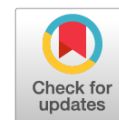


DOI: <https://doi.org/10.17816/RF111059>

Природные хладагенты – фавориты будущего

В.Г. Пономарев¹, М.С. Талызин²¹ ООО «НПП СИНТЕЗ», Пермь, Россия² Международная Академия Холода, Москва, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. Снижение отрицательного техногенного влияния на окружающую среду является одним из перспективных направлений развития техники низких температур. Согласно ратифицированной Российской Федерацией поправке к Монреальскому соглашению, применение гидрофторуглеродов должно сократиться к 2036 году на 85%.

Цель – дать обоснование применению углеводородов в качестве хладагентов с точки зрения эффективности применения.

Методы. Проведено исследование потерь холодильных установок с разными температурными уровнями (температуры кипения хладагента -25 °С, -18 °С и -13 °С), работающих с холодильными агентами R134a, R404A, R1270 и R290 энтропийно-статистическим методом термодинамического анализа.

Результаты. Рассматриваемые природные хладагенты R1270 и R290 обладают более высокими показателями эффективности по сравнению с традиционно используемыми хладагентами R134a и R404A. Значения холодильного коэффициента при адиабатном сжатии выше на 16,28% по сравнению с R404A, на 1,81% по сравнению с R1270, на 1,14% по сравнению с R290 для установки с температурой кипения -13 °С. Значения холодильного коэффициента при адиабатном сжатии выше на 16,84% по сравнению с R404A, на 1,13% по сравнению с R1270, на 0,58% по сравнению с R290 для установки с температурой кипения -18 °С. Значения холодильного коэффициента при адиабатном сжатии выше на 18,53% по сравнению с R404A, на 0,8% по сравнению с R1270, на 0,43% по сравнению с R290 для установки с температурой кипения -25 °С.

Степень термодинамического совершенства при использовании R290 выше на 27,99% по сравнению с R134a, на 19,2% по сравнению с R404A, на 14,79% по сравнению с R1270 для установки с температурой кипения -13 °С. Степень термодинамического совершенства при использовании R290 выше на 21,25% по сравнению с R134a, на 14,71% по сравнению с R404A, на 9,9% по сравнению с R1270 для установки с температурой кипения -18 °С. Степень термодинамического совершенства при использовании R290 выше на 27,94% по сравнению с R134a, на 11,44% по сравнению с R404A, на 3,61% по сравнению с R1270 для установки с температурой кипения -25 °С.

Приводятся данные по производству углеводородных хладагентов, в частности R1270 и R290, на территории Российской Федерации, а также показатели качества и основные области их применения.

Заключение. Результаты анализа показали перспективность применения природных хладагентов (R1270 и R290) и позволили определить пути совершенствования холодильных установок.

Ключевые слова: энтропийно-статистический метод анализа; эффективность; природные хладагенты; пропилен; пропан.

Для цитирования:

Пономарев В.Г., Талызин М.С. Природные хладагенты – фавориты будущего // Холодильная техника. 2022. Т. 111, № 3. С. 199–208.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF111059>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF111059>

Natural refrigerants are favored by the future

Vladimir G. Ponomarev¹, Maxim S. Talyzin²

¹ LLC «NPP Sintez», Perm, Russia

² International Academy of Refrigeration, Moscow, Russia

ABSTRACT

BACKGROUND: Reducing the harmful impact on the environment is a promising way to the development of low-temperature technology. According to the amendment to the Montreal Agreement, approved by the Russian Federation, the use of hydrofluorocarbons should be reduced by 85% by 2036.

AIMS: To justify the use of hydrocarbons as refrigerants in terms of their effectiveness.

MATERIALS AND METHODS: Here, we have studied the losses of refrigeration plants at different temperature levels (refrigerant boiling points of -25°C , -18°C , and -13°C), while working with the refrigerants R134a, R404A, R1270, and R290 using the entropy-statistical method of thermodynamic analysis.

RESULTS: Experimental results revealed that the natural refrigerants, R1270 and R290 have higher efficiency than the conventional refrigerants R134a and R404A. The values of the cooling coefficient under adiabatic compression are higher by 16.28%, 1.81%, and 1.14% compared to R404A, R1270, and R290, respectively, for installation with a boiling point of -13°C . Similarly, for installation with a boiling point of -18°C , these values are higher by 16.84%, 1.13%, and 0.58% compared to R404A, R1270, and R290, respectively. Furthermore, for installation with a boiling point of -25°C , the values of the cooling coefficient under adiabatic compression are higher by 18.53%, 0.8%, and 0.43% compared to R404A, R1270, and R290, respectively.

