

DOI: 10.17516/1999-494X-0383

УДК 621.577

Specifics of Calculation and Prediction of the Operation of Heat Pumps Working on Fourth Generation Refrigerants

Viktoriiia V. Karnaukh*

*Tugan-Baranovsky Donetsk National University
of Economics and Trade
Donetsk*

Received 01.11.2021, received in revised form 10.12.2021, accepted 21.02.2022

Abstract. In this paper, the main metrics for measuring the productivity of vapor compression heat pumps (VCHP) from the thermodynamic and environmental points of view were discussed. Global Warming Potential (GWP), Total Equivalent Warming Impact (TEWI), Life Cycle Climate Performance (LCCP) were used as environmental metrics for assessing the VCHP impact on the environment. In order to calculate the impact of each metrics a water-to-water vapor compression heat pump working on fourth-generation refrigerants, such as R1234ze, R1336mzz (E), R600a, R744, was adapted. The dominant role of LCCP in the assessment of low-carbon refrigeration heat pump and air conditioning equipment was noted.

Keywords: refrigerant, vapor compression heat pump (VCHP), recycled water, coefficient of performance, GWP, TEWI, LCCP.

Citation: Karnaukh, V. V. Specifics of calculation and prediction of the operation of heat pumps working on fourth generation refrigerants. J. Sib. Fed. Univ. Eng. & Technol., 2022, 15(2), 202–215. DOI: 10.17516/1999-494X-0383

Особенности расчета и прогнозирования работы теплонасосных установок на хладагентах четвертого поколения

В. В. Карнаух

*Донецкий национальный университет экономики и торговли
имени Михаила Туган-Барановского
Донецк*

Аннотация. В работе рассмотрены основные показатели, характеризующие работу парокомпрессионных теплонасосных установок (ПКТУ) с термодинамической и экологической точек зрения. В качестве показателей оценки влияния ТНУ на окружающую среду были использованы современные критерии: потенциал глобального потепления (*GWP*), полный эквивалентный вклад в парниковый эффект (*TEWI*), влияние на климат за жизненный цикл (*LCCP*). Проанализирована весомость каждого показателя на примере парокомпрессионного теплового насоса типа «вода-вода», работающего на хладагентах четвертого поколения, а именно на R1234ze, R1336mzz (E), R600a, R744. Отмечена доминирующая роль *LCCP* при оценке низкоуглеродного холодильного, теплонасосного оборудования и оборудования кондиционирования воздуха.

Ключевые слова: хладагент, парокомпрессионная теплонасосная установка, обратная вода, коэффициент теплотрансформации, *GWP*, *TEWI*, *LCCP*.

Цитирование: Карнаух, В. В. Особенности расчета и прогнозирования работы теплонасосных установок на хладагентах четвертого поколения / В. В. Карнаух // Журн. Сиб. федер. ун-та. Техника и технологии, 2022, 15(2). С. 202–215. DOI: 10.17516/1999-494X-0383

Введение

Энергетическая и продовольственная безопасности – базис развивающейся зеленой экономики и стратегии устойчивого развития государств. Одним из ключевых направлений технологической модернизации в мире является развитие так называемых зеленых технологий или экологически «толерантных» энергетических технологий, которые позволяют обеспечить необходимый уровень экономического роста без создания дополнительных экологических рисков. В этом вопросе на первый план также выходят технологии по использованию как вторичных энергоресурсов, так и возобновляемых источников энергии.

С каждым годом увеличивается количество научно-прикладных проектов по использованию такого вторичного энергетического ресурса, как техногенная вторичная теплота (температура ресурса 25...300 °C) [1–3]. Такие работы подчеркивают экологизационную трансформацию промышленности.

К отраслям, генерирующим большое количество низкопотенциальной бросовой теплоты, относятся химическая, нефтеперерабатывающая, пищевая, металлургическая, цементная и т. д.

Для рекуперации этого ресурса используется широкий спектр технологий, включая теплонасосные установки, органический цикл Ренкина (ОЦР), рекуперацию энергии из выхлопных газов, абсорбционное охлаждение или нагрев питательной воды котлов, цикл Калины, термоэлектрические преобразователи, двигатель Стирлинга.

Наиболее широко реализуемыми технологиями являются теплонасосные установки и системы ОЦР. Это подтверждает и тот факт, что в 2019 году мировой рынок тепловых насосов оценивался примерно в 47 млрд долларов. Прогнозируется, что рынок тепловых насосов достигнет ~12 % среднегодового темпа роста до 2029 года [4]. Очевидно, что введение экологически чистых альтернатив традиционным отопительным приборам для ограничения выбросов CO_2 продолжает способствовать расширению внедрения тепловых насосов.

Забота об окружающей среде всегда была движущей силой и в развитии экологически безопасных хладагентов и технологий, которые их используют. Активные исследования в области оптимизации системного проектирования, повышения энергоэффективности, поиск новых хладагентов и эффективное использование старых систем важны как для теплонасосных систем, так и для холодильных.

