

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108944>

# Анализ применимости типовых хладагентов в однокаскадных холодильных машинах для термостатирования объектов при температурах минус 50...минус 70 °С

Е.Г. Бычков<sup>1,2</sup>, В.И. Яковлев<sup>1</sup><sup>1</sup> Центральный научно-исследовательский институт «Курс», Москва, Российская Федерация<sup>2</sup> Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана (национальный исследовательский университет), Москва, Российская Федерация

## АННОТАЦИЯ

Низкотемпературные холодильные машины для термостатирования объектов на уровне температур минус 50...минус 70 °С играют важную роль во многих областях науки и техники. Например, в медицине они успешно применяются для хранения медико-биологических объектов и препаратов, в технологиях машиностроения и металлургии – для улучшения характеристик конструкционных материалов, готовых деталей и др.

Для решения задачи получения указанных температур в рабочем объеме холодильной камеры традиционно применяются пароконденционные холодильные машины различного типа на основе дроссельного рефрижераторного цикла Линде, использующие в качестве рабочего тела типовые однокомпонентные или смесевые хладагенты.

В статье представлены результаты расчетного анализа холодильных машин для термостатирования объектов на температурном уровне минус 50...минус 70 °С, основанных на применении в качестве рабочих тел типовых хладагентов, выпускаемых массово. Приведены результаты сравнения низкотемпературных пароконденционных холодильных машин с одно- и двухступенчатым сжатием на различных хладагентах для генерации холода на температурном уровне минус 60 °С. Определены рациональные области применения таких машин, и даны рекомендации по их совершенствованию.

Одним из направлений совершенствования низкотемпературных холодильных машин является использование зетропных и азеотропных многокомпонентных смесей хладагентов, сформированных на основе высокоэкологических хладонов, обладающих низкими значениями ODP и GWP.

**Ключевые слова:** холодильная машина; однокаскадный цикл; хладагент; анализ цикла.

## Как цитировать:

Бычков Е.Г., Яковлев В.И. Анализ применимости типовых хладагентов в однокаскадных холодильных машинах для термостатирования объектов при температурах минус 50...минус 70°С // Холодильная техника. 2021. Т. 110, № 1. С. 13–21. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108944>

DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108944>

# Analysis of the applicability of typical refrigerants to single-stage refrigerating machines for thermostating objects at temperature range of minus 50 ... minus 70°C

Evgeniy G. Bichkov<sup>1, 2</sup>, Valentin I. Yakovlev<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Central Research Institute "Kurs", Moscow, Russia

<sup>2</sup> Bauman Moscow State Technical University (national research university), Moscow, Russian Federation

## ABSTRACT

Low-temperature refrigeration machines used for maintaining objects in a temperature range of  $-50$ — $-70^{\circ}\text{C}$  play an important role in numerous fields related to science and technology. For example, in medicine, these machines are used for the storage of biomedical objects and drugs. Moreover, in engineering and metallurgy technologies, these machines are used to improve the characteristics of structural materials, finished parts, etc.

Various types of steam-compression refrigerating machines based on the Linde throttling refrigeration cycle, typically using one-component or mixed refrigerants as a working medium, are traditionally used to obtain the desired temperatures in the refrigeration chamber.

This study presents the results of a computational analysis related to refrigerating machines for maintaining objects in a temperature range of  $-50$ — $-70^{\circ}\text{C}$ , using standard refrigerants produced on a large scale as the working fluids. The comparison between low-temperature vapor compression machines with one- and two-stage compression with respect to various refrigerants for generating a temperature of  $-60^{\circ}\text{C}$  is presented herein. Rational fields for application of such machines are identified and recommendations for their improvement are provided in this study.

One of the areas of improvement related to low-temperature refrigeration machines is the use of zeotropic and azeotropic multicomponent mixtures as refrigerants formed using extremely environmentally friendly refrigerants with low ODP and GWP values.

**Keywords:** refrigeration machine; single-stage cycle; refrigerant; cycle analysis.

## To cite this article:

Bichkov EG, Yakovlev VI. Analysis of the applicability of typical refrigerants to single-stage refrigerating machines for thermostating objects at temperature range of minus 50 ... minus 70°C. *Refrigeration Technology*. 2021;110(1):13–21. DOI: <https://doi.org/10.17816/RF108944>

Одной из актуальных задач, для решения которой применяется низкотемпературные холодильные машины, является реализация технологического процесса низкотемпературной термической обработки лопаток авиационных двигателей из титановых сплавов при температурах до минус 70 °С. Этот технологический процесс применяется для снижения количества остаточного аустенита в структуре закаленной стали, в первую очередь, для повышения прочности и вязкости. На рис. 1 приведено изображение автоматизированной технологической камеры, позволяющей реализовать процесс низкотемпературной термической обработки при температурах до минус 70 °С.

Любое техническое решение, если оно позволяет достигнуть поставленной цели, в данном случае, заданной температуры термостатирования, является компромиссным, поскольку имеет как достоинства, так и недостатки.

