



МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООВОГО НАСОСА И АБСОРБЦИОННОЙ ХОЛОДИЛЬНОГО МАШИНЫ ДЛЯ УТИЛИЗАЦИИ ТЕПЛОВОЙ ЭНЕРГИИ ДАТА-ЦЕНТРА

Юдин¹ А.К., Владимиров¹ Я.А., Мухаметова² Л.Р.

¹ Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого
Санкт-Петербург, Россия

² Казанский государственный энергетический университет, Казань, Россия
judin.a.k@mail.ru

Резюме: **АКТУАЛЬНОСТЬ.** Тепловую энергию дата-центра (или ЦОД – центра обработки данных) с воздушной системой охлаждения можно использовать, например, для подогрева воздуха в помещениях в зимнее время. Для этого может быть установлен теплообменник, который передаст тепло от системы охлаждения и использует его для нагрева воздуха, который затем поступает в здание. Известен ряд типовых потребителей тепловой энергии от дата-центров: жилые и офисные здания, теплицы. Например, компания Yandex открыла в 2015 году дата-центр в пригороде Хельсинки. Тепловая энергия от дата-центра поступает в систему отопления жилых домов. В центре обработки данных компании Facebook в Лулеа, в Швеции, тепло, выделяемое серверами, используется для обогрева воздуха, который затем направляется в офисы Facebook и соседние здания. Кроме того, тепло от дата-центра может быть использовано для отопления теплиц и других объектов сельского хозяйства. В частности, в Нидерландах тепло от дата-центров используется для обогрева теплиц, где выращиваются овощи, цветы и другие растения. **ЦЕЛЬ.** Моделирование режимов работы теплового насоса и абсорбционной холодильной машины для утилизации тепловой энергии дата-центра. **МЕТОДЫ.** Проведено моделирование режимов работы теплового насоса для интеграции дата-центра в систему централизованного теплоснабжения с расчетом теплового баланса и определением коэффициента трансформации тепловой энергии, который находится в диапазоне 3,4 – 4,5 в зависимости от расчетного режима. Дополнительно проведено моделирование режимов работы абсорбционной холодильной машины (АБХМ) для покрытия нагрузки на охлаждение дата-центра с расчетом теплового баланса. **РЕЗУЛЬТАТЫ.** Построенная математическая модель является моделью единичного теплового насоса, путем объединения которых будет достигаться уровень покрытия требуемой тепловой мощности для здания. Модель выполнена для технологической связки теплового насоса и дата-центра в виде концепции «черного ящика», где в качестве черного ящика выступает дата-центр. **ЗАКЛЮЧЕНИЕ.** Интеграция теплового насоса в тепловую схему дата-центра является актуальным решением в случае расположения объекта в зоне действия системы централизованного теплоснабжения. В свою очередь, применение АБХМ с холодильной мощностью 2000 кВт может иметь перспективы, т.к. в качестве источника холода в типовых проектах холодоснабжения дата-центров применяются группы чиллеров внутреннего размещения мощностью по 2000 кВт с выносными воздушными конденсаторами.

Ключевые слова: дата-центр; моделирование; централизованное теплоснабжение; тепловой насос; абсорбционная холодильная машина

Для цитирования: Юдин А.К., Владимиров Я.А., Мухаметова Л.Р. Моделирование теплового насоса и абсорбционной холодильной машины для утилизации тепловой энергии дата-центра // Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2026. Т. 28. № 3. С. 178-191. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-3-178-191.

SIMULATION OF A HEAT PUMP AND AN ABSORPTION REFRIGERATING MACHINE FOR THE UTILIZATION OF THERMAL ENERGY IN A DATA CENTER

Yudin¹ A.K., Vladimirov¹ Y.A., Mukhametova² L.R.

¹ Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

² Kazan State Power Engineering University, Kazan, Russia

yudin.a.k@mail.ru

Abstract: *RELEVANCE.* The thermal energy of a data center with an air-cooling system can be used, for example, to heat indoor air in winter. For this purpose, a heat exchanger can be installed, which transfers heat from the cooling system and uses it to heat the air, which then enters the building. A number of typical consumers of thermal energy from data centers are known: residential and office buildings, greenhouses. For example, Yandex opened a data center in a suburb of Helsinki in 2015. Thermal energy from the data center enters the heating system of residential buildings. At Facebook's data center in Lulea, Sweden, the heat generated by the servers is used to heat the air, which is then sent to Facebook's offices and neighboring buildings. In addition, the heat from the data center can be used to heat greenhouses and other agricultural facilities. In particular, in the Netherlands, heat from data centers is used to heat greenhouses where vegetables, flowers and other plants are grown. *THE PURPOSE.* Simulation of the operating modes of a heat pump and an absorption refrigerating machine for the utilization of thermal energy in a data center. *METHODS.* The simulation of the operating modes of a heat pump for the integration of a data center into a centralized heat supply system with the calculation of the heat balance and the determination of the coefficient of transformation of thermal energy, which is in the range of 3.4 - 4.5, depending on the design mode. Additionally, the simulation of the operating modes of an absorption refrigerating machine was carried out to cover the cooling load of the data center with the calculation of the thermal balance. *RESULTS.* The constructed mathematical model is a model of a single heat pump, by combining which the level of coverage of the required heat output for the building will be achieved. The model is designed for the technological connection of a heat pump and a data center in the form of a "black box" concept, where the data center acts as a black box. *CONCLUSION.* The integration of the heat pump into the thermal scheme of the data center is an urgent solution if the facility is located in the area of the district heating system. In turn, the use of absorption refrigerating machine with a cooling capacity of 2000 kW may have prospects, since groups of indoor chillers with a capacity of 2000 kW with external air condensers are used as a source of cold in typical data center refrigeration projects.

Keywords: data center; modeling; district heating; heat pump; absorption refrigerating machine.

For citation: Yudin A.K., Vladimirov Y.A., Mukhametova L.R. Simulation of a heat pump and an absorption refrigerating machine for the utilization of thermal energy in a data center. *Power engineering: research, equipment, technology.* 2026; 28 (3): 178-191. doi: 10.30724/1998-9903-2026-28-3-178-191.

Введение (Introduction)

В Российской Федерации ежегодный прирост потребляемой мощности в отрасли хранения данных составляет не менее 100 МВт/год. Известно, что практически вся электроэнергия, потребляемая основным оборудованием дата-центров, преобразуется во вторичную тепловую энергию. Внедрение дата-центров с отводом тепловой энергии внешним абонентам позволяет снизить потребление электрической энергии на охлаждение и утилизировать большую часть тепловой энергии (как правило, до 70%) от работы основного оборудования.

