

УДК 621.577

Развитие эксергетического метода анализа парокompрессионных тепловых насосов при использовании экологически безопасных хладагентов

Канд. техн. наук А. А. МАЛЫШЕВ¹, В. С. ЖИВАЕВ²,
канд. техн. наук О. С. МАЛИНИНА³

¹malyshev46@list.ru, ²zhivaev-sl@yandex.ru, ³holmash_malinina@mail.ru

Университет ИТМО

Проведен анализ динамики использования тепловых насосов в мире в последние десятилетия. Выполнено сопоставление экологических показателей и термодинамических свойств используемых рабочих веществ R134a, R717, R410a, и перспективного РВ из класса гидрофторолефинов (ГФО): R1234yf. Для данных хладагентов проведен расчет эксергетических показателей действительных циклов ТНУ «воздух — воздух» и «вода — воздух» в зависимости от температуры окружающей среды. Для этих же условий получены расчетные зависимости отопительных и эксергетических КПД циклов и отдельных элементов ТН. Вычислены значения эксергетических КПД поршневого и спирального компрессоров в действительных циклах и оценены их влияния на показатели термодинамической эффективности ТН. Установлена возможность использования хладагента R1234yf в системах ТН с демонстрацией его преимуществ, в сравнении с широко применяемыми аналогами.

Ключевые слова: зеленые технологии, возобновляемые источники энергии, гидрофторолефины, высокоэффективные инженерные системы, тепловые насосы, инновационные хладагенты, эксергетический анализ, термотрансформаторы.

Информация о статье:

Поступила в редакцию 26.12.2022, одобрена после рецензирования 18.02.2023, принята к печати 11.03.2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-49-58

Язык статьи — русский

Для цитирования:

Малышев А. А., Живаев В. С., Малинина О. С. Развитие эксергетического метода анализа парокompрессионных тепловых насосов при использовании экологически безопасных хладагентов // Вестник Международной академии холода. 2022. № 2. С. 49–58. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-49-58

Development of exergetic analysis technique for steam-compression heat pumps using environmentally friendly refrigerants

Ph. D. A. A. MALYSHEV¹, V. S. ZHIVAEV², Ph. D. O. S. MALININA³

¹malyshev46@list.ru, ²zhivaev-sl@yandex.ru, ³holmash_malinina@mail.ru

ITMO University

The article presents analysis of the dynamics of the heat pumps use in the world in recent decades. Comparison of ecological indices and thermodynamic properties of the working media R134a, R717, and R410 as well as perspective working medium R1234yf from the class of hydrofluoroolefins is made. For the given refrigerants the exergetic parameters of actual air-to-air and water-to-air heat pumps' cycles depending on the environment temperature have been calculated. For the same conditions, design dependences of heating and exergetic efficiency coefficients for the cycles and individual elements of heat pumps have been obtained. The values of exergetic efficiency coefficients of piston and scroll compressors in actual cycles have been calculated and their influence on the thermodynamic efficiency of heat pump have been evaluated. The potential for the use of R1234yf refrigerant in heat pump systems has been established and its advantages in comparison with widely used analogues has been shown.

Keywords: green technologies, renewable energy sources, hydrofluoroolefins, highly efficient engineering systems, heat pumps, innovative refrigerants, exergetic analysis, thermotransformers.

Article info:

Received 26/12/2022, approved after reviewing 18/02/2023, accepted 11/03/2023

DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-49-58

Article in Russian

For citation:

Malyshev A. A., Zhivaev V. S., Malinina O. S. Development of exergetic analysis technique for steam-compression heat pumps using environmentally friendly refrigerants. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 2. p. 49–58. DOI: 10.17586/1606-4313-2023-22-2-49-58

Введение

Применение тепловых насосов (ТН) в настоящее время динамично развивается во все мире. Использование парокомпрессорных ТН снижает потребление электроэнергии для отопления в 3,0–4,0 раза, а абсорбционных термотрансформаторов — потребление газа на 50–60% [1].

По данным международного энергетического агентства IEA (International Energy Agency) [2], общее число, установленных в мире тепловых насосов, возросло почти в 2 раза за последние 20 лет, а к 2030 г. прогнозируется рост ТН почти в 3 раза по сравнению с 2020 г. (рис. 1).

Такая ситуация в первую очередь обусловлена изменением структуры мировых топливно-энергетических ресурсов и в основном с развитием использования возобновляемых источников энергии и снижением роли углеродного топлива, энергосбережением, соображениями экологии, техногенной безопасностью и т. д.

По данным IEA, большинство тепловых насосов устанавливаются в новых зданиях, применительно к которым эти энергетические системы занимают самую высокую долю рынка. Так в США, доля продаж тепловых насосов для вновь построенных зданий превышает 40% и около 50% для новых многоквартирных домов.

Традиционно считалось, что использование тепловых насосов наиболее экономично в странах с мягким климатом. Хотя в последние годы наметился заметный тренд популярности тепло насосных систем в сторону центральной и даже северной Европы [3]–[5].

В 2020 г. крупнейшим рынком сбыта ТН стала Германия, вытеснив по числу продаж Испанию вместе с Францией и Италией (на нее приходилось почти половина всех продаж в Европейском союзе) [2].

Свидетельством такой «северной» тенденции является тот факт, что Швеция, Эстония, Финляндия и Норвегия имеют самые высокие показатели роста рынка: более 25 тепловых насосов на 1 000 домохозяйств каждый год [3].

Тепловые насосы в первую очередь подразделяются в зависимости от низкопотенциального источника теплоты. Наиболее распространенными являются следующие типы: воздух — воздух; вода — вода; грунт — вода (воздух);

В последнее время во многих случаях, и в первую очередь при отсутствии водных источников низкопотенциальной теплоты, отдается предпочтение грунту. Среди преимуществ тепловых насосов, работающих на грунте, является относительно высокая и стабильная температура низкотемпературного источника и возможность обеспечения комфортных условий в течение всего года [3]. Основным недостатком этого типа тепловых насосов являются достаточно большие затраты на бурение. На рис. 2 представлены наиболее распространенные типы ТН и их применения в Европе.

По мнению специалистов Верджинского университета [6], тепловые насосы грунт — вода (GSHP) для климатических условий средней части США имеют энергетическое преимущество перед ТН воздух — вода (ASHR).

