

УДК 621.574.013–932.2

Развитие систем холодоснабжения на базе абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин

Д-р. техн. наук А. В. БАРАНЕНКО¹, канд. техн. наук О. С. МАЛИНИНА²

¹avbaranenko@itmo.ru, ²osmalinina@itmo.ru

Университет ИТМО

Выполненный обзор разработок абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин (АБХМ) современных производителей промышленного сектора свидетельствует о перспективах применения холодильных машин данного типа. По типу циклов АБХМ можно классифицировать как агрегаты с одно- и многоступенчатыми, каскадными и комбинированными циклами. Термодинамические циклы АБХМ, в свою очередь, разделяют на циклы с простыми и сложными процессами теплообмена в основных аппаратах. Простыми процессами являются одноступенчатые процессы; к сложным процессам относятся процессы со ступенчатой генерацией, абсорбцией, конденсацией, кипением. Результаты исследований эффективности применения АБХМ в системах производства электроэнергии, тепло- и холодоснабжения, показали использование агрегатов преимущественно с одноступенчатым циклом и циклом с двухступенчатой генерацией раствора. В данной работе предложена систематизация названий и подробное описание различных термодинамических циклов АБХМ. Выполнен анализ эффективности одноступенчатого цикла, цикла с двухступенчатой генерацией раствора, каскадного и комбинированного цикла различного типа в зависимости от параметров внешних источников.

Ключевые слова: системы холодоснабжения, абсорбционная бромистолитиевая холодильная машина, систематизация, термодинамические циклы, исследование эффективности.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 12.09.2023, одобрена после рецензирования 28.09.2023, принята к печати 04.10.2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-3-12

Язык статьи — русский

Для цитирования:

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

Refrigeration supply systems based on lithium bromide absorption refrigerating machines

D. Sc. A. V. BARANENKO¹, Ph. D. O. S. MALININA²

¹avbaranenko@itmo.ru, ²osmalinina@itmo.ru

ITMO University

Presented review of designs for lithium bromide absorption refrigerating machines by modern manufacturers in the industrial sector demonstrates prospects of their usage. According to the type of cycles, the machines in question can be classified as the units with single, multistage, cascade, and combined cycles. Thermodynamic cycles of the lithium bromide absorption refrigerating machines, in turn, are divided into cycles with simple and complex processes of heat and mass transfer in the main apparatuses. Simple processes are single-stage ones; complex processes include processes with stepwise generation, absorption, condensation, and boiling. The results of the research on the efficiency of the lithium bromide absorption refrigerating machines the systems of power generation, heat, and cold supply have shown the predominant use of the units with one-stage cycle and cycle with two-stage solution generation. In this paper, a systematisation of names and a detailed description of various thermodynamic cycles of the lithium bromide absorption refrigerating machines is proposed. The efficiency of single-stage cycle, cycle with two-stage solution generation, cascade, and combined cycles of various types depending on the parameters of external sources is analysed.

Keywords: refrigeration supply systems, lithium bromide absorption refrigerating machine, systematisation, thermodynamic cycles, efficiency analysis.

Article info:

Received 12/09/2023, approved after reviewing 28/09/2023, accepted 04/10/2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2024-23-1-3-12

Article in Russian

For citation:

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

Введение

Абсорбционные бромистолитиевые холодильные машины (АБХМ) обладают рядом положительных свойств. Их отличает простота конструкции и обслуживания, они экологически безопасны, потребляют незначительное количество электроэнергии на единицу производимого холода. Например, АБХМ 5G8NC компании THERMAX потребляет всего 18,1 кВт электроэнергии при холодопроизводительности машины 3500 кВт [1]. В машинах данного типа для их привода может использоваться теплота возобновляемых источников энергии (ВИЭ) и вторичных энергетических ресурсов (ВЭР) предприятий различных отраслей экономики, в том числе химических производств. К ВИЭ относятся в частности энергия солнца, геотермальных источников и горных пород в глубине Земли. По состоянию на 2014 г., мировая доля установок абсорбционного типа составляла 72 % от общего числа систем, использующих солнечную энергию для холодоснабжения [2]. АБХМ могут также применяться в системах когенерации и тригенерации, а также одновременного производства теплоты и холода, обеспечивая при этом повышение эффективности систем [3]–[5].

АБХМ выпускаются компаниями Индии, Китая, Кореи, США, Японии и ряда других стран. Компания Shuangliang ECO Energy Systems Co (Китай) [6] ежегодно выпускает около 3000 АБХМ. В мире установлено и эксплуатируется более 30000 абсорбционных холодильных машин Shuangliang. Компания Ebara Corporation (Япония) [7] располагает мощностью производства абсорбционных холодильных машин 1650 шт./год. Компания Thermax (Индия) [1] производит более 1000 машин в год. Выпуском АБХМ занимаются также известные во всем мире производители холодильного оборудования Carrier и Johnson Controls (YORK) (США), Hyundai Climate Control Co (Корея), BROAD Group (Китай). Выпускаемые машины преимущественно работают по одноступенчатому циклу и циклам с двухступенчатой генерацией раствора. В каталогах ряда компаний присутствуют машины с трехступенчатой генерацией раствора и с двухступенчатой абсорбцией. АБХМ последней модификации позволяют получать отрицательные температуры охлаждения. В работе [8] представлены результаты испытаний опытной одноступенчатой АБХМ холодопроизводительностью порядка 5 кВт, с адиабатными процессами абсорбции и конденсации и отводом теплоты этих процессов в воздух.

В выпускаемых машинах в качестве греющего источника может использоваться горячая вода, водяной пар, дымовые газы, а также теплота сгорания природного газа, сжигаемого непосредственно в топке генератора машины.

Большое число публикаций в последние два десятилетия по исследованиям циклов АБХМ, процессов в аппаратах машин, систем охлаждения и трансформации теплоты на базе названных агрегатов, включая системы

когенерации и тригенерации, свидетельствует о перспективах дальнейшего расширения их применения. Авторы работы [9] отмечают увеличение количества публикаций по абсорбционным технологиям охлаждения с использованием энергии солнца практически в 3 раза с 2013 по 2021 гг. в изданиях, реферируемых в базе цитирования Scopus.

Авторы [3] исследовали систему одновременного получения пресной воды методом мембранной дистилляции и кондиционирования воздуха, в которой АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора работает на одновременное производство теплоты и холода. Теплота абсорбции и конденсации используется в мембранной технологии дистилляции. Обнаружено, что показатели производительности превосходят автономную систему примерно в 2,2 раза по получаемой пресной воде, в 2,8 раза по стоимости пресной воды и в 3,4 раза по энергоэффективности. По сравнению с автономной холодильной машиной, себестоимость получаемого холода интегрированной системы снижается в 2,9 раза.

