

К ВОПРОСУ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ХЛАДОНОВ

В. М. Мизин, Ю. В. Татаренко, Н. О. Рачковский

Санкт-Петербургский национальный исследовательский университет
информационных технологий, механики и оптики,
Россия, 197101, г. Санкт-Петербург, Кронверкский пр., 49

Повышение эффективности холодильных машин является актуальной проблемой. Улучшение компрессоров, интенсификация устройств, а также применение эффективных рабочих веществ и новых материалов можно отнести к основным направлениям его решения. В настоящее время можно говорить об увеличении стоимости как материалов, так и энергии. В этой связи модернизация существующих типов теплообменников, а также поиск наиболее эффективных рабочих веществ могут стать наиболее перспективными способами интенсификации устройств. Эта проблема отражена в исследовании холодильной машины с поршневым компрессором, работающим в разных режимах. В качестве рабочих веществ были выбраны R717, R32 и R410a. В ходе исследования были получены характеристики, которые используются в качестве основы для данных рекомендаций по наиболее эффективному применению изучаемых рабочих веществ.

Ключевые слова: холодильная машина, характеристики, холодопроизводительность, испаритель, хладагент, аммиак.

Введение

Проблема снижения массогабаритных показателей и энергозатрат в низкотемпературной технике всегда есть и будет актуальна. Пути решения данной задачи различны. Например, совершенствование компрессорных машин, теплообменных аппаратов, применение новых материалов и рабочих веществ. Что касается последних, согласно Монреальской конференции принято решение отказа от хлорфторсодержащих хладонов [1–3]. Европейские страны в настоящий момент пошли далее и переходят на природные рабочие вещества, одним из которых является аммиак. Для многих применяемых озонобезопасных рабочих веществ практически отсутствуют данные с учётом гидродинамических условий процессов, например кипения, по которым можно дать качественную оценку эффективности их применения в холодильной технике.

В лучшем случае хладагент выбирают на основании его термодинамических свойств и характеристик компрессора [4], забывая о том, что массогабаритные и энергетические показатели холодильной машины в значительной степени зависят от теплоэнергетической эффективности самих аппаратов. Поэтому давать оценку холодильной машине необходимо в комплексе, то есть с учётом всего оборудования и выбора рабочего вещества.

Значительная доля выпускаемого холодильного оборудования приходится на кожухотрубные аппараты холодильных машин, в частности на испарители затопленного типа. Перспективным направлением снижения габаритов и массы этих аппаратов является их модернизация. При этом производственные площади не увеличиваются, а технология их изготовления практически не меняется.

Ленинградским институтом холодильной промышленности совместно с Черкесским заводом холодильного машиностроения (ЧЗХМ) в 80-х годах прошлого века проведены испытания в составе холодильных машин опытных и промышленных образцов испарителей со специальным устройством — экраном, который помещался между корпусом аппарата и пучком труб [5]. С помощью экрана двухфазный поток разделялся гравитационными силами на две части: восходящий (пар и жидкость в пучке) и опускной (жидкость) потоки. Вследствие этого происходило снижение гидравлического сопротивления в опускном канале для жидкости, что позволило увеличить скорость поднимающегося потока и, следовательно, теплоотдачу от агента к пучку труб. Испытания усовершенствованных аппаратов в составе холодильных машин показали, что установка экрана в данных аппаратах приводит к росту коэффициента теплопередачи в среднем на 30–35 % (хладон R22) и в 1,5–1,8 раза (аммиак). На основании полученных данных в 1986 году ЧЗХМ приступил к серийному выпуску испарителей с экраном для холодильных машин типа МКТ [6] и в настоящее время выпуск этих аппаратов продолжается.

Хотелось бы отметить, что холодильные машины производительностью до 300 кВт и работающие на аммиаке с усовершенствованными аппаратами: испарителем и водяным конденсатором могут конкурировать с агрегатами, имеющими пластинчатые аппараты. Тем более что последние имеют сложную технологию изготовления и нестабильность в работе.

