

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF490662>

# Области применения тепловых насосов на природных хладагентах

С.В. Масликова, А.С. Кротов, Г.М. Косенко, М.С. Мазякин

Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

## АННОТАЦИЯ

**Обоснование.** Использование тепловых насосов (разновидности парокомпрессионных машин) для переноса теплоты на различные температурные уровни является перспективным направлением развития техники, ввиду низкой стоимости тепловой энергии, экологичности, быстрого срока окупаемости установок, минимальных затрат на обслуживание. Данный вид тепловых машин широко применяется для отопления строительных сооружений, в которых источниками низкотемпературной теплоты являются: сточные и грунтовые воды, воздух, теплота грунта. Возможно также использование низкопотенциальной теплоты тепловых выбросов промышленных предприятий, что может быть экономически эффективно с точки зрения полезного использования ресурсов производства.

**Цель работы** – подбор хладагента и его состава для обеспечения работы машины на температурных уровнях 48–95 °С с минимальными затратами энергии для наиболее распространенных термодинамических циклов тепловых насосов.

**Методы.** В программной среде Aspen HYSYS было проведено моделирование типовых циклов тепловых насосов. Дальнейшая оптимизация и подбор оптимальных значений рабочих параметров проведены с помощью модуля Global Optimization Toolbox программного комплекса MATLAB.

**Результаты.** Получены результаты моделирования в соответствии с требуемыми расчётными параметрами систем в зависимости от используемого рабочего тела. Определены наиболее эффективные параметры типовых термодинамических циклов тепловых насосов.

**Заключение.** Проведён эксергетический анализ применимости различных рабочих тел для типовых рабочих циклов тепловых насосов. В соответствии с результатами исследования было определено, что наиболее эффективными рабочими телами в циклах являются: смесевые хладагенты и аммиак.

**Ключевые слова:** тепловой насос; природные хладагенты; зеотропные смеси; эксергетический анализ.

## Как цитировать:

Масликова С.В., Кротов А.С., Косенко Г.М., Мазякин М.С. Области применения тепловых насосов на природных хладагентах. // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 1. С. 51–61. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF490662>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF490662>

# Range of application of heat pump systems on various natural refrigerants

Sofia V. Maslikova, Alexander S. Krotov, Georgii M. Kosenko, Maxim S. Maziakin

Bauman Moscow State Technical University (national research university), Moscow, Russian Federation

## ABSTRACT

**BACKGROUND:** The utilization of heat pumps (variation of vapor compressing machines) for heat transfer between different temperature levels is a promising development trend, considering their low-cost heat energy, environmental friendliness of working media, economically sufficient solutions, and low-cost maintenance. Heat pumps are used for heating in building structures, where low potential heat sources include wastewater streams, groundwater streams, air, and the heat of the soil. The low potential heat of heat emissions from industrial plants may also be used, which can be cost-effective in terms of production resource usage.

**AIMS:** This study aims to select a refrigerant and its composition to provide operational stability for heat pumps at temperature levels from 48°C to 95°C with minimum energy consumption for the most widespread thermodynamical cycles.

**MATERIALS AND METHODS:** Standard thermodynamic cycles of heat pumps were simulated using the Aspen HYSYS software. Further optimization and parameter selection was performed using the MATLAB module Global Optimization Toolbox.

**RESULTS:** In compliance with demanded design parameters, the results of each working medium simulation were obtained. Energy-efficient parameters of common heat pump thermodynamical cycles were determined.

**CONCLUSIONS:** According to the exergy analysis of the thermodynamical cycles, mixed refrigerants, pentane, and ammonia were determined as the most suitable and energy-efficient working fluids for heat pumps.

**Keywords:** heat pump; natural refrigerants; zeotropic mixtures; exergy efficiency.

## To cite this article:

Maslikova SV, Krotov AS, Kosenko GM, Maziakin MS. Range of application of heat pump systems on various natural refrigerants. *Refrigeration Technology*. 2021;110(1):51–61. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF490662>

Received: 08.06.2023

Accepted: 22.06.2023

Published online: 06.07.2023

## ВВЕДЕНИЕ

Применение тепловых насосов для переноса теплоты с различных температурных уровней в последние время приобретает всеобщую популярность в мире из-за низкой себестоимости такой теплоты, экологичности, минимальности обслуживания и быстрого срока окупаемости. Указанные насосы используются в различных областях техники, таких как нефтеперерабатывающая, химическая, текстильная промышленность [1], теплоэнергетика [2], производство питания и напитков. Наиболее распространённое применение они получили при отоплении строительных сооружений [3]. Обычно, источником низкопотенциальной теплоты являются сточные и грунтовые воды [4], воздух, теплота грунта. Экономически эффективно использование низкопотенциальной теплоты вторичных ресурсов (промышленные сбросы, градирни). Такие источники имеют широкие диапазоны тепловой мощности и большое число температурных уровней [5].

Многочисленные тепловые выбросы заводов оказывают сильное влияние на экосистему планеты: ухудшают экологическую обстановку, а также приводят к тепловому загрязнению. Широкое использование тепловых насосов позволит с пользой использовать сбросовую теплоту многих заводов и минимизировать операционные затраты теплоиспользующих установок. Исходя из вышесказанного, применение тепловых насосов актуально на сегодняшний день.

В качестве примера можно привести производство сжиженного водорода, которое активно развивается настоящее время. Источником теплоты данного производства является охлаждающая вода электролизеров, циркулирующая на температурном уровне 45–35 °С. Этот источник низкопотенциальной теплоты можно использовать, например, для отопления близлежащих поселений, где необходимо обеспечить температурный уровень 50–100 °С.