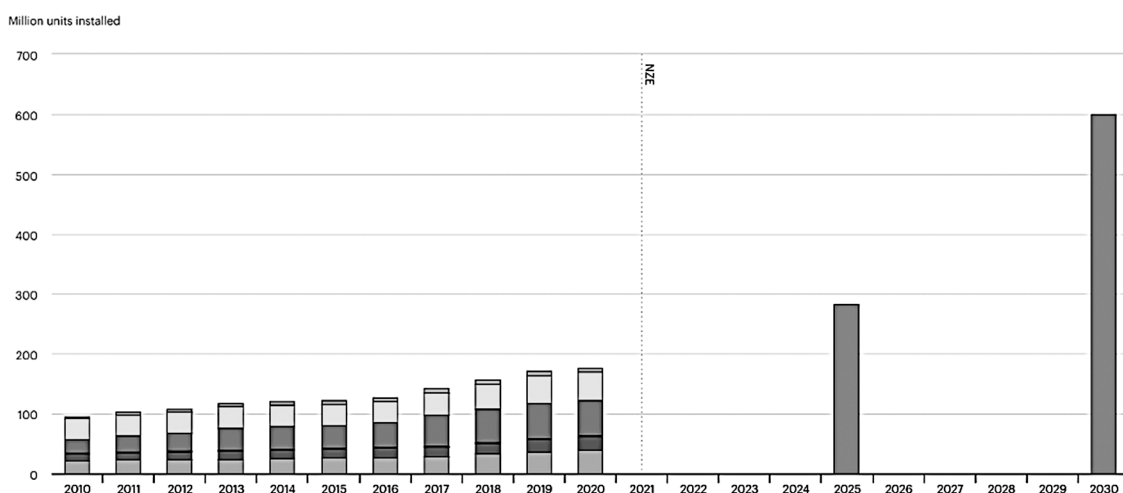


Рис. 1. Динамика роста продаж тепловых насосов

Fig. 1. The increase of heat pumps' sales

Type of heat pump	Most common capacity range	Application	Dominant region
Air-air	3 - 5 kW	Heating + cooling	Southern Europe*
Air-water	4 - 40 kW	Heating	Central Europe
Exhaust air	2 - 3 kW	Heating	Sweden
Ground rock	5 - 40 kW	Heating + free cooling	Northern + central
Ground soil	5 - 25 kW	Heating	Northern + central
Lake water	15 - 40 kW	Heating	

Рис. 2. Основные направления применения тепловых насосов в Европе [3]

Fig. 2. The use of heat pumps in Europe [3]

Так коэффициент преобразования для первых составляет величину $\mu=6-4$, в зависимости от температуры, а вторых — $\mu \approx 3$.

Однако, окружающий воздух на сегодняшний день является наиболее распространенным источником тепла для тепловых насосов во всем мире.

В большинстве климатических зон температура окружающего воздуха значительно меняется в зависимости от времени года. При понижении температуры наружного воздуха до -15°C или -20°C эффективность ТН снижается до минимума и возникает потребность в дополнительной отопительной системе (как правило, электронагреватели), а в случае ииее образования — в оттайке испарителя (рис. 3.)

Оценка эффективности тепловых насосов является одной из главных задач. Одними из основополагающих исследований в области технико-экономического анализа являются работы И. М. Калниня [8].

В трудах И. М. Калниня указывается, что при использовании Т. Н. энергозатраты снижаются в 1,2–2,3 раза при этом достигается значительный экологический эффект за счет снижения эмиссии углекислого газа.

В [8] приводятся данные о наиболее обоснованных и используемых значениях температур низкопотенциальных источников:

- грунтовые воды ($T=8-10^\circ\text{C}$);
- грунт ($T=5-10^\circ\text{C}$);
- водопроводная вода ($9-20^\circ\text{C}$);
- канализационные стоки ($10-17^\circ\text{C}$).

В работе [9] приводятся результаты комплексного анализа и оптимизации технико-экономических, экологических показателей с учетом социального эффекта применения теплонасосных установок. Решение сложной многофакторной задачи проводится на основе «скрининга», включающего достаточно приближенный анализ отдельных факторов: экономических, эксплуатационных и конструктивных. Тепловая эффективность отдельных узлов оценивается на основе упрощенного энтропийного анализа.

Работы [10], [11] посвящены термодинамическому анализу ТН на основе оценки влияния свойств рабочих веществ и схемных решений на коэффициент трансформации. В [11] анонсируется относительно новый тип ТН, основанный на цикле Стирлинга. Проводится глубокий

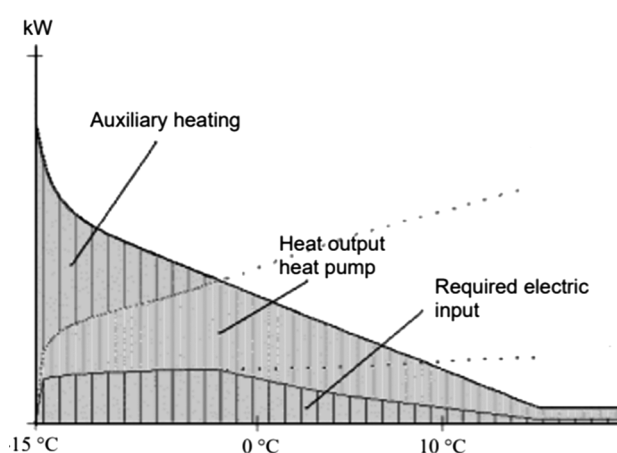


Рис. 3. Основные характеристики теплового насоса с использованием воздуха, в качестве низкопотенциального источника [7]

Fig. 3. Main characteristics of heat pump using air as a low-potential source [7]

термодинамический анализ цикла и отмечается его перспективность. Отмечается перспективность этого направления при тепловой нагрузке менее 10 кВт в условиях повышенных требований к компактности.

В [12] приведен обзор различных типов теплонасосных установок, но в основном на основе качественного анализа. При этом отмечается экономическая перспективность ТН в условиях с умеренным климатом, а также необходимость оценки эффективности смешанных схем: ТН+электронагрев для северных районов. Особый интерес представляют схемы комплексного использования солнечной энергии для тепло- и электроснабжения с использованием теплонасосных технологий.

В [13] проведена экспериментальная оценка эффективности теплового насоса воздух-вода на основе утилизации теплоты низко потенциального источника. Оценка производилась на основе анализа коэффициента трансформации и было получено, подтверждение эффективности применения данного насоса для целей утилизации теплоты от отапливаемых помещений для обогрева неотапливаемых.