Цель исследования заключается в разработке принципиальных схемных решений и моделировании режимов работы теплового насоса и абсорбционной холодильной машины для утилизации тепловой энергии дата-центра. Научная значимость исследования состоит в разработке основ для интеграции дата-центров в зону действия систем централизованного тепло- и холодоснабжения посредством применения теплового насоса или абсорбционной холодильной машины. Практическая значимость исследования заключается в прогнозировании режимных характеристик установок утилизации тепловой энергии дата-центра.

Литературный обзор (Literature Review)

Требуемые параметры микроклимата для дата-центров одними из первых были регламентированы Американским сообществом инженеров по отоплению, охлаждению и кондиционированию (ASHRAE), рекомендациями которых пользуются во всем мире. С развитием конструкционных возможностей компонентов компьютерных систем рекомендуемый диапазон температур воздуха помещений дата-центров менялся и на данный момент составляет 20 – 27 °С [1]. Технические специалисты IT-предприятий стремятся к заданному диапазону используя различные решения систем охлаждения [2, 3]. Системы охлаждения серверных помещений в принципиальном смысле разделяются на воздушные и жидкостные. В первом случае, рынок охлаждающих систем может предложить следующие варианты [4, 5]:

Фреоновая система охлаждения:

Данная система работает на классических промышленных сплит-системах. Охлажденный воздушный поток движется в холодный коридор через фальшпол, проходит через стойки с вычислительными устройствами, которые передают выработанную тепловую энергию, а затем через горячий коридор поступает в сплит-систему, где охлаждается и возвращается в помещение. В конденсаторе тепло, поглощенное хладагентом, выделяется в окружающую среду, и фреон конденсируется обратно в жидкость. Жидкий фреон затем проходит через устройство расширения, где его давление и температура понижаются, и он возвращается в испаритель, после которого направляется в компрессор. Фреоновые системы охлаждения дата-центров имеют несколько преимуществ перед другими типами систем охлаждения. Они могут быть эффективными и надежными, и они могут управляться автоматически для поддержания определенной температуры в помещении. Однако, в связи с тем, что фреон может оказывать негативное воздействие на окружающую среду, такие системы охлаждения сейчас всё чаще заменяются на более экологически чистые альтернативы.

Чиллерная система охлаждения:

Такой тип системы охлаждения работает по циклу, аналогичному фреоновой системе охлаждения, и использует агрегаты, названные чиллерами, для охлаждения воды или другой жидкости, которая циркулирует через систему трубопроводов и теплообменников в серверной комнате. Эта система также работает на основе цикла испарения и конденсации, где охлаждаемая жидкость циркулирует в системе, перенося тепло изнутри помещения во внешнюю среду. Процесс работы чиллерной системы охлаждения начинается с того, что вода или другая охлаждаемая жидкость циркулирует через систему трубопроводов внутри серверной комнаты. Здесь она принимает на себя тепловую энергию от серверов и другого оборудования, которое работает в помещении. Жидкость затем проходит через теплообменник, где она передает тепло теплоносителю, который движется в чиллер, где он и охлаждается. Теплоноситель, циркулирующий во внешней блоке, представляет из себя незамерзающий раствор, который позволяет работать системе в холодный период года.

Фрикулинг:

Данный метод охлаждения является следующим шагом в развитии воздушных систем охлаждения для дата-центров. Такая система представляет собой технологию охлаждения, которая не требует применения компрессоров и других энергоемких устройств для функционирования. Его основная идея заключается в использовании окружающей среды для охлаждения объекта. Для достижения этой цели прохладный воздух из окружающей среды может быть направлен непосредственно в помещение или передан через теплоноситель. Однако, чтобы фрикулинг работал эффективно, температура на улице должна быть ниже, чем внутри помещения [6].

Иммерсионная система охлаждения:

Иммерсионная система охлаждения является инновационной технологией, которая позволяет эффективно утилизировать теплоту, выделяемую в результате работы серверов. В отличие от традиционных систем охлаждения, которые используют воздушные потоки, иммерсионные системы погружают оборудование в жидкий охладитель, который обладает диэлектрическими свойствами. Погружение серверного оборудования в жидкий охладитель позволяет охлаждать оборудование непосредственно, внутри его корпуса, в результате чего пропадает необходимость установки дополнительного внешнего оборудования, занимающего площадь помещения, что позволяет повысить плотность размещения серверных стоек в дата-центрах. Одним из главных преимуществ иммерсионных систем охлаждения является высокая эффективность в использовании энергии. Такие системы позволяют снизить потребление электроэнергии предприятием, что также уменьшает

негативное влияние на окружающую среду.

В статье [7] производится моделирование работы схемы охлаждения с применением фреоновых тепловых насосов. В данной схеме используются фреоны R134a и R245fa. Схема предназначена для обеспечения температуры помещения 18 – 25 °С и для утилизации 12 кВт теплоты через воду. Примером исследования чиллерной системы является работа [8], где проводится разработка и экспериментальное исследование компактного адсорбционного чиллера, работающего на силикагеле. Некоторые модели чиллеров могут работать в режиме теплового насоса. В этом же случае возможно отопление помещений. Рассмотренный в статье чиллер работал по схеме, при которой температура горячей воды на входе составляла 50 °С, что соответствует стандартам безопасности современных ЦОД в системах водяного охлаждения. В ходе данного исследования были сделаны следующие выводы:

- При габаритах чиллера 1,5×0,6×2,2 м средняя охлаждающая мощность составила 4,91 кВт.

- Снижение температуры охлаждающей воды на входе оказывает значительное положительное влияние на производительность чиллера (при снижении с 32 °С до 24 °С охлаждающая мощность увеличивается с 3,04 до 10,5 кВт).

Отдельное распространение среди чиллерных систем получили абсорбционные холодильные машины (АБХМ) бромистолитиевого типа. В работе [9] приводится упрощённая методика теплового расчёта АБХМ. В работе [10] проводится исследования бромистолитиевых абсорберов, в результате которых было определено, что наиболее подходящая геометрия подающего патрубка должна минимизировать объём удерживаемой жидкости в целях снижения риска коалесценции капель и увеличения площади поверхности раздела пар-жидкость. В исследовании [11] производится моделирование и анализ системы АБХМ при внедрении в систему жидкостного охлаждения, что отражает гибкость применения АБХМ в системах охлаждения.