In addition, the degree of thermodynamic perfection for R290 is higher by 27.99%, 19.2%, and 14.79% compared to R134a, R404A, and R1270, respectively, for a boiling point of -13°C . Similarly, for R290 and a boiling point of -18°C , it is higher by 21.25%, 14.71%, and 9.9% compared to R134a, R404A, and R1270, respectively. Furthermore, for R290 and a boiling point of -25°C , it is higher by 27.94%, 11.44%, and 3.61% compared to R134a, R404A, and R1270, respectively.

In this study, data on the production of hydrocarbon refrigerants, in particular R1270 and R290, under the Russian Federation are presented. Moreover, quality indicators and the main areas of application for the same are provided here.

CONCLUSIONS: The results of the analysis showed the prospects of using natural refrigerants (R1270 and R290) and allowed us to assess different ways to improve the refrigeration plants.

Keywords: entropy-statistical method of analysis; efficiency; natural refrigerants; propylene; propane.

To cite with article:

Ponomarev VG, Talyzin MS. Natural refrigerants are the favorites of the future. *Refrigeration Technology*. 2022;111(3):199–208.

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF111059>

ОБОСНОВАНИЕ

Снижение отрицательного техногенного влияния на окружающую среду является одним из перспективных направлений развития техники низких температур. В связи с этим производится поиск альтернативных применяемым ранее хладагентам (R134a, R404A, R507A, R407C и т.д.), среди которых можно выделить две группы: природные (пропан, аммиак, CO₂ и т.д.) и синтетические (R32, R1234yf, R1234ze, R1233zd, R454B, R513A, R455A, R448A, R449A, R452B и т.д.)

Согласно ратифицированной Российской Федерацией поправке к Монреальскому соглашению, применение гидрофторуглеродов должно сократиться к 2036 году на 85%. На ввоз хладагентов данных групп была введена соответствующая квота, которая будет снижаться пропорционально указанной выше цели. Стоит отметить, что хладагенты данной группы не производятся в Российской Федерации, поэтому проблема с доступностью и стоимостью становится острой [2].

В связи с этим углеводороды (УВ) были рекомендованы в качестве хладагентов следующего поколения из-за нулевого озоноразрушающего потенциала (ОРП) и низкого потенциала глобального потепления (ПГП). Исследованиям природных углеводородных хладагентов в последние годы посвящено много работ, как в нашей стране, так и за рубежом [1–10]. Например, в работе [11] представлен сравнительный анализ конденсации хладагентов HC (R600, R600a) и хладагентов HFC (R134a, R143a). Также известно [12], что пропан – популярный углеводород (R290 или HC-290), рекомендованный в качестве потенциального хладагента-кандидата, поскольку он имеет хорошие термодинамические свойства, улучшенные характеристики теплопередачи, пониженную температуру нагнетания компрессора и уменьшенную заправку хладагента. Углеводороды (R290 или R1270) применяются (апробируются) приблизительно в 100 централизованных системах супермаркетов в странах ЕС. Хладагенты R290 и R1270 эффективны при использовании как на средне-, так и на низкотемпературном уровнях охлаждения [13]. Обзоры различных систем, в которых используются природные хладагенты и модификации систем, которые могли бы обеспечить более высокую эффективность представлены в работах [14, 16, 17].

Таким образом, применение природных хладагентов, производимых в Российской Федерации, позволит решить приведенную выше проблему, несмотря на то что к проектированию холодильных систем требуется определенный подход.

ЦЕЛЬ

Дать обоснование применению углеводородов в качестве хладагентов с точки зрения эффективности применения.

МЕТОДЫ

Ниже приведен анализ холодильных установок, работающих по циклу одноступенчатого сжатия с однократным дросселированием для хладагентов R134a, R404A, R1270 и R290. В качестве метода анализа применялся энтропийно-статистический метод термодинамического анализа [18].

Исходные данные для анализа холодильной установки с температурой кипения -25 °C приведены в таблице 1; данные для анализа холодильной установки с температурой кипения -18 °C приведены в таблице 2, данные для анализа холодильной установки с температурой кипения -13 °C – приведены в таблице 3. Значения адиабатного КПД компрессора принимались на основании данных, указанных в программе подбора компрессоров Bitzer Software v6.17.7. Принципиальная схема цикла приведена на рис. 1.