К числу фундаментальных комплексных исследований систем теплоснабжения с использованием различных

типов тепловых насосов следует отнести работы Е. Л. Елистратова [14, 15]. В дополнении к широко распространенному методу анализа эффективности, основанному на оценке величины коэффициента трансформации, в работе обоснован и развит эксергетический подход к анализу тепловых насосов различного типа, как систем сопряжения обратных и прямых циклов. При этом учитывается эксергетическая ценность потоков энергии на сопрягаемых границах. Сформулированы также условия оптимального сопряжения циклов с окружающей средой, а также условия повышения эффективности утилизации теплоты вторичных и возобновляемых источников энергии.

Как показывает краткий обзор исследований, эксергетический метод анализа термодинамической эффективности тепловых насосов, в целом применялся достаточно редко. В основном эффективность оценивалась по величине коэффициента трансформации.

В работе [16] был проведен комплексный эксергетический анализ парокомпрессионной теплонасосной установки на хладагенте R134a для различных температур, при этом оценка экологического фактора не производилась.

В последнее время фактор экологической безопасности оказывается наиболее значимым при оценке эффективности всех тепло-хладоэнергетических комплексов, включая тепловые насосы [17]–[20].

Так в [17] на основе моделирования различных схем парокомпрессионных тепловых насосов проводится их термодинамический анализ. При этом рассматривается эффективность большого массива хладагентов, в числе которых R1234yf, R717, R718 (вода). Оценка проводится по коэффициенту трансформации m в диапазоне температур конденсации от 100 до 150 °С. В качестве наиболее перспективных рабочих веществ отмечаются гидрофторолефины и аммиак.

Наиболее подробный анализ свойств рабочих веществ с учетом их экологической безопасности приведен в [21].

В настоящее время в холодильных машинах и тепловых насосах чаще всего применяются R134a и R410a.

Первый относится к числу однокомпонентных гидрофторуглеродов (ГФУ), а второй — к многокомпонентным ГФУ. Согласно [1], «производство ГФУ — хладагентов, не разрушающих озоновый слой Земли, но являющихся опасными парниковыми газами, планируется сократить почти в 7 раз от уровня 2014 года в 2030 году». Выбранные рабочие вещества являются экологически небезопасными поскольку потенциал глобального потепления у R134a ПГП (GWP) = 1430, а у R410a ПГП (GWP) = 2100.

Выбор этих хладагентов обусловлен в первую очередь их широким практическим использованием в современных тепловых насосах. Проводя анализ энергетической эффективности тепловых насосов на этих рабочих веществах, необходимо иметь в виду ограниченную перспективу их использования в пределах стран СНГ в не столь отдаленной перспективе.

Поэтому значительный интерес представляет анализ экологически безопасных хладагентов. Это в первую очередь связано с новыми синтетическими рабочими веществами, относящимися к классу гидрофторолефинов.

Представляется перспективным включение в число анализируемых рабочих веществ R1234yf-тетрафторпро-

пилена, не разрушающего озоновый слой и имеющего $PGP=4$. Известен успешный опыт его применения в автомобильных кондиционерах, а использование этого рабочего вещества в ТН авторам неизвестно.

Целью проводимого исследования является анализ эффективности парокомпрессионного теплового ТН насоса «воздух — воздух» и «вода — воздух», при использовании различных рабочих веществ и изменяющихся температур окружающей среды.

Исходные данные

В качестве исходных данных приняты:

- теплопроизводительность $Q_k=20$ кВт;
- температура пресной воды на входе в испаритель (Финский залив) 7 °С;
- средняя температура воздуха в помещении $t_n=20$ °С при подводе теплоты через ограждения;
- разность температуры конденсации и средней температуры воздуха в помещении $\Delta T_{кп}=t_k-t_n=10$ К;
- разность температур воды в испарителе $\Delta T_{исп}=t_{o.c.}-t_0=5$ К;
- температура наружного воздуха (окружающей среды) изменялась в диапазоне $t_{o.c.}=(-10,5)$ °С.

Цикл парокомпрессионного теплового насоса представлен на рис. 4.

Для анализа выбраны следующие рабочие вещества (хладагенты): R134a, R717, R410a, R1234yf. Все эти хладагенты не влияют на озоновый слой Земли, а оценка их воздействия на экологию производится с помощью показателя ПКП-потенциала глобального потепления (табл. 1) [21].

Таблица 1

Основные свойства хладагентов

Table 1

Main features of the refrigerants

Рабочее вещество	ОРП	ПГП (100 лет)	$T_o, ^\circ\text{C}$	$T_{кр}, ^\circ\text{C}$	$q_o, \text{Дж/кг}$	$q_v, \text{Дж/кг}$
R134a	0	1300	-26	101	194	2621
R410a	0	1890	-53	72	222	5559
R717	0	0	-32	132	1350	4193
R1234yf	0	4	-29	95	154	2339

Обозначения, принятые в табл. 1: T_o — температура кипения при $P=1,035$ бар; $T_{кр}$ — критическая температура; q_o — удельная массовая холодопроизводительность при нормальных условиях; q_v — удельная объемная холодопроизводительность.

2,3,3,3-тетрафторпропан, или R1234yf — новое рабочее вещество, синтезированное относительно недавно, обладает наилучшими показателями экологической безопасности, но пока еще не получило широкого распространения в холодильной технике и технике тепловых насосов.

Обсуждение результатов

В качестве примера в табл. 2 представлены результаты эксергетического анализа теплового насоса «воздух — воздух», в зависимости от температуры окружающей среды при использовании хладагента R1234yf.