Методы исследования

Теплообмен при кипении зависит от таких факторов, как термодинамические и теплофи-

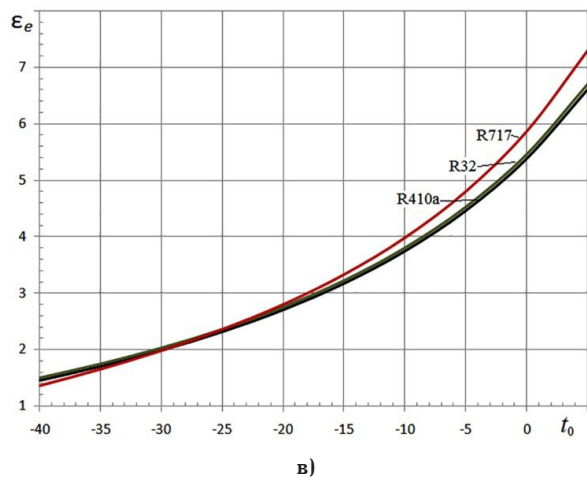
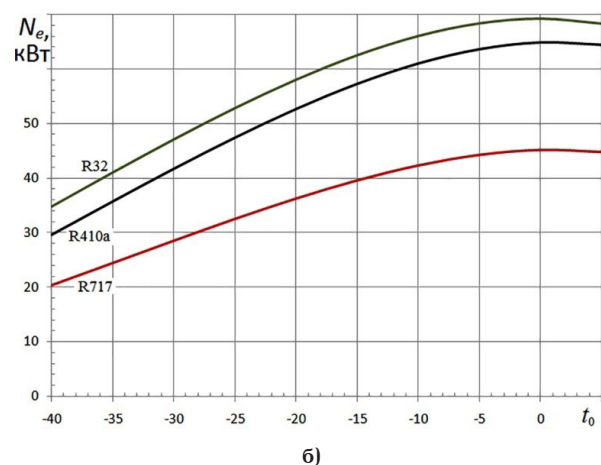
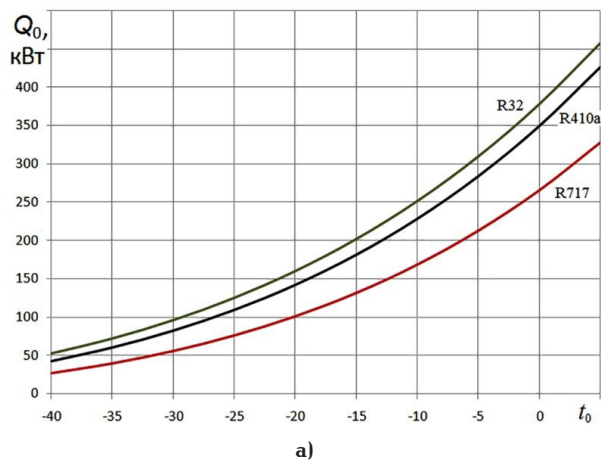


Рис. 1. Характеристики холодильного компрессора:
а) $Q_0 = f(t_0, t_k)$; б) $N_e = f(t_0, t_k)$; в) $\epsilon_e = f(t_0, t_k)$
Fig. 1. Characteristics of the refrigeration compressor:
а) $Q_0 = f(t_0, t_k)$; б) $N_e = f(t_0, t_k)$; в) $\epsilon_e = f(t_0, t_k)$

зические параметры рабочей среды, формы теплообменной поверхности, характера образования центров паровых фаз, плотности теплового потока, давления, температуры и т.п. В значительной степени на теплообменные характеристики кипящих хладонов влияют гидродинамические факторы, при которых проходит процесс кипения.

В настоящей статье проведён расчётно-теоретический анализ работы одноступенчатой холодильной машины с водяным кожухотрубным конденсатором и испарителем затопленного типа.