Основной параметр, который необходимо учитывать в процессе разработки данного типа систем – энергетическая эффективность. Для её улучшения необходимо правильно подобрать хладагент и рассчитать параметры работы установки. Это зависит от определенных факторов:

1. постоянного или переменного температурных уровней источника теплоты;
2. температурного уровня потребителя.

Целью работы является подбор хладагента и его состава для различных температурных уровней потребителя теплоты, варьируемых от 48 до 95 °С с минимальными затратами энергии для наиболее распространенных схем, применяемых в тепловых насосах.

## ПОДБОР РАБОЧЕГО ТЕЛА

Согласно Монреальскому протоколу, применение таких хладагентов, как хлорфторуглероды (ХФУ),

гидрохлорфторуглероды (ГХФУ), ограничено во всем мире из-за значительного потенциала глобального потепления (ПГП) и озоноразрушающего потенциала (ОРП).

Гидрофторуглероды (ГФУ) активно используются, так как их показатель ОРП равен нулю, однако, они являются парниковыми газами (ПГП более 2500), что ограничивает их применение согласно Киотскому протоколу.

Гидрофторолефины обладают низким потенциалом глобального потепления и являются хорошей заменой ХФУ, ГХФУ и ГФУ.

Альтернативой гидрофторолефинов среди всех хладагентов являются природные вещества такие как: аммиак и углеводороды (пропан, бутан, изобутан и т.д.).

Подбор хладагента осуществлялся по показателям экологичности (GWP и ODP). В соответствии с [6] для рабочего диапазона температур от 100 °С до 120 °С авторами были подобраны хладагенты (R600, R600a, R601, R601a), ненасыщенные ГФУ (R1234ze(E), R1234ze(Z), R1336mzz(E), R1336mzz(Z)) и ГКФО (R1233zd(E) R1224yd(Z) с наибольшим коэффициентом производительности.

Авторами [7] был проведён расчет циклов на чистых веществах и зеотропных смесях, состоящих из следующих компонентов: пропан, пропилен, бутан, изобутан; которые являются наиболее подходящими для температурного уровня приемника теплоты 25–35 °С. Авторы утверждают, что наименьшие затраты электроэнергии достигаются в циклах на зеотропных смесях, благодаря температурному скольжению, если подвод теплоты осуществляется на наиболее близком переменном температурном уровне.

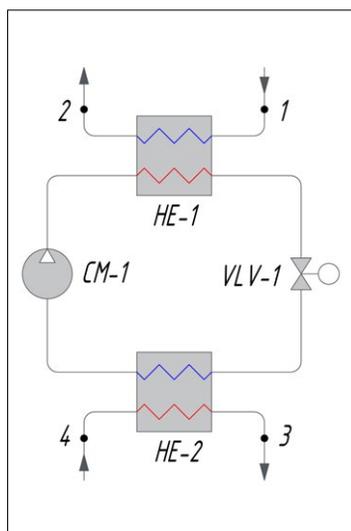
В свою очередь авторами настоящей статьи предложены к рассмотрению такие хладагенты как: аммиак, пропан, пропилен, бутан, изобутан, пентан, изопентан, а также многокомпонентные смеси этих (СХА) веществ для моделирования работы теплового насоса.

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ

### Моделирование

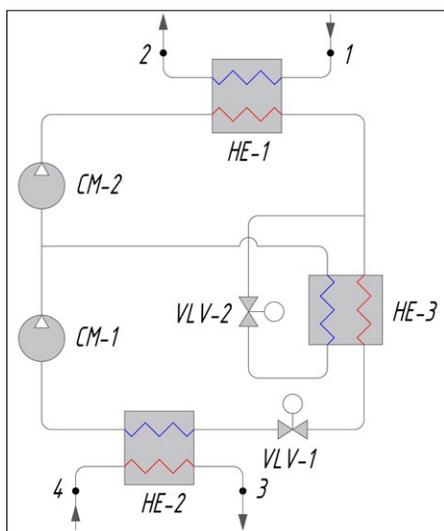
Для подбора хладагента и моделирования параметров работы теплового насоса были выбраны следующие циклы: цикл одноступенчатой парокompрессионной холодильной машины (VCR), цикл с рекуперативным теплообменным аппаратом – экономайзером (ECO) и цикл с рекуперативный теплообменным аппаратом (REC). Данные циклы представлены на рис. 1–3.

Модели теоретических циклов тепловых насосов были созданы в программном обеспечении Aspen HYSYS 8.0. Для решения задач оптимизации был использован модуль Global Optimization Toolbox программного обеспечения MATLAB в связке с указанным выше Aspen HYSYS. Ввиду того, что в настоящей



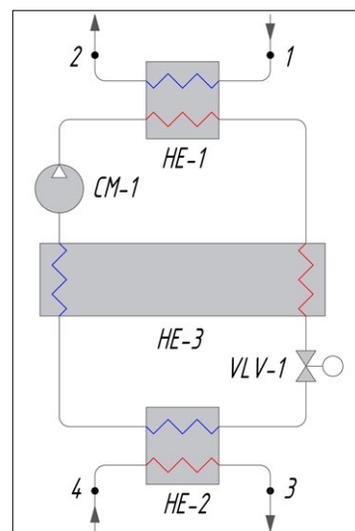
**Рис. 1.** Цикл VCR. HE-1 – теплообменный аппарат конденсатор; HE-2 – теплообменный аппарат – испаритель; CM-1 – компрессор; VLV-1 – дроссель.

**Fig. 1.** VCR cycle. HE-1 – heat exchanger – condenser; HE-2 – heat exchanger – evaporator; CM-1 – compressor; VLV-1 – JT valve.



**Рис. 2.** Цикл ECO. HE-1 – теплообменный аппарат конденсатор; HE-2 – теплообменный аппарат – испаритель; HE-3 – теплообменный аппарат – экономайзер; CM-1, CM-2 – компрессоры; VLV-1, VLV-2 – дроссели.