Таблица 2

Результаты эксергетического анализа ТНУ «воздух — воздух»

Table 2

Exergic analysis of actual air-to-air heat pump

Наименование	Значение			
Разность температур конденсации и средней температуры воздуха в помещении $\Delta T_{\text{кп}} = t_{\text{к}} - t_{\text{п}}$, К	10			
Температура окружающей среды $t_{\text{о.с.}}$, °С	-10	-5	0	5
Средняя температура в помещении $t_{\text{п}}$, °С	20			
Температура кипения $t_{\text{о}}$, °С	-20	-15	-10	-5
Температура конденсации $t_{\text{к}}$, °С	30			
Теплопроизводительность $Q_{\text{к}}$, кВт	20			
Мощность, потребляемая компрессором $N_{\text{эл}}$, кВт	5,522	5,244	4,654	3,560
Отопительный коэффициент μ	4,261	4,468	4,689	6,61
Массовый расход хладагента $M_{\text{а}}$, кг/с	0,1305	0,1286	0,1268	0,1331
Компрессор				
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta ex_{\text{км}} = (h_2 - h_1) - T_{\text{о.с.}}(S_2 - S_1)$, кДж/кг	31,5	27,14	25,173	19,669
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta Ex_{\text{км}} = M_{\text{а}} \Delta ex_{\text{км}}$, кВт	4,111	3,492	3,192	2,619
Потеря эксергии в компрессоре $DEx_{\text{км}} = N_{\text{эл}} - \Delta Ex_{\text{км}}$, кВт	1,412	1,752	1,826	0,941
Эксергетический КПД компрессора $\eta_{\text{км}} = \Delta Ex_{\text{км}} / N_{\text{эл}}$	0,744	0,666	0,636	0,736
Конденсатор				
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta ex_{\text{кд}} = (h_4 - h_2) - T_{\text{о.с.}}(S_4 - S_2)$, кДж/кг	-18,618	-15,841	-14,411	-9,837
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta Ex_{\text{кд}} = M_{\text{а}} \Delta ex_{\text{кд}}$, кВт	-2,429	-2,038	-1,827	-1,310
Поток эксергии, передаваемой в помещении $\Delta Ex_{\text{кд}} = Q_{\text{к}}(1 - T_{\text{о.с.}}/T_{\text{п}})$, кВт	2,048	1,706	1,365	1,024
Потеря эксергии в конденсаторе $DEx_{\text{кд}} = \Delta Ex_{\text{кд}} - \Delta Ex_{\text{кп}}$, кВт	0,382	0,331	0,462	0,286
Эксергетический КПД конденсатора $\eta_{\text{кд}} = \Delta Ex_{\text{кп}} / \Delta Ex_{\text{кд}} $	0,843	0,837	0,747	0,782
Терморегулирующий вентиль				
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta ex_{\text{рв}} = -T_{\text{о.с.}}(S_5 - S_4)$, кДж/кг	-7,89	-6,164	-5,733	-5,56
Изменение эксергии потока в терморегулирующем вентиле $\Delta Ex_{\text{рв}} = M_{\text{а}} \Delta ex_{\text{рв}}$, кВт	-1,030	-0,793	-0,727	-0,740
Потеря эксергии в испарителе $DEx_{\text{рв}} = \Delta Ex_{\text{рв}} $, кВт	1,030	0,793	0,727	0,740
Эксергетический КПД испарителя терморегулирующего вентиля	0			
Испаритель				
Температура воздуха на входе в испаритель $t_{\text{с1}}$, °С	-10	-5	0	5
Температура воздуха на выходе из испарителя $t_{\text{с2}}$, °С	-15	-10	-5	0
Массовый расход воздуха $M_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{к}}}{c_{\text{с}}(T_{\text{с1}} - T_{\text{с2}})}$, кг/с	3,91			
Средняя теплоемкость воздуха $c_{\text{с}}$, кДж/(кг·К)	1,022			
Изменение удельной эксергии потока воздуха $\Delta ex_{\text{с}} = c_{\text{с}}(T_{\text{с2}} - T_{\text{с1}}) - T_{\text{о.с.}} \ln(T_{\text{с2}}/T_{\text{с1}})$, кДж/кг	-0,062	-0,063	-0,064	-0,064
Изменение эксергии потока воздуха $\Delta Ex_{\text{с}} = M_{\text{с}} \Delta ex_{\text{с}}$, кВт	-0,24	-0,25	-0,25	-0,25
Изменение удельной эксергии потока хладагента $\Delta ex_{\text{и}} = (h_1 - h_5) - T_{\text{о.с.}}(S_1 - S_5)$, кДж/кг	5	5,14	5,03	4,83
Изменение эксергии потока хладагента $\Delta Ex_{\text{и}} = M_{\text{а}} \Delta ex_{\text{и}}$, кВт	0,65	0,66	0,64	0,63
Потеря эксергии в испарителе $DEx_{\text{и}} = \Delta Ex_{\text{с}} - \Delta Ex_{\text{и}}$, кВт	0,89	0,91	0,89	0,90
Эксергетический КПД испарителя $\eta_{\text{и}} = \Delta Ex_{\text{и}} / \Delta Ex_{\text{с}} $	0,371	0,372	0,391	0,393

Наименование	Значение			
Общие показатели				
Поток эксергии, передаваемой в помещении $\Delta Ex_{кп} = Q_k (1 - T_{o.c.}/T_n)$, кВт	2,048	1,706	1,365	1,024
Общая подведенная эксергия $\Delta Ex_{общ} = N_{эл} + \Delta Ex_{сг}$, кВт	5,280	4,988	4,768	3,307
Общие термодинамические потери $DEx_{общ} = \Delta Ex_{общ} - \Delta Ex_{кп}$, кВт	3,233	3,292	3,403	3,307
Эксергетический КПД системы $\eta_{общ} = \Delta Ex_{кп} / \Delta Ex_{общ}$	0,3878	0,3414	0,2863	0,3096
Относительные составляющие термодинамических потерь				
В испарителе $\Omega_{и} = DEx_{и} / DEx_{общ}$	0,277	0,276	0,261	0,392
В компрессоре $\Omega_{км} = DEx_{км} / DEx_{общ}$	0,437	0,532	0,536	0,412
В терморегулирующем вентиле $\Omega_{рв} = DEx_{рв} / DEx_{общ}$	0,318	0,241	0,214	0,292
В конденсаторе $\Omega_{кд} = DEx_{кд} / DEx_{общ}$	0,118	0,101	0,136	0,125

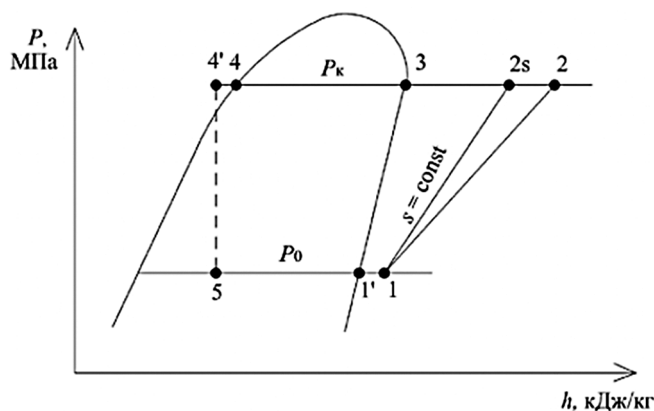


Рис. 4. Цикл парокомпрессорного теплового насоса
Fig. 4. Cycle of vapour compression heat pump