Для исследования выбраны наиболее распространённые (перспективные) холодильные агенты, такие как R717, R32 и R410a. На основании проведённых расчётов в диапазоне температур

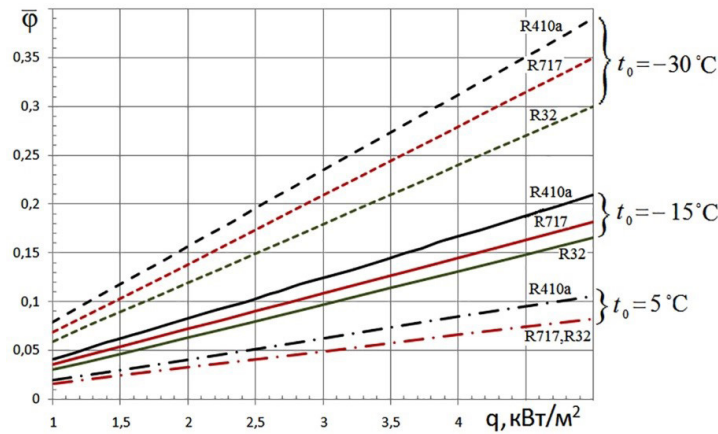


Рис. 2. Зависимость истинного объемного паросодержания от плотности теплового потока
 Fig. 2. The true volumetric vapor content dependence on the heat flux density

кипения $t_0 = -40^\circ\text{C} - 5^\circ\text{C}$ и температурах конденсации $t_k = 30^\circ\text{C}$ и 35°C по известным методикам построены основные характеристики компрессора [7, 8], которые представлены на рис. 1. Как видно из графиков, наилучшие данные по холодопроизводительности получены при работе компрессора на хладагенте R32, хотя наибольший холодильный коэффициент достигается при работе агрегата на аммиаке.

Если рассматривать холодильную систему в комплексе, то есть с учётом теплообменных аппаратов, то в этом случае необходимо учесть гидромеханические условия процессов, происходящих в основных аппаратах холодильной машины.

В настоящей статье рассматриваются условия кипения вышеприведённых холодильных агентов в испарителе затопленного типа по определенной программе. Процесс кипения в плотных пучках труб сопровождается подъёмом парожидкостной смеси снизу вверх и сходен с механизмом кипения в вертикальном канале сложной формы. В данных условиях интенсивность теплоотдачи будет определяться самим процессом парообразования и конвективной составляющей:

$$\alpha = \alpha_{\text{кип}} + \alpha_{\text{конв}},$$

где $\alpha_{\text{кип}}$ — теплоотдача за счёт пузырькового кипения на стенке трубы; $\alpha_{\text{конв}}$ — конвективная составляющая.

К основным характеристикам двухфазного потока относятся среднее истинное объемное паросодержание $\bar{\varphi}$ и объемное расходное паросодержание $\bar{\beta}$, которые можно определить по следующим формулам:

$$\bar{\varphi} = \frac{A''}{A},$$

где A'' — сечение, занимаемое паровой фазой, A — сечение трубы.

И

$$\bar{\beta} = \frac{1}{1 + \frac{V'}{V''}},$$

где V' — объемный расход рабочего вещества по жидкой составляющей, V'' — объемный расход рабочего вещества по паровой составляющей.

Для гомогенной модели течения справедливо, что $\bar{\varphi}$ и $\bar{\beta}$ имеют линейную зависимость и при $\bar{\varphi} \leq 4$, что характерно для испарителей затопленного типа, $\bar{\varphi} = \bar{\beta}$, тогда

$$\frac{V'}{V''} = \frac{1}{\bar{\varphi}} - 1.$$

Проанализировав полученную формулу, можно прийти к выводу, что, зная значения $\bar{\varphi}$, можно определить соотношение объемных расходов жидкости и пара, при этом чем меньше величина истинного объемного паросодержания, тем выше объемный расход жидкости, от которого зависит конвективная составляющая общего теплового потока q .

Если рассмотреть с другой стороны, то истинное паросодержание $\bar{\varphi}$ зависит от следующих факторов: начального и конечного паросодержания, плотности теплового потока, свойств рабочего вещества, а также от геометрических размеров пучка труб. Данный параметр для гладких труб можно определить по формуле:

$$\bar{\varphi} = 1,809 \frac{(x_k + x_0)q_n \left[(0,57z + 1) + 0,866(z - 1) \frac{s'}{d_n} \right]}{(x_k - x_0)r_p'' \left(\frac{s_1^2}{d_n^2 \cdot \psi} - 0,904 \right) w_{\text{nog}}},$$

где x_0 — начальное паросодержание, x_k — конечное паросодержание, q_n — плотность теплового потока, d_n — наружный диаметр трубы, r — теплота парообразования, r'' — плотность пара рабочего вещества, w_{nog} — величина подъема пузырьков пара.