В ходе создания холодильного оборудования для термостатирования объектов на уровне температур минус 50...минус 70 °С были проанализированы традиционные схемные решения низкотемпературных холодильных машин на указанные температурные уровни, предусматривающие применение циклов с одно- и двухступенчатым сжатием, работающих с применением в качестве рабочего тела типовых массово-выпускаемых однокомпонентных и смесевых хладагентов [1–3]. В таблице 1 представлены значения давления насыщения для некоторых из таких хладагентов, которые принципиально могут быть использованы для достижения температуры минус 50...минус 70 °С.

Результаты расчетного анализа однокаскадных холодильных циклов с одно- и двухступенчатым сжатием, работающих с применением на приведенных в таблице 1 хладагентах, приведены ниже.

Были приняты следующие исходные условия:

- расчетное значение холодопроизводительности:  $Q_0 = 1000 \text{ Вт}$ ;
- температура конденсации:  $T_k = 35 \text{ °С}$ ;



**Рис. 1.** Автоматизированная технологическая камера для низкотемпературной термической обработки деталей и заготовок при температурах до минус 70 °С в авиационном машиностроении.

**Fig. 1.** Automated technological chamber for the low-temperature heat treatment of parts and preforms at temperatures near -70 °С in aviation machine-building.

- температура кипения:  $T_0 = \text{минус } 60 \text{ °С}$  (из условия обеспечения в полезном объеме камеры температуры минус 50 °С);
- коэффициент полезного действия компрессора:  $\eta = 0,7$ .

Область применения одноступенчатых машин ограничивается следующими условиями:

- разность давлений нагнетания и всасывания не должна превосходить значений, допустимых для выбранного компрессора;
- температура в конце сжатия не должна превышать допустимых значений, при которых может наступить химическое разложение хладагента или нарушение условий смазки компрессора.

**Таблица 1.** Давления насыщения хладагентов при различной температуре насыщения

**Table 1.** Saturation pressures of refrigerants at different saturation temperatures

| Хладагент | Температура насыщения, °С |       |       |       |       |       |       |       |        |        |
|-----------|---------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|--------|
|           | -70                       | -60   | -50   | -40   | -30   | -20   | -10   | 0     | 10     | 35     |
| R22       | 0.205                     | 0.375 | 0.644 | 1.049 | 1.635 | 2.448 | 3.543 | 4.976 | 6.807  | 13.548 |
| R404A     | 0.271                     | 0.488 | 0.827 | 1.330 | 2.045 | 3.027 | 4.333 | 6.028 | 8.180  | 16.065 |
| R1270     | 0.323                     | 0.559 | 0.913 | 1.421 | 2.124 | 3.064 | 4.290 | 5.849 | 7.792  | 14.698 |
| R402A     | 0.286                     | 0.515 | 0.872 | 1.402 | 2.155 | 3.188 | 4.560 | 6.340 | 8.597  | 16.846 |
| R410A     | 0.383                     | 0.679 | 1.134 | 1.803 | 2.749 | 4.041 | 5.759 | 7.986 | 10.817 | 21.214 |
| R410B     | 0.357                     | 0.643 | 1.088 | 1.747 | 2.684 | 3.970 | 5.684 | 7.911 | 10.744 | 21.156 |

Отношение величин давлений нагнетания и всасывания в одноступенчатом компрессоре, т.е. степень сжатия, зависит, при прочих равных, от температуры кипения и конденсации. Увеличивать степень сжатия при неизменной температуре конденсации с целью понижения температуры кипения неизбежно приводит к снижению коэффициента подачи компрессора. В пределе коэффициент подачи при увеличении степени сжатия стремится к нулю, что не позволяет достичь более низких температур в одной ступени. Фактически, для реального компрессора с мертвым объемом 4–5% этот предел наступает при степени сжатия равной 25...30.

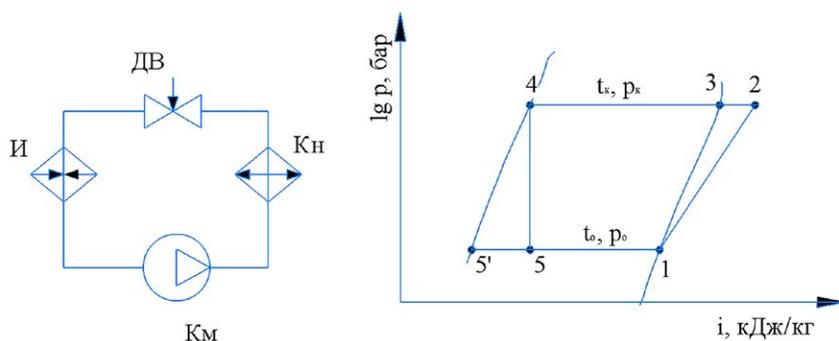
Ограничение температуры нагнетания вызвано ухудшением свойств смазочных масел при высоких температурах – снижением вязкости и химической стабильности. Допустимая температура нагнетания поршневых холодильных компрессоров различного типа лежит, как правило, в пределах 140...150 °С.

Сопоставляя величину степени сжатия, соответствующую значениям давления насыщенных паров хладагента при заданной температуре конденсации и различных температурах кипения в интересующем нас диапазоне, легко заметить, что достижение температур кипения

ниже минус 40 °С практически нереализуемо при использовании одноступенчатого парокомпрессионного цикла на типовых массово-выпускаемых однокомпонентных и смесевых хладагентах.