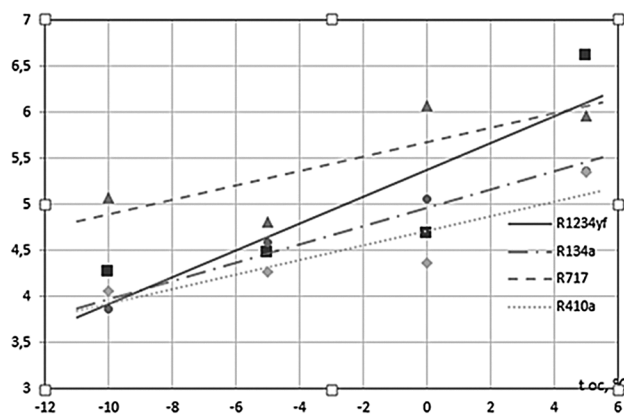


Рис. 5. Зависимость отопительного коэффициента от температуры окружающей среды для ТН «воздух — воздух»
Fig. 5. Dependency of heating efficiency coefficient on the environment temperature for air-to-air

Для этого типа ТН, в качестве источника низкопотенциальной теплоты, используется наружный воздух, температура которого равна температуре окружающей среды. На практике в качестве теплообменных аппаратов используются стандартные воздушные испарители и конденсаторы, используемые в системах кондиционирования воздуха или в установках коммерческого холода. Невысокая эффективность теплообменных аппаратов на практике компенсируется дополнительными средствами, такими как применение рекуператоров теплоты, дополнительный электронагрев и др.

На рис. 5 и рис. 6 показаны влияние температуры окружающей среды на отопительный коэффициент и эксергетический КПД теплонасосной установки «воздух — воздух», соответственно.

В этом случае качестве источника низкопотенциальной теплоты используется наружный воздух, температура которого равна температуре окружающей среды. На практике в качестве теплообменных аппаратов используются стандартные воздушные испарители и конденсаторы, применяемые в системах кондиционирования воздуха или в установках коммерческого холода. Невысокая эффективность данных теплообменных аппаратов на практике компенсируется дополнительными средствами, такими как применение рекуператоров теплоты, дополнительных электронагревов и др.

Рост величины отопительного коэффициента при повышении температуры окружающей среды вполне понятен рис. 5. Значение η в случае применения аммиака при $t_{o.c.} = -10^\circ\text{C}$ на 20% выше, чем при использовании фреонов. В первую очередь это связано с более высокими значениями теплоты парообразования R717. При положительных температурах максимальное значение отопительного коэффициента достигается при использовании R1234yf и превышает величины η на других фреонах на 10–20%. Причиной этого может быть более высокое значение эффективного КПД на этом хладагенте

те $\eta_{эф}$ и соответственно меньшая эффективная мощность компрессора.

При повышении температуры окружающей среды (рис. 6) эксергетический КПД теплового насоса снижается на всех рабочих веществах, что объясняет уменьшение эксергетического потенциала конденсатора.

На рис. 7 представлены значения эксергетических КПД отдельных элементов ТН, работающего на хладагенте R1234yf.

Значения эксергетического КПД конденсатора имеют максимальные значения, что определяется максимальным эксергетическим потенциалом этого аппарата в схеме ТНУ. При этом следует заметить, что величина $\eta_{экс}$ имеет условный характер в рассматриваемом случае, поскольку КПД конденсатора определяется, как параметрами конденсации с одной стороны, так и характеристиками воздушной конвекции, что в совокупности конкретизирует задачу в виде разности температур между источниками.

В условиях рассматриваемой задачи разность температур была задана постоянной и не изменялась.

Эксергетический КПД испарителя имеет предельно минимальное значение, поскольку при совпадении температуры источника низкопотенциальной теплоты и температуры окружающей среды эксергия полностью «обесценивается».

ТН установка «вода — воздух»

Теплонасосные установки «вода — воздух» являются наиболее оптимальным решением как с точки зрения эксплуатационных, так и капитальных затрат. Широкая номенклатура эффективных испарителей, предлагаемых промышленностью, позволяет в значительной степени сократить необратимые потери ТН. Единственным серьезным препятствием их применения является необходимость наличия незамерзаемого водоема, расположенного в непосредственной близости, на поверхности или же под поверхностью земли (бурение водоносных скважин).

На рис. 8, 9 показаны результаты анализа отопительных коэффициентов и эксергетических КПД для ТН типа «вода — воздух».

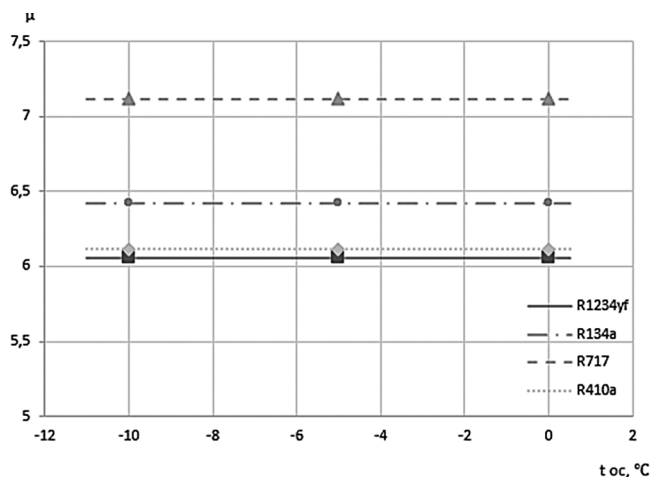


Рис. 8. Зависимость отопительного коэффициента от температуры окружающей среды для ТН типа «вода — воздух»

Fig. 8. Dependency of heating efficiency coefficient on the environment temperature for air-to-air heat pump