В соответствии с поправками к Монреальскому протоколу 1987 года в индустрии холодоснабжения происходят серьезные изменения, а именно с 01.01.2020 в развитых странах полностью прекращено производство озоноразрушающих веществ (ОРВ), таких как R21, R124, R142b, R22, R123 и R141b [5]; параллельно ежегодно разрабатываются и тестируются новые рабочие вещества (хладагенты четвертого поколения), под новым углом рассматривается применение природных рабочих веществ.

Производство, внедрение и утилизация единицы холодильного оборудования, включая теплонасосные установки, теперь рассматривается минимум под тремя «углами зрения»: энергетическим (термодинамическая и эксергетическая эффективность), экологическим и экономическим.

Несмотря на то, что есть ряд зарубежных публикаций, в которых используется для расчетов тот или иной показатель, обобщение имеющейся информации и оценка весомости каждого показателя применительно к парокompрессионным установкам, работающим на холодильных веществах четвертого поколения, представляется актуальной задачей.

Целью нашей работы было обобщение информации о современных базовых метрических показателях для расчета и прогнозирования работы парокompрессионных теплонасосных установок, работающих на хладагентах четвертого поколения.

Материалы и методы исследования

В качестве модели принят парокompрессионный тепловой насос типа «вода-вода», состоящий из четырех основных элементов (рис. 1). Для предотвращения гидравлического удара и «горячего» дросселирования в цикле предусмотрена внутренняя регенерация теплоты в регенеративном теплообменнике (2). Как отмечено в [6], внутрцикловая регенерация также способствует возрастанию коэффициента теплотрансформации μ_{TH} и эксергетического КПД η_e .

Исследуемые рабочие тела – хладагенты четвертого поколения по классификации ASHRAE: R1234ze, R1336mzz (E), R600a, R744 (табл. 1).

Средняя температура источника низкопотенциальной теплоты – оборотной воды предприятий пищевой промышленности – принята равной 30 °С, поэтому температура испарения составляет 20 °С, если принять среднюю разницу температур в испарителе 10 °С. Эффективность внутреннего теплообменника для анализа принята равной 60 %. Температура конденса-

ции составила 60 °С; разность температур на выходе из конденсатора 5 °С. Тепловая нагрузка на конденсатор $Q_{\text{КД}} = 450$ кВт.

В большинстве работ анализ теплонасосных систем основан на первом законе термодинамики, т. е. на тепловом балансе термодинамической системы без учета потерь и необратимости процессов:

$$q_{\text{И}} + l_{\text{сж}} = q_{\text{КД}} = q_{\text{ТН}}, \quad (1)$$

где $q_{\text{И}}$ – удельная теплота, отводимая в испарителе от низкопотенциального источника, кДж/кг; $l_{\text{сж}}$ – удельная работа сжатия компрессора, кДж/кг; $q_{\text{КД}} = q_{\text{ТН}}$ – удельная теплота, отводимая в конденсаторе к высокопотенциальному источнику (теплопроизводительность), кДж/кг.

Общепринятым показателем энергетической эффективности применения парокомпрессионных тепловых насосов является критерий термодинамического совершенства системы – коэффициент теплотрансформации или коэффициент производительности (COP , $\mu_{\text{ТН}}$), равный отношению полной теплопроизводительности к полному энергопотреблению:

$$\mu_{\text{ТН}} = \frac{q_{\text{КД}}}{l_{\text{сж}}} = \frac{q_{\text{ТН}}}{l_{\text{сж}}}. \quad (2)$$

По рекомендациям Международного Института Холода в качестве эталона всех установок, работающих по обратному циклу, принят обратный обратимый цикл Карно, для которого коэффициент теплотрансформации имеет максимальное значение в заданном диапазоне температур:

$$COP_{\text{КАРНО}} = \frac{T_{\text{ВПИ}}}{T_{\text{ВПИ}} - T_{\text{НПИ}}}, \quad (3)$$

где $T_{\text{ВПИ}}$ и $T_{\text{НПИ}}$ – значения температуры высокопотенциального и низкопотенциального источников соответственно, К.

Термодинамический анализ цикла теплового насоса проводится при сравнении действительного цикла с теоретическим для определения необратимостей и поиска путей их минимизации.

В парокомпрессионном тепловом насосе имеют место следующие необратимости:

- необратимость в процессе сжатия в компрессоре;
- необратимость в процессе дросселирования;
- необратимости в процессах теплообмена между рабочим веществом и внешними источниками теплоты при подводе и отводе теплоты в цикле.

Степень термодинамического совершенства определяется как для теоретического (4), так и для действительного (5) цикла:

теоретическая степень термодинамического совершенства

$$\gamma_{\text{теор}} = \frac{COP_{\text{теор}}}{COP_{\text{карно}}}, \quad (4)$$

действительная степень термодинамического совершенства

$$\gamma_{\text{дейст}} = \frac{COP_{\text{дейст}}}{COP_{\text{карно}}}. \quad (5)$$

Термодинамический анализ, базируемый на понятии энтропии, ее количественном изменении и необратимости процессов, не раскрывает качественную составляющую энергии.