Авторами работы [4] предложена, проанализирована и оптимизирована система когенерации, включающая в себя агрегат в составе абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора (АБПВТ) и холодильной машины, а также системы охлаждения, интегрированной с системой опреснения воды. В агрегате общие генератор и конденсатор. Теплота абсорбции АБПВТ используется для выпаривания морской воды, его испаритель служит для конденсации образующегося при этом водяного пара. По оценке авторов значения стоимости энергии и воды и срока окупаемости составляют 0,013\$/кВтч, 9 \$/м³ и 1,8 года, соответственно.

В работе [5] предложена система когенерации, которая использует термоэлектрический генератор и одноступенчатый абсорбционный бромистолитиевый тепловой насос для рекуперации отработанного тепла выхлопных газов блока твердооксидных топливных элементов.

Включение в систему когенерации абсорбционного бромистолитиевого повышающего термотрансформатора повысило теплопроизводительность системы на 50 % [10]. Наличие в системе отопления и горячего водоснабжения одноступенчатого понижающего абсорбционного бромистолитиевого термотрасформатора (АБПНТ), использующего возобновляемую низкотемпературную энергию геотермального источника, обеспечивает экономию энергии в пределах 23÷46 % [11]. Авторы работы [12] указывают на то, что использование абсорбционного бромистолитиевого термотрансформатора (АБТТ) в системе централизованного теплоснабжения от ТЭЦ увеличило теплопроизводительность на 31 % и пропускную способность существующей первичной сети централизованного теплоснабжения на 75 %. Утилизация теплоты дымовых газов АБТТ в комбинированной системе тепло-и электрогенерации позволяет уменьшить собственное потребление электроэнергии системой при меньшем расходе воды [13].

В публикации [14] рассмотрена интегрированная система, объединяющая тепловой насос на CO_2 , компрессорную и абсорбционную бромистолитиевую холодильные машины для рекуперации отработанного тепла центров обработки данных. Срок окупаемости разработанной системы составляет до 2,5 лет.

Авторы [15], на основании расчетов, показали, что энергопотребление каскадной холодильной машины (ХМ), в которой в нижнем каскаде компрессорная ХМ, а в верхнем одноступенчатая АБХМ на 51÷54% ниже в сравнении с компрессорной каскадной ХМ. Для привода АБХМ используется теплота геотермального источника.

Солнечное холодоснабжение на базе АБХМ снижает потребление электроэнергии и выбросов диоксида углерода в атмосферу, в сравнении с компрессорными холодильными машинами, и может обеспечить потребности в охлаждении в регионах с дефицитом электроэнергии [16]–[23]. Наиболее распространены системы с одноступенчатыми АБХМ, с тепловым коэффициентом 0,6–0,8 [20]. Для них температура греющего источника находится в пределах 80–100 °С, при водном охлаждении конденсатора и абсорбера. Для машин с двухступенчатой генерацией раствора, тепловой коэффициент 1,1–1,2, необходим теплоноситель с температурой 140–160 °С, что при солнечном обогреве требует более дорогих коллекторов. В целом последние системы оказываются в два раза дороже в сравнении с одноступенчатыми машинами. На основании экспериментальных исследований системы охлаждения с одноступенчатой АБХМ с приводом от энергии солнца в регионе Куньмин (Китай) установлено, что эффективность чиллера варьировалась от 0,25 до 0,7 в дневное время, а суточная эффективность охлаждения составляла 0,11–0,27 [21]. Плотность солнечной радиации в дневные часы находилась в пределах 0,4–0,7 кВт/м². Аналогичная система была испытана в Мехико [22]. В полдень плотность солнечной радиации достигала 1,0–1,1 кВт/м².

Исследователи [16] показали, что применение абсорбционных одноступенчатых бромистолитиевых чиллеров холодопроизводительностью 352 кВт в Карибском регионе Колумбии, работающих на комбинации природного газа и солнечной энергии, может снизить выбросы парниковых газов на 66%. В работе [17] представлены результаты анализа показателей системы охлаждения в регионе Индонезии на базе абсорбционного бромистолитиевого агрегата в составе совмещенных машин, работающих по одноступенчатому циклу и циклу с двухступенчатой генерацией раствора, с приводом от энергии солнца и природного газа. В рассматриваемом диапазоне температур внешних источников тепловой коэффициент составил 1,4–3,3 и уменьшение расхода газа на 7–58% по сравнению с абсорбционным чиллером с двухступенчатой генерацией раствора, работающим на газе. В дневное время снижение потребления электроэнергии находится в пределах 11–48% в сравнении с аналогичной работой пароконпрессорной холодильной машины. Авторы [18] выполнили моделирование системы охлаждения, вклю-

чающую в себя одноступенчатую АБХМ с приводом от солнечной энергии и установку ночного радиационного охлаждения (НРО). Наличие НРО позволяет в 4 раза сократить объем теплоаккумулирующих баков.

В статье [19] выполнен анализ системы тригенерации в составе установок, работающих по циклу Брайтона, с приводом от солнечной энергии, и Калины цикла, а также одноступенчатой АБХМ. Привод абсорбционной машины осуществляется за счет утилизации теплоты пара, выходящего из турбины. Использование солнечной энергии в системе тригенерации с АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора [23] позволило сократить потребление природного газа на 30% при доле солнечной тепловой энергии в 26% по сравнению с системой с той же технологией, но без использования солнечной энергии.

Выполненный обзор публикаций свидетельствует о том, что производители АБХМ выпускают преимущественно агрегаты, работающие по одноступенчатому циклу и циклам с двухступенчатой генерацией раствора. В исследованиях различных систем по производству электроэнергии, теплоты и холода также в основном рассматриваются названные машины.

В то же время известно порядка 40 абсорбционных циклов, включая циклы АБХМ, водоаммиачных машин и комбинированные циклы с эжекторами и компрессорами [24]–[29]. В указанных работах приведено краткое описание циклов, их классификация и анализ параметров отдельных из них. Авторы [25] рассмотрели различные варианты комбинированных циклов с двухступенчатой генерацией раствора, предложено несколько новых конфигураций таких циклов. Авторы [26] на основе анализа показали, что применение двух- и трехступенчатых циклов позволяет уменьшить температуру греющего источника. В работе [27] представлены рассчитанные по разработанной модели показатели циклов с 1–4-х кратной генерацией раствора. В работах [28, 29] приведены результаты сопоставления показателей цикла-образца и двухступенчатых циклов. Авторы [30] изучили эффективность двухступенчатого абсорбционного цикла (тип 1), в котором в нижней ступени используется водный раствор бромида лития, а в верхней ступени — водный раствор хлорида лития. В публикациях [31]–[33] представлены результаты анализа и оптимизации циклов АБХМ с двухступенчатой генерацией раствора с его параллельной и последовательной подачей в ступени генераторов. В литературе [34]–[41] опубликованы результаты исследований термодинамических циклов АБХМ и систем охлаждения и кондиционирования воздуха, с использованием абсорбционных бромистолитиевых холодильных машин на солнечной энергии и ВЭР.