**Fig. 2.** ECO cycle. HE-1 – heat exchanger – condenser; HE-2 – heat exchanger – evaporator; HE-3 – heat exchanger – economizer; CM-1 – compressor; VLV-1, VLV-2 – JT valve.



**Рис. 3.** Цикл REC. HE-1 – теплообменный аппарат конденсатор; HE-2 – теплообменный аппарат – испаритель; HE-3 – теплообменный аппарат – рекуператор; CM-1, CM-2 – компрессоры; VLV-1 – дроссель.

**Fig. 3.** REC Cycle. HE-1 – heat exchanger – condenser; HE-2 – heat exchanger – evaporator; HE-3 – heat exchanger – recuperator; CM-1 – compressor; VLV-1 – JT valve.

статье рассматривается моделирование циклов, в которых рабочими телами являются углеводороды, для описания их свойств, а также свойств смесей было использовано уравнение состояния Peng-Robinson. Источником теплоты является вода с электролизеров получения водорода. Параметры рабочего вещества источника теплоты представлены в таблице 1.

Основные параметры компонентов теоретических расчётных моделей циклов тепловых насосов представлены в таблице 2.

Моделирование циклов, в которых рабочим телом является чистое вещество было выполнено в соответствии со следующими ограничениями: паросодержание на всасывании в компрессор – 100% (CM-1, CM-2), содержание пара после конденсатора – 0% (HE-1).

Целевой функцией при моделировании и оптимизации циклов на смесевых хладагентах являлась минимизация энергозатрат. Результат оптимизации – оптимальный мольный состав циркулирующего хладагента. Оптимизация циклов на смесевых хладагентах проводилась по схожему алгоритму, который представлен в [8].

В процессе выбора энергоэффективного варианта термодинамического цикла необходимо учитывать такие параметры как: зависимость изоэнтального КПД в зависимости от степени сжатия в компрессоре, коэффициент подачи в зависимости от степени сжатия, тип рабочего тела [9]. Особое внимание также необходимо уделить массе, габаритам и типу компрессоров. Данные ограничения авторами

**Таблица 1.** Параметры «источника» теплоты

**Table 1.** Heat source parameters

Параметр	Обозначение	Величина
Температура на входе, °C	t.4	45
Давление воды на входе, бар (абс.)	t.4	5
Температура воды на выходе, °C	t.3	35
Объемный расход воды, м <sup>3</sup> /ч*	t.3	8,359

\* Для верификации данных при моделировании системы на различных хладагентах, мощность испарителя была принята в 100 кВт.

**Таблица 2.** Параметры модели**Table 2.** Model parameters

Параметр	Обозначение элемента	Величина
КПД компрессора, %	СМ-1	75
Недорекуперация в конденсаторе, °С	HE-1	5
Недорекуперация в испарителе, °С	HE-2	5
Недорекуперация в теплообменном аппарате, °С	HE-3	5
Гидравлические потери в испарителе, кПа	HE-1	0
Гидравлические потери в конденсаторе, кПа	HE-2	0
Гидравлические потери в теплообменном аппарате, кПа	HE-3	0

настоящей статьи не были учтены в теоретическом исследовании.

### Эксергетический анализ

Анализ показателей эффективности установки построен на использовании такого параметра как эксергетический КПД. Использование данного показателя обусловлено тем, что он учитывает как состояние самой системы, так и окружающей среды.

Эксергетический КПД:

$$\eta_{ex} = 1 - \frac{\sum exergy\ loss}{\sum compressor\ power\ input}, \quad (1)$$

где  $\sum exergy\ loss$  – суммарные эксергетические потери, Вт;  $\sum compressor\ input$  – суммарная мощность на компрессоре, Вт.

Для расчета эксергетического КПД необходимо определить эксергетические потери всех элементов цикла. Расчет был выполнен по методикам, представленным в [3, 8, 10].

Эксергетические потери компрессора:

$$\Delta ex_{loss} = \dot{n}(ex_{in} - ex_{out}) + \dot{W}_c, \quad (2)$$

где  $\dot{n}$  – мольный расход, моль/с;  $ex_{in}$  – эксергия потока на входе, Дж/моль;  $ex_{out}$  – эксергия потока на выходе, Дж/моль;  $\dot{W}_c$  – мощность компрессора, Вт.

Эксергетические потери охладителя:

$$\Delta ex_{loss} = \dot{n}(ex_{in} - ex_{out}) + \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right), \quad (3)$$

где  $\dot{Q}$  – количество переданной тепловой энергии, Вт;  $T_0$  – температура окружающей среды, К;  $T$  – рабочая температура, К.

Эксергетические потери на вентиле:

$$\Delta ex_{loss} = \dot{n}(ex_{in} - ex_{out}), \quad (4)$$

Эксергетические потери смесителя:

$$\Delta ex_{loss} = \dot{n}_{in} ex_{in} + \dot{n}_{in} ex_{in} - \dot{n}_{out} ex_{out}, \quad (5)$$

где  $\dot{n}_{in}$  – мольный расход потока на входе в смеситель, моль/с;  $\dot{n}_{out}$  – мольный расход потока на выходе из смесителя, моль/с.

Эксергетические потери теплообменного аппарата:

$$\Delta ex_{loss} = \sum_{i=1}^n \dot{n}_i (ex_{i,in} - ex_{i,out}), \quad (6)$$

Эксергетические потери испарителя:

$$\Delta ex_{loss} = \dot{n}(ex_{in} - ex_{out}) + \dot{Q} \left( 1 - \frac{T_0}{T} \right), \quad (7)$$

### Общий расчет

Было проведено расширенное исследование подбора мольного состава смесового хладагента для температурного уровня от 64 °С до 99 °С цикла VCR при переменной температурной нагрузке и при температуре термостатирования равной 64 °С. Исходные данные приемника теплоты представлены в таблице 3.