Второй закон термодинамики вводит понятие эксергии как мощного инструмента для анализа как количества, так и качества используемой энергии. Баланс эксергии подобен балансу энергии, но имеет фундаментальное отличие в том, что энергетический баланс является утверждением закона сохранения энергии, а эксергетический баланс, применяемый к процессам, показывает, какая часть входящей в систему эксергии была потреблена (безвозвратно потеряна) системой, т. е. эксергия может рассматриваться как утверждение закона деградации энергии.

Эксергетический метод, составленный на основе первого и второго законов термодинамики, позволяет выполнить как относительную (эксергетический КПД), так и абсолютную оценку степени термодинамического совершенства системы. При анализе учитывают затраченную эксергию и получаемый при этом эксергетический КПД. Задача состоит в том, чтобы подведенная в анализируемую систему эксергия была минимальной и реализовывалась с максимально возможным эксергетическим КПД.

Поскольку в теплонасосных установках приходится иметь дело с непрерывным потоком рабочего тела (хладагентов), для удобства анализа этих установок представляется целесообразным оперировать понятием эксергии системы для случая, когда процессы в этой системе совершаются в потоке.

Эксергия теплового потока является работой, получаемой в цикле Карно, если приемник теплоты – окружающая среда. Определение эффективности тепловых циклов на основе эксергии, а не работы позволяет сравнивать установки, работающие в разных условиях окружающей среды.

Значение удельных эксергий хладагента в характерных точках процесса

$$e_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0), \quad (6)$$

где h_0, s_0 – энтальпия и энтропия хладагента при параметрах окружающей среды $T_0=303\text{K}$, $p_0 = 0,1\text{МПа}$.

При анализе термодинамических циклов в качестве T_0 была принята температура источника низкопотенциальной теплоты как среда, обладающая неограниченной теплоемкостью [6].

Уравнение эксергетического баланса через удельные величины для ПКТН

$$\sum d = e_{\text{вх}} - (\sum e_{\text{вых}} + \Delta e), \quad (7)$$

где Δe – приращение эксергии системы между начальной и конечной точками процесса, кДж/кг; $\sum e_{\text{вх}}$ и $\sum e_{\text{вых}}$ – суммы входящих и выходящих потоков эксергии соответственно, кДж/кг; $\sum d$ – сумма потерь эксергии, кДж/кг.

Эксергетический КПД η_e характеризует степень необратимости реальных процессов и циклов, протекающих в различном теплотехническом оборудовании.

$$\eta_e = \frac{\sum e_{\text{вых}}}{\sum e_{\text{вх}}} = \frac{\sum e_{\text{вх}} - \sum d_i}{\sum e_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\sum d_i}{\sum e_{\text{вх}}}, \quad (8)$$

Для обратимых процессов потери эксергии $\sum d = 0$ и эксергетический КПД $\eta_e = 1$, для необратимых $\sum d > 0$ и $\eta_e < 1$. Таким образом, потери эксергии характеризуют необратимость происходящих в системе процессов.

К показателям, характеризующим работу ПКТУ, также относятся:

Экологический коэффициент преобразования (теплотрансформации) [8]

$$ECOP = \frac{q_{\text{тн}}}{\sum d_i}$$

Индекс эксергетической устойчивости

$$\text{ИЭУ} = \frac{1}{\eta_e} - 1.$$

Результаты и обсуждения

Для оценки работы ПКТУ типа «вода-вода», работающей на современных хладагентах, использовано программное обеспечение: REFPROP ver.9.0, MS Excel, CoolPack 1.49. Для каждого хладагента были построены действительные циклы в $\log p$ - h -координатах и выполнены полные термодинамический и эксергетический расчеты. Основные термодинамические показатели, характеризующие работу ПКТУ типа «вода-вода», приведены в табл. 2.

Для хладагентов R1234ze и R600a значения $\mu_{\text{тн}}$ имеют незначительную разницу на 2,7 %, а значения η_e для R600a в два раза превышает η_e как для R1234ze, так и для R1336mzz (E). Поэтому для заданных исходных данных для ПКТУ в качестве рабочего тела целесообразно рассматривать R600a.

Термодинамический анализ цикла является той базой, на которой можно решать более сложные задачи, например проводить термодинамическую и термоэкономическую оптимизацию, синтезировать новые схемные решения.