Многие из предложенных циклов на данный момент подробно не изучены. Разработка методик их расчета, анализ параметров, рассмотрение АБХМ на этих циклах в различных системах представляет большой интерес с точки зрения развития теории абсорбционных циклов и их практического применения в АБХМ и системах охлаждения с данными машинами.

Систематизация названий термодинамических циклов АБХМ

В англоязычной научной литературе сформировалась терминология по названиям абсорбционных циклов в зависимости от их конфигурации, которая сложно воспринимается в русскоязычной версии после перевода.

В тексте «пар» подразумевает под собой водяной пар, а «раствор» — водный раствор бромида лития, являющиеся рабочими средами машин данного типа.

В сложных циклах количество растворных теплообменников, как правило, соответствует большему числу абсорберов или генераторов. Например, в схеме машины может быть два генератора и один абсорбер или два абсорбера и один генератор. В этих случаях в машинах по два растворных теплообменника. Далее по тексту сведения о растворных теплообменниках не приводятся.

Авторы настоящей работы рассматривают классификацию абсорбционных циклов с названиями на русском языке следующим образом.

Обозначения, применяемые для абсорбционных циклов: А — абсорбер; И — испаритель; К — конденсатор; Г — генератор.

Одноступенчатый цикл. (цикл — образец, самый простой по конфигурации). Машина включает в свой состав испаритель, абсорбер, генератор, конденсатор и теплообменник растворов.

Цикл с двухступенчатой генерацией. В машине два генератора и два конденсатора, работающие на двух температурных уровнях, и соответственно одно промежуточное давление (Г2–К2). Теплота конденсации пара, выходящего из высокотемпературного генератора, используется для выпаривания воды из раствора в низкотемпературном генераторе.

Цикл с трехступенчатой генерацией. В агрегате три генератора и три конденсатора, работающие на трех температурных уровнях, и соответственно два промежуточных давления (Г2–К2) и (Г3–К3). Теплота конденсации пара, выходящего из генераторов более высоких температурных уровней, используется для выпаривания воды из раствора в генераторах более низких температурных уровней.

Двухступенчатый цикл (тип 1). В машине два генератора и два абсорбера, одно промежуточное давление (А2–Г1), два контура циркуляции раствора (А1–Г1) и (А2–Г2). Абсорбер А1 абсорбирует пар из испарителя И, абсорбер А2 — из генератора Г1 при промежуточном давлении. Пар из генератора Г2 конденсируется в конденсаторе К.

Трехступенчатый цикл. Машина включает в себя три генератора и три абсорбера, в ней два промежуточных давления. При первом промежуточном давлении работают генератор первой ступени и абсорбер второй ступени, при втором промежуточном давлении — генератор второй ступени и абсорбер третьей ступени. Пар из генератора первой ступени абсорбируется в абсорбере второй ступени, а из генератора второй ступени — в абсорбере третьей ступени. Раствор поступает из абсорберов в соответствующие ступени генераторов.

Двухступенчатый цикл (тип 2). В машине по два абсорбера, генератора и конденсатора. Генератор Г2 и конденсатор К2 работают при промежуточном давлении. Теплота абсорбера А1 и конденсатора К1 используется для обо-

грева генератора Г2. Рабочая зона концентраций раствора в первой ступени выше, чем во второй. Раствор в абсорберах обеих ступеней абсорбирует пар из испарителя. В цикле 2 контура циркуляции раствора (А1–Г1) и (А2–Г2).

Цикл с двухступенчатой абсорбцией. В машине два абсорбера и два испарителя. Испаритель второй ступени отводит теплоту от абсорбера первой ступени, пар из него абсорбируется в абсорбере второй ступени. Аппараты второй ступени работают при промежуточном давлении. Контур циркуляции раствора Г–(А2–А1)–Г.

Комбинированный цикл с двухступенчатой абсорбцией (тип 1). В машине два испарителя, два генератора и три абсорбера. Абсорберы А1 и А2 абсорбируют пар из испарителя И1, обеспечивающего холодопроизводительность машины. Испаритель И2 отводит теплоту от абсорбера А2. Пар из испарителя И2 абсорбируется в абсорбере А3, аппараты работают при промежуточном давлении. В агрегате 2 контура циркуляции раствора (А2–А3–Г2–А2) и (А1–Г1–А1). В первом контуре циркуляции раствора его концентрация меньше, чем во втором.

Комбинированный цикл с двухступенчатой абсорбцией (тип 2). В машине по два испарителя, конденсатора и генератора, три абсорбера. Абсорбер А1 и абсорбер А3 работают на испаритель И1, обеспечивающий холодопроизводительность машины. Испаритель И2 отводит теплоту от абсорбера А3, пар из испарителя И2 абсорбируется в абсорбере А2. Теплота конденсатора К1 используется для обогрева генератора Г2. Пар из генератора Г2 поступает в конденсатор К2, а из генератора Г1 в конденсатор К1. (И2–А2) и (К2–Г2) работают при промежуточных давлениях. В машине два контура циркуляции раствора (А3–Г2–А2–А3) и (А1–Г1). Рабочие концентрации раствора в первом контуре ниже, чем во втором.

Каскадный цикл. Цикл представляет собой два одноступенчатых цикла на разных температурных уровнях: низкий температурный уровень (И1–А1–Г1–К1) и высокий температурный уровень (И2–А2–Г2–К2), связанных между собой тепловыми потоками. Испаритель И1 работает на охлаждение внешних источников, испаритель И2 отводит теплоту от абсорбера А1 и конденсатора К1. Теплота конденсатора К2 и абсорбера А2 используется для обогрева генератора Г1.

Цикл с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой генерацией (тип 1). В машине по два основных теплообменных аппарата (испарители, абсорберы, генераторы и конденсаторы), два промежуточных давления (И2–А2) и (К2–Г2), один контур циркуляции раствора (А1–Г2–Г1–А2–А1). Абсорбер А1 абсорбирует пар из испарителя И1, работающего на охлаждение внешнего источника. Испаритель И2 работает на охлаждение абсорбера А1, пар из испарителя И2 абсорбируется в абсорбере А2. Теплота конденсации К1 используется для обогрева генератора Г2. Генератор Г1 обогревается внешним источником. Теплота от конденсатора К2 и абсорбера А1 отводится окружающей средой.