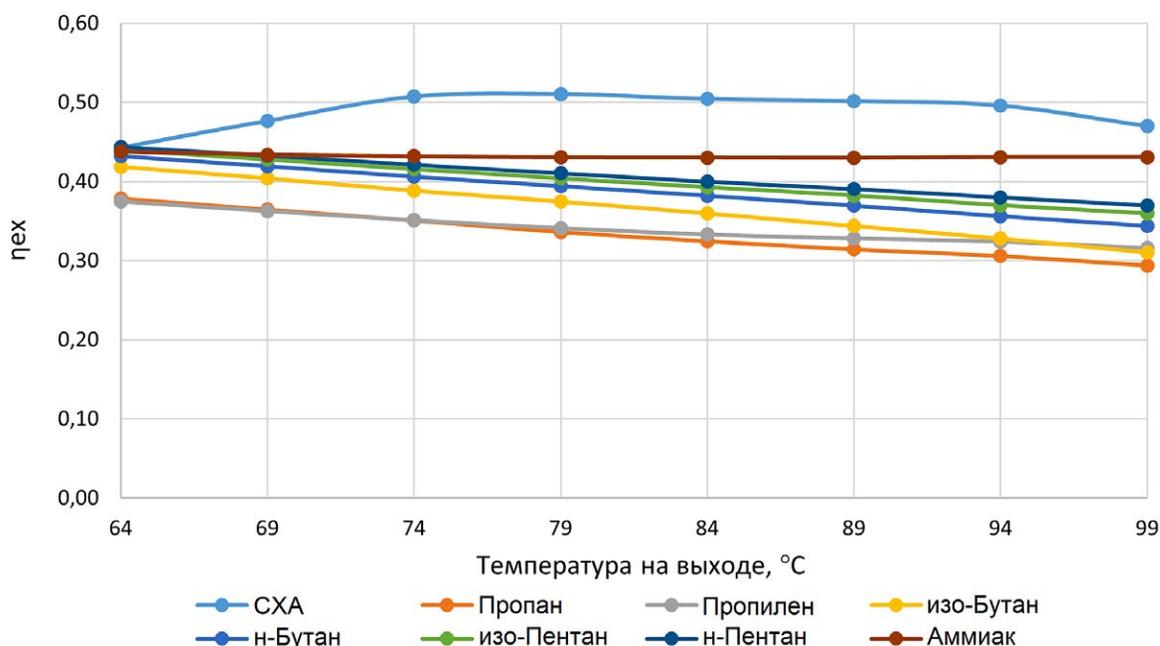
**Таблица 3.** Параметры приемника теплоты**Table 3.** Heat sink parameters

Температура на входе, °С (т.1)	Температура на выходе, °С (т.2)
64	64
64	69
64	74
64	79
64	84
64	89
64	94
64	99

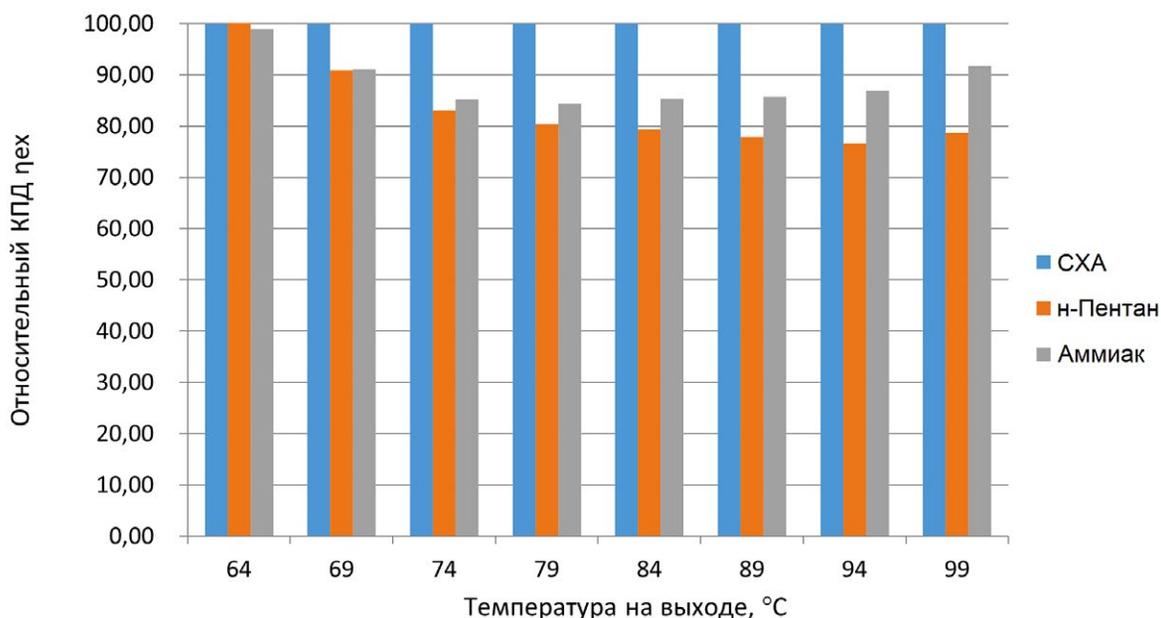
Для данных параметров приемника теплоты был проведен аналогичный расчёт цикла VCR на чистых веществах, предлагаемых к рассмотрению в данной статье. Результаты расчёта представлены на рис. 4, 5.

