

**Для цитирования:** Татаренко Ю.В., Мизин В.М., Рачковский Н.О. Прогнозирование применения холодильных агентов в низкотемпературной технике. Вестник Дагестанского государственного технического университета. Технические науки. 2019; 46(3): 32-42. DOI:10.21822/2073-6185-2019-46-3-32-42

**For citation:** Y.V. Tatarenko, V.M. Misin, N.O. Rachkovsky. Prediction of the use of Refrigerants in Low-temperature Equipment. Herald of Daghestan State Technical University. Technical Sciences. 2019; 46 (3): 32-42. (In Russ.) DOI:10.21822/2073-6185-2019-46-3-32-42

## ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ, МЕТАЛЛУРГИЧЕСКОЕ И ХИМИЧЕСКОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ

УДК 621.57

DOI: 10.21822/2073-6185-2019-46-3-32-42

### ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ АГЕНТОВ В НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ ТЕХНИКЕ

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

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

**Резюме. Цель.** Определение перспектив применения различных холодильных агентов, а также потенциал их взаимозаменяемости в низкотемпературной технике исходя из условий Кигалийской поправки к Монреальской конференции. **Метод.** Произведено компьютерное моделирование процессов теплообмена на основе общепринятых зависимостей и получены данные для построения характеристик элементов холодильной машины. **Результат.** R717 и R410A рекомендованы для использования в средне- и низкотемпературных машинах. Холодильный агент R32 - в высокотемпературных холодильных машинах, особенно, в аппаратах с медными оребренными трубами. Низкое паросодержание хладагента R32 препятствует образованию «запаривания» верхних слоёв пучка труб, что приводит к повышению уровня холодильного агента в испарителе и увеличению площади рабочей области трубного пучка испарителя. Для R32 необходимо провести дополнительные исследования по поиску его альтернативной замены. Наиболее высокие значения коэффициента теплоотдачи получены при работе на холодильных агентах R410A и R717. **Вывод.** С помощью реализованных алгоритмов возможно получать характеристики элементов парокомпрессорной холодильной машины в широком диапазоне изменения температур кипения и конденсации с учетом различных факторов и процентного состава смесового рабочего вещества, что весьма актуально при переводе машин на альтернативные холодильные агенты.

**Ключевые слова:** холодильный агент, холодильная машина, эффективность, характеристика, кожухотрубный испаритель

POWER, METALLURGICAL AND CHEMICAL MECHANICAL ENGINEERING

PREDICTION OF THE USE OF REFRIGERANTS IN LOW-TEMPERATURE EQUIPMENT

*Y.V. Tatarenko, V.M. Misin, N.O. Rachkovsky*

*St. Petersburg National Research University of Information Technologies,  
Mechanics, and Optics (ITMO University),  
49, Kronverk Ave., St. Petersburg 197101, Russia*

**Abstract Objectives** Determination of prospects for the use of various refrigerants, as well as the potential for their interchangeability in low-temperature equipment in accordance with the conditions of the Kigali Amendment to the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer. **Method** A computer simulation of heat exchange processes based on generally accepted dependencies was carried out and data for the construction of refrigeration machine elements obtained. **Results** R717 and R410A are recommended for use in medium- and low-temperature machines. R32 refrigerant is used in high-temperature refrigeration machines, especially in units with finned copper tubes. The low vapour content of R32 refrigerant prevents steaming of the upper layers of the tube bundle, leading to an increase in the level of the refrigerant in the evaporator and in the working area of the evaporator tube bundle. For R32, it is necessary to conduct additional research to find an alternative refrigerant. The highest values of the heat transfer coefficient are obtained when working on refrigerants R410A and R717. **Conclusion** The implemented algorithms can be helpful for obtaining the characteristics of the steam-compressor refrigerator elements across a wide range of boiling and condensing temperatures taking various factors and the percentage composition of the mixed working substance into account. This is a highly important consideration when converting the machines to run on alternative refrigerants.

**Keywords:** Refrigerant, refrigeration machine, efficiency, characteristic, shell-and-tube evaporator

**Введение.** В XX веке мир столкнулся с проблемой уменьшения озонового слоя Земли. Ученые всего мира стали говорить об опасности применения различных групп холодильных агентов, которые ведут к нежелательному изменению климата. В последние два десятилетия холодильная техника уже прошла «первую волну» отказа от озоноразрушающих (озоноопасных) рабочих веществ. Результатом этого является переход на альтернативные холодильные агенты.

В настоящее время в бытовой, полупромышленной и промышленной холодильной технике наиболее распространены такие рабочие вещества как R134a, R404A, R410A. Указанные холодильные агенты относятся к группе гидрофторуглеродных холодильных агентов. Они являются заменой хлорфторуглеродных и гидрохлорфторуглеродных холодильных агентов. Основное преимущество применяемых холодильных агентов заключается в низком озоноразрушающем потенциале. Однако стоит отметить, что данные холодильные агенты имеют высокие значения потенциала глобального потепления.