Цикл с двухступенчатой абсорбцией и двухступенчатой генерацией (тип 2). В машине три абсорбера и три генератора, два промежуточных давления (А2–Г2) и (А3–Г1). Абсорбер А1 работает на испаритель И, абсорбер А2 абсорбирует пар из генератора Г2 при первом промежуточном давлении, абсорбер А3 — из генератора Г1 при втором

промежуточном давлении. Пар из генератора Г3 поступает в конденсатор К. Теплота абсорбера А3 используется для обогрева генератора Г2. В цикле 2 контура циркуляции раствора А1–(Г1–Г2)–А1 и Г3–(А3–А2)–Г1, рабочие концентрации раствора в первом контуре выше, чем во втором.

Комбинированный цикл с двухступенчатой генерацией (тип 1). В машине 2 абсорбера и 3 генератора, одно промежуточное давление (А2–Г2). Абсорбер А1 абсорбирует пар из испарителя И, абсорбер А2 — из генератора Г2 при промежуточном давлении. Пар из генератора Г1 и генератора Г3 поступает в конденсатор К. В цикле 2 контура циркуляции раствора (А1–Г1–Г2–А1) и (А2–Г3), рабочая зона концентрации раствора в первом контуре выше в сравнении со вторым. Абсорберы А1 и А2 охлаждаются окружающей средой. Греющий источник проходит последовательно ступени генераторов Г1, Г2 и Г3.

Комбинированный цикл с двухступенчатой генерацией (тип 2). В машине два абсорбера, два конденсатора и три генератора, одно промежуточное давление (К2–Г2–Г3), два контура циркуляции раствора (А1–Г1–Г2–А1) и (А2–Г3). Абсорбер А1 абсорбирует пар из испарителя И. Пар из генераторов Г2 и Г3 конденсируется в конденсаторе К2 при промежуточном давлении. Часть пара из генератора Г1 абсорбируется в абсорбере А2, вторая часть пара конденсируется в конденсаторе К1. Теплота абсорбции А2 используется для обогрева генератора Г2, а теплота конденсации К1 — для обогрева генератора Г3. Генератор Г1 обогревается внешним источником, теплота от абсорбера А1 и конденсатора К2 отводится окружающей средой.

Комбинированный цикл с двухступенчатой генерацией (тип 3). В машине два абсорбера, два конденсатора и три генератора, два промежуточных давления (А2–Г2) и (Г3–К2), два контура циркуляции раствора (А1–Г1–Г2) и (А2–Г3). Абсорбер А1 абсорбирует пар из испарителя И, абсорбер А2 — из генератора Г2 при первом промежуточном давлении. Пар из генератора Г3 конденсируется в конденсаторе К2 при втором промежуточном давлении, пар из генератора Г1 конденсируется в конденсаторе К1. Теплота конденсации К1 используется для обогрева генераторов Г2 и Г3. Генератор Г1 обогревается

внешним источником. Теплота от абсорберов А1, А2 и конденсатора К2 отводится окружающей средой.

Комбинированный цикл с двухступенчатой генерацией (тип 4). В машине два абсорбера, два конденсатора и три генератора, два промежуточных давления (Г2–К2) и (Г1–А2), два контура циркуляции раствора (А1–Г1–Г2–А1) и (А2–Г3). Пар из генератора Г2 конденсируется в конденсаторе К2 при первом промежуточном давлении, из генератора Г1 абсорбируется в абсорбере А2 при втором промежуточном давлении, из генератора Г3 конденсируется в конденсаторе К1. Теплота от конденсатора К1 и абсорбера А2 используется для обогрева генератора Г2. Генераторы Г1 и Г3 обогреваются внешним источником. Теплота от абсорбера А1 и конденсатора К2 отводится окружающей средой.

Результаты исследований термодинамических циклов АБХМ

Авторы выполнили исследование эффективности семи различных циклов АБХМ в зависимости от параметров внешних источников: одноступенчатого (цикла — образца), с двухступенчатой генерацией (АБХМДГ), комбинированных с двухступенчатой генерацией (АБХМДГ) (тип 1–4) и каскадного цикла. Расчеты выполнялись при следующих исходных данных: температура охлаждающей среды варьировалась в пределах $t_{w1}=t_{w1}=t_{wk1}$ (20; 25; 30; 35 °С), температура кипения была принята равной $t_0=(2 \div 8)$ °С, зона дегазации составила $\Delta\xi=4$ %, необратимые потери действительного цикла были приняты согласно рекомендациям, изложенным в литературе [42]. В расчетах недоокупа в аппаратах составила на теплой стороне конденсаторов $\Delta t_k=3$ °С, на холодной стороне испарителя $\Delta t_n=3$ °С, на теплой стороне генераторов $\Delta t_r=3$ °С, на холодной стороне абсорберов $\Delta t_a=3$ °С, на холодной стороне теплообменников растворов $\Delta t_{r,o}=15$ °С. В качестве греющего и охлаждающего источника рассмотрена вода. Степени охлаждения (нагрева) источников в аппаратах приняты равными $\Delta t=5$ °С.

На рис. 1 представлены результаты расчетов влияния температуры охлаждающей среды на величину температуры греющего источника.

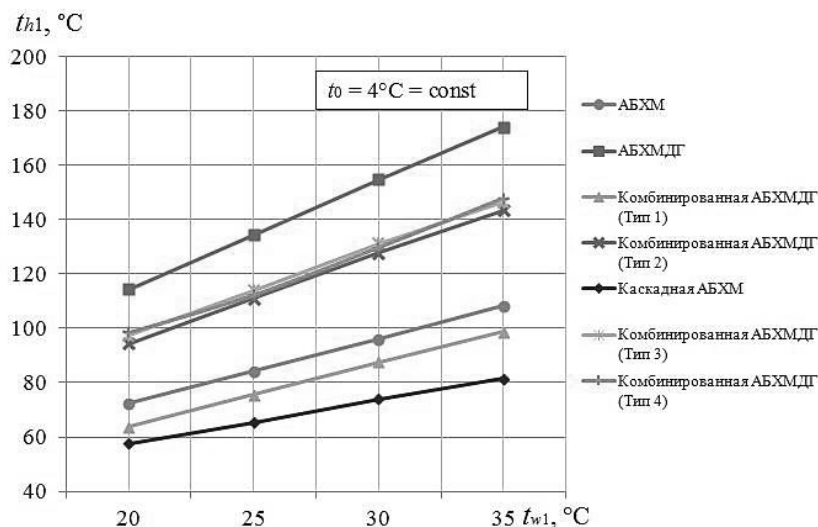


Рис. 1. График зависимости температуры греющего источника от температуры охлаждающей среды
Fig. 1. Dependency of the heating source temperature on the temperature of the cooling medium