На рис. 4 представлена зависимость эксергетического КПД от нагрузок на различных температурных уровнях. Стоит отметить, что при термостатировании приемника теплоты наибольшие значения

эксергетического КПД получаются у пентана, изопентана, аммиака и смесового хладагента. На всем температурном уровне эксергетический КПД для цикла на СХА принимает большие значения. Наиболее заметна тенденция уменьшения эксергетического КПД у всех чистых веществ, кроме аммиака, так как рост давления конденсации приводит к увеличению температуры нагнетания, что в свою очередь способствует более эффективному отводу теплоты путем охлаждения



**Рис. 4.** Зависимость эксергетического КПД рабочих веществ от нагрузки на различных температурных уровнях.  
**Fig. 4.** Exergy efficiency of pure fluids vs heat load plot for different temperature levels.



**Рис. 5.** Величина эксергетического КПД СХА, пентана и аммиака.  
**Fig. 5.** Exergy efficiency for mixed refrigerant, pentane and ammonia.

газа при его нагнетании и ведущего к уменьшению его расхода.

На рис. 5 представлена относительная величина эксергетического КПД для СХА, пентана и аммиака. Анализ графических данных показывает, что относительный эксергетический КПД теплового насоса на аммиаке выше, чем у пентана, что говорит о возможной замене СХА на аммиак.

### Частный расчет

Было проведено моделирование двух рабочих режимов установки при фиксированных температурах приемника и источника теплоты для циклов VCR, ECO, REC.

Приемником теплоты является вода для отопления строительных сооружений. Необходимое количество теплоты зависит от температуры окружающей среды, поэтому установка функционирует в двух режимах. Их отличия состоят в температурном уровне подвода теплоты (летний и зимний режим). Параметры режимов

были приняты по рекомендациям и нормам для города Африканды, Россия.

В таблицах 4 и 5 представлены параметры воды в летнем и зимнем режиме работы установки.

Полученный оптимальный мольный состав циркулирующего вещества в ПКХМ циклах является различным для 2 режимов работы, так как предполагается перезаправка хладагента на различные температурные уровни.

Результаты расчётов для циклов VCR, ECO, REC представлены на рис. 6–8.

На рис. 6 изображена зависимость эксергетического КПД от типа рабочего тела среди чистых веществ для циклов VCR, ECO, REC. Отчетливо виден тренд, отражающий следующее – наименьшие потери эксергии наблюдаются в цикле REC. Однако, в случае использования аммиака цикл REC имеет наименьший показатель эксергетического КПД среди циклов на данном рабочем теле. Данное явление можно объяснить большими эксергетическими потерями в конденсаторе

**Таблица 4.** Параметры «приемника» теплоты в летнем режиме работы

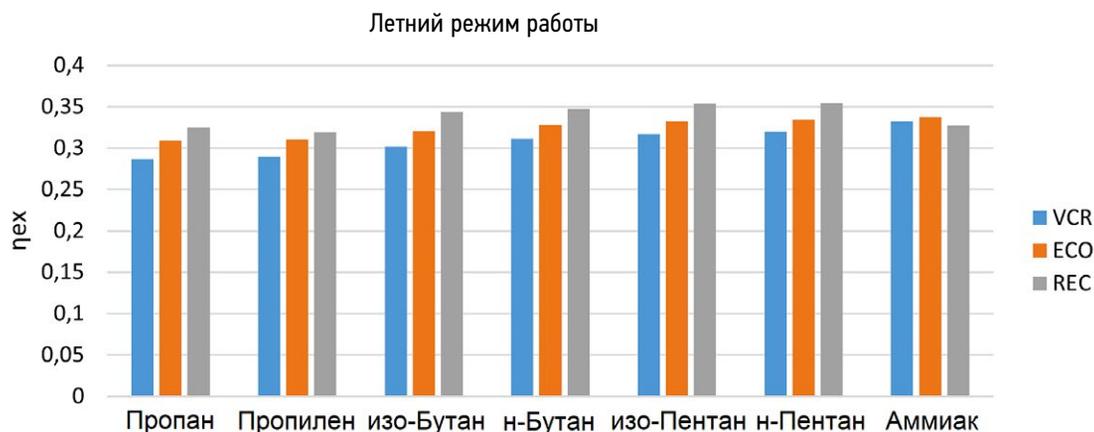
**Table 4.** Heat sink parameters for summer mode

Параметр	Обозначение	Величина
Температура на входе в установку, °С	t.1	48
Давление на входе в установку, бар (абс.)	t.1	6
Температура на выходе из установки, °С	t.2	64

**Таблица 5.** Параметры «приемника» теплоты в зимнем режиме работы

**Table 5.** Heat sink parameters for winter mode

Параметр	Обозначение	Величина
Температура на входе в установку, °С	t.1	64
Давление на входе в установку, бар	t.1	6
Температура на выходе из установки, °С	t.2	95



**Рис. 6.** Сравнение циклов VCR, ECO, REC на чистых веществах в летнем режиме работы установки.

**Fig. 6.** VCR, ECO, REC cycles operating on pure fluids comparison for summer mode.

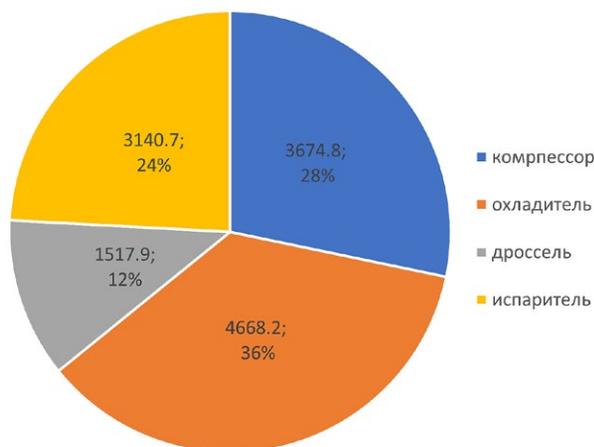
из-за высокой температуры нагнетания компрессора. Тренд прослеживается и при работе установки в зимнем режиме.