Для анализа использовались следующие основные зависимости:

удельная массовая холодопроизводительность

$$q_o = h_2 - h_7, \quad (1)$$

Таблица 1. Исходные данные для анализа холодильной установки с температурой кипения -25 °C

Table 1. Initial data for analysis of the refrigeration unit with a boiling point of -25 °C

Температура кипения, °C (K)	-25 (248)
Температура конденсации, °C (K)	+45 (318)
Температура окружающей среды, °C (K)	+40 (313)
Температура в потребителях, °C (K)	-18 (255)
Перегрев на всасывании, K	8
Переохлаждение, K	4
Холодопроизводительность Q_o , кВт	1

Таблица 2. Исходные данные для анализа холодильной установки с температурой кипения -18 °C

Table 2. Initial data for analysis of the refrigeration unit with a boiling point of -18 °C

Температура кипения, °C (K)	-18 (248)
Температура конденсации, °C (K)	+45 (318)
Температура окружающей среды, °C (K)	+40 (313)
Температура в потребителях, °C (K)	-8 (255)
Перегрев на всасывании, K	8
Переохлаждение, K	4
Холодопроизводительность Q_o , кВт	1

массовый расход

$$G = \frac{Q_o}{q_o}, \quad (2)$$

необходимая удельная работа для генерации холода

$$l_{\min} = q_o \times \frac{T_{\text{ос}} - T_{\text{п}}}{T_{\text{п}}}, \quad (3)$$

адиабатная работа сжатия

$$l_{\text{ад}} = h_{3\text{ад}} - h_2, \quad (4)$$

действительная затрачиваемая удельная работа сжатия

$$l_{\text{сж}} = q_{\text{кд}} - q_o = h_3 - h_6 - (h_2 - h_7) = \frac{l_{\text{ад}}}{\eta_{\text{ад}}}, \quad (5)$$

степень термодинамического совершенства

$$\eta_{\text{терм}} = \frac{l_{\min}}{l_{\text{сж}}}, \quad (6)$$

холодильный коэффициент при адиабатном процессе сжатия

$$\varepsilon_{\text{ад}} = \frac{q_o}{l_{\text{ад}}}, \quad (7)$$

действительное значение холодильного коэффициента

$$\varepsilon_{\text{д}} = \frac{q_o}{l_{\text{сж}}}. \quad (8)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в конденсаторе складываются из суммы минимально необходимых

работ для компенсации производства энтропии при охлаждении паров хладагента от температуры нагнетания до температуры насыщения $\Delta l_{\text{пк}}$, конденсации паров хладагента в конденсаторе $\Delta l_{\text{кк}}$ и переохлаждении жидкого хладагента $\Delta l_{\text{ок}}$:

$$\Delta l_{\text{кд}} = \Delta l_{\text{пк}} + \Delta l_{\text{кк}} + \Delta l_{\text{ок}}, \quad (9)$$

где

$$\Delta l_{\text{пк}} = (h_{3\text{ад}} - h_4) - T_{\text{ос}} \times (s_{3\text{ад}} - s_4), \quad (10)$$

$$\Delta l_{\text{кк}} = T_{\text{ос}} \times (h_4 - h_5) \times \left(\frac{1}{T_{\text{ос}}} - \frac{1}{T_{\text{к}}} \right), \quad (11)$$

$$\Delta l_{\text{ок}} = T_{\text{ос}} \times (h_5 - h_6) \times \left(\frac{1}{T_{\text{ос}}} - \frac{1}{T_{\text{по}}} \right), \quad (12)$$

где

$$T_{\text{по}} = \frac{T_5 - T_6}{\ln(T_5) - \ln(T_6)}. \quad (13)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии при дросселировании:

$$\Delta l_{\text{др}} = T_{\text{ос}} \times (s_6 - s_7) \quad (14)$$

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (кипение жидкого хладагента):

$$\Delta l_{\text{и.кнп}} = (h_1 - h_7) \times T_{\text{ос}} \times \frac{T_{\text{п}} - T_o}{T_o \times T_{\text{п}}} \quad (15)$$

Таблица 3. Исходные данные для анализа холодильной установки с температурой кипения -13°C

Table 3. Initial data for analysis of the refrigeration unit with a boiling point of -13°C

Температура кипения, $^\circ\text{C}$ (K)	-13 (248)
Температура конденсации, $^\circ\text{C}$ (K)	$+45$ (318)
Температура окружающей среды $T_{\text{ос}}$, $^\circ\text{C}$ (K)	$+40$ (313)
Температура в потребителях $T_{\text{п}}$, $^\circ\text{C}$ (K)	0 (255)
Перегрев на всасывании, K	8
Переохлаждение, K	4
Холодопроизводительность Q_o , кВт	1

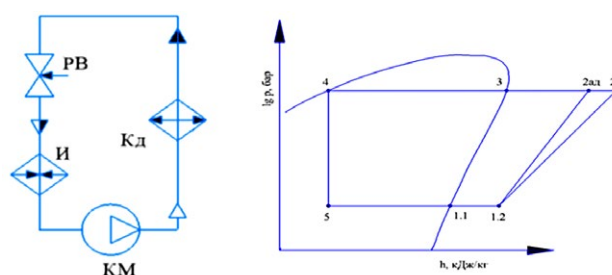


Рис. 1. Принципиальная схема цикла. KM – компрессор, K_d – конденсатор, $И$ – испаритель, PB – регулирующий клапан.