Естественно, что с увеличением температуры охлаждающей среды t_{w1} возрастает и температура греющего источника t_{h1} , необходимая для осуществления термодинамических циклов АБХМ. Из графика, показанного на рис. 1, видно, что при увеличении t_{w1} на 15 °С, от 20 до 35 °С, t_{h1} возрастает у одноступенчатого цикла АБХМ от 72 до 108 °С; у цикла АБХМДГ от 114 до 174 °С; у комбинированного цикла АБХМДГ (тип 1) от 64 до 99 °С; у комбинированных циклов АБХМДГ (тип 2–4) величины t_{h1} практически совпадают и изменяются примерно от 95 до 145 °С; у каскадного цикла АБХМ — от 58 до 81 °С. Наибольший рост t_{h1} имеет место у циклов АБХМДГ и АБХМДГ (тип 2–4), 60 и 50 °С, соответственно. У циклов одноступенчатого и комбинированного АБХМДГ (тип 1) он составил порядка 35 °С, у каскадного — 23 °С. Из рассмотренных циклов АБХМ наибольшие величины t_{h1} необходимы для цикла АБХМДГ (до 174 °С). Комбинированные циклы АБХМДГ (тип 2–4) могут быть осуществлены при более низких величинах t_{h1} (до 145 °С). Для циклов комбинированного АБХМДГ (тип 1) и каскадного величины t_{h1} ниже в сравнении с циклом образцом. Их максимальное значение составляет порядка 100 и 80 °С. Это является большим преимуществом данных циклов, поскольку позволяет использовать для привода машин, работающих по названным циклам, греющие источники относительно низкого температурного потенциала. Данное положение относится в первую очередь к каскадному циклу, для которого t_{h1} не превышает 80 °С при рассмотренных условиях.

На рис. 2 и 3 представлены результаты расчетов влияния температуры кипения на величины температуры греющего источника и теплового коэффициента.

Для обеспечения более низких температур кипения хладагента (t_0) АБХМ должна работать в зоне более высоких концентраций водного раствора бромида лития, что в свою очередь требует повышения t_{h1} . Поэтому при постоянной температуре t_{w1} при понижении t_0 величина t_{h1} возрастает (рис. 2). Для рассмотренных циклов ранжирование значений t_{h1} аналогично, приведенному

на рис. 1. При $t_0=2$ °С максимальные значения t_{h1} у цикла АБХМДГ (до 153 °С), для комбинированных циклов АБХМДГ (тип 2–4) — до 125–130 °С, у одноступенчатого цикла АБХМ до 94 °С; у циклов комбинированной АБХМДГ (тип 1) и каскадного цикла до 86 и 72 °С, соответственно.

Из графика на рис. 3 видно, что наименьшее значение теплового коэффициента (ζ) у каскадного цикла АБХМ и в среднем составляет 0,24; у одноступенчатого (цикла — образца) $\zeta=0,73$; у комбинированного цикла АБХМДГ (тип 1) ζ в среднем составляет 0,49; у комбинированных циклов АБХМДГ (тип 2 и 3) — 0,95; наибольшие величины ζ у циклов АБХМДГ и комбинированного АБХМДГ (тип 4) — 1,15–1,25. Некоторое уменьшение величин ζ при понижении t_0 связано с возрастанием при этом необратимых потерь в циклах.

На рис. 4 и 5 представлены результаты расчетов влияния холодопроизводительности на величину массового расхода греющего и охлаждающего источников.

Сопоставление массовых расходов греющего источника (воды) G_h имеет несколько условный характер, поскольку одновременно нужно учитывать и температурный уровень требуемого греющего источника (см. рис. 1 и 2). Самые большие величины G_h , при принятой степени охлаждения 5 °С, у АБХМ, работающей по каскадному циклу (на рисунке зависимость не представлена). При холодопроизводительности машины $Q_0=2000$ кВт он составляет 1430 м³/ч, что в 3 раза превышает G_h машины на одноступенчатом цикле. Однако для осуществления каскадного цикла, при $t_0=4$ °С и $t_{w1}=28$ °С, необходима t_{h1} всего 70 °С, в то время как для одноступенчатого 90 °С. Каскадный цикл может быть осуществлен на бросовом, не востребованном, низкого температурного уровня источнике теплоты, что выгодно отличает его от других циклов. У машин, работающих по остальным рассмотренным циклам, G_h ниже, чем у цикла образца. При $Q_0=2000$ кВт он составляет для АБХМДГ (тип 1) 87 % в сравнении с АБХМ, при $t_{h1}=84$ °С, при указанных ранее t_0 и t_{w1} ; для АБХМДГ (тип 2 и 3) — 77 %, $t_{h1}=120$ и 125 °С, на 30–35 °С выше, чем у АБХМ;

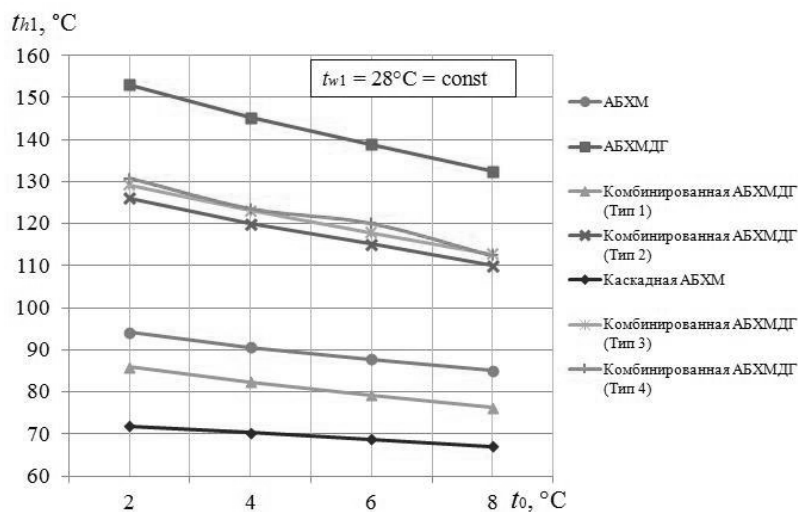


Рис. 2. График зависимости температуры греющего источника от температуры кипения хладагента
Fig. 2. Dependency of the heating source temperature on the temperature of the refrigerant boiling

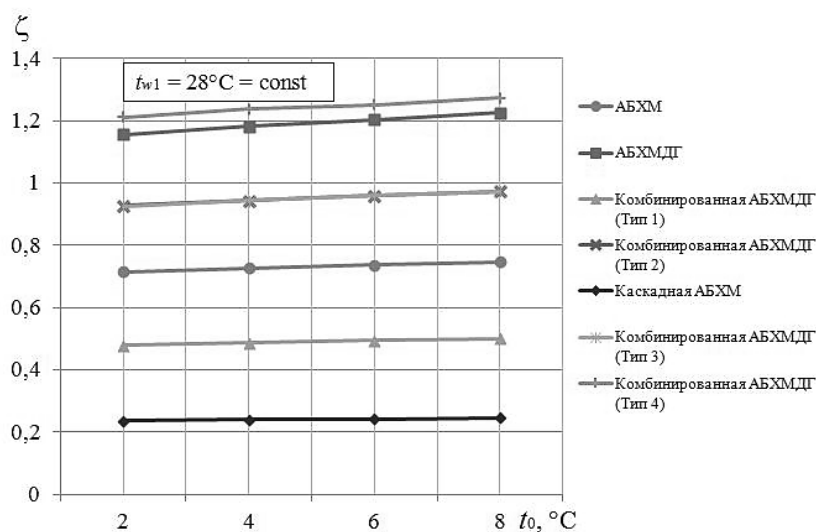


Рис. 3. График зависимости теплового коэффициента от температуры кипения хладагента
 Fig. 3. Dependency of the thermal coefficient on the temperature of the refrigerant boiling