Таблица 2. Термодинамические характеристики действительного цикла ПКТУ типа «вода-вода»

Table 2. Thermodynamic characteristics of the real cycle of «water-to-water» VCHP

Хладагент/ показатель	R1234ze	R1336mzz (E)	R600a	R744
$\mu_{\text{тн}}$	6,86	5,33	7,05	4,0
$COP_{\text{КАРНО}}$	8,33	8,33	8,33	7,53 ($COP_{\text{ЛОРЕНЦА}}$)
$\gamma_{\text{теор}}$	0,82	0,64	0,85	0,54
$\gamma_{\text{дейст}}$	0,57	0,44	0,58	0,41
η_e	0,34	0,31	0,62	0,59
$ECOP$	2,32	1,53	6,39	1,42
ИЭУ	2,03	2,23	0,6	0,7

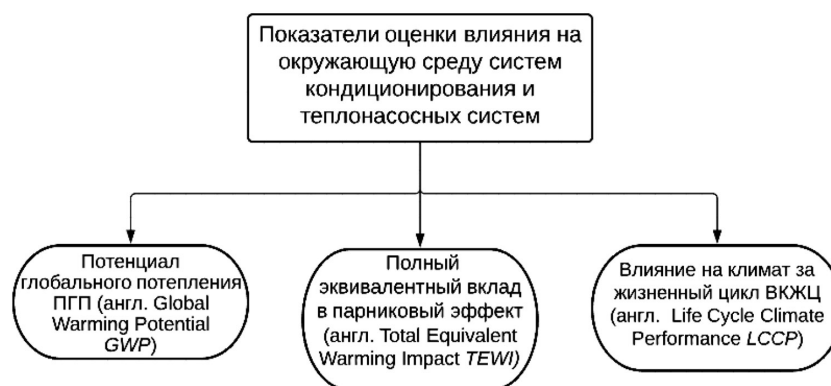


Рис. 2. Современные экологические показатели, характеризующие влияние на окружающую среду систем кондиционирования и теплонасосных установок

Fig. 2. Modern environmental metrics characterizing the impact on the environment of air conditioning systems and heat pump systems

В процессе выбора хладагента в основном используются три экологических показателя (рис. 2).

Хотя каждый из показателей служит одной и той же цели – количественной оценке воздействия хладагентов на глобальное потепление, их использование может привести к разным выводам. Поэтому для корректного проектирования, эксплуатации и прогнозирования работы парокомпрессионных систем неотъемлемым этапом должна быть оценка ее влияния на климат за весь срок эксплуатации. Ниже приведена подробная характеристика каждого показателя и их взаимная сравнительная характеристика.

Потенциал глобального потепления ПГП (*Global Warming Potential – GWP*) – это теплота, поглощаемая любым парниковым газом в атмосфере, кратная количеству теплоты, которое может быть поглощено той же массой диоксида углерода (CO_2). Для CO_2 *GWP* равен 1. Для других газов это зависит от газа и временных рамок. Значения *GWP* оцениваются и обновляются для каждого временного интервала по мере улучшения методов.

Чем больше *GWP*, тем больше конкретный газ нагревает Землю по сравнению с CO_2 за этот период времени. Оценки значений *GWP* за 20 и 100 лет периодически включаются в отчеты Межправительственной группы экспертов по изменению климата. *GWP* представляют собой общую единицу измерения, которая позволяет аналитикам суммировать оценки выбросов различных газов (например, для составления национального кадастра парниковых газов), а разработчикам политики сравнивать возможности сокращения выбросов по секторам и газам.

GWP зависит от следующих факторов: поглощение инфракрасного излучения данным газом, спектральное положение его поглощающих длин волн, время жизни газа в атмосфере. Высокий *GWP* коррелирует с большим поглощением инфракрасного излучения и длительным временем жизни в атмосфере. Зависимость *GWP* от длины волны поглощения более сложна. Даже если газ эффективно поглощает излучение на определенной длине волны, это может не сильно повлиять на его *GWP*, если атмосфера уже поглощает большую часть излучения на этой длине волны. Значения *GWP* хладагента приводятся в специализированной литературе [5, 8].

Полный эквивалентный вклад в парниковый эффект (*Total Equivalent Warming Impact TEWI*) – эталон для оценки общих выбросов. Данный параметр имеет хорошо стандартизированный метод расчета, который описан, например, в европейском стандарте EN-378–1–2014 «Холодильные системы и тепловые насосы – Требования безопасности и окружающей среды. Основные требования, определения, классификация и критерии выбора».

Помимо прямого воздействия хладагента (которое оценивается с помощью *GWP*), любая система или процесс, требующий подвода энергии, косвенно влияет на окружающую среду путем эмиссии CO_2 в процессе производства этой энергии.