Для пояснения этого в таблице 2 представлены расчетные характеристики одноступенчатого парокомпрессионного цикла для отмеченных выше условий и приведенных в таблице 1 хладагентов. Схема цикла и его условное изображение на диаграмме «давление – энтальпия» приведены на рисунке 2. В таблице 2 и далее по тексту приняты следующие обозначения:

- $T_o$  – температура кипения хладагента, °С;
- $Q_k$  – теплота конденсации, Вт;
- $N_k$  – мощность компрессора, Вт;
- $m$  – массовый расход хладагента, кг/с;
- $V_h$  – описанный объем компрессора, м<sup>3</sup>/ч;
- $P_{bc}$  – давление хладагента на всасывании в компрессор, соответствующее заданной температуре кипения  $T_o$ , бар;
- $P_n$  – давление хладагента на нагнетании компрессора, соответствующее температуре конденсации  $T_k$ , бар;
- $T_n$  – температура хладагента на нагнетании компрессора, °С;



**Рис. 2.** Схема цикла одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины и его условное изображение на диаграмме «давление – энтальпия». Обозначения: Км – компрессор, Кн – конденсатор, Дв – дроссельный вентиль, И – испаритель; процессы: 1–2 сжатие в компрессоре, 2–4 охлаждение, конденсация и переохлаждение в конденсаторе, 4–5 дросселирование, 5–1 кипение в испарителе.

**Fig. 2.** Schematic diagram of a single-stage steam-compression refrigeration machine cycle and its conventional representation on a pressure–enthalpy diagram. Designations: Км – compressor, Кн – condenser, Дв – throttle valve, И – evaporator; processes: 1–2 compression in the compressor, 2–4 cooling, condensation and subcooling in the condenser, 4–5 throttling, 5–1 boiling in the evaporator.

**Таблица 2.** Расчетные характеристики одноступенчатой парокомпрессионной холодильной машины холодопроизводительностью  $Q_o=1000$  Вт на различных хладагентах при температуре кипения минус 60 °С и температуре конденсации 35 °С

**Table 2.** Calculated characteristics of a single-stage steam-compression refrigerating machine with cold productivity of  $Q_o=1000$  W using different refrigerants at a boiling point of –60 °С and a condensing temperature of 35 °С

| Хладагент | $Q_k$ , Вт | $N_k$ , Вт | $m \cdot 10^3$ , кг/с | $V_h$ , м <sup>3</sup> /ч | $P_{bc}$ , бар | $P_n$ , бар | $T_n$ , °С | $\epsilon$ | $\sigma$ |
|-----------|------------|------------|-----------------------|---------------------------|----------------|-------------|------------|------------|----------|
| R22       | 2004       | 1004       | 7,35                  | 14,22                     | 0,375          | 13,55       | 154,95     | 0,996      | 36,13    |
| R404A     | 2332       | 1332       | 13,04                 | 17,14                     | 0,488          | 16,07       | 80,23      | 0,751      | 32,93    |
| R1270     | 2054       | 1054       | 4,43                  | 11,77                     | 0,559          | 14,70       | 110,40     | 0,949      | 26,29    |
| R402A     | 2242       | 1242       | 12,38                 | 14,81                     | 0,515          | 16,85       | 92,37      | 0,805      | 32,72    |
| R410A     | 2124       | 1124       | 7,56                  | 9,58                      | 0,679          | 21,21       | 136,90     | 0,889      | 31,24    |
| R410B     | 2115       | 1115       | 7,74                  | 9,86                      | 0,643          | 21,16       | 130,50     | 0,897      | 32,90    |

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{N_k} \text{ – холодильный коэффициент;}$$

$$\sigma = \frac{P_n}{P_{bc}} \text{ – степень сжатия.}$$

Из таблицы 2 видно, что ввиду того, что давление всех массово-выпускаемых типовых хладагентов при температуре кипения минус 60 °С значительно ниже атмосферного, значения степени сжатия лежат в диапазоне ориентировочно 25...35, что превышает допустимые для одной ступени сжатия значения при применении серийно-выпускаемых холодильных компрессоров.

Таким образом, при снижении температуры кипения до определенного предела возникают условия, при которых работа одной ступеню компрессора становится неэкономичной или невозможной.

Одним из возможных путей решения этой проблемы является использование холодильных машин с двухступенчатым компрессором. В таких машинах хладагент сжимается до давления конденсации последовательно в две ступени с промежуточным охлаждением частично сжатых паров. На каждой ступени степень сжатия значительно меньше, чем для цикла одноступенчатого сжатия.