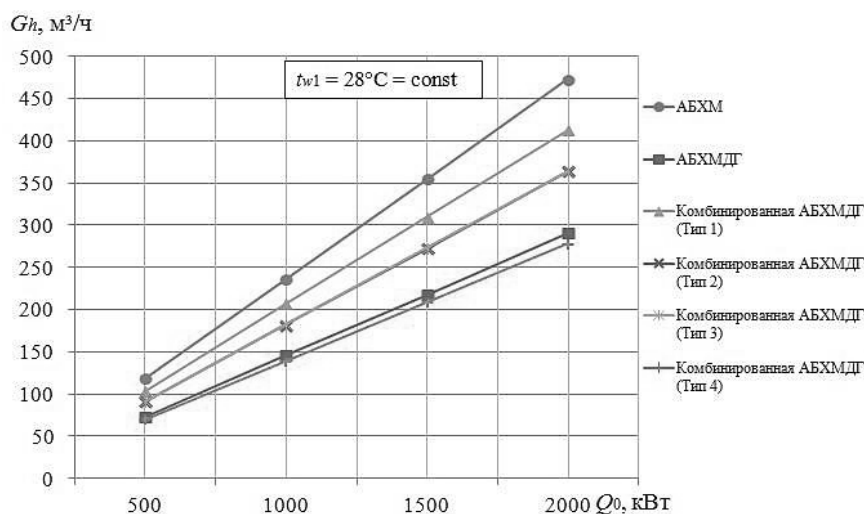


Рис. 4. График зависимости массового расхода греющего источника от холодопроизводительности
 Fig. 4. Dependency of the mass-transfer rate of the heating source on the refrigerating capacity

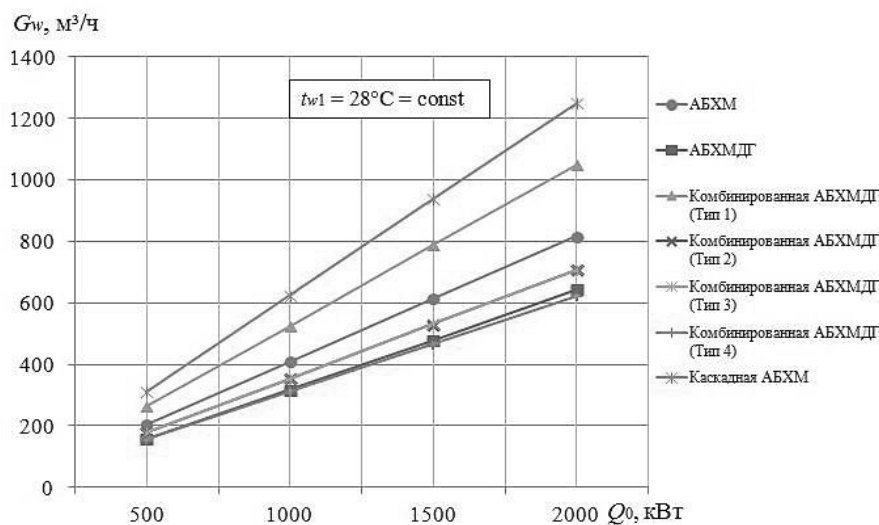


Рис. 5. График зависимости массового расхода охлаждающего источника от холодопроизводительности
 Fig. 5. Dependency of the mass-transfer rate of the cooling source on the refrigerating capacity

АБХМДГ и АБХМДГ (тип 4) — 61 %, при t_{h1} 145 и 125 °С соответственно.

Из графика на рис. 5 видно, что из абсорбционных машин с рассмотренными циклами величина массового расхода охлаждающего источника (воды) G_w АБХМ с одноступенчатым циклом занимает промежуточное положение. Она составляет при $Q_0=2000$ кВт 820 м³/ч; у АБХМ с каскадным циклом, при той же Q_0 , она больше на 52 %; у АБХМДГ (тип 1) — на 28 %; у АБХМДГ (тип 2 и 3) G_w меньше на 14 % в сравнении с одноступенчатой АБХМ; у АБХМДГ и АБХМДГ (тип 4) — на 22–24 %.

Заключение

Проведенное исследование показало, что представленные циклы АБХМ обладают как достоинствами, так и недостатками, имеют свои преимущества, в сравнении с другими циклами, а также и негативные моменты. Например, одноступенчатая АБХМ проста по конструкции, следовательно имеет относительно невысокую стоимость; ее тепловой коэффициент, расходы источников G_h и G_w , температурный уровень G_h занимают промежуточное положение среди рассмотренных машин. Тепловой коэффициент АБХМДГ и АБХМДГ (тип 4) в сравнении с одноступенчатой АБХМ выше на 60–70%, меньше величины G_h и G_w на 40 и 22–24%, соответственно. Однако, для данных машин необходим греющий источник с температурой на 60–35 °С выше в сравнении с одноступенчатой АБХМ. Также они более сложны по конструкции и имеют более высокую стоимость. Сопоставим показатели АБХМДГ (тип 1) и одноступенчатой машины. Тепловой коэффициент первой в среднем на 33 % ниже чем у второй. В АБХМДГ (тип 1) греющий источник, с температурой на 8–10 °С ниже, чем в одноступенчатых, следовательно проходит три генератора. Поэтому его степень охлаждения в три раза превышает этот показатель одноступенчатой АБХМ. Вследствие этого при одинаковых G_h холодопроизводительность первых машин в два раза выше вторых. АБХМДГ (тип 1) целесообразно применять в условиях ограниченного расхода греющего источника. Большим преимуществом каскадных АБХМ является возможность использовать для их привода греющий источник с температурой порядка 70 °С. Определенные достоинства имеют и АБХМ, работающие на других рассмотренных циклах.

Таким образом, при выборе АБХМ для системы охлаждения, работающей по тому или иному циклу, производится всесторонний технико-экономический анализ, который должен учитывать доступность и температурный уровень располагаемого греющего источника, возможность использования возобновляемых источников энергии, наличие охлаждающей воды и возможность пополнения водооборотного цикла, требуемые параметры охлаждения (температуры и мощность), срок окупаемости инвестиций.