Fig. 1. Circuit diagram of the cycle. KM – compressor, K_d – condenser, $И$ – evaporator, PB – control valve.

Необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе при передаче теплоты от охлаждаемого объекта в цикле при средней температуре воздуха в потребителях (перегрев хладагента в испарителе):

$$\Delta l_{\text{и.пер}} = T_{\text{п}} \times (s_2 - s_1) - (h_2 - h_1) \quad (16)$$

Общие необходимые удельные затраты работы сжатия для компенсации производства энтропии в испарителе:

$$\Delta l_{\text{и}} = \Delta l_{\text{и.кип}} + \Delta l_{\text{и.пер}} \quad (17)$$

Суммируя величины необходимых удельных затрат работ для компенсации производства энтропии во всех элементах холодильной машины, находим расчетную величину адиабатной работы сжатия:

Результаты анализа приведены на рис. 2–4 и в таблицах 4–6.

$$l_{\text{ад.р}} = l_{\text{мин}} + \Delta l_{\text{кд}} + \Delta l_{\text{др}} + \Delta l_{\text{и}} \quad (18)$$

Энергетические потери в компрессоре:

$$\Delta l_{\text{км}} = l_{\text{сж}} - l_{\text{ад.р}} \quad (19)$$

Расчетная работа сжатия:

$$l_{\text{сж.р}} = l_{\text{ад.р}} + \Delta l_{\text{км}} \quad (20)$$

Для сравнения потерь в элементах холодильной установки при использовании разных хладагентов целесообразно использовать потери мощности, определяемые по следующей зависимости:

$$\Delta N_i = l_i \times G \quad (21)$$

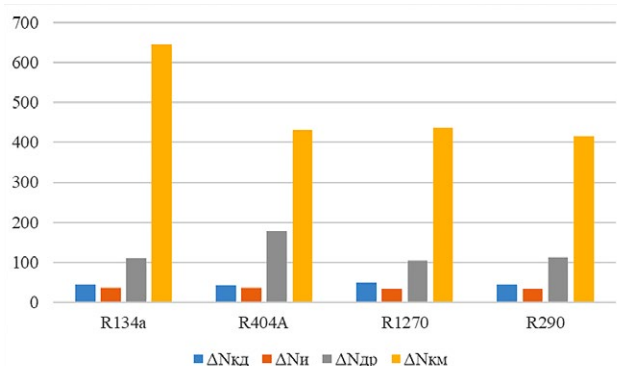


Рис. 2. Распределение потерь мощности по элементам холодильной установки с температурой кипения –25 °С, Вт.

Fig. 2. Distribution of power losses in the elements of the refrigeration plant with a boiling point of –25 °C, W.

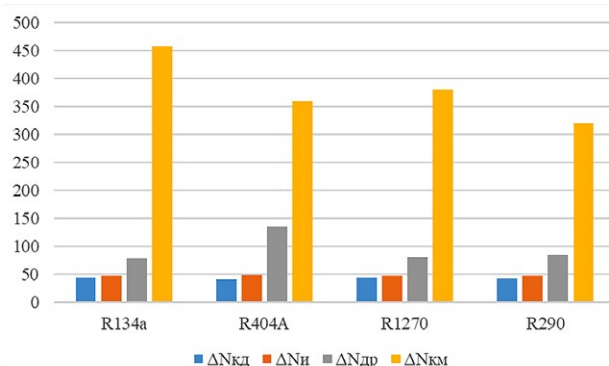


Рис. 3. Распределение потерь мощности по элементам холодильной установки с температурой кипения –18 °С, Вт.

Fig. 3. Distribution of power losses in the elements of the refrigeration plant with a boiling point of –18 °C, W.

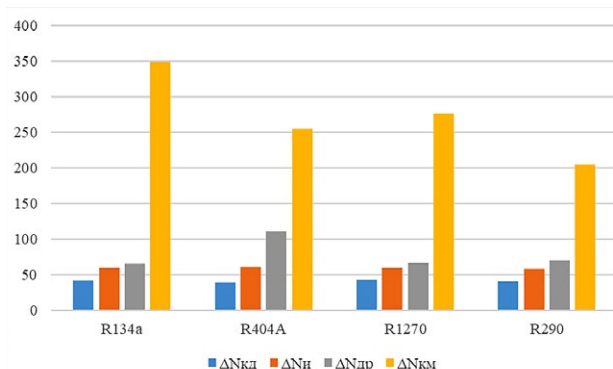


Рис. 4. Распределение потерь мощности по элементам холодильной установки с температурой кипения –13 °С, Вт.

Fig. 4. Distribution of power losses in the elements of the refrigeration plant with a boiling point of –13 °C, W.