С 1 января 2019 г. вступила в действие Кигалийская поправка к Монреальскому протоколу. Согласно Монреальской конференции принято решение об отказе от хлорфторсодержащих холодильных агентов [1, 2]. Данная поправка ограничивает использование в системах кондиционирования и охлаждения следующих холодильных агентов: R134a, R404A, R410A, R507A. Согласно [3], в настоящее время ведётся разработка синтетических холодильных агентов с низким потенциалом глобального потепления и нулевым значением потенциала разрушения озонового слоя (R1234yf, R1234ze) [4-6].

Необходимо отметить, что параллельно ведётся работа по применению природных холодильных агентов, таких как R717, R744, R290 [7-9]. Страны Европейского союза приняли решение переходить на природные рабочие вещества.

Не теряет своей актуальности проблема снижения массогабаритных показателей и энергетических затрат в низкотемпературной технике. Эту проблематику необходимо рассматривать в нескольких направлениях - возможно совершенствование холодильной машины как в части элементов (компрессоров, теплообменных аппаратов, применение новых материалов), так и применение новых холодильных агентов. Для многих применяемых озонобезопасных холодильных агентов отсутствуют существенные массивы экспериментальных и эксплуатационных данных о процессах теплообмена.

На практике, марка применяемого холодильного агента выбирается исходя из его термодинамических свойств и характеристик компрессора [10]. При этом не учитываются массогабаритные и энергетические показатели холодильных машин, которые в значительной степени зависят от теплоэнергетической эффективности самих аппаратов, входящих в состав. В связи с этим, производить оценку эффективности работы холодильных машин необходимо в комплексе: следует учитывать эффективность всех элементов, входящих в состав холодильной машины, а также свойства применяемого холодильного агента циркуляционного контура холодильной машины.

Теплообмен при кипении зависит от таких факторов, как термодинамические и теплофизические параметры рабочей среды, формы поверхности теплообмена. Необходимо отметить, что в значительной степени на теплообменные характеристики холодильных агентов влияют гидродинамические свойства, при которых проходит процесс кипения. Предлагаемая оценка гидродинамических условий протекания процесса теплообмена позволит качественно оценить эффективность применения рабочих веществ в низкотемпературной технике.

**Постановка задачи.** С целью исследования влияния термодинамических и теплофизических параметров холодильного агента, циркулирующего в системе, на гидродинамические характеристики были математически реализованы алгоритмы, с помощью которых рассматриваются отдельные элементы одноступенчатой холодильной машины с водяным кожухотрубным конденсатором и испарителем затопленного типа при работе на следующих рабочих веществах: R717, R32 и R410A. На выбор рассматриваемых рабочих агентов существенно повлияла упомянутая выше информация о Кигалийской поправке. Рассматриваемые диапазоны температур: температура кипения изменялась от  $t_0 = -40$  °C до  $+5$  °C при температуре конденсации  $t_k = 30$  °C и  $35$  °C.

**Методы исследования.** Характеристику всей холодильной машины можно получить, используя графо-аналитический метод построения характеристик, описанный в работе [15]. Достоинством графо-аналитического метода является не только определение характера характеристики всей холодильной машины в целом, но и возможность последовательного рассмотрения влияния характеристик теплообменных аппаратов (испаритель или конденсатор) на совместную характеристику парокомпрессионной холодильной машины в целом.

Данные для построения характеристик элементов одноступенчатой холодильной машины с поршневым компрессором можно получить при помощи реализованных программ, а именно характеристик компрессора – программа ХАР\_КМ, характеристики конденсатора – программа ХАР\_КД и характеристики испарителя ХАР\_ИСП. Основные термодинамические и теплофизические свойства реальных рабочих веществ рассчитываются в программах ХАР\_КМ, ХАР\_КД и ХАР\_ИСП по уравнению Бенедикта – Вебба – Рубена (ВБР). Большим плюсом данного уравнения является то, что имея данные о составе смеси, мы можем рассчитать или предсказать ее свойства. Посредством реализуемых ХАР\_КМ, ХАР\_КД и ХАР\_ИСП программ можно получить значения параметров элементов парокомпрессионной холодильной машины для любого рабочего вещества [15, 16]. Основные уравнения, входящие в математическую модель элементов парокомпрессионной холодильной машины основаны на материале, изложенном в работе [15].

Программы для расчета параметров элементов холодильной машины с целью улучшения визуализации реализованы в оболочке *Microsoft EXCEL* на языке программирования *Visual Basic for applications (VBA)*, ранние версии реализованы на языке программирования высокого уровня *Fortran*, но не имели удобного интерфейса и возможности «мгновенного» построения характеристик.