Литература/References

1. Sustainable solutions in Energy & Environment. *Thermax*. [Электронный ресурс]: <https://www.thermaxglobal.com/> (дата обращения: 11.12.2022).
2. Solar Cooling. 34th Informatory Note on Refrigeration Technologies, April 2017. The International Institute of Refrigeration (IIR). [Электронный ресурс]: <https://www.iifir.org>.
3. Qasem N. A. A., Lawal D. U., Aljundi I. H., Abdallah A. M., Panchal H. Novel integration of a parallel-multistage direct contact membrane distillation plant with a double-effect absorption refrigeration system. *Applied Energy*. 2022. Vol. 323. P. 119572. DOI: 10.1016/j.apenergy.2022.119572
4. Seyed Mahmoudi S. M., Akbari A. D., Rosen M. A. A novel combination of absorption heat transformer and refrigeration for cogenerating cooling and distilled water: Thermoeconomic optimization. *Renewable Energy*. 2022. Vol. 194. P. 978–996. DOI: 10.1016/j.renene.2022.05.142
5. Mei S., Lu X., Zhu Y., Wang S. Thermodynamic assessment of a system configuration strategy for a cogeneration system combining SOFC, thermoelectric generator, and absorption heat pump. *Applied Energy*. 2021. Vol. 302. P. 117573. DOI: 10.1016/j.apenergy.2021.117573
6. Shuangliang eco-energy. [Электронный ресурс]: <http://sl-ecoenergy.com/> (дата обращения: 11.12.2022)
7. EBARA Corporation. [Электронный ресурс]: <https://www.ebara.co.jp/> (дата обращения: 11.12.2022)
8. Chen J. F., Dai Y. J., Wang H. B., Wang R. Z. Experimental investigation on a novel air-cooled single effect LiBr-H₂O absorption chiller with adiabatic flash evaporator and adiabatic absorber for residential application. *Solar Energy*. 2018. Vol. 159. P. 579–587. DOI: 10.1016/j.solener.2017.11.029
9. Al-Yasiri Q., Szabo M., Arici M. A review on solar-powered cooling and air-conditioning systems for building applications. *Energy Reports*. 2022. Vol. 8. P. 2888–2907. DOI: 10.1016/j.egy.2022.01.172
10. Li Y., Fu L., Zhang S., Jiang Y., Zhao X. A new type of district heating method with co-generation based on absorption heat exchange (co-ah cycle). *Energy Conversion and Management*. 2011. Vol. 52. P. 1200–1207. DOI: 10.1016/j.enconman.2010.09.015
11. Li Y., Fu L., Zhang S., Zhao X. A new type of district heating system based on distributed absorption heat pumps. *Energy*. 2011. Vol. 36. P. 4570–4576. DOI: 10.1016/j.energy.2011.03.019
12. Sun F., Fu L., Zhang S., Sun J. New waste heat district heating system with combined heat and power based on absorption heat exchange cycle in China. *Applied Thermal Engineering*. 2012. Vol. 37. P. 136–144. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.11.007
13. Zhao X., Fu L., Wang X., Sun T., Wang J., Zhang S. Flue gas recovery system for natural gas combined heat and power plant with distributed peak-shaving heat pumps. *Applied Thermal Engineering*. 2017. Vol. 111. P. 599–607. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2016.09.130
14. Lin X., Zuo L., Yin L., Su W., Ou S. An idea to efficiently recover the waste heat of Data Centers by constructing an integrated system with carbon dioxide heat pump, mechanical subcooling cycle and lithium bromide-water absorption refrigeration cycle. *Energy Conversion and Management*. 2022. Vol. 256. P. 115398. DOI: 10.1016/j.enconman.2022.115398
15. Salhi K., Korichi M., Ramadan K. M. Thermodynamic and thermo-economic analysis of compression-absorption cascade refrigeration system using low-GWP HFO refrigerant powered by geothermal energy. *International Journal of Refrigeration*. 2018. Vol. 94. P. 214–229. DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2018.03.017
16. Rodriguez-Toscano A., Amaris C., Sagastume-Gutierrez A., Bourouis M. Technical, environmental, and economic evaluation