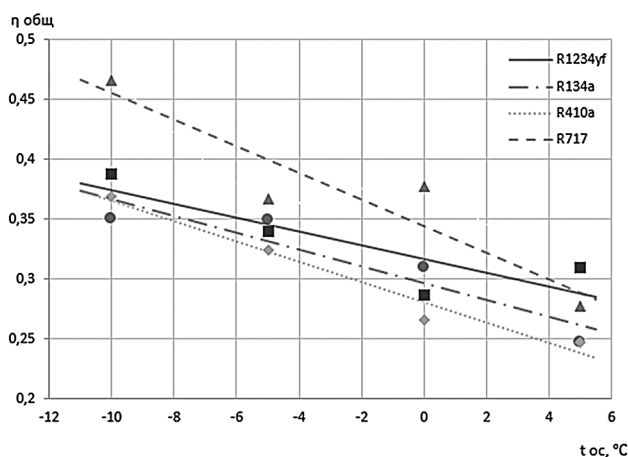


Рис. 6. Зависимость общего эксергетического КПД ТН «воздух — воздух» от температуры окружающей среды

Fig. 6. Dependency of net exergic efficiency coefficient for air-to-air heat pump on the environment temperature

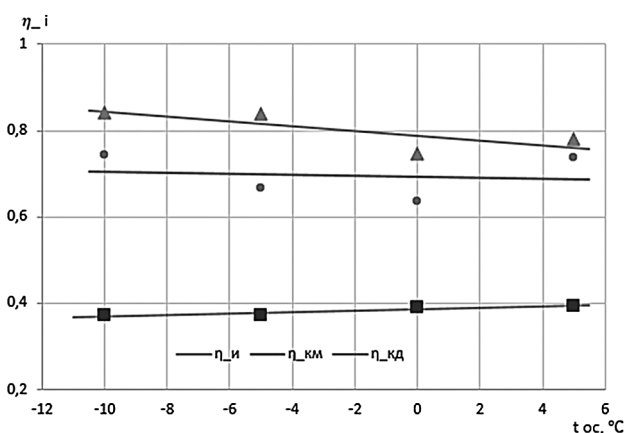


Рис. 7. Зависимость эксергетического КПД отдельных элементов ТН «воздух — воздух» от температуры окружающей среды

Fig. 7. Dependency of exergic efficiency coefficient on the environment temperature for the elements of air-to-air heat pump

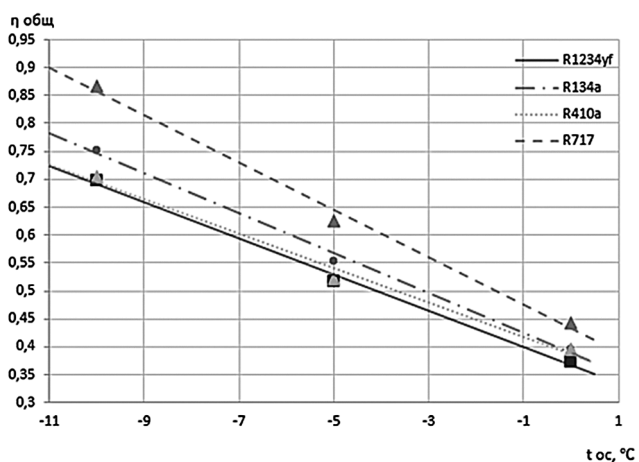


Рис. 9. Зависимость эксергетического КПД от температуры окружающей среды для ТН типа «вода — воздух»

Fig. 9. Dependency of exergic efficiency coefficient on the environment temperature for air-to-air heat pump

Таблица 3

Результаты сопоставления энергетических характеристик поршневого и спирального компрессоров

Table 3

Comparison of exergetic characteristics for scroll and piston compressors

Условия: R1234yf, $t_k = 30$ °C, ТНУ «вода — воздух»						
Тип компрессора	Эффективный КПД η_e	Коэффициент подачи λ	Эффективная мощность N_e , кВт	Теоретический эксергетический КПД компрессора	Отоп. коэффициент μ	Эксергетический КПД системы
Поршневой	0,77	0,8	3,354	0,707	6,058	0,5164
Спиральный	0,87	0,92	3,466	0,719	6,715	0,5835

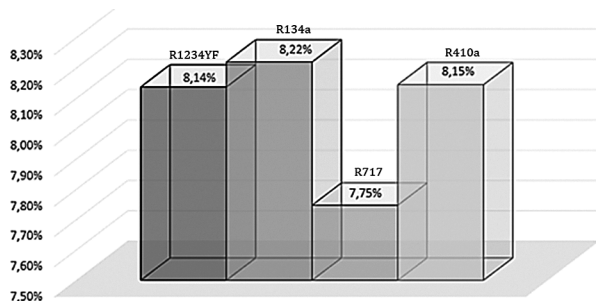


Рис. 10. Прирост отопительного коэффициента ТНУ «вода — воздух» при замене поршневого компрессора на спиральный

Fig. 10. The growth of heating efficiency coefficient for air-to-air heat pump when piston compressor is replaced by scroll one

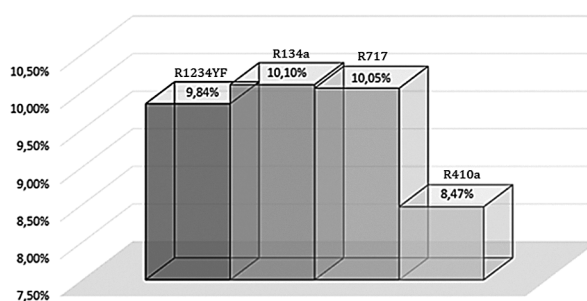


Рис. 11. Прирост эксергетического КПД ТНУ «вода — воздух» при замене поршневого компрессора на спиральный

Fig. 11. The growth of exergetic efficiency coefficient for air-to-air heat pump when piston compressor is replaced by scroll one

Как и следовало ожидать, значения отопительных коэффициентов не зависят от температуры окружающей среды, поскольку температура источника низкопотенциального источника принята постоянной.

Важно отметить, что наибольшими значениями μ обладает ТН, работающий на аммиаке, что определяется его теплофизическими свойствами, как и в предыдущем случае. Среди фреонов наилучшие показатели эффективности получены на R1234yf, поскольку у этого рабочего вещества, как отмечалось выше, более высокий эффективный КПД компрессора.

У ТНУ на R717 эксергетический КПД на 20% выше, чем у других хладагентов. Различие $\eta_{\text{общ}}$ у фреонов не превышает 5–7%. Общее снижение эксергетического КПД объясняется «обесцениванием» эксергии при сближении температур низкопотенциального источника и окружающей среды.