Таблица 4. Показатели эффективности холодильной установки с температурой кипения -25 °C**Table 4.** Performance indicators of the refrigeration unit with a boiling point of -25 °C

Наименование показателя	R134a	R404A	R1270	R290
Степень термодинамического совершенства	0,2202	0,2528	0,2719	0,2817
Холодильный коэффициент при адиабатном сжатии	2,54	2,14	2,51	2,52
Действительный холодильный коэффициент	0,97	1,11	1,20	1,24

Таблица 5. Показатели эффективности холодильной установки с температурой кипения -18 °C**Table 5.** Performance indicators of the refrigeration unit with a boiling point of -18 °C

Наименование показателя	R134a	R404A	R1270	R290
Степень термодинамического совершенства	0,2292	0,2423	0,2529	0,2779
Холодильный коэффициент при адиабатном сжатии	3,01	2,57	2,97	2,99
Действительный холодильный коэффициент	1,27	1,34	1,40	1,53

Таблица 6. Показатели эффективности холодильной установки с температурой кипения -13 °C**Table 6.** Performance indicators of the refrigeration unit with a boiling point of -13 °C

Наименование показателя	R134a	R404A	R1270	R290
Степень термодинамического совершенства	0,2300	0,2469	0,2564	0,2944
Холодильный коэффициент при адиабатном сжатии	3,43	2,95	3,37	3,39
Действительный холодильный коэффициент	1,57	1,69	1,75	2,01

Таблица 7. Показатели качества R290**Table 7.** Quality indicators R290

Наименование показателя	Марка А	Марка Б
Массовая доля пропана, %, не менее	99,9	99,8
Сумма низкокипящих компонентов (воздух, метан, этан), не более	0,05	0,05
Сумма высококипящих компонентов (пропилен, углеводороды C4) и выше	0,1	0,15
Массовая доля сероводорода и меркаптановой серы %, не более	0,0001	0,0001
Массовая доля воды, %, не более	0,001	0,001
Массовая доля нелетучего остатка, %, не более	0,01	0,01

Таблица 8. Показатели качества R1270**Table 8.** Quality indicators R1270

Наименование показателя	1 сорт	2 сорт
Массовая доля пропилена, %, не менее	99,8	99,5
Объёмная доля воздуха и других неконденсирующихся газов при 25 °C в газовой фазе, %, не более	0,5	1,5
Массовая доля пропана, %, не более	0,2	0,5
Массовая доля углеводородов C4, %, не более,	0,05	0,1
Массовая доля суммы углеводородов C1 и C2, %, не более	0,05	0,1
Массовая сероводорода и меркаптановой серы в пересчете на серу, мг/кг, (ppm), не более	1	1
Массовая доля воды, мг/кг (ppm), не более	10	10

На территории РФ производством УВ хладагентов (R600, R600a, R290, R1270) занимается компания ООО «НПП Синтез». Выпускаемые пропан и пропилен соответствуют следующим показателям:

Хладон R290 (Пропан)

Основная область применения:

- при производстве бытовых холодильников;
 - в коммерческих и промышленных системах кондиционирования воздуха;
 - в промышленных холодильных установках для СПГ.
- Таблица 7. Показатели качества R290.

Хладон R1270 (Пропилен)

Основная область применения:

- в торговом холодильном оборудовании;
 - в коммерческих и промышленных системах кондиционирования воздуха;
 - в чиллерных системах.
- Таблица 8. Показатели качества R1270.

РЕЗУЛЬТАТЫ

В таблицах 4–6 приведены значения показателей эффективности при использовании рассматриваемых хладагентов на разных температурных уровнях.

На рис. 2–4 приведены значения распределений потерь мощности по элементам системы для разных температурных уровней.

ОБСУЖДЕНИЕ

1. Рассматриваемые природные хладагенты R1270 и R290 обладают более высокими показателями эффективности по сравнению с традиционно используемыми хладагентами R134a и R404A. Более низкие показатели эффективности для R134a объясняются низкими значениями адиабатного КПД компрессора, обеспечивающему заданную холодопроизводительность. Значения холодильного коэффициента при адиабатном сжатии выше на 16,28% по сравнению с R404A, на 1,81% по сравнению с R1270, на 1,14% по сравнению с R290 для установки с температурой кипения $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$. Значения холодильного коэффициента при адиабатном сжатии выше на 16,84% по сравнению с R404A, на 1,13% по сравнению с R1270, на 0,58% по сравнению с R290 для установки с температурой кипения $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$. Значения холодильного коэффициента при адиабатном сжатии выше на 18,53% по сравнению с R404A, на 0,8% по сравнению с R1270, на 0,43% по сравнению с R290 для установки с температурой кипения $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Таблица 9. Условные обозначения