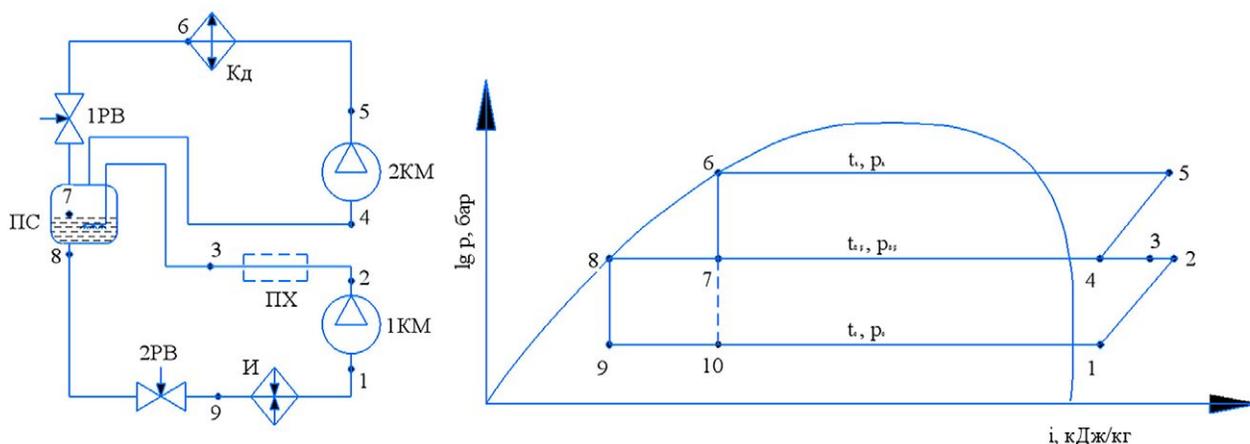
Схемы двухступенчатых машин могут быть различными – с однократным или двукратным дросселированием, с полным или неполным охлаждением между ступенями сжатия и др.

В теоретическом цикле требуемый описанный объем компрессора при двухступенчатом сжатии всегда больше, чем при одноступенчатом сжатии. В действительном же цикле при понижении температуры кипения коэффициенты подачи одноступенчатых компрессоров резко снижаются, что приводит к значительному увеличению требуемого описанного объема.

При двухступенчатом сжатии в связи с уменьшением степени сжатия в каждой ступени коэффициенты подачи имеют значительно более высокие значения. В результате при температуре кипения ниже определенной величины для получения той же холодопроизводительности требуемый суммарный объем двухступенчатого компрессора будет меньше, чем одноступенчатого.

Холодильный коэффициент цикла  $\varepsilon$  при многоступенчатом сжатии всегда выше, чем при одноступенчатом, причем это преимущество тем выше, чем ниже температура кипения. В целом, границы температур кипения, при которых целесообразно переходить к двухступенчатому сжатию, должны определяться из условия минимизации затрат.

В таблице 3 представлены расчетные характеристики цикла двухступенчатого сжатия (индекс «в» – 1 ступень сжатия, «н» – 2 ступень сжатия) с двухступенчатым дросселированием холодопроизводительностью  $Q_0=1000$  Вт для температуры кипения  $T_0=$  минус 60 °С и температуры конденсации  $T_k=35$  °С для хладагентов из таблицы 1. Схема цикла и его условное изображение на диаграмме «давление – энтальпия» приведены на рисунке 3.



**Рис. 3.** Схема цикла парокомпрессионной холодильной машины двухступенчатого сжатия с двухступенчатым дросселированием и его условное изображение на диаграмме «давление – энтальпия». Обозначения: 1Км – первая ступень сжатия компрессора, 2Км – вторая ступень сжатия компрессора, Кд – конденсатор, Пх – промежуточный теплообменник, 1Рв – первый дроссельный вентиль, 2Рв – второй дроссельный вентиль, ПС – промежуточный сосуд, И – испаритель; процессы: 1–2 сжатие в первой ступени компрессора, 2–3 промежуточное охлаждение, 3–4 отделение пара, 4–5 сжатие во второй ступени компрессора, 5–6 охлаждение, конденсация и переохлаждение в конденсаторе, 6–7 дросселирование в первом дроссельном вентиле, 7–8 отделение жидкости, 8–9 дросселирование во втором дроссельном вентиле, 9–1 кипение в испарителе.

**Fig. 3.** Schematic diagram of a two-stage compression steam-compression refrigerating machine cycle with two-stage throttling and its conventional representation on the pressure-enthalpy diagram. Designations: 1Км – the first stage of compression, 2Км – the second stage of compression, Кд – condenser, Пх – intermediate heat exchanger, 1Рв – first throttle valve, 2Рв – second throttle valve, ПС – intermediate vessel, И – evaporator; processes: 1–2 compression in the first stage, 2–3 intermediate cooling, 3–4 vapour separation, 4–5 compression in the second stage, 5–6 cooling, condensation and subcooling in the condenser, 6–7 first throttling, 7–8 liquid separation, 8–9 second throttling, 9–1 boiling in the evaporator.