В работе [12] производится расчёт системы чиллера с фрикулингом для обеспечения стабильной работы при перепадах температуры наружного воздуха. Было определено, что чиллеры могут работать в двух режимах: в компрессорном режиме и в режиме фрикулинга. Компрессорный режим основан на применении винтовых компрессоров с фреоновым хладагентом. В режиме фрикулинга подразумевается байпас компрессоров, а охлаждение происходит за счёт отвода тепла из охлаждённой воды в воздух. В учебных пособиях¹² и работе [13] рассматриваются системы кондиционирования воздуха на базе чиллера-фанкойлов.

Система погружного жидкостного охлаждения рассмотрена в работе [14], где изучаются тепломассообменные процессы каждого при использовании безчиллерной системы охлаждения на ЦОД компании IBM. В учебном пособии³ также проводится исследование процесса теплопередачи от процессоров в гибридной погружной системе охлаждения. В свою очередь, в [15] рассмотрена экспериментальная установка ЦОД компанией SEILAB, где было доказано, что жидкостное охлаждение позволяет значительно снизить электропотребление и утилизировать получаемое тепло. Также был представлен численный и экспериментальный анализ жидкостной системы с целью определения требуемых характеристик работы ЦОД для успешной утилизации теплоты. В результате исследования было определено, что невозможно подобрать универсальные показатели системы утилизации тепла и необходимо задавать соответствующие значения, исходя из особенностей работы дата центров.

Другой работой, исследующей погружное жидкостное охлаждение, является [16], где производится построение и расчёт математической модели жидкостного охлаждения вычислительных устройств при непосредственном контакте с хладагентом в случае естественной циркуляции жидкого хладагента. Результатом данной работы являются следующие выводы:

- Применение жидкостных погружных системы охлаждения вычислительных устройств позволяет значительно повысить их эффективность по сравнению с воздушными. При этом достигается большая компактность размещения устройств.

- Недостатком системы охлаждения с кипящим хладагентом является потребность в

¹ Системы кондиционирования воздуха на базе чиллера-фанкойлов: учебное пособие / сост.: Э.У. Ямлеева. – Ульяновск: Ул-ГТУ, 2019. – 242 с.

² Системы кондиционирования воздуха с чиллерами и фэнкойлами / Е. М. Белова // Издательство «Евроклимат», 2003. – 400 с.

³ Основы обеспечения микроклимата зданий / Ю. Я. Кувшинов, О. Д. Самарин // Издательство Ассоциации строительных вузов, Москва, 2012. – 200 с.

герметичном исполнении.

- Эффективность системы с кипящим хладагентом в разы превышает простую погружную систему, и она не требует создания контура принудительной циркуляции жидкости.

- Конденсатор системы с кипящим хладагентом компактнее, по сравнению с обычным теплообменником жидкостного охлаждения.

Материалы и методы (Materials and methods)

В настоящей работе проведено моделирование режимов работы теплового насоса для интеграции дата-центра в систему централизованного теплоснабжения с расчетом теплового баланса и определением коэффициента трансформации тепловой энергии [17, 18]. Дополнительно проведено моделирование режимов работы абсорбционной холодильной машины для покрытия нагрузки на охлаждение дата-центра с расчетом теплового баланса [19]. В качестве среды моделирования в обоих случаях применялись программные пакеты AspenONE: Aspen HYSYS и Aspen Plus, соответственно. Предполагается, что оба технических решения применяются для типового дата-центра, применяющего чиллерную систему в качестве метода охлаждения [20, 21].

Для создания математической модели в среде Aspen HYSYS (рис. 1) предполагается решение следующих задач:

- Моделирование контура теплонасосной установки (ТНУ) на фреоне R290, который объединен технологией с ЦОД (табл. 1);
- Анализ различных режимов работы цикла;
- Получение необходимых расчетных зависимостей для ТНУ.

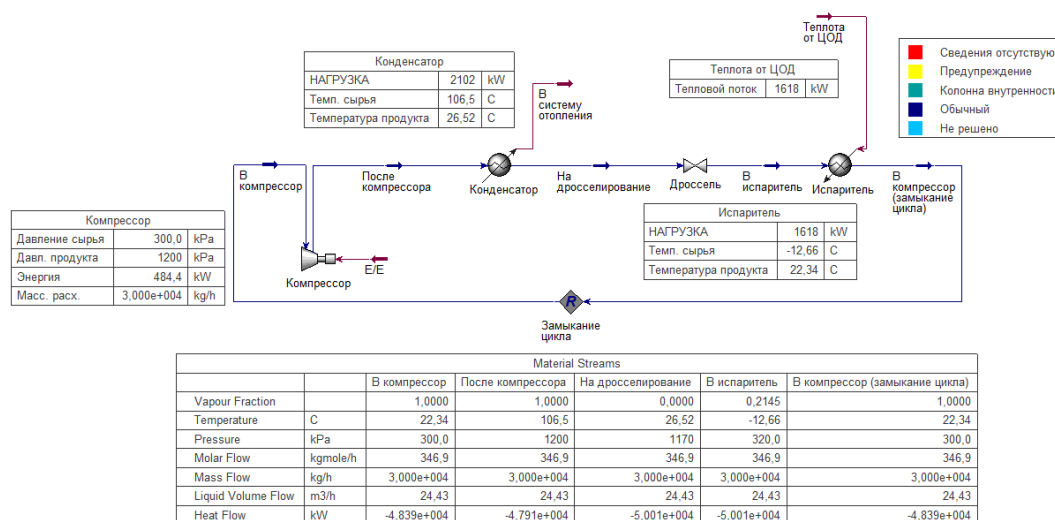


Рис. 1. Математическая модель ТНУ для Fig. 1. Mathematical model of heat pump unit for
утилизации тепловой энергии ЦОД the utilization of thermal energy of a data center

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

В качестве номинальной тепловой мощности, снимаемой с ЦОД, принята величина 1600 кВт (после отладки модели – 1618 кВт) с целью получения около 2000 – 2100 кВт тепловой энергии на конденсаторе. Эта величина принята на основании изучения проектной документации ЦОД, построенных на территории Российской Федерации. В частности, во многих проектах ЦОД в качестве источника охлаждения в базовом варианте применяются чиллеры внутреннего размещения мощностью от 1000 до 2000 кВт с выносными воздушными конденсаторами.