Для определения подъема пузырьков пара w_{nog} можно использовать формулу Франца — Каменецкого, которую правомерно применять в случае, когда диаметр канала существенно выше размера крупных пузырей [9]:

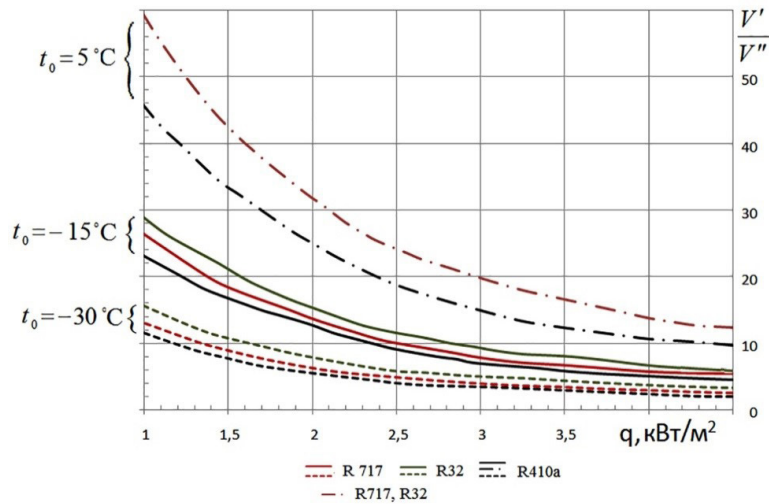


Рис. 3. Зависимость отношения объемных расходов (пар—жидкость) от плотности теплового потока
 Fig. 3. The volumetric flows (vapor—liquid) ratio dependence of the heat flux density

$$w_{\text{ног}} = 1,5 \sqrt[4]{g \cdot \sigma \cdot (\rho' - \rho'') / \rho'^2},$$

где g — ускорение свободного падения, σ — коэффициент поверхностного натяжения, ρ' — плотность жидкости рабочего вещества при температуре кипения t_0 , ρ'' — плотность пара рабочего вещества при температуре кипения t_0 .

Результаты экспериментов

При рассмотрении рис. 2, на котором представлена зависимость $\bar{\varphi} = f(q, t_0)$, полученная при изменении температур кипения $t_0 = +5^\circ\text{C}$; -10°C ; -15°C ; -30°C , видно, что с ростом плотности теплового потока q происходит рост паросодержания рабочих веществ. С учетом физических свойств наиболее высокие значения $\bar{\varphi}$ имеют хладоны R410a и R717.

В связи с этим R410a, как и аммиак, может быть рекомендован для использования в средне- и низкотемпературных машинах, на что и указывают, например, в отношении аммиака авторы [2, 10].

Хладон R32 лучше всего использовать в высокотемпературных холодильных машинах, особенно в аппаратах с медными оребренными трубами. В этом случае низкое паросодержание хладона R32 препятствует образованию «запаривания» верхних слоёв пучка труб, что может привести к повышению уровня рабочего вещества в испарителе и увеличению площади рабочей части трубного пучка аппарата.

При анализе характеристики $\frac{V'}{V''} = f(q, t_0)$ рис. 3,

где представлены соотношения расходов жидкости V' и пара V'' для исследуемых хладонов видно, что в межтрубном пространстве аппарата эти величины имеют высокие значения.

Это можно объяснить тем, что в межтрубном пространстве испарителя имеет место рецирку-

ляция холодильного агента, то есть при кипении хладона имеет место подъем пара и жидкости. Значительное превышение расхода жидкости ведет к увеличению скорости парожидкостной смеси и, следовательно, увеличивается конвективная составляющая теплоотдачи.

Наибольшие значения $\frac{V'}{V''}$ наблюдаются у хла-

донов R717 и R410a, а это указывает на более высокие скорости обтекания поперечного пучка труб парожидкостным потоком по сравнению с хладоном R32. Соответственно, коэффициенты теплоотдачи у хладона R410a, и тем более у аммиака, выше, так как последний имеет наибольшие значения коэффициента теплопроводности λ .