На рис. 7 и 8 представлены эксергетические потери цикла ПКХМ в летнем режиме работы для наиболее энергоэффективного цикла на компоненте – R-717 и на СХА. По полученным данным видно, что потери эксергетические потери в конденсаторе и в испарителе

у СХА значительно меньше благодаря температурному скольжению. Эксергетические потери при дросселировании и компримировании смесового хладагента меньше, так как перепад давления меньше, чем у R-717.

В таблицах 6 и 7 представлены основные параметры ПКХМ цикла в зимнем и летнем режимах работы, соответственно. Необходимо отметить, что давление всасывания изопентана значительно ниже атмосферного

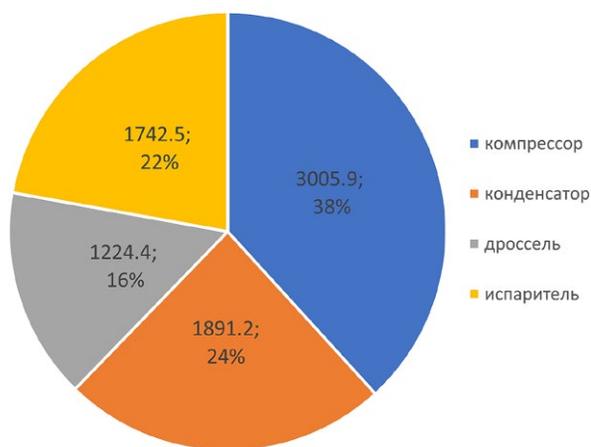
Структура эксергетических потерь, R-717



**Рис. 7.** Эксергетические потери цикла ПКХМ на аммиаке в летнем режиме.

**Fig. 7.** VCR cycle exergy losses operating on R-717 for summer mode.

Структура эксергетических потерь, СХА



**Рис. 8.** Эксергетические потери цикла ПКХМ на СХА в летнем режиме.

**Fig. 8.** VCR cycle exergy losses operating on mixed refrigerant for summer mode.

**Таблица 6.** Параметры цикла VCR при зимнем режиме работы

**Table 6.** VCR cycle parameters for winter mode

Хладагент	Пропан	Пропилен	Изобутан	Бутан	Изопентан
Эксергетический КПД	0,305	0,323	0,324	0,354	0,369
Давление всасывания, бар	10,800	13,008	4,018	2,819	1,090
Давление нагнетания, бар	37,788	42,246	19,931	15,320	7,154
Степень сжатия	3,499	3,248	4,961	5,435	6,563
Мощность КМ, кВт	71,093	63,390	62,792	53,522	49,790
Нагрузка на КД, кВт	171,091	163,388	162,790	153,520	149,788

**Таблица 7.** Параметры цикла VCR при летнем режиме работы

**Table 7.** VCR cycle parameters for summer mode

Хладагент	Пентан	Аммиак	6 компонентный СХА	3 компонентный СХА
Эксергетический КПД	0,378	0,431	0,493	0,478
Давление всасывания, бар	0,816	11,633	1,942	2,430
Давление нагнетания, бар	5,921	52,870	9,876	11,668
Степень сжатия	7,260	4,545	5,086	4,801
Мощность КМ, кВт	47,713	38,626	31,496	32,990
Нагрузка на КД, кВт	147,710	138,624	131,493	132,984

и нежелательно при работе установки, ввиду образования пожароопасной смеси. Аммиак обладает большими значениями рабочего давления, что нежелательно при особых условиях эксплуатации. Наибольшая степень сжатия наблюдается у пентана – более семи, что в свою очередь усложняет подбор компрессора. Стоит отметить, что максимальным эксергетическим КПД обладает цикл ПКХМ на 6-компонентной смеси.

Для рассматриваемых смесевых хладагентов оптимальные составы, следующие:

- 3-х компонентный СХА:
  - пропан – 40,438% мольн.;
  - изобутан – 1,049% мольн.;
  - изопентан – 58,513% мольн.
- 6-ти компонентный СХА:
  - пропан – 2,229% мольн.;
  - пропилен – 24,895% мольн.;
  - изобутан – 1,453% мольн.;
  - Н-бутан – 18,895% мольн.;
  - изопентан – 1,405% мольн.;
  - Н-пентан – 51,052% мольн.

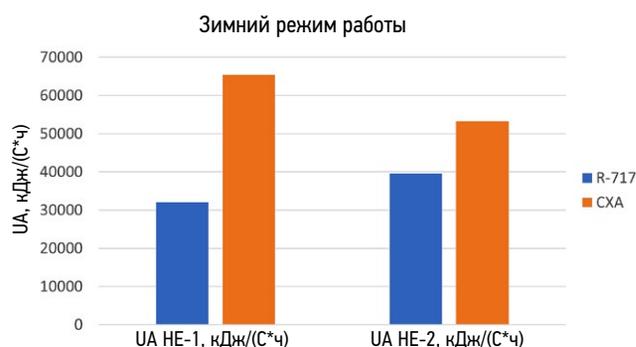
Сравнение таких параметров, как объемная производительность, произведение UA (показатель, позволяющий косвенно оценивать габаритные размеры теплообменного аппарата, где U – тепловой поток, A – площадь поверхности теплообмена) и объемной производительности компрессора изображены на рис. 9, 10.

На рис. 10 представлено сравнение объемной производительности компрессоров цикла ПКХМ наилучшего чистого вещества – R-717 и СХА. Объемная производительность компрессора на смесевом хладагенте больше в несколько раз, чем R-717. По этим данным следует, что массогабаритные параметры компрессора на СХА будут значительно больше.