Параметром, который лежит в основе оценки энергоэффективности работы теплового насоса, является коэффициент трансформации тепла или коэффициент преобразования μ . Этот коэффициент рассчитывается путем отношения полученной полезной тепловой энергии $Q_{пол}$ к затраченной электрической энергии $Q_{э}$. Для построенной математической модели, в рамках базового режима работы, коэффициент преобразования равен:

$$\mu = \frac{Q_{пол}}{Q_{э}} = \frac{2102,0}{484,4} = 4,34$$

Таблица 1
Table 1

Описание условных обозначений элементов модели ТНУ
Description of the symbols of the elements of the heat pump unit model

Группы элементов	Обозначение элемента в модели	Описание
1		Материальный поток. Фреон. На входе в компрессор
		Материальный поток. Фреон. На выходе из компрессора/вход в конденсатор
		Материальный поток. Фреон. Выход из конденсатора/вход в дросселирующий клапан
		Материальный поток. Фреон. Выход из дросселирующего клапана/вход в испаритель
		Материальный поток. Фреон. Выход из испарителя/вход в компрессор
		Материальный поток. Фреон. После охлаждения перед компрессором
		Энергетический поток. Имитирует тепловую энергию, полученную в конденсаторе ТНУ, которая направлена в систему отопления
		Энергетический поток. Тепловая энергия от воды первичного контура перед ТНУ, направлена в испаритель ТНУ
		Энергетический поток. электроэнергия, затрачиваемая на привод компрессора
2		Дросселирующий клапан. Служит для снижения давления фреона
3		Конденсатор и охладитель. Моделирует процесс фазового перехода фреона (конденсацию)
		Испаритель. Моделирует процесс фазового перехода фреона (испарение)
4		Инструмент Recycle. Позволяет замыкать технологические циклы
5		Компрессор. Моделирует процесс повышения давления рабочего тела. В текущей модели – фреона.

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Моделирование различных режимов работы чиллеров АБХМ в рамках данной работы проведено в Aspen Plus (рис. 2).

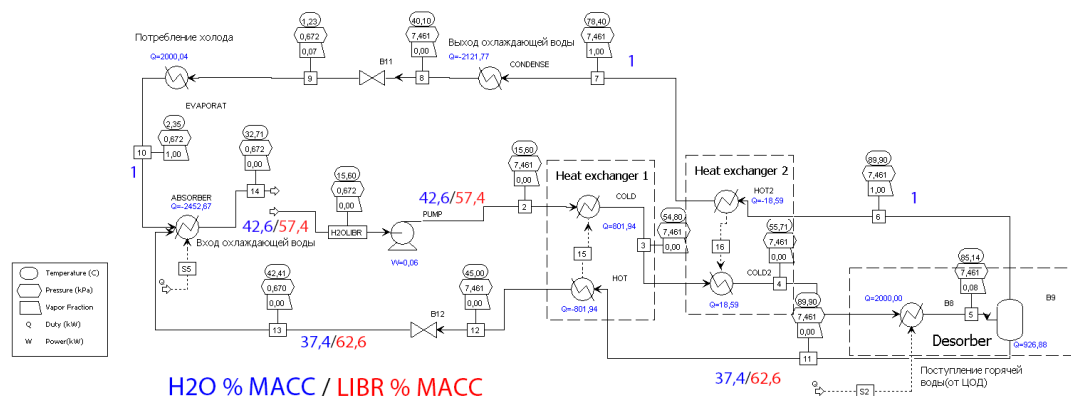


Рис. 2. Математическая модель АБХМ с массовыми концентрациями воды и LiBr
 Fig. 2. Mathematical model of absorption cooling machine with mass concentrations of water and LiBr
 *Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Для создания математической модели в выбранной среде моделирования предполагается решение следующих задач:

- Моделирование теплового контура на бромистом литии, который объединен технологией с ЦОД;
- Анализ массового расхода бромистого лития в зависимости от исходных данных потребления и выработки тепловой энергии ЦОД;
- Получение расчетных зависимостей расхода воды в контуре охлаждения ЦОД в зависимости от хладопроизводительности АБХМ.

Для поставленной задачи требуемая хладопроизводительность равна 2000 кВт. В таблице 2 представлен баланс системы АБХМ для каждого элемента модели.

Таблица 2
 Table 2

Тепловой и материальный баланс элементов АБХМ
 Thermal and material balance of absorption cooling machine elements

Название элемента	Назначение	Вход	Выход
PUMP	Насос, прокачивающий неконцентрированный бромистый литий	Массовый расход: 37293 кг/ч Электроэнергия: 0,06 кВт	Массовый расход: 37293 кг/ч
COLD	Холодный контур теплообменного аппарата первой ступени	Массовый расход: 37293 кг/ч Тепловая энергия: 801,94 кВт	Массовый расход: 37293 кг/ч
COLD2	Холодный контур теплообменного аппарата второй ступени	Массовый расход: 37293 кг/ч Тепловая энергия: 18,59 кВт	Массовый расход: 37293 кг/ч
B8	Модуль, обозначающий рекуперативный подвод теплоты к блоку десорбера (генератора).	Массовый расход: 37293 кг/ч Тепловая энергия: 2000 кВт	Массовый расход: 37293 кг/ч
B9	Модуль десорбера (генератора), обозначающий сепарацию бромистого лития и воды вследствие нагрева.	Массовый расход: 37293 кг/ч Тепловая энергия: 926,88 кВт	Массовый расход: LiBr: 34213 кг/ч H2O: 3080 кг/ч
HOT	Горячий контур теплообменного аппарата первой ступени	Массовый расход: 3080 кг/ч	Массовый расход: 3080 кг/ч Тепловая энергия: 18,59 кВт
HOT2	Горячий контур теплообменного аппарата второй ступени	Массовый расход: 37293 кг/ч	Массовый расход: 37293 кг/ч Тепловая энергия: 801,94 кВт

Название элемента	Назначение	Вход	Выход
CONDENSE	Блок, в котором происходит охлаждение водяных паров и фазовый переход	Массовый расход: 3080 кг/ч	Массовый расход: 3080 кг/ч Тепловая энергия: 2121,77 кВт
B11	Дроссель водяного контура	Массовый расход: 3080 кг/ч	Массовый расход: 3080 кг/ч
EVAPORAT	Блок испарителя, к которому подводится контур воды системы холодоснабжения.	Массовый расход: 3080 кг/ч Тепловая энергия: 2000,4 кВт	Массовый расход: 3080 кг/ч
ABSORBER	Блок абсорбера, в котором происходит конденсация и смешение воды и бромистого лития.	Массовый расход: LiBr: 34212 кг/ч H ₂ O: 3080 кг/ч	Массовый расход: 37293 кг/ч Тепловая энергия: 2452,67 кВт
B12	Дроссель контура концентрированного лития.	Массовый расход: 34212 кг/ч	Массовый расход: 34213 кг/ч

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Результаты и обсуждение (Results and discussions)

На рисунке 3 показана зависимость потребляемой электрической мощности компрессора от степени сжатия рабочего тела., на рисунке 4 – выделяемая теплота в конденсаторе в зависимости от перепада температур фреона, до и после конденсатора, на рисунке 5 - зависимость коэффициента трансформации тепла от степени сжатия в компрессоре, на рисунке 6 - зависимость коэффициента трансформации тепла от перепада температур фреона в конденсаторе.

