geo-Information*, 2021. 10 (6): p. 418.
- Muhammed, E., S. Morsy, and A. El-Shazly. Building Rooftops Extraction for Solar PV Potential Estimation Using Gis-Based Methods. *The International Archives of Photogrammetry, Remote Sensing and Spatial Information Sciences*, 2021. 44: p. 119–125.
- Sanaye, S. and A. Sarrafi. Cleaner production of combined cooling, heating, power and water for isolated buildings with an innovative hybrid (solar, wind and LPG fuel) system. *Journal of Cleaner Production*, 2021. 279: p. 123222.
- Chen, H., Z. Li, and B. Sun. Performance evaluation and parametric analysis of an integrated diurnal and nocturnal cooling system driven by photovoltaic-thermal collectors with switchable film insulation. *Energy Conversion and Management*, 2022. 254: p. 115197.
- Wang, J., et al. Robust multi-objective optimization with life cycle assessment of hybrid solar combined cooling, heating and power system. *Energy Conversion and Management*, 2021. 232: p. 113868.
- Hu, M., et al. Numerical study and experimental validation of a combined diurnal solar heating and nocturnal radiative cooling collector. *Applied Thermal Engineering*, 2018. 145: p. 1–13.
- Hu, M., et al. Field test and preliminary analysis of a combined diurnal solar heating and nocturnal radiative cooling system. *Applied energy*, 2016. 179: p. 899–908.
- Shirazi, A., et al. A comprehensive, multi-objective optimization of solar-powered absorption chiller systems for air-conditioning applications. *Energy Conversion and Management*, 2017. 132: p. 281–306.
- Xu, Z. and R. Wang. Simulation of solar cooling system based on variable effect LiBr-water absorption chiller. *Renewable energy*, 2017. 113: p. 907–914.
- Asadi, J., et al. Thermo-economic analysis and multi-objective optimization of absorption cooling system driven by various solar collectors. *Energy Conversion and Management*, 2018. 173: p. 715–727.
- Khan, M. S., et al. A new correlation for performance prediction of small and large capacity single-effect vapor absorption refrigeration systems. *Cleaner Energy Systems*, 2022. 1: p. 100002.

22. Ibrahim, N. I., et al. Economic analysis of a novel solar-assisted air conditioning system with integral absorption energy storage. *Journal of Cleaner Production*, 2021. 291: p. 125918.
23. Porumb, R., B. Porumb, and M. Balan. Numerical investigation on solar absorption chiller with LiBr-H<sub>2</sub>O operating conditions and performances. *Energy Procedia*, 2017. 112: p. 108–117.
24. Narayanan, R., G. K. Harilal, and S. Golder. Feasibility study on the solar absorption cooling system for a residential complex in the Australian subtropical region. *Case Studies in Thermal Engineering*, 2021. 27: p. 101202.
25. Hashem, G., et al. Development and experimental investigation of a novel solar-powered cooling system. *Energy Conversion and Management*, 2021. 244: p. 114486.
26. Liu, M., et al. Dynamic performance analysis of a solar driving absorption chiller integrated with absorption thermal energy storage. *Energy Conversion and Management*, 2021. 247: p. 114769.
27. Liu, L., et al. Energetic, economic and environmental study of cooling capacity for absorption subsystem in solar absorption-subcooled compression hybrid cooling system based on data of entire working period. *Energy Conversion and Management*, 2018. 167: p. 165–175.
28. Ochoa, A., et al. The influence of the overall heat transfer coefficients in the dynamic behavior of a single effect absorption chiller using the pair LiBr/H<sub>2</sub>O. *Energy Conversion and Management*, 2017. 136: p. 270–282.
29. Prasartkaew, B. Performance test of a small size LiBr-H<sub>2</sub>O absorption chiller. *Energy Procedia*, 2014. 56: p. 487–497.
30. Saleh, A. and M. Mosa. Optimization study of a single-effect water — lithium bromide absorption refrigeration system powered by flat-plate collector in hot regions. *Energy conversion and management*, 2014. 87: p. 29–36.
31. Ahmed, S., et al. A review on the integration of radiative cooling and solar energy harvesting. *Materials Today Energy*, 2021. 21: p. 100776.
32. Eicker, U. and A. Dalibard. Photovoltaic — thermal collectors for night radiative cooling of buildings. *Solar Energy*, 2011. 85 (7): p. 1322–1335.
33. Zevenhoven, R. and M. Fält. Radiative cooling through the atmospheric window: A third, less intrusive geoengineering approach. *Energy*, 2018. 152: p. 27–33.
34. Zeyghami, M., D. Y. Goswami, and E. Stefanakos. A review of clear sky radiative cooling developments and applications in renewable power systems and passive building cooling. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2018. 178: p. 115–128.
35. Zhao, B., et al. Radiative cooling: A review of fundamentals, materials, applications, and prospects. *Applied energy*, 2019. 236: p. 489–513.
36. Zhao, B., et al. Performance analysis of a hybrid system combining photovoltaic and nighttime radiative cooling. *Applied energy*, 2019. 252: p. 113432.
37. Камава С., Сулин А. Б. Аналитический обзор пассивных радиационных систем охлаждения. // Вестник международной академии холода. 2020. № 2, с. 37–44. [Camara S., Sulin A. B. Analytical review of passive radiative cooling systems. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2020. No 2. p. 37–44. (in Russian)]
38. Камава С., Сулин А. Б., Лысёв В. И. Аналитическое исследование производительности коллектора комбинированного типа для солнечного нагрева и ночного радиационного охлаждения. // Вестник международной академии холода. 2022. № 1. с. 26–36. [Camara S., Sulin A. B., Lysev V. I. Analyzing the performance of a combined type collector for solar heating and night radiation cooling. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 1. p. 26–36. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-1-26-36. (in Russian)]
39. Bellos, E., et al. Energetic, exergetic and financial evaluation of a solar driven absorption chiller — A dynamic approach. *Energy conversion and management*, 2017. 137: p. 34–48.
40. Kalogirou, S. A. Solar energy engineering: processes and systems. 2013: Academic press.
41. Allan, J., et al. Performance testing of thermal and photovoltaic thermal solar collectors. *Energy Science & Engineering*, 2015. 3 (4): p. 310–326.
42. Ji, J., et al. Experimental investigation of tri-functional photovoltaic/thermal solar collector. *Energy conversion and management*, 2014. 88: p. 650–656.
43. Duffie, J. A. and W. A. Beckman. Solar engineering of thermal processes. Wiley New York. 1980:
44. Камава С., Сулин А., Рябова Т. Абсорбционная холодильная машина с солнечным коллектором комбинированного типа. // Техника и технология нефтехимического и нефтегазового производства. 2022. [Camara S., Sulin A., Ryabova T. Absorption refrigerating machine with a combined solar collector. *Equipment and technology of petrochemical and oil and gas production*. 2022. (in Russian)]
45. Bellos, E., I. Chatzovoulos, and C. Tzivanidis. Yearly investigation of a solar-driven absorption refrigeration system with ammonia-water absorption pair. *Thermal Science and Engineering Progress*, 2021. 23: p. 100885.
46. Kaynakli, O. and M. Kilic. Theoretical study on the effect of operating conditions on performance of absorption refrigeration system. *Energy conversion and management*, 2007. 48 (2): p. 599–607.
47. Li, M., et al. Experimental investigation on the performance of a solar powered lithium bromide — water absorption cooling system. *International journal of refrigeration*, 2016. 71: p. 46–59.
48. Bellos, E. and C. Tzivanidis. Energetic and financial analysis of solar cooling systems with single effect absorption chiller in various climates. *Applied Thermal Engineering*, 2017. 126: p. 809–821.