TEWI является показателем для оценки парникового эффекта путем сочетания прямого вклада от выбросов хладагентов в атмосферу и косвенного вклада от выбросов углекислого газа и других газов, образующихся при выработке энергии, необходимой для работы холодильной системы в течение всего срока ее эксплуатации [9]:

$$TEWI = GWP \cdot m_{\text{х.а.}} \cdot L_{\text{год}} \cdot n + GWP \cdot m_{\text{х.а.}} \cdot (1 - \alpha_{\text{ут}}) + E_{\text{год}} \cdot \beta \cdot n, \quad (9)$$

где *GWP* – потенциал глобального потепления хладагента по отношению к CO_2 ($GWP_{\text{CO}_2}=1$), $\text{кгCO}_2/\text{кг}$; $m_{\text{х.а.}}$ – масса хладагента в установке, кг (из т/д расчета); $\alpha_{\text{ут}}$ – величина утилизации хладагента (эмиссия) из установки, от 0 до 1; $L_{\text{год}}$ – величина утечек хладагента в течение года, % (2–5 % от заправки); n – средний срок работы установки, лет (минимум 15 лет); β – коэффициент косвенных выбросов – масса выделяющегося при производстве 1 кВт·ч электроэнергии диоксида углерода, $\text{кг} \times \text{CO}_2 / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$ (0,165 $\text{кг} \times \text{CO}_2 / (\text{кВт} \cdot \text{ч})$); $E_{\text{год}}$ – годовое энергопотребление, $\text{кВт} \cdot \text{ч}/\text{год}$.

Показатель *TEWI* предназначен для расчета полного влияния процессов искусственного охлаждения на парниковый эффект. Этот показатель учитывает как прямое влияние на парниковый эффект хладагента, если имеет место его утечка, так и косвенное воздействие холодильной системы вследствие потребления ею энергии, используемой для энергоснабжения установки при ее нормальной работе в течение всего срока ее эксплуатации.

Прямые выбросы включают ежегодную утечку хладагента и утечки, вызванные катастрофами; косвенные выбросы связаны с жизненным циклом хладагента, с производством и транспортировкой системы и хладагента. Показатель *TEWI* более показателен, чем *GWP*, но он не принимает во внимание все сопутствующие косвенные выбросы.

Показатель «влияние на климат за жизненный цикл» (*Life Cycle Climate Performance – LCCP*) – был разработан в 1999 году экспертом, работающим в Агентстве по охране окружающей среды США и членом Группы по Монреальскому протоколу по технологии и экономической оценке, который заметил, что *TEWI* игнорирует значительные выбросы нежелательного гидрофторуглерода (HFC) – 23, побочного продукта гидрохлорфторуглерода. В 2005 году совместный комитет Межправительственной группы экспертов ООН по изменению климата МГЭИК и ГТОЭО одобрил показатель *LCCP* для использования при оценке низкоуглеродного холодильного оборудования и оборудования кондиционирования воздуха.

На практике расчет *LCCP* сложнее, чем *TEWI*, и предназначен для предоставления целостной картины воздействия установки на окружающую среду. *LCCP* рассчитывается как сумма прямых и косвенных эмиссий системы за весь период существования системы «от колыбели до могилы» (рис. 3) [10, 11].

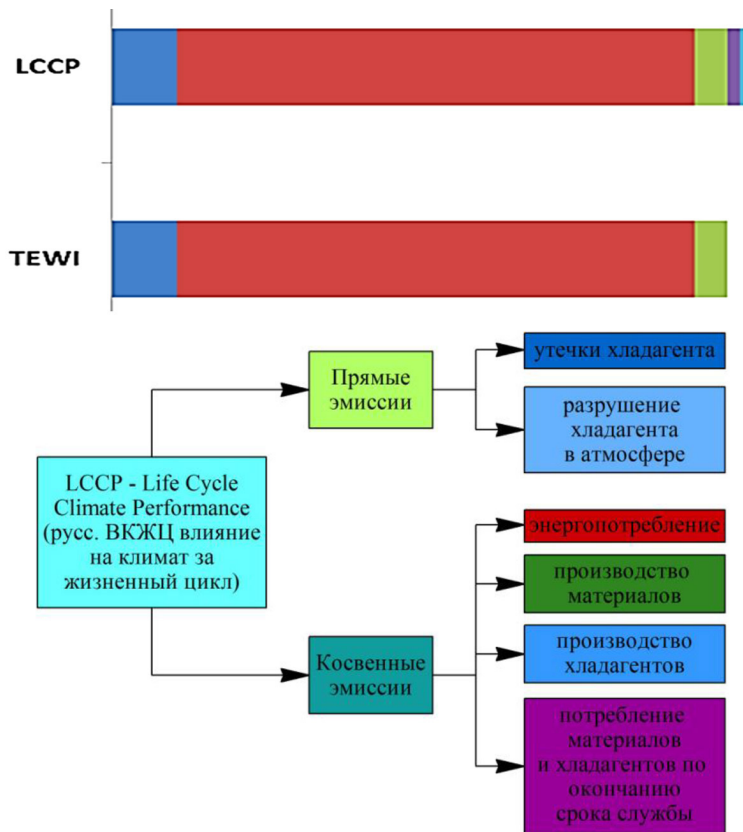


Рис. 3. Визуальное сравнение параметров *TEWI* и *LCCP*

Fig. 3. Visual comparison of *TEWI* and *LCCP* parameters

Параметр *LCCP* определяется по следующим формулам:

$$LCCP = \text{прямое воздействие (DE)} + \text{косвенное воздействие (IE)}, \quad (10)$$

$$DE = m_{\text{х.а.}} \cdot (n \cdot L_{\text{год}} + EOL) \cdot (GWP + \text{adp.GWP}), \quad (11)$$