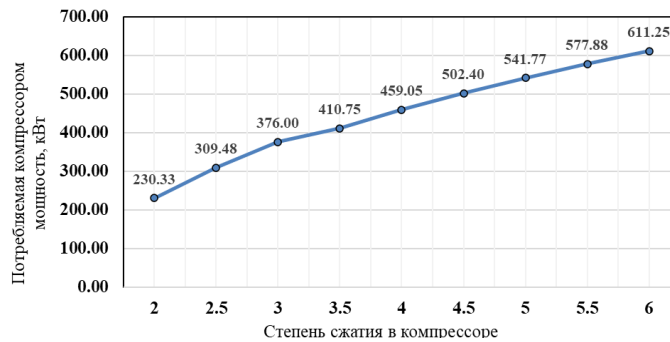


Рис. 3. Зависимость потребляемой электрической мощности компрессора от степени сжатия фреона
 Fig. 3. Dependence of the consumed electric power of the compressor on the compression ratio of the freon

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

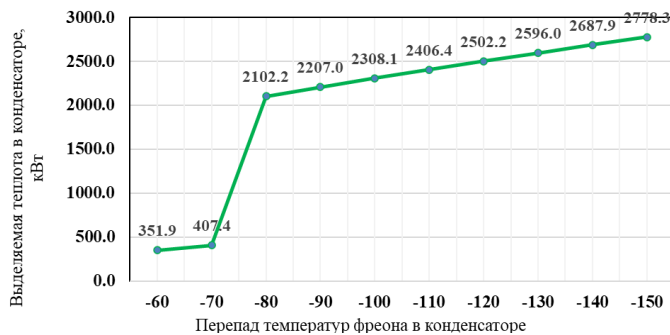


Рис. 4. Зависимость коэффициента трансформации тепла от перепада температур фреона в конденсаторе
 Fig. 4. Dependence of the heat transformation coefficient on the temperature difference of freon in the condenser

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

Полученная зависимость на рисунке 4 отображает снижение величины выделенной теплоты в конденсаторе от фреона при уменьшении его перепада температур. Перелом на графике соответствует параметрам фреона, при которых процесс фазового перехода (конденсации) происходить не будет, следовательно, нет изменения агрегатного состояния,

что влечет за собой выделение незначительного количества теплоты $Q_{\text{пол}}$, что нарушает цикл работы ТНУ. В дальнейшем эти точки рассматриваться не будут. В модели конденсация начинается от величины разницы температур в 70 градусов Цельсия. Знак « - » обозначает математическую особенность вычислений в Aspen HYSYS для корректного отображения температуры после конденсатора.

Таким образом, конденсация фреона происходит при температурах 35 – 40 °С, что позволяет использовать тепловую энергию с данным температурным потенциалом для отопления близлежащего здания (или непосредственно помещений офисного типа здания ЦОД) с помощью теплого пола или отопительной вентиляции. Для базового режима работы модели ТНУ коэффициент преобразования составляет 4,34. В случае необходимости использования ТНУ для отопления здания посредством радиаторов потребуется повышение температуры конденсации фреона, как минимум, до 65 – 70 °С, что повлечет за собой перенастройку модели с изменением давления фреона и, возможно, необходимость выбора фреона другого типа. В любом случае повышение температуры конденсации фреона до 65 – 70 °С приведет к снижению коэффициента преобразования ТНУ ниже 3,0, что резко снизит энергетическую и экономическую привлекательность подобного решения. Поэтому применение тепловой энергии ЦОД для нужд отопления целесообразно при наличии абонентов с сравнительно невысокими температурами отопительных приборов. Соответственно, в неотапительном периоде данная тепловая энергия может использоваться для нужд горячего водоснабжения близлежащего здания (или непосредственно помещений офисного типа здания ЦОД) при последующем подогреве, например, посредством электронагревателей или же утилизироваться в окружающую среду.



Рис. 5. Зависимость коэффициента трансформации тепла от степени сжатия в компрессоре *Fig. 5. Dependence of the heat transformation coefficient on the compression ratio in the compressor*

*Источник: Составлено авторами *Source: compiled by the author.*

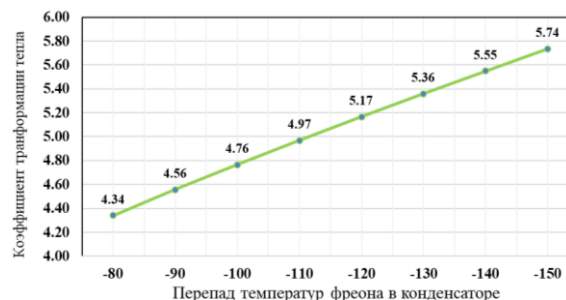


Рис. 6. Зависимость коэффициента трансформации тепла от перепада температур фреона в конденсаторе *Fig. 6. Dependence of the heat transformation coefficient on the temperature difference of freon in the condenser*

*Источник: Составлено авторами *Source: compiled by the author.*

Полученные зависимости (рис. 5 и 6) доказывают, что при снижении количества выделяемой в конденсаторе теплоты, также снижается и значение коэффициента трансформации ТНУ, так как снижается полезная выделяемая теплота $Q_{\text{пол}}$. Также коэффициент трансформации снижается и при увеличении степени сжатия в компрессоре при неизменной нагрузке в конденсаторе. Но достичь сверхвысоких показателей коэффициента трансформации невозможно, так как имеются ограничения у физических свойств фреона при различных условиях. Построенная математическая модель является моделью единичного теплового насоса, путем объединения которых и будет достигаться уровень покрытия требуемой тепловой мощности для здания.