Влияние типа компрессора на энергетические показатели ТН

Для сопоставления эффективностей систем выбраны компрессора, имеющие возможность работы с R1234yf: полугерметичный поршневой компрессор BITZER и спиральный компрессор Emerson.

Расчет цикла для подбора поршневого компрессора выполнялся в BITZER Software v. 6.17.9.

Расчет спирального компрессора Emerson производился с использованием программы SELECT 8.

Первым этапом был подбор компрессоров на основании расчета условного цикла, предусмотренного программами для условий, соответствующих принятыми авторами исходным данным. Расчеты производились

методом последовательных приближений вплоть до достижения условия равенства фактической и теоретической производительностей компрессоров $V_a^{\text{ф}} = V_a^{\text{т}} \pm 5$.

В результате расчетов были выбраны: поршневой компрессор 4BES-9Y-40S и спиральный компрессор YBD36K1E-TFDN.

Спиральный компрессор

Спиральный компрессор (СК) является разновидностью безсмазочного роторного компрессора, он обладает следующими преимуществами, перед поршневым [23]:

- отсутствием мертвого объема и, следовательно, более высоким индикаторным КПД;
- отсутствием клапанов на всасывании, а часто и на нагнетании;
- может работать на любом хладагенте и даже с впрыском капельной жидкости;
- меньшими размерами (~на 30–40%) и меньшей массой (~на 15–18%);
- уровнем шума ниже на 5–7 дБА.

В результате расчета определялись фактические коэффициенты подачи, которые сопоставлялись с теоретическими. Расчеты прекращались при достижении значений фактического коэффициента подачи $\lambda_{\text{ф}}$ рекомендованному $\lambda_{\text{теор}}$ [22].

Результаты сопоставления эффективности ТНУ «вода — воздух» при использовании поршневого и спирального компрессоров представлены в табл. 3, рис. 10 и 11.

Проведенные расчеты подтверждают данные работы [23], свидетельствующие о преимуществах спирального компрессора.

При этом прирост отопительного коэффициента от использования СК на ТНУ составляет от 7,7 до 8,2%, а эксергетического КПД — от 8,4 до 10%.

Заключение

Проведен анализ термодинамической эффективности ТНУ «вода — воздух» и «воздух — воздух» с использованием хладагентов R717, R410a, R134a, R1234yf.

Установлена зависимость эксергетического КПД ТНУ от температуры окружающей среды.

Установлено, что значения эксергетических КПД тепловых насосов с использованием рассмотренных фреонов отличаются в пределах 10–15%. С учетом экологических показателей хладагента R1234yf может быть рекомендован для применения в ТНУ.

Произведено сопоставление термодинамической эффективности ТНУ с использованием поршневого и спирального компрессоров. Установлено, что при использовании спирального компрессора, значения отопительных коэффициентов и эксергетических КПД на 7–10% выше, чем при использовании поршневого.

Литература

1. Бараненко А. В. Итоги деятельности МАХ в 2021 г. и задачи на 2022 г. (Доклад президента Международной академии холода на 29-м Общем годовичном собрании 21 апреля 2022 г.) // Вестник Международной академии холода. 2022. № 2. с. 4–12.
2. Heat Pumps — Analysis and key findings. A report by the International Energy Agency. Share this report <https://www.iea.org/reports/heat-pumps>
3. Baier P., Pietrucha U. District heating and district cooling with large centrifuge chiller-heat pumps // Proc. 10th international Symposium on District heating and cooling. 3–5 September 2006, Hanover, Germany. 8 p.
4. Jogg M. History of Heat Pumps. Swiss Contributions and International Milestones. Oberburg: Process and Energy Engineering CH-3414, Switzerland. 2008. 114 p.
5. Heat pumps — technology and environmental impact. July 2005: Part 1
6. Guney C. Introduction to Ground Source Heat Pumps Virginia Cooperative Extension Bioenergy Engineering Education Program Appomattox, VA April 13, 2015.
7. Суслов А. В. Применение воздушных тепловых насосов в условиях холодного климата // Аква-Терм. 2009. № 3.
8. Калнинь И. М., Савицкий А. И., Пустовалов С. Б. Тепловые насосы нового поколения // Холодильная техника. 2007. № 1. С. 46–50.
9. Economic analysis of air-water heat pump technologies. with a screening method. Doctoral Thesis By Gunda Mader. Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration. Department of Energy Technology. Royal Institute of Technology. Stockholm, Sweden, 2015.
10. International Energy Agency Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, c/o SP Technical Research Institute of Sweden, Heat pumps can cut global CO₂ emissions by nearly 8%, Order no. HPC-BR6, Boras, 2014.
11. George Dogkas. Thermodynamic Analysis of Vuilleumier Heat Pumps. PhD Thesis. National Technical University of Athens School of Mechanical Engineering. Athens, September 2019.
12. Тепловые насосы в современной промышленности и коммунальной инфраструктуре. Информационно-методическое издание. М.: Издательство «Перо», 2016. 204 с.
13. Лунева С. К., Лепеш А. Г. Исследование эффективности функционирования теплового насоса. Технико-технологические проблемы сервиса. 2015. № 4 (34).
14. Елистратов С. Л. Комплексное исследование эффективности тепловых насосов. Автореферат дисс... д. т. н. Новосибирск. 2011.