**Таблица 3.** Расчетные характеристики цикла двухступенчатого сжатия с двухступенчатым дроселированием холодопроизводительностью  $Q_0=1000$  Вт для температуры кипения  $T_0=-60$  °C и температуры конденсации  $T_k=35$  °C для различных хладагентов

**Table 3.** Calculated characteristics of a two-stage compression cycle with cold productivity of  $Q_0 = 1000$  W for boiling point  $T_0 = -60$  °C and condensation temperature  $T_k = 35$  °C for different refrigerants

| Хладагент | $T_0$ , °C | $Q_k$ , Вт | $N_{II}$ , Вт | $N_{IV}$ , Вт | $m_H^*$<br>10 <sup>-3</sup> , кг/с | $m_B^*$<br>10 <sup>-3</sup> , кг/с | $V_{II}$ , м <sup>3</sup> /ч | $V_{IV}$ , м <sup>3</sup> /ч | $P_{II}$ , бар | $T_{II}$ , °C | $P_{IV}$ , бар | $T_{IV}$ , °C | $P_{II}$ , бар | $T_{II}$ , °C | $N_{IV}$ , Вт | $\varepsilon$ | $\sigma_{ст}$ | $\sigma_{общ}$ |
|-----------|------------|------------|---------------|---------------|------------------------------------|------------------------------------|------------------------------|------------------------------|----------------|---------------|----------------|---------------|----------------|---------------|---------------|---------------|---------------|----------------|
| R22       | -60        | 1842       | 293           | 549           | 4,89                               | 8,43                               | 9,46                         | 3,05                         | 2,25           | -22,13        | 0,375          | 41,63         | 13,55          | 89,27         | 842           | 1,188         | 6,00          | 36,12          |
| R404A     | -60        | 1948       | 300           | 647           | 6,19                               | 12,86                              | 8,14                         | 3,26                         | 2,80           | -21,99        | 0,488          | 6,81          | 16,07          | 54,80         | 948           | 1,055         | 5,74          | 32,93          |
| R1270     | -60        | 1857       | 295           | 562           | 2,72                               | 4,85                               | 7,23                         | 2,81                         | 2,87           | -21,88        | 0,559          | 22,74         | 14,70          | 69,20         | 857           | 1,167         | 5,13          | 26,30          |
| R402A     | -60        | 1921       | 298           | 623           | 6,34                               | 12,66                              | 7,58                         | 2,94                         | 2,95           | -22,10        | 0,515          | 12,06         | 16,85          | 60,95         | 921           | 1,086         | 5,73          | 32,72          |
| R410A     | -60        | 1891       | 298           | 593           | 4,46                               | 8,40                               | 5,65                         | 2,11                         | 3,79           | -21,70        | 0,679          | 33,04         | 21,21          | 83,63         | 891           | 1,122         | 5,58          | 31,24          |
| R410B     | -60        | 1888       | 295           | 593           | 4,57                               | 8,74                               | 5,82                         | 2,12                         | 3,69           | -21,96        | 0,643          | 30,74         | 21,16          | 77,97         | 888           | 1,126         | 5,73          | 32,91          |

Рассмотрим, в целом, результаты расчета основных характеристик.

Основными параметрами, по которым проводилось сопоставление характеристик циклов являлись:

- степень сжатия компрессора (или ступени компрессора в двухступенчатом цикле);
- описанный объем компрессора (или ступени компрессора в двухступенчатом цикле);
- холодильный коэффициент.

Основным параметром, определяющим работоспособность каждого из рассмотренных циклов на заданном уровне температур кипения и конденсации, является значение степени сжатия компрессора (или ступени компрессора). Как отмечалось выше, предельная степень сжатия составляет около 25...30, при этих значениях коэффициент подачи становится близким к нулю.

На практике считается малоцелесообразным применять поршневые компрессора при степени сжатия, превышающей 10...12, кроме этого, из условий обеспечения прочности компрессора разность давлений нагнетания и всасывания также ограничена и не должна, как правило, превышать 25...30 бар, а для многих моделей компрессоров эта величина должна быть ниже.