Применение АБХМ с холодильной мощностью 2000 кВт может стать перспективным решением, т.к. в качестве источника холода в типовых проектах холодоснабжения ЦОД применяются группы чиллеров внутреннего размещения мощностью по 2000 кВт с выносными воздушными конденсаторами.

Параметры теплоносителя, поступающего в генератор – вода при температуре 105 °С и расходе 47,619 кг/с, на выходе температура составляет 95 °С. Тепловая энергия от конденсатора и абсорбера в базовом варианте отводится на сухую градирню водой через рекуперативный теплообменный аппарат, для охлаждения с 40 до 30 °С. Коэффициент трансформации тепла в модели АБХМ равен 1, т.к. схема, моделируемая в программном пакете Aspen Plus, не учитывает потери тепловой энергии в элементах.

На рисунках 7 – 9 представлена диаграмма h - ζ' , ζ'' для бромистого лития для схемы на рисунке 2. На диаграмме отражены свойства потоков таблицы 2, построенной на основе данных потоков схемы на рисунке 2.

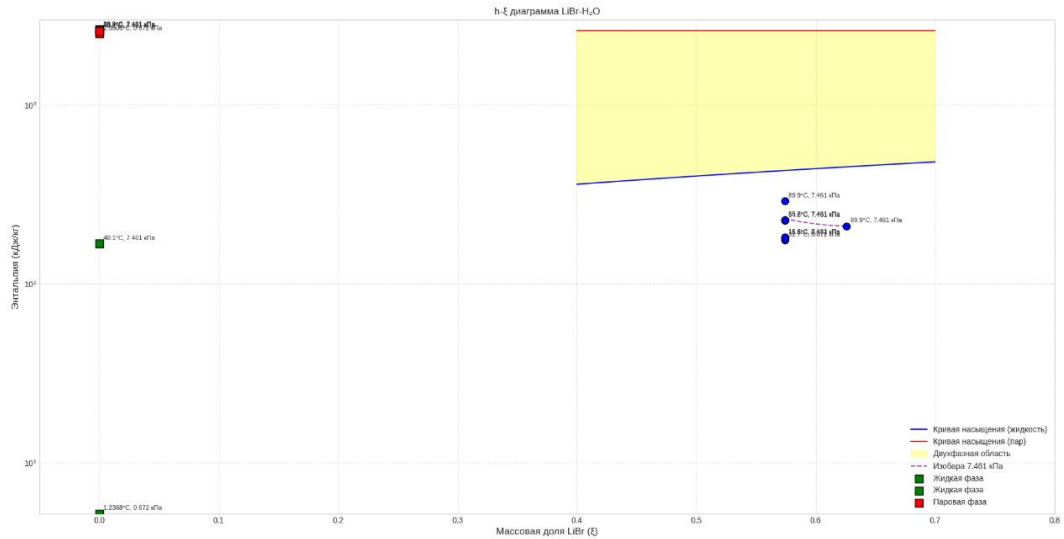


Рис. 7. Диаграмма h - ζ' , ζ'' для LiBr в характерных точках

Fig. 7. Diagram h - ζ' , ζ'' for LiBr at characteristic points

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

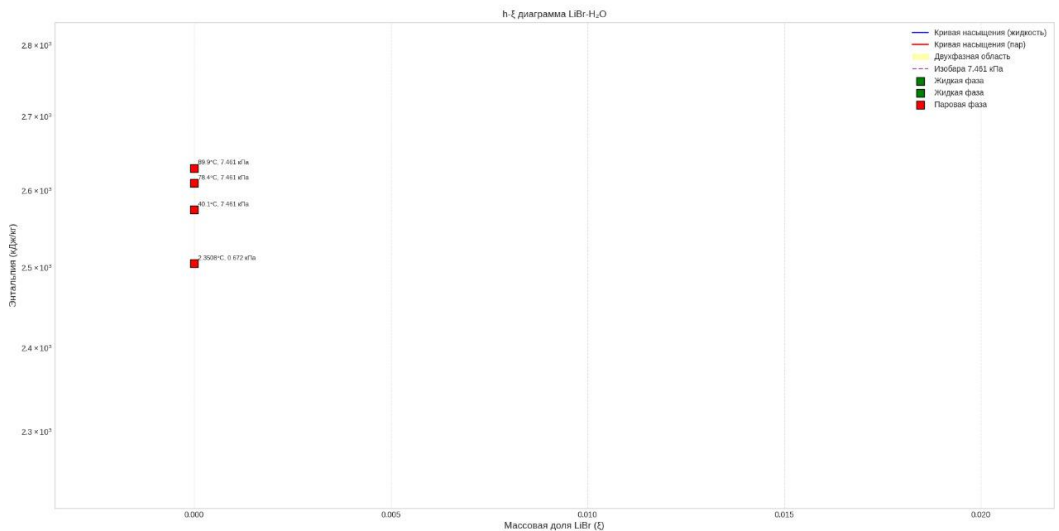


Рис. 8. Диаграмма h - ζ' , ζ'' для водяного пара

Fig. 8. Diagram h - ζ' , ζ'' for water vapor

*Источник: Составлено авторами Source: compiled by the author.

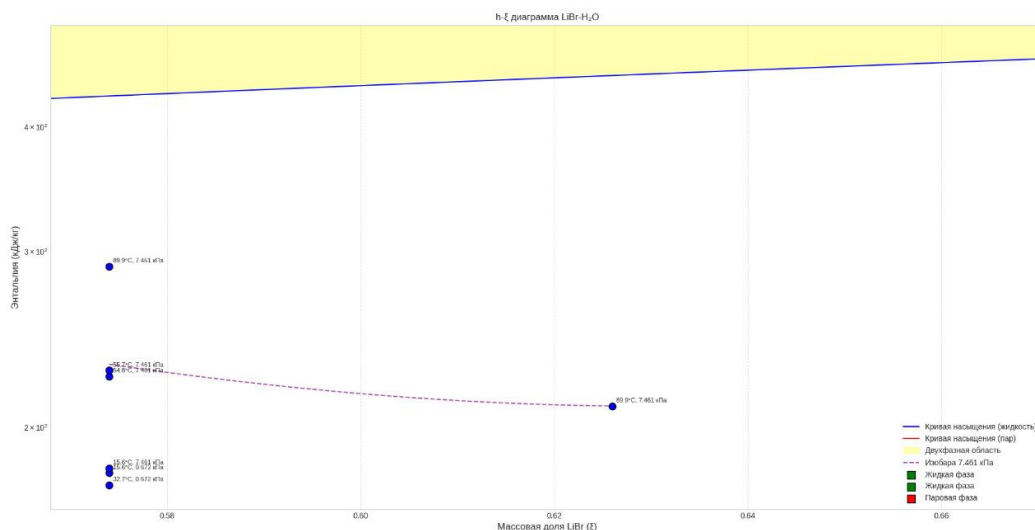


Рис. 9. Диаграмма h-ζ, ζ" для LiBr при различных концентрациях *Fig. 9. Diagram h-ζ', ζ'' for LiBr at various concentrations*