Интенсивность теплообмена при кипении, связанная с конвективным переносом тепла за счет движения снизу вверх пара и жидкости, зависит от расходной скорости двухфазного потока \bar{w}_0 [11], которая, в свою очередь, определяется как

$$\bar{w}_0 = \bar{w}'_0 + \frac{\rho''}{\rho'} \bar{w}''_0.$$

После ряда преобразований с учетом истинного паросодержания $\bar{\varphi}$, плотностей жидкости ρ' и пара ρ'' расходную скорость можно представить в виде:

$$\bar{w}_0 = \frac{\bar{G}''}{\rho'' f} \left[\left(\frac{1}{\bar{\varphi}} - 1 \right) + \frac{\rho''}{\rho'} \right],$$

где \bar{G}'' — массовый расход пара, f — сечение канала.

В затопленных испарителях массовый расход пара, а вместе с ним движение жидкости по высоте трубного пучка увеличивается, следовательно, возрастает расходная скорость, с повышени-

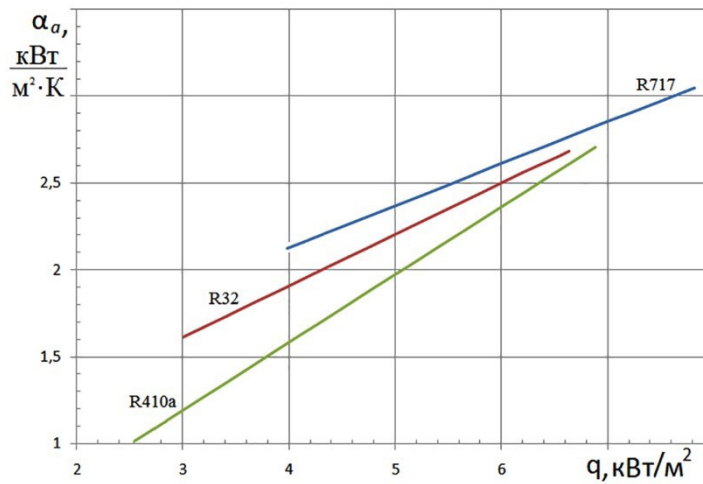


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи в испарителе от плотности теплового потока

Fig. 4. The dependence of the heat transfer coefficient in the evaporator on the heat flux density

ем которой усиливается влияние конвективного теплообмена.

Расчеты показывают, что в диапазоне плотностей тепловых потоков $q = 1-5$ кВт/м² и температур кипения $t_0 = -30^\circ\text{C}; -20^\circ\text{C}; -10^\circ\text{C}$ расходная скорость аммиака превышает \bar{w}_0 хладона R32 в 1,5 раза, а R410a — более чем в 1,7 раза. При этом необходимо обратить внимание на теплофизические свойства рассматриваемых рабочих веществ. Так, коэффициент теплопроводности аммиака λ в 4–5 раз выше, чем у других хладагентов, что приводит к значительному увеличению конвективной составляющей.

Все вышесказанное хорошо согласуется с данными, представленными на рис. 4, показывающими изменение коэффициента теплоотдачи α_a в испарителе от плотности теплового потока q . Характер полученных характеристик аналогичен характеристикам, представленным в работах [10, 12]. Коэффициент теплоотдачи аммиака превышает значения других хладон.

Выводы и заключение

1. Предлагаемая методика позволяет спрогнозировать эффективность применения различных рабочих веществ в парокomppressorных холодильных машинах.

2. Для более полной картины необходимо построить характеристику холодильной машины в целом, а окончательные выводы можно сделать после физического эксперимента.

3. Следует отметить, что аммиак, как рабочее вещество, обращает на себя внимание своей экологичностью, массовым производством и низкой стоимостью. Единственная проблема — создание холодильных машин, требующих малой зарядки. Использование вышеуказанных аппаратов позволяет частично решить эту задачу в совокупности со значительным снижением массогабаритных показателей агрегатов.