## Сведения об авторах

## Information about authors

**Камара Сумаила**

Аспирант образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, mandserg@gmail.com

**Camara Sumaila**

Postgraduate student of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, mandserg@gmail.com

**Сулин Александр Борисович**

Д. т. н., профессор образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, miconta@rambler.ru

**Sulin Aleksandr B.**

D. Sc., Professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, miconta@rambler.ru

**Малинина Ольга Сергеевна**

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

**Malinina Olga S.**

Ph. D., Associate professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, holmash\_malinina@mail.ru



Статья доступна по лицензии

Creative Commons «Attribution-NonCommercial»



## Международная академия холода объявляет конкурсный прием

20 апреля 2023 г.

состоится 30-е (юбилейное) Общее годовое собрание МАХ  
по адресу: Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9 (Университет ИТМО)

Согласно Уставу МАХ, право выдвижения кандидатов на участие в конкурсе предоставляется: президиумам национальных и региональных отделений МАХ, представительствам МАХ, международным организациям, высшим учебным заведениям, ученым и специалистам.

**Кандидаты представляют в Секретариат МАХ следующие документы:**

Для индивидуальных членов:

- заявление на имя Президента МАХ академика А.В. БАРАНЕНКО об участии в конкурсе с указанием: искомого академического звания и секции МАХ; места работы и занимаемой должности; гражданства; даты рождения (число, месяц, год); служебного и домашнего адресов; телефона, факса (с кодом страны и города), e-mail и сайта организации;
- ходатайство о приеме от члена МАХ или других Академий; три фотографии размером 3×4 см;
- краткая информация о научно-производственной деятельности кандидата, перечень основных научных трудов, предполагаемое направление личного участия в деятельности МАХ.

Для юридических лиц (коллективные члены):

- заявление руководителя организации на имя Президента МАХ академика А.В. БАРАНЕНКО с просьбой о вступлении;
- краткая характеристика основных направлений деятельности организации;
- почтовый адрес, телефон, факс, e-mail и сайт организации.

Документы отправляются по почте (с пометкой «На конкурс») 197101, Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49, литер А, Университет ИТМО, Международная академия холода (площадка на ул. Ломоносова, 9, МАХ, офис 2112-6), главному ученому секретарю Лаптеву Ю.А. (с пометкой «На конкурс»)

или доставляются непосредственно по адресу:

Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, оф. 21126, главному ученому секретарю МАХ – Лаптеву Ю.А.

Для справок: тел.: (812) 764-30-35  
E-mail: max\_iar@itmo.ru, laptev\_yua@mail.ru