где $m_{\text{х.а.}}$ – масса хладагента в установке, кг (из т/д расчета); n – средний срок работы установки, лет (минимум 15 лет); GWP – потенциал глобального потепления хладагента по отношению к CO_2 ($GWP_{\text{CO}_2}=1$), $\text{кгCO}_{2\text{ЭКВ}}/\text{кг}$; $L_{\text{год}}$ – величина утечек хладагента в течение года, % от заправки (2–5 %); EOL – остаток хладагента на конец срока службы, % от заправки (принимаем 15 % от заправки); adp.GWP – адаптационный потенциал глобального потепления хладагента, $\text{кгCO}_{2\text{ЭКВ}}/\text{кг}$ (по табл. для R1234yz =3.3, R600a=1.7, R=1336mzz=3.1).

$$IE = n \cdot E_{\text{год}} \cdot EM + \sum(m \cdot MM) + \sum(m_{\text{пм}} \cdot RM) + m_{\text{х.а.}} \cdot (1 + n \cdot L_{\text{год}}) \cdot RFM + m_{\text{х.а.}} \cdot (1 - EOL) \cdot RFD \quad (12)$$

где $E_{\text{год}}$ – годовое энергопотребление, $\text{кВт}\cdot\text{ч}/\text{год}$; EM – эмиссия CO_2 , приходящаяся на 1 $\text{кВт}\cdot\text{ч}$ энергии, ($\text{кгCO}_{2\text{ЭКВ}}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$); (0,54...0,86 $\text{кг CO}_{2\text{ЭКВ}}/(\text{кВт}\cdot\text{ч})$); m – масса установки, кг; MM – эмиссии CO_2 при производстве материалов, $\text{кг CO}_{2\text{ЭКВ}}/\text{кг}$; $m_{\text{пм}}$ – масса переработанного материала

(вторсырья), кг; RM – эмиссии CO_2 при производстве вторсырья, $\text{кгCO}_{2\text{ЭКВ}}/\text{кг}$; EOL – остаток хладагента на конец срока службы, % от заправки (принимается 15 % от заправки); RFM – эмиссии при производстве хладагента, $\text{кгCO}_{2\text{ЭКВ}}/\text{кг}$; RFD – эмиссии при уничтожении хладагента, $\text{кг CO}_{2\text{ЭКВ}}/\text{кг}$.

Методика определения $LCCP$ – очень гибкий инструмент, применяемый к любому типу стационарных холодильных систем, систем кондиционирования и тепловых насосов, использующих парокомпрессионный цикл и потребляющих электроэнергию из электросетей. Различные системы можно сравнивать, если расчеты производятся с одинаковыми допущениями и в соответствии с предложенным методом расчета.

Эта методология может быть использована для сравнения различных опций для снижения общих эмиссий теплонасосной установки в течение срока ее службы.

Для проведения сравнительной оценки экологических показателей работы ПКТУ типа «вода-вода» на разных хладагентах в качестве эталонного хладагента принят R410A как один из наиболее применяемых на данный момент хладагентов в парокомпрессионных системах. Расчетные значения экологических показателей приведены в табл. 3.

Исходя из полученных результатов, можно видеть, что наиболее экологически чистым хладагентом с наименьшим GWP является R600a со значением суммарной эмиссии эквивалентного CO_2 за весь период жизненного цикла (15 лет) в 8,64 кгCO_2 . Непосредственный вклад в $TEWI$ вносит величина коэффициента преобразования ПКТУ μ_{TH} . Так, при использовании хладагента, требующего на 3 % больше электроэнергии на привод оборудования ТНУ или ХМ, показатель $TEWI$ будет почти в 3 раза выше. Так, несмотря на то, что $GWP_{\text{R600a}} > GWP_{\text{R744}}$ в 3 раза, энергопотребление ПКТУ на R744 на 35,26 % больше, чем для ПКТУ на R600a, а значит, и удельные косвенные выбросы больше, что подтверждается расчетами. Из рассматриваемых альтернативных рабочих тел наилучшие экологические показатели у R1336mzz (E), т. к. суммарная эмиссия эквивалентного CO_2 за весь период жизненного цикла превышает аналогичный показатель для R600a в 4,2 раза.