*Источники: Составлено авторами *Source: compiled by the author.*

Таблица 3
Table 3

Характеристики материальных потоков схемы на рисунке 2
Characteristics of the material flows of the scheme in figure. 2

№	Давление (кПа)	Температура (°C)	Масс. доля H ₂ O (%)	Фаза	Энтальпия (кДж/кг)
1	0,672	15,6	42,6	Жидкость	180
2	7,461	15,6	42,6	Жидкость	182
3	7,461	54,8	42,6	Жидкость	205
4	7,461	55,7	42,6	Жидкость	208
5	7,461	89,9	42,6	Жидкость	290
6	7,461	89,9	≈100	Пар	2660
7	7,461	78,4	≈100	Пар	2635
8	7,461	40,1	≈100	Жидкость	168
9	0,672	1,2	≈100	Жидкость	5
10	0,672	2,3	≈100	Пар	2505
11	7,461	89,9	≈100	Жидкость	210
12	7,461	45,0	37,4322	Жидкость	185
13	0,672	42,4	37,4322	Жидкость	195
14	0,672	32,7	42,6	Жидкость	165

*Источники: Составлено авторами *Source: compiled by the author.*

Характер изобары 7,461 кПа объясняется тем, что растворение бромистого лития в воде является экзотермическим процессом, чем больше массовая доля в растворе, тем больше энергии выделяется при образовании раствора и тем меньше удельная энтальпия раствора, также снижается теплоёмкость. Параметры теплоносителя, поступающего в генератор – вода при температуре 105 °C с расходом 47,619 кг/с, на выходе температура составляет 95 °C. Тепловая энергия от конденсатора и абсорбера в базовом варианте отводится на сухую градирню водой через рекуперативный теплообменный аппарат, для охлаждения с 40 до 30 °C.

Заключение (Conclusions)

Центры обработки данных потребляют значительное количество электроэнергии, существенная часть из которой, в виде теплоты, отводимой от ИТ-оборудования, сбрасывается в окружающую среду. Количество и мощность ЦОД в России будут быстро

расти, как и во всем мире. Соответственно, будет увеличиваться потенциал использования вторичной тепловой энергии. Решение этой проблемы заключается в создании многофункциональных комплексов на основе ЦОД и теплопотребителей. Моделирование теплового насоса и абсорбционной холодильной машины представляет собой актуальные задачи с точки зрения определения конфигурации схемы утилизации тепловой энергии и построения энергетического баланса дата-центра.

Литература

1. Caceres C.R., Sandberg M., Sotoca A. Planning data center locations in Swedish municipalities. A comparative case study of Luleå and Stockholm // *Cities* 150, 2024. p. 22.
2. Lu H., Zhang Z., Yang L. A review on airflow distribution and management in data center // *Energy & Buildings* 179, 2018. p. 265-277.
3. Alkurush A.A., Salem M.S., Abdelrehim O., et al. Data centers cooling: A critical review of techniques, challenges, and energy saving solutions // *International Journal of Refrigeration* 160, 2024. p. 246-262.
4. Patankar S.V. Airflow and cooling in a data center // *Journal of Heat Transfer*, 2010. p. 17.
5. Fakhim B., Behnia M., Armfield S.W., et al. Cooling solutions in an operational data centre: A case study // *Applied Thermal Engineering* 31, 2011. p. 2279-2291.
6. Lan J., Zhang Z., Liang X., et al. Experimental and numerical investigation on thermal performance of data center via fan-wall free cooling technology // *Applied Thermal Engineering*. 2023. 228: 120467.
7. Antal M., Cioara T., Anghel I., et al. Transforming Data Centers in Active Thermal Energy Players in Nearby Neighborhoods // *Sustainability* 10, 939, 2018. p. 20.
8. Du S, Cui Z., Wang R.Z., et al. Development and experimental study of a compact silica gel-water adsorption chiller for waste heat driven cooling in data centers // *Energy Conversion and Management* 300, 2024. p.10.
9. Дзино А.А., Малинина О.С. Системы прямых и обратных термодинамических циклов для получения тепла и холода // VII Международная научно-техническая конференция «Низ-котемпературные и пищевые технологии в XXI веке» Ч. I: Материалы конференции. – СПб.: Университет ИТМО, 2015. – С. 141–144.
10. Cola F., Hey J., Romagnoli A. Characterization of the droplet formation phase for the H₂O–LiBr absorber An analytical and experimental analysis // *Applied Energy* 222, 2018. p.885-897.
11. Huang C., Shao S., Wang N., et al. Performance analysis of compression-assisted absorption refrigeration-heating system for waste heat recovery of liquid-cooling data center// *Energy* 305, 2024. p. 13.
12. Borkowski M., Pilat A.K. Customized data center cooling system operating at significant outdoor temperature fluctuations // *Applied Energy* 306, 2022. p. 11.
13. Antal M., Cioara T., Anghel I., et al. Techno-economic study of an energy sharing network comprised of a data centre and multi-unit residential buildings for cold climate // *Energy & Buildings* 186, 2019. p. 261–275.
14. Gao T., David M., Geer J., et al. Experimental and numerical dynamic investigation of an energy efficient liquid cooled chiller-less datacenter test facility // *Energy and Buildings* 91, 2015. p.83-96.
15. Carbo A., Oro E., Salom J., et al. Experimental and numerical analysis for potential heat reuse in liquid cooled data centres // *Energy Conversion and Management* 112, 2016. p. 135–145.
16. Ахременков А.А., Цирлин А.М. Математическая модель жидкостного погружного охлаждения вычислительных устройств / // Программные системы: теория и приложения, 2016, 7:1(28), с. 187–199.
17. He Z., Xi H., Ding T., et al. Energy efficiency optimization of an integrated heat pipe cooling system in data center based on genetic algorithm // *Applied Thermal Engineering* 182, 2021. p.9.
18. Yuana X., Liang Y., Hu X., et al. Waste heat recoveries in data centers: A review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 188, 2023. p. 17.
19. Юдин А.К. Разработка энергетической модели дата-центра. Известия высших учебных заведений. ПРОБЛЕМЫ ЭНЕРГЕТИКИ. 2025;27(4):147-156. <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2025-27-4-147-156>.