## ОБСУЖДЕНИЕ

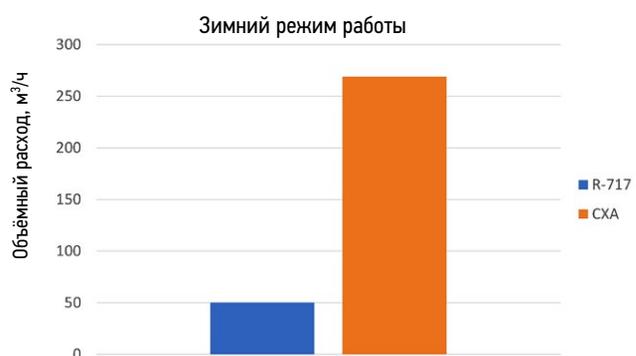
В ходе расчета цикла VCR для различных температурных уровней приёмника теплоты от 48 до 99°C было определено, что наиболее эксергетически эффективными являются смесевые хладагенты, эксергетический КПД которых составляет 0,493 в летнем режиме, а также аммиак с эксергетическим КПД 0,431. Согласно расчёту величины относительного эксергетического КПД можно заключить, что аммиак, относительное значение эксергетического КПД которого составило 87%, является возможной заменой смесевому хладагенту в случае невозможности подбора последнего, однако, реализации такого технологического решения будут сопутствовать сложности, связанные с обеспечением безопасности при использовании аммиака в качестве рабочего тела.

Моделирование трёх видов типовых циклов тепловых насосов на чистых веществах на режимах работы «лето», «зима» показало, что существует тенденция увеличения



**Рис. 9.** UA конденсатора и испарителя СХА и R-717 в зимнем режиме работы установки по циклу VCR.

**Fig. 9.** Condenser and evaporator UA for VCR cycle operating on mixed refrigerant and ammonia (R-717) for winter mode.



**Рис. 10.** Объемная производительность компрессора СХА и R-717 в зимнем режиме работы установки по циклу VCR.

**Fig. 10.** Compressor actual volume flowrate for VCR cycle operating on mixed refrigerants and R-717 in winter mode.

эксергетического КПД в зависимости от схемы цикла. На рассмотренных веществах, кроме аммиака, схема REC имеет значение эксергетического КПД на 5–10% выше, чем у ECO и VCR. Исключением являются циклы на аммиаке, где схема REC уступает другим на 3–5%, так как рост давления конденсации и, следовательно, повышение температуры нагнетания приводят к росту потерь в конденсаторе.

В ходе детального расчёта цикла VCR, было выявлено, что относительная эксергетическая эффективность смесевых хладагентов выше на 9,8% для трехкомпонентного и на 12,6% для шестикомпонентного, по сравнению с аналогичным циклом на аммиаке. Применение смесевых хладагентов позволяет снизить эксергетические потери в теплообменных аппаратах, благодаря температурным глайдам. Однако, применение данного типа рабочего тела имеет свои недостатки: необходимые площадь теплообмена и объемная производительность компрессора для цикла VCR на смесевом хладагенте в несколько раз превышают аналогичные величины цикла, в котором рабочим телом является аммиак.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Данное исследование включает в себя расширенное рассмотрение подбора хладагентов для типовых циклов тепловых насосов. Рассмотрен расчёт показателей эффективности, эксергетических потерь для конкретных термодинамических циклов. Исследованы возможные значения эксергетической эффективности смесевых хладагентов, чистых веществ в зависимости от температурного уровня источника и приёмника теплоты. Проведен сравнительный анализ цикла VCR на «летнем» и «зимнем» режимах для многокомпонентного смесового хладагента и аммиака.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНО

**Вклад авторов.** С.В. Масликова – обзор литературы, моделирование предложенных термодинамических циклов, оптимизация расчётных моделей, написание текста статьи; А.С. Кротов – формулировка темы, анализ результатов исследования, редактирование статьи; Г.М. Косенко – расчёт показателей эффективности, анализ результатов исследования, написание текста статьи; М.С. Мазякин – сбор и анализ литературных источников, редактирование статьи. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям ICMJE (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции,

проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

**Источник финансирования.** Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования и подготовке публикации.

**Конфликт интересов.** Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с проведенным исследованием и публикацией настоящей статьи.

## ADDITIONAL INFORMATION

**Authors' contribution.** S.V. Maslikova – literature review, cycle simulation, model optimization, writing the text of the article; A.S. Krotov – topic formulation, research data analysis, article editing; G.M. Kosenko – performance of metrics calculations, research data analysis, writing the text of the article; M.S. Maziakin – collection and analysis of literature sources, article editing. All authors contributed substantially to the work's conception, acquisition, analysis, and interpretation of data, drafting and revising the work, and final approval of the version to be published, and agree to be held accountable for all aspects of the work.