Table 9. Nomenclature

p	давление	$\varepsilon_{\text{ад}}$	холодильный коэффициент адиабатный
$\varepsilon_{\text{д}}$	холодильный коэффициент действительный	$\eta_{\text{терм}}$	степень термодинамического совершенства
s	удельная энтропия, кДж/(кг \times К)	h	удельная энтальпия, кДж/кг
T_0	температура кипения хладагента в испарителе, К	t_0	температура кипения хладагента в испарителе, $^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{к}}$	температура конденсации хладагента, К	$t_{\text{к}}$	температура конденсации хладагента, $^{\circ}\text{C}$
$\Delta T_{\text{пер_исп}}$	перегрев в испарителе, К	$\Delta T_{\text{пер_ос}}$	перегрев на всасывании в компрессор, К
$\Delta T_{\text{по}}$	переохлаждение жидкого хладагента, К	$T_{\text{н}}$	температура нагнетания компрессора, К
$t_{\text{н}}$	температура нагнетания компрессора, $^{\circ}\text{C}$	$\eta_{\text{ад}}$	адиабатный КПД компрессора, %
$T_{\text{п}}$	температура в охлаждаемом объеме, К	$t_{\text{п}}$	температура в охлаждаемом объеме, $^{\circ}\text{C}$
$T_{\text{ос}}$	температура окружающей среды, К	$t_{\text{ос}}$	температура окружающей среды, $^{\circ}\text{C}$
q_0	удельная массовая холодопроизводительность, кДж/кг	l_{min}	минимальная удельная работа, необходимая для генерации холода, кДж/кг
$l_{\text{ад}}$	адиабатная работа сжатия, кДж/кг	$l_{\text{сж}}$	действительная работа сжатия, кДж/кг
$\Delta l_{\text{км}}$	энергетические потери в компрессоре	$\Delta l_{\text{и}}$	энергетические потери в испарителе
$\Delta l_{\text{кд}}$	энергетические потери в конденсаторе	$\Delta l_{\text{др}}$	энергетические потери в дросселирующем устройстве

2. R290 является перспективным хладагентом для применения в холодильных установках, поскольку значения показателей эффективности выше, чем у рассматриваемых установках с применением синтетических хладагентов. Степень термодинамического совершенства при использовании R290 выше на 27,99% по сравнению с R134a, на 19,2% по сравнению с R404A, на 14,79% по сравнению с R1270 для установки с температурой кипения -13°C . Степень термодинамического совершенства при использовании R290 выше на 21,25% по сравнению с R134a, на 14,71% по сравнению с R404A, на 9,9% по сравнению с R1270 для установки с температурой кипения -18°C . Степень термодинамического совершенства при использовании R290 выше на 27,94% по сравнению с R134a, на 11,44% по сравнению с R404A, на 3,61% по сравнению с R1270 для установки с температурой кипения -25°C .

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Природные хладагенты следует максимально исследовать и тестировать уже сейчас, потому что будущие правила в отношении синтетических хладагентов могут быть жесткими. Углеводороды и их смеси служат хорошими хладагентами для различных холодильных установок и системы кондиционирования. А также имеют меньшую цену и доступность по сравнению с аналогами. Использование углеводородных хладагентов, в частности R290 и R1270, растёт из-за их низкого воздействия на окружающую среду, выдающихся термодинамических характеристик и не токсичности. Недостаток углеводородов, такой как воспламеняемость, можно преодолеть,

используя системы минимальной заправки и тщательного обнаружения утечек. Воспламеняемость также может быть снижена при использовании углеводородов в смесях, в том числе и с углекислым газом [14, 15, 19]

ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вклад авторов. В.Г. Пономарев – сбор данных о производстве хладагентов в Российской Федерации, обзор литературы, сбор и анализ литературных источников, написание текста и редактирование статьи; М.С. Талызин – проведение расчетов, обзор литературы, сбор и анализ литературных источников, подготовка и написание текста статьи.

Источник финансирования. Отсутствует.

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

ADDITIONAL INFORMATION

Authors' contribution. V.G. Ponomarev helped in collecting data on the production of refrigerants under the Russian Federation, literature review, collection and analysis of literary sources, writing and editing of the article; M.S. Talyzin contributed to calculations, literature review, collection and analysis of literary sources, preparation and writing of the text of the article.

Funding source. No external funding was received for this work.