Список источников

1. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. UNEP 2014 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee. Nairobi, Kenya, 2015. 244 p. ISBN 978-9966-076-09-0.
2. Lorentzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to CFC/HCFC predicament // International Journal of Refrigeration. 1995. No. 18 (3). P. 190–197.
3. Lowe R., Ares R. From CFC-12 to HFC-134A: an analysis of a refrigerant retrofit project // Heating, Piping and Air Conditioning. 1995. January. P. 81–89.
4. Arai N., Fukushima T., Arai A. [et al.]. Heat transfer tubes enhancing oiling and condensation in heat exchangers of a refrigeration machine // ASHRAE Journal Trans. 1977. Vol. 83 (2). P. 58.
5. А. с. 1143945 Российская Федерация, МПК F28D1/04, F25B39/02. Испаритель затопленного типа / Мизин В. М., Малявко Д. П., Сысоев В. Л. [и др.]. № 3551155/23–06; заявл. 09.02.834; опубл. 07.03.85, Бюл. № 9.
6. Мизин В. М., Сысоев В. Л. Модернизация существующих теплообменных аппаратов холодильных машин типа МКТ // Повышение эффективности холодильных машин и установок низкопотенциальной энергетики: межвуз. сб. науч. тр. СПб.: СПбГАХПТ, 1995. С. 114–115.
7. Ciconkov R. Refrigeration: solved examples. Skopje, Macedonia, 2004. 256 p. ISBN 9989-43-128-0.
8. Slipcevic B. Heat exchangers, with examples of refrigeration. SMEITS, Belgrade, Yugoslavia. 1989. (in Serbo-Croatian).
9. Slipcevic B. Heat-Transfer to Boiling Fluorocarbon Refrigerants // ASHRAE Journal. 1970. Vol. 12, no. 6.
10. Kakac S. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 3rd ed. Boca Raton: CRC/Taylor & Francis. 2012. 615 p. ISBN 978-1-4398-4990-3.
11. Kutateladze S. S. Fundamentals of heat transfer. NY: Academic Press Ins., 1963. 485 p.
12. Bolaji B. O., Akintaro A. O., Alamu O. J. [et al.]. Design and performance of a cooler refrigeration system working with ozone friendly refrigerant // The Open Thermodynamics Journal. 2012. Vol. 6. P. 25–32.

МИЗИН Валерий Михайлович, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная техника и возобновляемая энергетика».

SPIN-код: 2211-5630

AuthorID (РИНЦ): 709072

Адрес для переписки: valeriy-mizin@yandex.ru

ТАТАРЕНКО Юлия Валентиновна, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная техника и возобновляемая энергетика».

SPIN-код: 9827-5654

AuthorID (РИНЦ): 448772

Адрес для переписки: lavrtat@mail.ru

РАЧКОВСКИЙ Никита Олегович, аспирант кафедры «Кондиционирование воздуха».

SPIN-код: 4423-9535; AuthorID (РИНЦ): 812952

Адрес для переписки: rachkovskiy.nikita@mail.ru

Для цитирования

Мизин В. М., Татаренко Ю. В., Рачковский Н. О. К вопросу эффективности применения хладонов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2018. Т. 2, № 4. С. 29–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-4-29-35.

Статья поступила в редакцию 26.03.2018 г.

© В. М. Мизин, Ю. В. Татаренко, Н. О. Рачковский

TO THE QUESTION OF REFRIGERANTS APPLICATION EFFICIENCY

V. M. Mizin, I. V. Tatarenko, N. O. Rachkovskiy

Saint Petersburg National Research University
of Information Technologies, Mechanics and Optics,
Russia, St. Petersburg, Kronverkskiy pr., 49, 197101

The improvement of the refrigeration machine efficiency is an ever-relevant issue. Improvement of compressors, intensification of devices, as well as application of effective working substances and new materials can be attributed to the main directions of its solution. Currently, an increase of the cost of both materials and energy can be stated. In this regard, the modernization of the existing types of heat exchangers as well as the search of the most effective working substances may turn to be the most promising ways to intensify the devices. This problem is reflected in the study of the refrigeration machine with a piston compressor operating at different modes. R717, R32 and R410a are selected as working substances. In the course of research the characteristics have been received which are used as the basis for the given recommendations on the most effective application of the studied working substances.