- of a solar/gasdriven absorption chiller for shopping malls in the Caribbean region of Colombia. *Case Studies in Thermal Engineering*. 2022. Vol. 30. P. 101743. DOI: 10.1016/j. csite. 2021.101743.
17. Lubis A., Jeong J., Saito K., Giannetti N., Yabase H., Alhamid M. I. Nasruddin Solar-assisted single-double-effect absorption chiller for use in Asian tropical climates. *Renewable Energy*. 2016. Vol. 99. P. 825–835. DOI: 10.1016/j. renene. 2016.07.055.
18. Hu T., Kwan T. H., Pei G. An all-day cooling system that combines solar absorption chiller and radiative cooling. *Renewable Energy*. 2022. Vol. 186. P. 831–844. DOI: 10.1016/j. renene. 2022.01.058.
19. Alrobaian A. A. Energy, exergy, economy, and environmental (4E) analysis of a multi-generation system composed of solar-assisted Brayton cycle, Kalina cycle, and absorption chiller. *Applied Thermal Engineering*. 2022. Vol. 204. P. 117988. DOI: 10.1016/j. apthermaleng. 2021.117988.
20. Aliane A., Abboudi S., Seladji C., Guendouz B. An illustrated review on solar absorption cooling experimental studies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2016. Vol. 65. P. 443–458. DOI: 10.1016/j. rser. 2016.07.012.
21. Li M., Xu C., Hassanien R. H. E., Xu Y., Zhuang B. Experimental investigation on the performance of a solar powered lithium bromide-water absorption cooling system. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 71. P. 46–59. DOI: 10.1016/j. ijrefrig. 2016.07.023.
22. Aguilar-Jimenez J. A., Velazquez-Limon N., Lopez-Zavala R., Gonzalez-Urbe L. A., Islas S., Gonzalez E., Ramirez L., Beltran R. Optimum operational strategies for a solar absorption cooling system in an isolated school of Mexico. *International Journal of Refrigeration*. 2020. Vol. 112. P. 1–13. DOI: 10.1016/j. ijrefrig. 2019.12.010.
23. Zhang N., Wang Z., Lior N., Han W. Advancement of distributed energy methods by a novel high efficiency solar-assisted combined cooling, heating and power system. *Applied Energy*. 2018. Vol. 219. P. 179–186. DOI: 10.1016/j. apenergy. 2018.03.050.
24. 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.
25. Wang J., Zheng D. Performance of one and a half-effect absorption cooling cycle of H₂O/LiBr system. *Energy Conversion and Management*. 2009. Vol. 50. P. 3087–3095. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2009.08.004>.
26. Hu T., Xie X., Jiang Y. Simulation research on a variable-lift absorption cycle and its application in waste heat recovery of combined heat and power system. *Energy*. 2017. Vol. 140. P. 912–921. DOI: 10.1016/j. energy. 2017.09.002.
27. Abid M., Khan M. S., Ratlamwala T. A. H., Ali H., Cheok Q. Thermodynamic analysis and comparison of different absorption cycles driven by evacuated tube solar collector utilizing hybrid nanofluids. *Energy Conversion and Management*. 2021. Vol. 246. P. 114673. DOI: 10.1016/j. enconman. 2021.114673.
28. Kaushika S. C., Arorab A. Energy and exergy analysis of single effect and series flow double effect water-lithium bromide absorption refrigeration systems. *International Journal of Refrigeration*. 2009. Vol. 32. P. 1247–1258.
29. Lubis A., Jeong J., Giannetti N., Yamaguchi S., Saito K., Yabase H., Alhamid M. I. Nasruddin. Operation performance enhancement of single-double-effect absorption chiller. *Applied Energy*. 2018. Vol. 219. P. 299–311. DOI: 10.1016/j. apenergy. 2018.03.046.
30. She X., Yin Y., Xu M., Zhang X. A novel low-grade heat-driven absorption refrigeration system with LiCl-H₂O and LiBr-H₂O working pairs. *International Journal of Refrigeration*. 2015. Vol. 58. P. 219–234. DOI: 10.1016/j. ijrefrig. 2015.06.016.
31. Medjo Nouadje B. A., Ngouateu Wouagfack P. A., Tchinda R. Finite-time thermodynamics optimization of an irreversible parallel flow double-effect absorption refrigerator. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 67. P. 433–444. DOI: 10.1016/j. ijrefrig. 2016.02.014.
32. Mehregan M., Golmohammadi H., Shojaei A. F. Performance analysis and optimization of new double effect lithium bromide-water absorption chiller with series and parallel flows. *International Journal of Refrigeration*. 2019. Vol. 97. P. 73–87. DOI: 10.1016/j. ijrefrig. 2018.08.011.
33. Calle A., Roca L., Bonilla J., Palenzuela P. Dynamic modeling and simulation of a double-effect absorption heat pump. *International Journal of Refrigeration*. 2016. Vol. 72. P. 171–191. DOI: 10.1016/J. IJREFRIG. 2016.07.018.
34. 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. [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. DOI: 10.17586/1606-4313-2022-21-4-3-14 (in Russian)]
35. 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. [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)]
36. Мереуца Е. В., Сухих А. А. Анализ энергетической эффективности включения теплонасосной установки и солнечных коллекторов в состав абсорбционных холодильных машин в системах централизованного кондиционирования // Вестник Международной академии холода. 2017. № 2. С. 43–49. DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-2-43-49. [Mereutsa E. V., Sukhikh A. A. Energy efficiency analysis of incorporating heat pumps and solar collectors in the composition of the absorption refrigerating machines in a centralized air-conditioning systems. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2017. No 2. p. 43–49 (in Russian)]
37. Бараненко А. В., Посылин Д. Н., Малинина О. С. Эффективность циклов одноступенчатой абсорбционной бромистолитиевой холодильной машины при температуре кипения ниже 0 °С // Вестник Международной академии холода. 2017. № 4. С. 52–58. DOI: 10.21047/1606-4313-2017-16-4-52-58. [Baranenko A. V., Posylin D. N., Malinina O. S. Performance of single-stage absorption lithium bromide refrigerating machine

- at poling points below 0 °C. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2017. No 4. p. 52–58 (in Russian)]
38. Дзино А. А., Малинина О. С. Анализ влияния температуры греющего источника на энергетическую эффективность одноступенчатого термодинамического цикла абсорбционного бромистолитиевого понижающего термотрансформатора // Вестник Международной академии холода. 2016. № 4. С. 35–39. [Dzino A. A., Malinina O. S. The influence of heat source temperature on the energy efficiency of absorption bromine lithium step down thermal transformer. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2016. No 4. p. 35–39. (in Russian)]
39. Тимофеевский Л. С., Малинина О. С. Сопоставление параметров циклов АБХМД при различных температурах внешних источников // Вестник Международной академии холода. 2011. № 3. С. 43–45. [Timofeevsky L. S., Malinina O. S. Comparison of cycles in LiBr absorption refrigerators at various temperatures of external sources. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2011. No. 3. pp. 43–45. (in Russian)]
40. 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. [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. (in Russian)]
41. Малинина О. С., Бараненко А. В. Гелиохолодильные абсорбционные бромистолитиевые машины для кондиционирования и получения воды // Вестник Международной академии холода. 2015. № 4. С. 38–43. [Malinina O. S., Baranenko A. V. Lithium bromide absorption refrigerating machines charged with helium for air conditioning and condensation. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2015. no 4. p. 38–43. (in Russian)]
42. Бараненко А. В., Тимофеевский Л. С., Долотов А. Г., Попов А. В. Абсорбционные преобразователи теплоты. СПб: СПбГУНИПТ, 2005. 338 с. [Baranenko A. V., Timofeevsky L. S., Dolotov A. G., Popov A. V. Absorption heat converters. St. Petersburg: SPbGUNiPT, 2005. 338 p (in Russian)]

Сведения об авторах

Бараненко Александр Владимирович

Д. т. н., профессор, Университет ИТМО,
191002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9,
avbaranenko@itmo.ru

Малинина Ольга Сергеевна

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

Information about authors

Baranenko Aleksandr V.

D. Sc., Professor, ITMO University,
191002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9,
avbaranenko@itmo.ru

Malinina Olga S.

Ph. D., Associate professor of 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»

О Перечне рецензируемых научных изданий

В связи с вступлением в силу новой редакции номенклатуры научных специальностей, по которым присуждаются ученые степени, утвержденной приказом Минобрнауки России от 24 февраля 2021 г. № 118, издано распоряжение Минобрнауки России от 1 февраля 2022 г. № 33-р о Перечне рецензируемых научных изданий, в которых должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук.

Вестник Международной академии холода, включенный в Перечень рецензируемых научных изданий (по состоянию на 20.02.2024 г.) под № 524, принимает статьи по следующим научным направлениям:

- 1.3.2. Приборы и методы экспериментальной физики
- 1.3.8. Физика конденсированного состояния
- 1.3.10. Физика низких температур
- 1.3.14. Теплофизика и теоретическая теплотехника
- 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника
- 2.4.8. Машины и аппараты, процессы холодильной и криогенной техники
- 4.3.1. Технологии, машины и оборудование для агропромышленного комплекса
- 4.3.3. Пищевые системы
- 4.3.5. Биотехнология продуктов питания и биологически активных веществ