References

1. Baranenko A. V. The results of the activities of the IAR in 2021 and objectives for 2022 (Report of the IAR President at the 29th General Annual Meeting on April 21, 2022). *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2022. No 2. p. 4–12. (in Russian)
2. Heat Pumps — Analysis and key findings. A report by the International Energy Agency. Share this report <https://www.iea.org/reports/heat-pumps>
3. Baier P., Pietrucha U. District heating and district cooling with large centrifuge chiller-heat pumps // Proc. 10th international Symposium on District heating and cooling. 3–5 September 2006, Hanover, Germany. 8 p.
4. Jogg M. History of Heat Pumps. Swiss Contributions and International Milestones. Oberburg: Process and Energy Engineering CH-3414, Switzerland. 2008. 114 p.
5. Heat pumps — technology and environmental impact. July 2005: Part 1
6. Guney C. Introduction to Ground Source Heat Pumps Virginia Cooperative Extension Bioenergy Engineering Education Program Appomattox, VA April 13, 2015.
7. Suslov A. V. Application of air heat pumps in cold climate conditions. *Aqua-Term*. 2009. no 3. (in Russian)
8. Kalnin I. M., Savitsky A. I., Pustovalov S. B. Heat pumps of a new generation. *Refrigerating equipment*. 2007. No. 1. pp. 46–50. (in Russian)
9. Economic analysis of air-water heat pump technologies. with a screening method. Doctoral Thesis By Gunda Mader. Division of Applied Thermodynamics and Refrigeration. Department of Energy Technology. Royal Institute of Technology. Stockholm, Sweden, 2015.
10. International Energy Agency Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, c/o SP Technical Research Institute of Sweden, Heat pumps can cut global CO₂ emissions by nearly 8%, Order no. HPC-BR6, Boras, 2014.
11. George Dogkas. Thermodynamic Analysis of Vuilleumier Heat Pumps. PhD Thesis. National Technical University of Athens School of Mechanical Engineering. Athens, September 2019.
12. Heat pumps in modern industry and municipal infrastructure. Informational and methodological edition. Moscow: Publishing house «Pero», 2016. 204 p. (in Russian)
13. Luneva S. K., Lepesh A. G. Investigation of the efficiency of the heat pump. Technical and technological problems of the service. 2015. No 4 (34). (in Russian)
14. Elistratov S. L. Comprehensive study of the efficiency of heat pumps. Abstract diss... Doctor of Technical Sciences Novosibirsk. 2011. (in Russian)

15. Накоряков В. Е., Елистратов С. Л. Экологические аспекты применения парокомпрессионных тепловых насосов // Известия РАН. Энергетика. 2007. № 4. С. 76–83.
16. Малышев А. А., Татаренко Ю. В., Киреев В. С. Эксергетический анализ теплонасосных установок для различных климатических условий // Вестник Международной академии холода. 2019. № 1. С. 22–28.
17. Development of a Novel High Temperature Heat Pump System Als Dissertation genehmigt von der Technischen Fakultät der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg Tag der mündlichen Prüfung: 30.06.2015.
18. International Energy Agency, Free Publications, Co-generation and Renewables-Solutions for a low-carbon energy future, Paris, 2011. Accessible at: <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/co-generation-andrenewables-solutions-for-a-low-carbon-energy-future.html>
19. International Energy Agency Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, c/o SPTechnical Research Institute of Sweden, Heat pumps can cut global CO2emissions by nearly 8%, Order no. HPC-BR6, Boras, 2014.
20. Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg Tag der mündlichen Prüfung: 30.06.2015. (11) International Energy Agency Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, c/o SPTechnical Research Institute of Sweden, Heat pumps can cut global CO2emissions by nearly 8%, Order no. HPC-BR6, Boras, 2014.
21. Цветков О. Б. Бараненко А. В. Лаптев Ю. А. Сапожников С. З. Ховалыг Д. М. Пятаков Г. Л. Научный журнал НИУ ИТМО. Серия «Холодильная техника и кондиционирование». 2014. № 3, с. 98–111.
22. Малинина О. С., Малышев А. А. Низкотемпературные системы. Введение и инновационные направления развития: Учеб.-метод. пособие. СПб.: Университет ИТМО, 2020. 56 с.
23. Бараненко А. В., Бухарин Н. Н., Пекарев В. И., Тимофеевский Л. С. Холодильные машины: учебник для студентов вузов специальности «Техника и физика низких температур»; Под общ. ред. Л. С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 2006.
15. Nakoryakov V. E., Elistratov S. L. Ecological aspects of the use of steam compression heat pumps. *Izvestiya RAS. Energy*. 2007. No. 4. pp. 76–83. (in Russian)
16. Malyshev A. A., Tatarenko Yu. V., Kireev S. V. Exergetic analysis of heat pump units for various climate conditions. *Journal of International Academy of Refrigeration*. 2019. No 1. p. 22–28. (in Russian)
17. Development of a Novel High Temperature Heat Pump System Als Dissertation genehmigt von der Technischen Fakultät der Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg Tag der mündlichen Prüfung: 30.06.2015.
18. International Energy Agency, Free Publications, Co-generation and Renewables-Solutions for a low-carbon energy future, Paris, 2011. Accessible at: <http://www.iea.org/publications/freepublications/publication/co-generation-andrenewables-solutions-for-a-low-carbon-energy-future.html>
19. International Energy Agency Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, c/o SPTechnical Research Institute of Sweden, Heat pumps can cut global CO2emissions by nearly 8%, Order no. HPC-BR6, Boras, 2014.
20. Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg Tag der mündlichen Prüfung: 30.06.2015. (11) International Energy Agency Heat Pump Programme, Heat Pump Centre, c/o SPTechnical Research Institute of Sweden, Heat pumps can cut global CO2emissions by nearly 8%, Order no. HPC-BR6, Boras, 2014.
21. Tsvetkov O. B. Baranenko A. V. Laptev Yu. A. Sapozhnikov S. Z. Khovalyng D. M. Pyatakov G. L. *Scientific journal of NIU ITMO. Series «Refrigeration and air conditioning»*. 2014. No. 3, pp. 98–111. (in Russian)
22. Malinina O. S., Malyshev A. A. Low-temperature systems. Introduction and innovative directions of development: Study-method. stipend. St. Petersburg: ITMO University, 2020. 56 p. (in Russian)
23. Baranenko A. V., Bukharin N. N., Pekarev V. I., Timofeevsky L. S. Refrigerating machines: textbook for university students majoring in «Low temperature Engineering and Physics»; Under the general editorship of L. S. Timofeevsky. St. Petersburg: Polytechnic, 2006. (in Russian)

Сведения об авторах

Малышев Александр Александрович

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191 002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, malyshev46@list.ru

Живаев Вячеслав Сергеевич

Студент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191 002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, zhivaev-sl@yandex.ru

Малинина Ольга Сергеевна

К. т. н., доцент образовательного центра «Энергоэффективные инженерные системы» Университета ИТМО, 191 002, Санкт-Петербург, ул. Ломоносова, 9, holmash_malinina@mail.ru

Information about authors

Malyshev Aleksandr A.

Ph. D., Associate Professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191 002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, malyshev46@list.ru

Zhivaev Vyacheslav S.

Student of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191 002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, zhivaev-sl@yandex.ru

Malinina Olga S.

Ph. D., Associate Professor of the Educational center «Energy Efficient engineering Systems» of ITMO University, 191 002, Russia, St. Petersburg, Lomonosov str., 9, holmash_malinina@mail.ru



Статья доступна по лицензии
Creative Commons «Attribution-NonCommercial»