**Funding source.** This study was not supported by any external sources of funding.

**Competing interests.** The authors declare that they have no competing interests.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лозовецкий В.В., Комаров Е.Г., Лебедев В.В. Утилизация тепла сточных вод отделочных цехов текстильных предприятий // Известия высших учебных заведений. Технология текстильной промышленности. 2020. № 6. С. 162–168.
2. Vendland L.E., Gavrilova Yu.A., Pugachuk A.S. Implementation of heat pump systems for minimizing heat losses with ventilating steam supply // J. Phys.: Conf. Ser. 2020. Vol. 1675. doi: 10.1088/1742-6596/1675/1/012026
3. Venkatarathnam G. Cryogenic Mixed Refrigerant Processes. New York: Springer, 2008. doi: 10.1007/978-0-387-78514-1
4. Лозовецкий В.В., Лебедев В.В., Черкина В.М. Снижение тепловой нагрузки на окружающую среду с помощью тепловых насосов в системе очистки сточных вод // Инженерно-физический журнал. 2018. Т. 91, № 2. С. 504–512.
5. Wu D., Hu B., Wang R.Z. Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2021. Vol. 138, N 2. P. 110571. doi: 10.1016/j.rser.2020.110571
6. Bamigbetan O., Eikevik T.M., Nekså P., et al. Theoretical analysis of suitable fluids for high temperature heat pumps up to 125 °C

- heat delivery // Int. J. Refrigeration. 2018. Vol. 92. P. 185–195. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.05.017
7. Roskosch D., Venzik V., Schilling J., et al. Beyond Temperature Glide: The Compressor is Key to Realizing Benefits of Zeotropic Mixtures in Heat Pumps // Energy Technology. 2021. Vol. 9. P. 2000955. doi: 10.1002/ente.202000955
8. Krotov A., Samokhvalov Y., Verkhovny A., et al. Closed cycle cryosurgical device with phase separator and mixed refrigerant // Cryogenics 2019. Proceedings of the 15th IIR International Conference: Prague, Czech Republic, April 8–11, 2019. 2019. doi: 10.18462/iir.cryo.2019.0067
9. Шунгаров Э.Х., Гаранов С.А. Сравнение характеристик спиральных компрессоров для применения в воздушных тепловых насосах // Холодильная и криогенная техника, системы кондиционирования и жизнеобеспечения. 2020. С. 355–363.
10. Byrne P., Ghouali R. Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling // Applied Thermal Engineering. 2019. Vol. 149. P. 414–424. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.069

## REFERENCES

1. Lozovetsky VV, Komarov EG, Lebedev VV. Utilization of wastewater heat from the finishing shops of textile enterprises. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Tekhnologiya tekstilnoy promyshlennosti*. 2020;6:162–168. (in Russ.)
2. Vendland LE, Gavrilova YuA, Pugachuk AS. Implementation of heat pump systems for minimizing heat losses with ventilating steam supply. *J. Phys.: Conf. Ser.* 2020;1675. doi: 10.1088/1742-6596/1675/1/012026

3. Venkatarathnam G. *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*. New York: Springer; 2008. doi: 10.1007/978-0-387-78514-1
4. Lozovetsky VV, Lebedev VV, Cherkina VM. Reducing the thermal load on the environment with heat pumps in the wastewater treatment system. *Inzhenerno-fizicheskij zhurnal*. 2018;91(2):504–512. (in Russ.)
5. Wu D, Hu B, Wang RZ. Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2021;138(2):110571. doi: 10.1016/j.rser.2020.110571
6. Bamigbetan O, Eikevik TM, Nekså P, et al. Theoretical analysis of suitable fluids for high temperature heat pumps up to 125 °C heat delivery. *Int. J. Refrigeration*. 2018;92:185–195. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.05.017
7. Roskosch D, Venzik V, Schilling J, et al. Beyond Temperature Glide: The Compressor is Key to Realizing Benefits of Zeotropic Mixtures in Heat Pumps. *Energy Technology*. 2021;9:2000955. doi: 10.1002/ente.202000955
8. Krotov A, Samokhvalov Y, Verkhovny A, et al. Closed cycle cryosurgical device with phase separator and mixed refrigerant. In: *Cryogenics 2019. Proceedings of the 15th IIR International Conference: Prague, Czech Republic, April 8–11, 2019*. 2019. doi: 10.18462/iir.cryo.2019.0067
9. Shungarov EK, Garanov SA. Comparison of the characteristics of scroll compressors for use in air heat pumps. *Kholodilnaya i kriogennaya tekhnika, sistemy konditsionirovaniya i zhizneobespecheniya*. 2020;355–363. (in Russ.)
10. Byrne P, Ghoubali R. Exergy analysis of heat pumps for simultaneous heating and cooling. *Applied Thermal Engineering*. 2019;149:414–424. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2018.12.069

## ОБ АВТОРАХ

### \* Косенко Георгий Михайлович,

студент;

адрес: Российская Федерация, 105005, Москва,

ул. Лефортовская наб., д.1;

ORCID: 0009-0006-4885-6678;

e-mail: kosenko@bmstu.ru

### Масликова Софья Владимировна,

аспирант;

ORCID: 0009-0002-9326-6491;

eLibrary SPIN: 3513-1800;

e-mail: maslikova@bmstu.ru

### Кротов Александр Сергеевич,

доцент, к.т.н.;

ORCID: 0000-0001-9671-8890;

eLibrary SPIN: 4165-8154;

e-mail: krotov@bmstu.ru

### Мазякин Максим Сергеевич,

студент;

ORCID: 0009-0007-7426-2176;

e-mail: maxim.maziakin@gmail.com

\* Автор, ответственный за переписку

## AUTHORS' INFO

### \* Georgii M. Kosenko,

Student;

address: 1 Lefortovskaya Naberezhnaya, 105005 Moscow,

Russian Federation;

ORCID: 0009-0006-4885-6678;

e-mail: kosenko@bmstu.ru

### Sofia V. Maslikova,

Graduate Student;

ORCID: 0009-0002-9326-6491;

eLibrary SPIN: 3513-1800;

e-mail: maslikova@bmstu.ru

### Alexander S. Krotov,

Assistant Professor, Cand. Sci. (Tech.);

ORCID: 0000-0001-9671-8890;

eLibrary SPIN: 4165-8154;

e-mail: krotov@bmstu.ru

### Maxim S. Maziakin,

Student;

ORCID: 0009-0007-7426-2176;

e-mail: maxim.maziakin@gmail.com

\* Corresponding author