Keywords: refrigeration machine, characteristics, cooling capacity, evaporator, refrigerant, ammonia.

References

1. Montreal protocol on substances that deplete the ozone layer. UNEP 2014 Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee. Nairobi, Kenya, 2015. 244 p. ISBN 978-9966-076-09-0. (In Engl.).

2. Lorentzen G. The use of natural refrigerants: a complete solution to CFC/HCFC predicament // International Journal of Refrigeration. 1995. No. 18 (3). P. 190–197. (In Engl.).

3. Lowe R., Ares R. From CFC-12 to HFC-134A: an analysis of a refrigerant retrofit project // Heating, Piping and Air Conditioning. 1995. January. P. 81–89. (In Engl.).

4. Arai N., Fukushima T., Arai A. [et al.]. Heat transfer tubes enhancing oiling and condensation in heat exchangers of a refrigeration machine // ASHRAE Journal Trans. 1977. Vol. 83 (2). P. 58. (In Engl.).

5. Patent 1143945 Russian Federation, IPC F 28 D 1/04, F 25 B 39/02. Isparitel' zatoplennogo tipa [Evaporator type evaporator] / Mizin V. M., Malyavko D. P., Sysoyev V. L. [et al.]. No. 3551155/23–06; filed. 09.02.834; publ. 07.03.85, Bul. 9. (In Russ.).

6. Mizin V. M., Sysoyev V. L. Modernizatsiya sushchestvuyushchikh teploobmennyykh apparatov kholodil'nykh mashin tipa MKT [Modernization of existing heat exchangers of refrigerating machines such as MKT] // Povysheniye effektivnosti kholodil'nykh mashin i ustanovok nizkopotentsial'noy energetiki. *Improving the efficiency of refrigeration machines and installations of low-grade energy*. St. Petersburg: SPbSARFT Publ, 1995. P. 114–115. (In Russ.).

7. Ciconkov R. Refrigeration: solved examples. Skopje, Macedonia, 2004. 256 p. ISBN 9989-43-128-0. (In Engl.).

8. Slipcevic B. Heat exchangers, with examples of refrigeration. SMEITS, Belgrade, Yugoslavia. 1989. (in Serbo-Croatian). (In Engl.).

9. Slipcevic B. Heat-Transfer to Boiling Fluorocarbon Refrigerants // ASHRAE Journal. 1970. Vol. 12, no. 6. (In Engl.).

10. Kakac S. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 3rd ed. Boca Raton: CRC/Taylor & Francis. 2012. 615 p. ISBN 978-1-4398-4990-3. (In Engl.).

11. Kutateladze S. S. Fundamentals of heat transfer. NY: Academic Press Ins., 1963. 485 p. (In Engl.).

12. Bolaji B. O., Akintaro A. O., Alamu O. J. [et al.]. Design and performance of a cooler refrigeration system working with ozone friendly refrigerant // The Open Thermodynamics Journal. 2012. Vol. 6. P. 25–32. (In Engl.).

MIZIN Valeriy Mikhaylovich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration Technology and Renewable Energy Department.

SPIN-code: 2211-5630

AuthorID (RSCI): 709072

Address for correspondence: valeriy-mizin@yandex.ru

TATARENKO Yuliya Valentinovna, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration Technology and Renewable Energy Department.

SPIN-code: 9827-5654

AuthorID (RSCI): 448772

Address for correspondence: lavrtat@mail.ru

RACHKOVSKIY Nikita Olegovich, Graduate Student of Air Conditioning Department.

SPIN-code: 4423-9535

AuthorID (RSCI): 812952

Address for correspondence: rachkovskiy.nikita@mail.ru

For citations

Mizin V. M., Tatarenko I. V., Rachkovskiy N. O. To the question of refrigerants application efficiency // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2018. Vol. 2, no. 4. P. 29–35. DOI: 10.25206/2588-0373-2018-2-4-29-35.

Received 26 March 2018.

© V. M. Mizin, I. V. Tatarenko, N. O. Rachkovskiy