Competing interests. The authors have no competing interests to declare.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Цветков О.Б., Бараненко А.В., Лаптев Ю.А. и др. Озонабезопасные хладагенты // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. № 3. С. 98–111.
2. Талызин М.С. Альтернативные хладагенты – проблемы и перспективы // Молочная промышленность. 2021. №12. С. 36–37.
3. Современные альтернативные хладагенты на длительную перспективу и их возможные области применения // Холодильная техника. 2016. Т. 105, № 6. С. 4–9.
4. Артеменко С.В., Семенюк Ю.В., Железный В.П. Оценка термодинамической эффективности азеотропных смесей хладагентов с низкими значениями потенциала глобального потепления // Технические газы. 2010. № 1. С. 61–68.
5. Бабакин Б.С., Бабакин С.Б., Белозеров А.Г. и др. Природные смеси хладагентов // Молочная промышленность. 2017. № 12. С. 40–42.
6. Горючие хладагенты. 36-я информационная записка по холодильным технологиям (февраль 2018 г.) // Холодильная техника. 2018. Т. 107, № 5. С. 4–8.
7. Sivakumar M., Somasundaram P., Thangavel P. Exergy and performance analysis of three stage auto Refrigerating Cascade (3 stage ARC) system using Zeotropic mixture of eco-friendly refrigerants // International Review of Mechanical Engineering. 2014. Vol. 8, N 1. P. 124–134. doi: 10.1016/j.enconman.2014.04.076
8. Бабакин Б.С., Белозеров А.Г., Бабакин С.Б. и др. Современные экологически безопасные хладагенты для предприятий АПК // Мясные технологии. 2019. № 5(197). С. 44–47. doi: 10.33465/2308-2941-2019-5-44-46
9. Singh K.K., Kumar R., Gupta A. Comparative energy, exergy and economic analysis of a cascade refrigeration system incorporated with flash tank (HTC) and a flash intercooler with indirect subcooler (LTC) using natural refrigerant couples // Sustainable Energy Technologies and Assessments. 2020. Vol. 39. P. 100716. doi: 10.1016/j.seta.2020.100716
10. Xu B., Chen J., Qi Z., et al. Экспериментальное исследование характеристик бытовых кондиционеров на R290 // Холодильная техника. 2013. Т. 102, № 2. С. 10–13.

11. Alam M.S., Jeong J.H. Comparative molecular dynamics simulations of homogeneous condensation of refrigerants // *Int. J. Thermal Sci.* 2019. Vol. 141. P. 187–198. doi: 10.1016/j.jthermalsci.2019.04.001
12. Alam M.S., Jeong J.H. Analysis of phase transition, structural and dynamical properties of R290 using molecular dynamics simulation // *J. Mech. Sci. Tech.* 2020. Vol. 34, N 10. P. 4345–4353. doi: 10.1007/s12206-020-0924-7
13. Перевод секторов торгового и транспортного холодильного оборудования на озонобезопасные хладагенты и вспениватели с учетом международного опыта // *Холодильная техника.* 2015. Т. 104, № 10. С. 40–43.
14. Madhu Sruthi Emani, Bijan Kumar Mandal. The Use of Natural Refrigerants in Refrigeration and Air Conditioning Systems: A Review. *J. Phys. Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2018. Vol. 377 P. 012064. doi: 10.1088/1757-899X/377/1/012064
15. Sai C. Yelishala, Kumaran Kannaiyan, Ziyu Wang, et al. Thermodynamic Study on Blends of Hydrocarbons and Carbon

- Dioxide as Zeotropic Refrigerants // *J. Energy Resour. Technol.* 2020. Vol. 142, N 8. P. 082304. doi: 10.1115/1.4045930
16. Архаров А.М., Шишов В.В., Талызин М.С. Сравнение с помощью энтропийно-статистического анализа транскритических циклов на CO₂ с циклами на традиционных хладагентах для систем холодоснабжения предприятий торговли. // *Холодильная техника.* 2017. № 2. С. 34–41.
17. Shishov V.V., Talyzin M.S. Efficiency of refrigeration equipment on natural refrigerants // *Chemical and Petroleum Engineering.* 2020. Vol. 56, N 5–6. P. 385–392.
18. Архаров А.М. Основы криологии. Энтропийно-статистический анализ низкотемпературных систем. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014.
19. Fan C., Yan G., Yu J. Thermodynamic analysis of a modified solar assisted ejector-compression heat pump cycle with zeotropic mixture R290/R600a // *Applied Thermal Engineering.* 2019. Vol. 150. P. 42–49. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.011