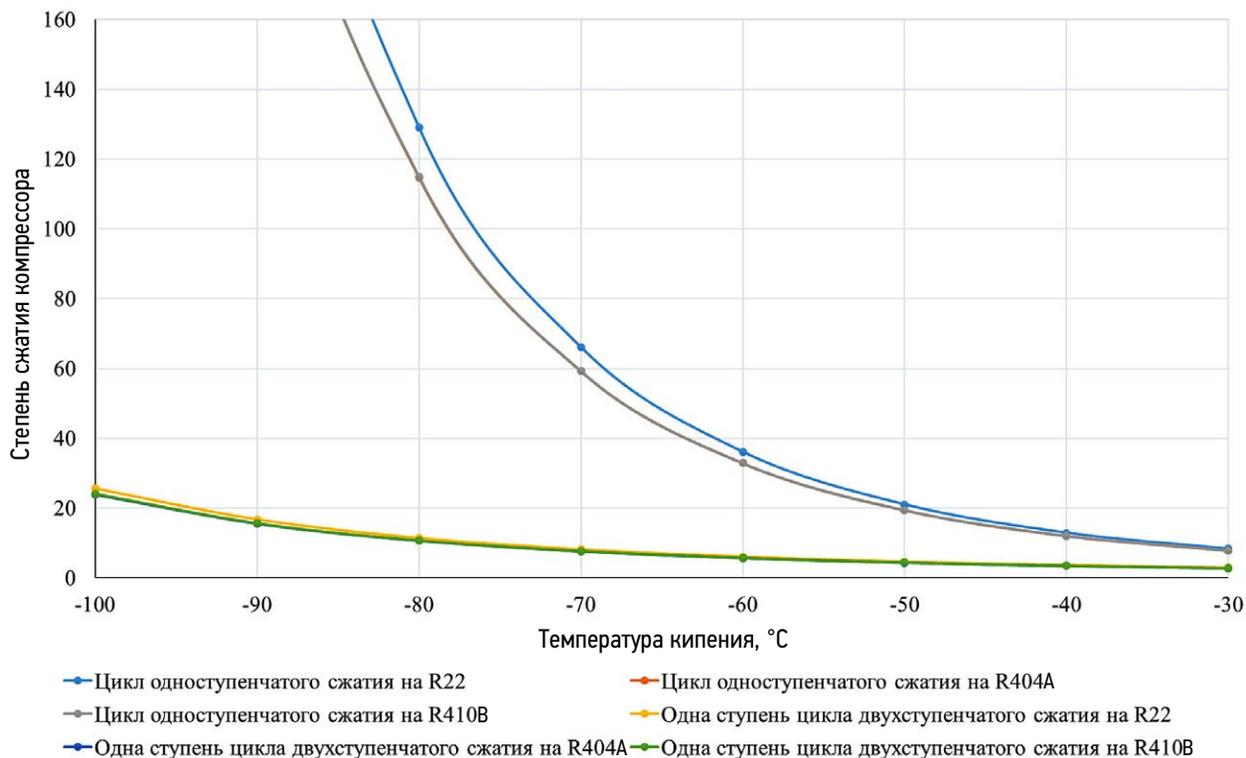
Анализ с данной точки зрения, полученных расчетных характеристик (рис. 4), показывает, что циклы на основе одноступенчатого сжатия на чистых хладагентах практически работоспособны в области температур кипения до минус 40 °C, циклы на основе двухступенчатого сжатия (с применением в качестве рабочего тела рассматриваемых хладагентов – таблица 1) работоспособны при температурах кипения вплоть до минус 80 °C.

На рис. 5 представлены расчетные зависимости суммарного (одной ступени или общего по ступеням) описанного объема компрессора в зависимости от значений температуры кипения для рассматриваемых низкотемпературных парокомпрессионных машин. Приведенные зависимости показывают, что в диапазоне температур кипения до минус 40 °C двухступенчатые циклы выигрывают по величине описанного объема у одноступенчатых крайне незначительно, но начиная с температуры кипения минус 40 °C преимущество постоянно растет.

С точки зрения величины описанного объема компрессора, определяющего массогабаритные характеристики компрессора, наиболее предпочтителен двухступенчатый цикл на хладоне 410b.

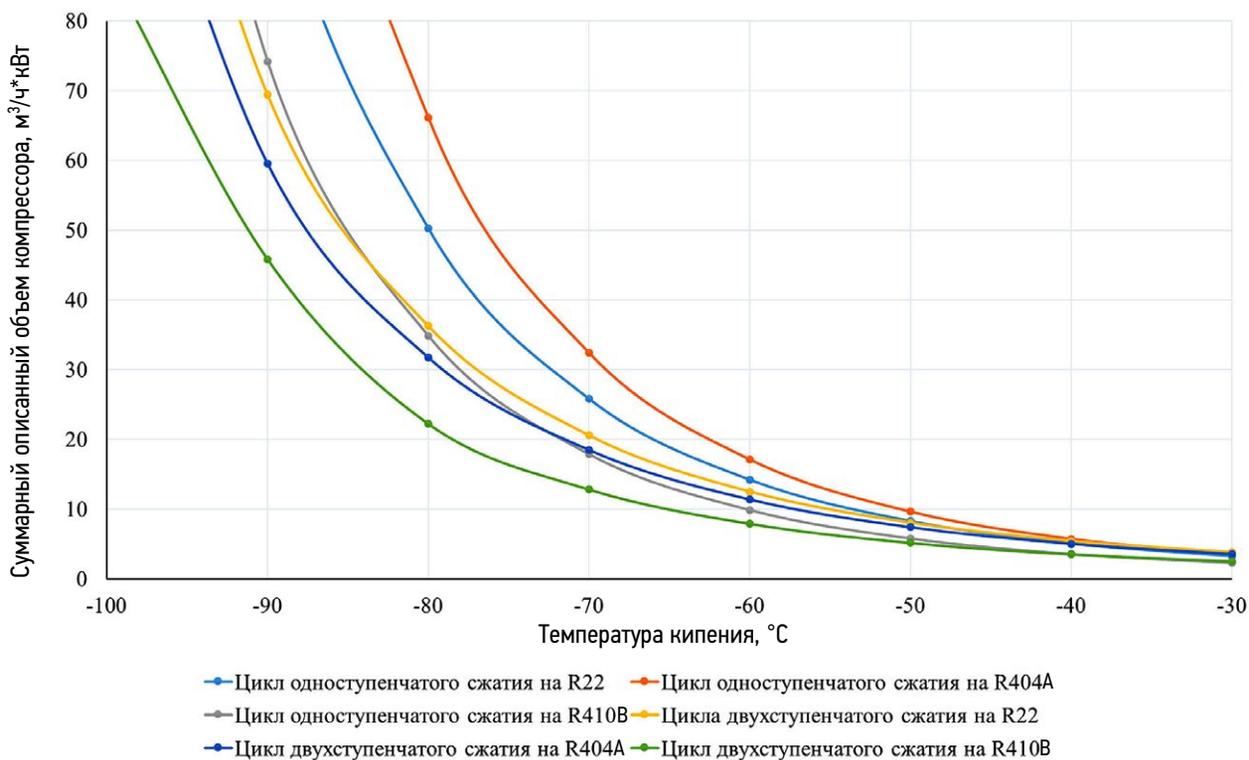
В целом, значения суммарного описанного объема компрессоров в двухступенчатых циклах для температуры кипения минус 60 °C составляют ориентировочно 10 м<sup>3</sup>/ч на 1000 Вт холодопроизводительности.