Результаты $LCCP$ показывают, что производительность системы и выбросы при производстве оборудования являются доминирующими факторами выбросов CO_2 в течение всего срока службы ПКТУ. Результаты сравнения хладагентов на основе $TEWI$ и $LCCP$ прямопропорцио-

Таблица 3. Расчетные значения экологических показателей ПКТУ типа «вода-вода»

Table 3. Obtained values of environmental metrics of the «water-to-water» VCHP

хладагент	R1234ze	R1336mzz (E)	R600a	R744	R410a
GWP	7	18	3	1	2000
% от R410a	0,35	0,9	0,15	0,05	100 %
$TEWI$, $\text{кгCO}_{2\text{ЭКВ}}$	16,33	36,33	8,58	10,43	43,3
% от R410a	37,7	83,9	20,0	24,09	100 %
$LCCP$, $\text{кгCO}_{2\text{ЭКВ}}$	16,58	36,52	8,64	10,68	45,4
% от R410a	36,2	80,4	19,0	23,52	100 %
% от $TEWI$	+1,51	+0,52	+0,7	+2,4	+4,84

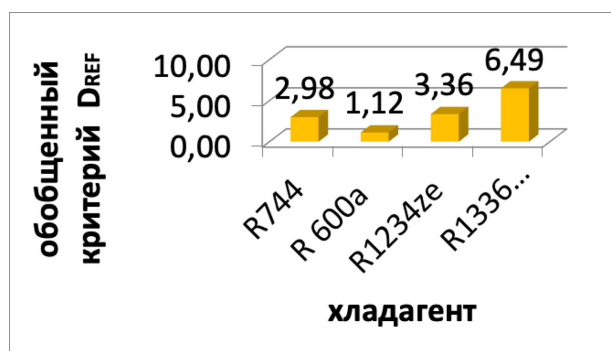


Рис. 4. Значения обобщенного критерия D_{REF} для рассматриваемых хладагентов

Fig. 4. Values of the composite criterion D_{REF} for the considered refrigerants

нально зависят от величины потребляемой энергии со стороны ПКТУ, что также отражается на КПД системы.

В настоящее время нет общепризнанной методики экономических обоснований эффективности применения тепловых насосов. Ее разработка во многом осложнена отсутствием единой типовой методики технико-экономических расчетов, утвержденной на государственном уровне. Применяемая сейчас при составлении бизнес-планов методика ПРООН (Программа Развития Организации Объединенных Наций) оперирует критериями чистой дисконтированной прибыли и связывает выбор того или иного технического решения с экономическим интересом инвестора, ставя этот выбор в зависимость от существующей на данный момент налоговой системы, тарифной и ценовой политики, таможенного законодательства и других факторов, которые с течением времени могут меняться.

Для дальнейшей оценки и выбора «желательного» хладагента для рассматриваемой ПКТУ мы использовали метод многокритериальной оптимизации, предлагаемый в работе [12]. Определяемый при этом обобщенный критерий D_{REF} сводит все оценки по отдельным критериям в единую числовую оценку (рис. 4). Минимальное значение D_{REF} критерия соответствует наилучшему хладагенту среди одновременно рассматриваемых рабочих тел. В данной работе мы анализировали девять показателей: термодинамические, экологические и экономический, а именно теплопроизводительность ПКТУ (q_{TH} , кДж/кг); действительный эксергетический КПД (η_e); действительная степень термодинамического совершенства ($\gamma_{дейст}$); действительный коэффициент теплотрансформации (μ_{TH}); GWP , кгCO_{2экв}/кг; $TEWI$, кгCO_{2экв}/кг; $LCCP$, кгCO_{2экв}/кг; индекс воспламеняемости; стоимость 1 кг хладагента. Как видно на рис. 4, наименьшее значение критерия D_{REF} получено для природных хладагентов R600a и R744; на 13 % критерии D_{REF} для R1234ze выше, чем для R744, что также позволяет рекомендовать данный хладагент.

Заключение

В проведенной работе было определено, что эффективность парокомпрессионных теплонасосных установок (ПКТУ) следует оценивать комплексно, с использованием энергетических, экологических и экономических показателей. Использование только энергетических или

одновременно энергетических и экологических критериев однозначно не определяет эффективность установки.

Для ПКТУ, использующей в качестве источника низкопотенциальной теплоты оборотную воду предприятий пищевых производств и работающей на хладагентах четвертого поколения, определены как значения показателей энергетической и экологической эффективности, так и обобщенный критерий D_{REF} , который сводит все оценки по отдельным параметрам в единую числовую оценку.

Установлено, что при заданных условиях наименьшее значение критерия D_{REF} соответствует природным хладагентам R600a и R744, на 13 % критерии D_{REF} для R1234ze выше, чем для R744, что также позволяет рекомендовать данный хладагент в качестве рабочего тела среднетемпературных ПКТУ.

Предложенная методика оценки и выбора хладагента, основанная на методе многокритериальной оптимизации, является удобным инструментом при комплексной оценке работы систем кондиционирования и теплонасосных установок.

Дальнейшие исследования связаны с определением зависимостей термодинамических и эксергетических параметров от изменения значений температуры НПИ и окружающей среды.