REFERENCES

1. Tsvetkov OB, Baranenko AV, Laptev YuA, et al. Ozone-friendly refrigerants. *Scientific journal NRU ITMO. Series: Refrigeration and air conditioning.* 2014;3:98–111. (in Russ).
2. Talyzin MS. Alternative refrigerants – problems and prospects. *Dairy industry.* 2021;12:36–37. (in Russ).
3. Modern alternative refrigerants for the long term and their possible areas of application. *Refrigeration technology.* 2016;105(6):4–9. (in Russ).
4. Artemenko SV, Semenyuk YuV, Zhelezny VP. Assessment of the thermodynamic efficiency of azeotropic refrigerant mixtures with low values of the global warming potential. *Technical gases.* 2010;1:61–68. (in Russ).
5. Babakin BS, Babakin SB, Belozerov AG, et al. Natural mixed refrigerants. *Dairy industry.* 2017;12:40–42. (in Russ).
6. Flammable refrigerants. 36th Refrigeration Information Note (February 2018). *Refrigeration technology.* 2018;107(5):4–8. (in Russ).
7. Sivakumar M, Somasundaram P, Thangavel P. Exergy and performance analysis of three stage auto Refrigerating Cascade (3 stage ARC) system using Zeotropic mixture of eco-friendly refrigerants. *International Review of Mechanical Engineering.* 2014;8(1):124–134. doi: 10.1016/j.enconman.2014.04.076
8. Babakin BS, Belozerov AG, Babakin SB, et al. Modern environmentally friendly refrigerants for agricultural enterprises. *Meat technologies.* 2019;5(197):44–47. doi: 10.33465/2308-2941-2019-5-44-46 (in Russ).
9. Singh KK, Kumar R, Gupta A. Comparative energy, exergy and economic analysis of a cascade refrigeration system incorporated with flash tank (HTC) and a flash intercooler with indirect subcooler (LTC) using natural refrigerant couples. *Sustainable Energy Technologies and Assessments.* 2020;39:100716. doi: 10.1016/j.seta.2020.100716
10. Xu B, Chen J, Qi Z, et al. Experimental study of the characteristics of household air conditioners on R290. *Refrigeration technology.* 2013;102(2):10–13. (in Russ).
11. Alam MS, Jeong JH. Comparative molecular dynamics simulations of homogeneous condensation of refrigerants. *Int. J. Thermal Sci.* 2019;141:187–198. doi: 10.1016/j.jthermalsci.2019.04.001
12. Alam MS, Jeong JH. Analysis of phase transition, structural and dynamical properties of R290 using molecular dynamics simulation. *J. Mech. Sci. Tech.* 2020;34(10):4345–4353. doi: 10.1007/s12206-020-0924-7
13. Transfer of commercial and transport refrigeration equipment sectors to ozone-friendly refrigerants and blowing agents, taking into account international experience. *Refrigeration technology.* 2015;104(10):40–43. (in Russ).
14. Madhu Sruthi Emani, Bijan Kumar Mandal. The Use of Natural Refrigerants in Refrigeration and Air Conditioning Systems: A Review. *J. Phys. Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng.* 2018;377:012064. doi: 10.1088/1757-899X/377/1/012064
15. Sai C. Yelishala, Kumaran Kannaiyan, Ziyu Wang, et al. Thermodynamic Study on Blends of Hydrocarbons and Carbon Dioxide as Zeotropic Refrigerants. *J. Energy Resour. Technol.* 2020. Vol. 142, N 8. P. 082304. doi: 10.1115/1.4045930
16. Arkharov AM, Shishov VV, Talyzin MS. Comparison using entropy-statistical analysis of transcritical cycles on CO₂ with cycles on traditional refrigerants for refrigeration systems of trade enterprises. *Refrigeration technology.* 2017;2:34–41. (in Russ).
17. Shishov VV, Talyzin M.S. Efficiency of refrigeration equipment on natural refrigerants. *Chemical and Petroleum Engineering.* 2020;56(5–6):385–392.
18. Arkharov AM. *Fundamentals of cryology. Entropy-Statistical Analysis of Low-Temperature Systems.* Moskva: Izd-vo MGTU im. N.E. Bauman; 2014. (in Russ).
19. Fan C, Yan G, Yu J. Thermodynamic analysis of a modified solar assisted ejector-compression heat pump cycle with zeotropic mixture R290/R600a. *Applied Thermal Engineering.* 2019;150:42–49. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.01.011

ОБ АВТОРАХ

***Талызин Максим Сергеевич**, к.т.н.;

адрес: Россия, 105005, Москва, ул. 2-я Бауманская, д. 5;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7244-1946>;

eLibrary SPIN: 6524-3085;

e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

Пономарев Владимир Георгиевич, к.х.н.;

eLibrary AuthorID: 45000;

e-mail: info@nppsintez.com

***Автор, ответственный за переписку**

AUTHOR'S INFO

***Maxim S. Talyzin**, Cand. Sci. (Tech.);

address: 5 2nd Baumanskaya street, 105005 Moscow, Russia;

ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7244-1946>;

eLibrary SPIN: 6524-3085;

e-mail: talyzin_maxim@mail.ru

Vladimir G. Ponomarev, Cand. Sci. (Chem.);

eLibrary AuthorID: 45000;

e-mail: info@nppsintez.com

***Corresponding author**