На рис. 6 представлены расчетные зависимости холодильного коэффициента  $\varepsilon$  от температуры кипения для рассматриваемых низко-



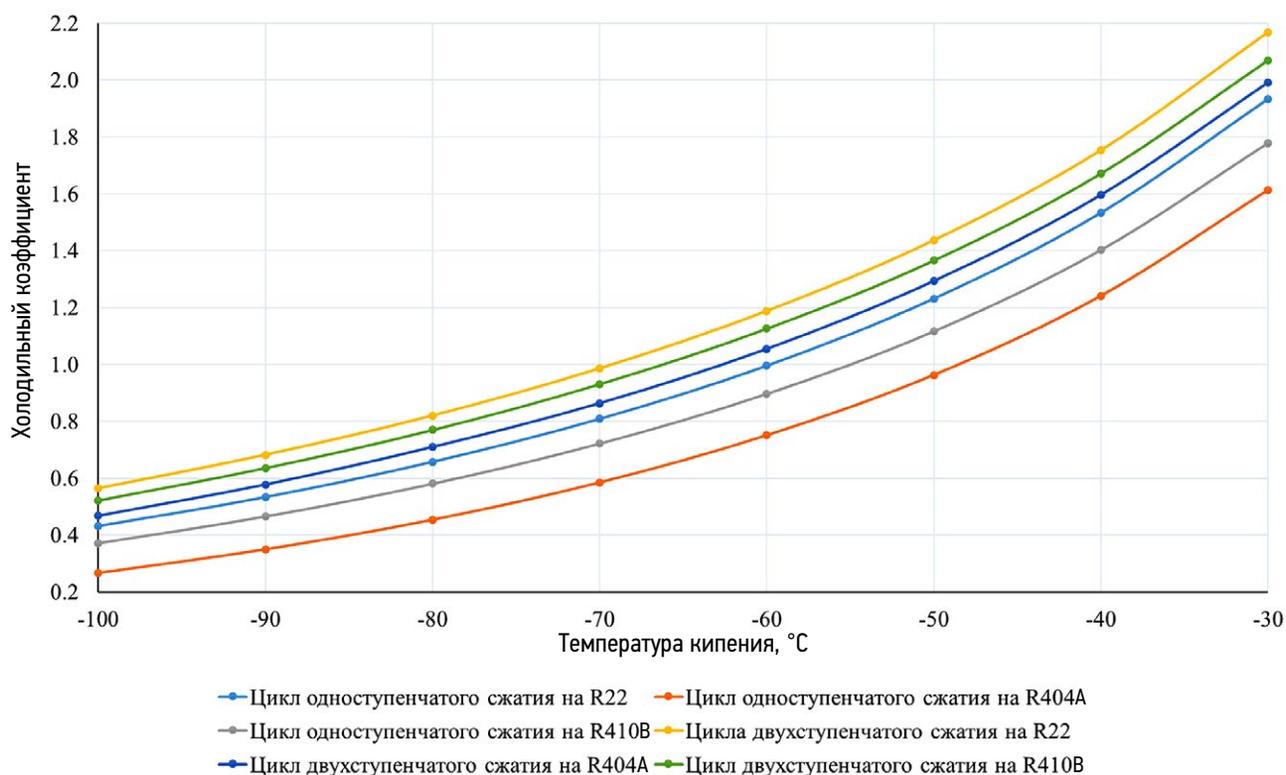
**Рис. 4.** Расчетные зависимости суммарной степени сжатия от температуры кипения для низкотемпературных парокомпрессионных холодильных машин различного типа.

**Fig. 4.** Calculated dependencies of the total degree of compression on the boiling point related to different types of low-temperature steam-compression refrigeration machines.



**Рис. 5.** Расчетные зависимости суммарного описанного объема компрессора  $V_h$  от температуры кипения для низкотемпературных парокомпрессионных холодильных машин различного типа.

**Fig. 5.** Calculated dependencies of the total described compressor volume  $V_h$  with respect to boiling points for different types of low-temperature steam-compression refrigeration machines.



**Рис. 6.** Расчетные зависимости холодильного коэффициента  $\varepsilon$  от температуры кипения для низкотемпературных парокомпрессионных холодильных машин различного типа.