Список литературы / References

[1] Остапенко О. П., Бакум Е. В., Ющишина А. В. Энергетический, экологический и экономический аспекты эффективности теплонасосных станций на природных и промышленных источниках теплоты, *Наукові праці ВНТУ*, 2013, 3, 1–11 [Ostapenko O. P., Bakum E. V., Yuschishina A. V. Energy, environmental and economic aspects of the efficiency of heat pump stations on natural and industrial heat sources. *Science papers of VNTU*, 2013, 3, 1–11 (in Russian)].

[2] Karnaukh V. V. An application of CO₂ as a refrigerant for medium temperature heat pumps, *J. Sib. Fed. Univ. Eng. & Technol.*, 2021, 14(6), 703–713. DOI: 10.17516/1999-494X-0344.

[3] Аникина И. Д., Сергеев В. В. Применение тепловых насосов для повышения энергоэффективности паросиловых ТЭС. *Научно-технические ведомости Санкт-Петербургского государственного политехнического университета*. 2013, 3(178), 56–61. [I. D. Anikina, V. V. Sergeev. Heat pumps' application for energy efficiency rising of steam-power HPP. *Scientific and Technical Statements of St.-Petersburg State Polytechnical University*. 2013, 3(178), 56–61 (in Russian)].

[4] Прогноз рынка тепловых насосов, анализ тенденций и отслеживание конкуренции: обзор рынка с 2019 по 2029 год: <https://heatpumpjournal.com.ua/blog/1662/prognoz-rynka-teplovyyh-nasosov-analiz-tendencij-i-otslezhivanie-konkurencii-obzor-rynka-s-2019-po-2029-god> [дата обращения 25.11.2021]. [Heat Pump Market Forecast, Trend Analysis and Competition Tracker: Market Overview from 2019 to 2029: <https://heatpumpjournal.com.ua/blog/1662/prognoz-rynka-teplovyyh-nasosov-analiz-tendencij-i-otslezhivanie-konkurencii-obzor-rynka-s-2019-po-2029-god> [Access: 25.11.2021 (in Russian)].

[5] Озонабезопасные хладагенты / Цветков О. Б., Бараненко А. В., Лаптев Ю. А. Сапожников С. З. Ховалыг Д. М., Пятаков Г. Л. *Научный журнал НИУ ИТМО. Холодильная техника и кондиционирование*. 2014, 3, 98–111. [Ozone layer-safe refrigerants. Tsvetkov O. B., Baranenko A. V., Laptev YU. A., Sapozhnikov S. Z., Khovalyg D. M., Pjatakov G. L. *Scientific Journal of SRI ITMO. Refrigeration and air conditioning*, 2014, 3, 98–111 (in Russian)].

[6] Миронова Н. В., Елистратов С. Л., Овчинников Ю. В., Томилов В. Г. Повышение термодинамической эффективности рабочих циклов парокompрессионных тепловых насосов. *Научный вестник НГТУ*. 2018, 2 (71), 143–156. doi: 10.17212/1814-1196-2018-2-143-156. [Mironova N. V., Elistratov S. L., Ovchinnikov Yu. V., Tomilov V. G. Povyshenie termodinamicheskoi effektivnosti rabochikh tsiklov parokompresionnykh teplovykh nasosov [Increasing thermodynamic efficiency of working cycles of steam compression heat pumps]. *Nauchnyi vestnik Novosibirskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta – Science Bulletin of the Novosibirsk State Technical University*. 2018, 2 (71), 143–156. doi: 10.17212/1814-1196-2018-2-143-156 (in Russian)].

[7] Refrigeration. ASHRAE Handbook, 2010. 362p. [Electronic Resource] – Access: <https://www.ashrae.org/technical-resources/ashrae-handbook/description-2018-ashrae-handbook-refrigeration>.

[8] Sinan Karakurt, U. Gunes, Yasin Ust. Exergetic and economic analysis of subcooling and superheating effect on vapor compression refrigeration system, *Proceedings of the ASME2016 Power Conference POWER2016 June 26–30, 2016, Charlotte, North Carolina*, 2016, 1–6.

[9] Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012: Guidelines The Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating, 2012: [Electronic Resource] – Access: https://www.airah.org.au/Content_Files/BestPracticeGuides/Best_Practice_Tewi_June2012.pdf.

[10] Guideline for Life Cycle Climate Performance International Institute of Refrigeration, 2016, V.1.2. [Electronic Resource] – Access: <http://www.cold.org.gr/library/downloads/Docs/Guideline%20for%20life%20cycle%20climate%20performance.pdf>.

[11] Zhang, Ming and Muehlbauer, Jan. Life Cycle Climate Performance Model for Residential Heat Pump Systems. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference Paper 1311*, 2012, 1–11.

[12] Karnaukh V. V. Mazur V. A., Biryukov A. B., Rzheshik K. A. Trade-off working fluid selection for heat pumps. *Proceedings of the IV International Scientific and Technical Conference «Energy Systems»*, Belgorod, 2019. doi:10.1088/1757-899X/791/1/012066 [Electronic Resource] – Access: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/791/1/012066>.