20. Tofani A. A case study on the integration of excess heat from Data Centres in the Stockholm district heating system // TRITA: TRITA-ITM-EX 2022:469, Stockholm, Sweden 2022. p. 56.

21. Lu T., Lü X., Valisuo P., et al. Innovative approaches for deep decarbonization of data centers and building space heating networks: Modeling and comparison of novel waste heat recovery systems for liquid cooling systems // Applied Energy 357, 2024. p. 16.

Авторы публикации

Юдин Александр Константинович – аспирант Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Высшая школа атомной и тепловой энергетики, Россия, Санкт-Петербург, *E-mail*: yudin.a.k@mail.ru.

Владимиров Ярослав Александрович – доцент Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого, Высшая школа атомной и тепловой энергетики, Россия, Санкт-Петербург, *E-mail*: vladim_yaa@spbstu.ru.

Мухаметова Лилия Рафаэльевна – канд. экон. наук, доцент, кафедры экономики и организации производства Казанского государственного энергетического университета, *E-mail*: liliyamuhametova@mail.ru.

References

1. Caceres C.R., Sandberg M., Sotoca A. Planning data center locations in Swedish municipalities. A comparative case study of Luleå and Stockholm // Cities 150, 2024. p. 22.

2. Lu H., Zhang Z., Yang L. A review on airflow distribution and management in data center // Energy & Buildings 179, 2018. p. 265-277.

3. Alkurush A.A., Salem M.S., Abdelrehim O., et al. Data centers cooling: A critical review of techniques, challenges, and energy saving solutions // International Journal of Refrigeration 160, 2024. p. 246-262.

4. Patankar S.V. Airflow and cooling in a data center // Journal of Heat Transfer, 2010. p. 17.

5. Fakhim B., Behnia M., Armfield S.W., et al. Cooling solutions in an operational data centre: A case study // Applied Thermal Engineering 31, 2011. p. 2279-2291.

6. Lan J., Zhang Z., Liang X., et al. Experimental and numerical investigation on thermal performance of data center via fan-wall free cooling technology // Applied Thermal Engineering. 2023. 228: 120467.

7. Antal M., Cioara T., Anghel I., et al. Transforming Data Centers in Active Thermal Energy Players in Nearby Neighborhoods // Sustainability 10, 939, 2018. p. 20.

8. Du S, Cui Z., Wang R.Z., et al. Development and experimental study of a compact silica gel-water adsorption chiller for waste heat driven cooling in data centers // Energy Conversion and Management 300, 2024. p.10.

9. Dzino A.A., Malinina O.S. Sistemy` pryamy`x i obratny`x termodinamicheskix ciklov dlya polucheniya tepla i xoloda // VII Mezhdunarodnaya nauchno-texnicheskaya konferenciya «Niz-kotemperaturny`e i pishhevye`e texnologii v XXI veke» Ch. I: Materialy` konferencii. – SPb.: Universitet ITMO, 2015: 141-144 (In Russ.).

10. Cola F., Hey J., Romagnoli A. Characterization of the droplet formation phase for the H₂O–LiBr absorber An analytical and experimental analysis // Applied Energy 222, 2018. p.885-897.

11. Huang C., Shao S., Wang N., et al. Performance analysis of compression-assisted absorption refrigeration-heating system for waste heat recovery of liquid-cooling data center// Energy 305, 2024. p. 13.

12. Borkowski M., Pilat A.K. Customized data center cooling system operating at significant outdoor temperature fluctuations // Applied Energy 306, 2022. p. 11.

13. Antal M., Cioara T., Anghel I., et al. Techno-economic study of an energy sharing network comprised of a data centre and multi-unit residential buildings for cold climate // Energy & Buildings 186, 2019. p. 261–275.

14. Gao T., David M., Geer J., et al. Experimental and numerical dynamic investigation of an energy efficient liquid cooled chiller-less datacenter test facility // Energy and Buildings 91, 2015. p.83-96.

15. Carbo A., Oro E., Salom J., et al. Experimental and numerical analysis for potential heat reuse in liquid cooled data centres // *Energy Conversion and Management* 112, 2016. p. 135–145.

16. Akhremenkov A.A., Zirlin A.M. Matematicheskaya model' zhidkostnogo pogrurnogo oxlazhdeniya vy`chislitel'ny`x ustrojstv / Programmny`e sistemy`: teoriya i prilozheniya, 2016, 7:1(28), 187–199. (In Russ.).

17. He Z., Xi H., Ding T., et al. Energy efficiency optimization of an integrated heat pipe cooling system in data center based on genetic algorithm // *Applied Thermal Engineering* 182, 2021. p.9.

18. Yuana X., Liang Y., Hu X., et al. Waste heat recoveries in data centers: A review // *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 188, 2023. p. 17.

19. Yudin A.K. Development of an energy model of a data center. *Power engineering: research, equipment, technology*. 2025;27(4):147-156. (In Russ.) <https://doi.org/10.30724/1998-9903-2025-27-4-147-156>.

20. Tofani A. A case study on the integration of excess heat from Data Centres in the Stockholm district heating system // *TRITA: TRITA-ITM-EX* 2022:469, Stockholm, Sweden 2022. p. 56.

21. Lu T., Lü X., Valisuo P., et al. Innovative approaches for deep decarbonization of data centers and building space heating networks: Modeling and comparison of novel waste heat recovery systems for liquid cooling systems // *Applied Energy* 357, 2024. p. 16.

Authors of the publication

Alexander K. Yudin – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University Saint Petersburg, Russia, *E-mail*: yudin.a.k@mail.ru.

Yaroslav A. Vladimirov – Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University Saint Petersburg, *E-mail*: vladim_yaa@spbstu.ru.

Lilia R. Mukhametova – Kazan State Power Engineering University, *E-mail*: liliyamyhametova@mail.ru.

Шифр научной специальности: 2.4.6. Теоретическая и прикладная теплотехника

Получено 25.10.2025 г.

Отредактировано 14.11.2025 г.

Принято 24.12.2025 г.