**Fig. 6.** Calculated dependencies of the refrigerating factor on the boiling point with respect to different types of low-temperature steam-compression refrigeration machines.

температурных парокомпрессионных холодильных машин с одно- и двухступенчатым сжатием на различных хладагентах.

Представленные зависимости показывают, что из рассмотренных циклов наибольшей энергетической эффективностью в диапазоне температур кипения минус 40 °С...минус 60 °С обладает цикл двухступенчатого сжатия на хладоне 22, значения холодильного коэффициента составляют при этом 1,75 и 1,19 соответственно.

Цикл двухступенчатого сжатия на хладоне 410В незначительно уступает по энергетической эффективности циклу на хладоне 22 (в среднем на 5%), но, как уже отмечалось, значительно превосходит последний по требуемой величине описанного объема (выигрыш в рассматриваемой области температур кипения составляет 33...37%).

Таким образом, выбор хладагента в качестве рабочего тела для холодильной машины с двухступенчатым сжатием представляет собой задачу комплексного выбора оптимальных значений массогабаритных характеристик (описанного объема) и энергетической эффективности (холодильного коэффициента).

Представленные результаты получены на основе расчетного анализа, базирующегося исключительно на термодинамических характеристиках типовых хладагентов.

Но время вносит свои существенные коррективы, определяемые растущими экологическими требованиями. Так хладон 22 уже запрещен к производству и новому применению. К другим хладагентам в рамках Монреальского и Киотского протоколов, а также других международных соглашений, постоянно растут требования по озоноразрушающему потенциалу (ODP) и потенциалу глобального потепления (GWP), вносятся требования по сокращению их использования.

Это вносит новые ограничения практического применения типовых хладагентов в холодильных машинах для термостатирования объектов на рассматриваемом температурном уровне.

В этой связи, все больший интерес представляют низкотемпературные холодильные машины, основанные на применении цикла Линде на зеотропных и азеотропных многокомпонентных смесях хладагентов, сформированных на основе высокоэкологических хладагентов, обладающих низкими значениями ODP и GWP. По отдельности эти хладагенты не могут служить рабочими телами холодильных машин на уровень температур минус 60 °С и ниже, но в составе смесевых рабочих тел позволят обеспечить эффективную работу низкотемпературных холодильных машин при выполнении всех современных экологических требований.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНО

**Вклад авторов.** Все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией.

**Конфликт интересов.** Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов, связанного с подготовкой и публикацией статьи.

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

## ADDITIONAL INFORMATION

**Authors' contributions.** All authors made a substantial contribution to the conceptual development and preparation of this article and read and approved the final version before publication.

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

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

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Калнинь И.М., Фадеков К.Н. Оценка эффективности термодинамических циклов парокомпрессионных холодильных машин и тепловых насосов // Холодильная техника. 2006. № 3. С. 16–25. (in Russ.)
2. Глухов С.Д., Макаров Б.А., Жердев А.А., и др. Моделирование характеристик малых холодильных машин // Вестник

МГТУ. Серия Машиностроение. 2005. Специальный выпуск. С. 98–104. (in Russ.)

3. Сердаков Г.С. Термодинамическая оценка циклов каскадных и многоступенчатых холодильных машин // Вестник Международной академии холода. 1999. № 4. С. 36–38. (in Russ.)

## REFERENCES

1. Kalnin IM, Fadekov KN. Evaluation of the efficiency of thermodynamic cycles of vapor compression refrigeration machines and heat pumps. *Refrigeration Technology*. 2006;3:16–25. (in Russ.)
2. Glukhov SD, Makarov BA, Zherdev AA, et al. Modeling the characteristics of small refrigeration machines. *Vestnik*

*MGTU. Seriya Mashinostroenie*. 2005; Special issue: 98–104. (in Russ.)

3. Serdakov GS. Thermodynamic evaluation of cascade and multi-stage refrigeration cycles. *Vestnik Mezhdunarodnoy akademii kholoda*. 1999;4:36–38. (in Russ.)

## ОБ АВТОРАХ

\* **Бычков Евгений Геннадьевич,**

к.т.н.;  
адрес: 105005, Российская Федерация, Москва,  
Лефортовская наб, д. 1;  
ORCID: 0000-0002-2050-5298;  
eLibrary SPIN: 5499-9080;  
Web of Science: J-4948-2015;  
e-mail: BychkovEG@kyrs.ru

**Яковлев Валентин Игоревич,**

к.т.н.;  
ORCID: 0009-0001-4474-7734;  
e-mail: yvalentin@mail.ru

\* Автор, ответственный за переписку

## AUTHORS' INFO

\* **Evgeniy G. Bichkov,**

Cand. Sci. (Tech.);  
address: 1 Lefortovskaja naberezhnaja, 105005 Moscow,  
Russian Federation;  
ORCID: 0000-0002-2050-5298;  
eLibrary SPIN: 5499-9080;  
Web of Science: J-4948-2015;  
e-mail: BychkovEG@kyrs.ru

**Valentin I. Yakovlev,**

Cand. Sci. (Tech.);  
ORCID: 0009-0001-4474-7734;  
e-mail: yvalentin@mail.ru

\* Corresponding author