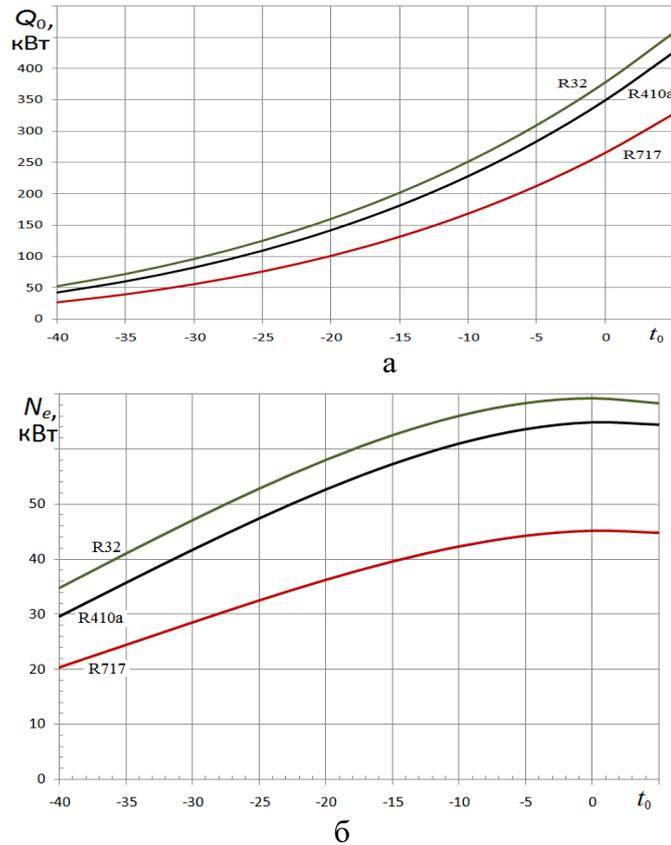
В качестве примера на рис.1. приводится интерфейс программы ХАР\_КМ для получения параметров поршневого компрессора и в дальнейшем на их основании построения характеристики. На рис.1. можно увидеть, что имеется возможность выбрать холодильный агент для расчета характеристик (подключена библиотека термодинамики свойств рабочих веществ), задается диапазон исследуемых температур кипения при постоянной температуре конденсации, которая также должна быть задана, перегрев на всасывании в компрессор, величина относительного мертвого пространства и относительные потери на всасывании и нагнетании. Заложена возможность выбора шага рассмотрения исследования по температуре кипения. Предусмотрен выбор цикла работы исследуемой холодильной машины - с регенеративным теплообменником или без него. Аналогично выглядят интерфейсы для ввода данных теплообменных аппаратов, где реализована возможность выбора труб в качестве теплопередающей поверхности и тип оребрения.

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	
1	Расчёт характеристик поршневого компрессора										
2											
3	Минимальная температура кипения, T <sub>0MIN</sub> :						-25.00 °C				
4											
5	Максимальная температура кипения, T <sub>0MAX</sub> :						0.00 °C				
6											
7	Шаг по температуре кипения, DELT <sub>0</sub> :						5.00 °C				
8											
9	Температура конденсации, T <sub>К</sub> :						35.00 °C				
10											
11	Перегрев на всасывании, DT <sub>BC</sub> :						20.00 °C				
12											
13	Переохлаждение после конденсатора, DT <sub>К</sub> :						0.00 °C				
14											
15	Относительное мертвое пространство, C:						0.045				
16											
17	Относительные потери на всасывании, KCP1:						0.06				
18											
19	Относительные потери на нагнетании, KCP2:						0.09				
20											
21	Теоретическая объемная производительность компрессора, VT:						0.01145 м <sup>3</sup> /с				
22											
23	Холодильный агент:					R410A.mix	-		Рассчитать	Удалить расчёт	
24											

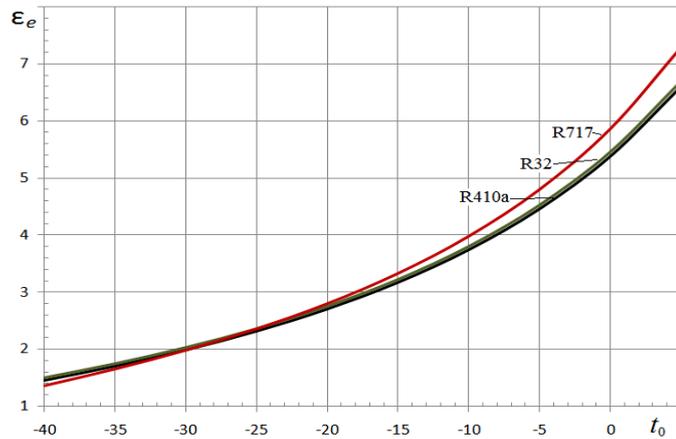
**Рис.1. Изображение интерфейса ввода исходных данных в программе ХАР\_КМ**  
**Fig. 1. Image of input data input interface in the program HAR\_KM**

Ввиду содержания большого объема выходных параметров итоговая таблица в настоящей статье не приводится, а полученные данные будут представлены в виде характеристик элементов холодильной машины. В качестве допущения при реализации указанных выше программ было принято, что в трубопроводах, соединяющих элементы холодильной системы, не происходит изменение состояния рабочего вещества, так как целью данного исследования не являлось исследование потерь давления на всасывании и нагнетании и в клапанной группе. Перегрев холодильного агента на всасывании является постоянной величиной для всех рассматриваемых режимов работы холодильной машины. Через все элементы холодильной машины проходит постоянный массовый расход рабочего вещества [15].

**Обсуждение результатов.** Характеристики компрессора, представленные на рис. 2 и 3, получены благодаря данным полученным в результате работы программы ХАР\_КМ. Как видно из рис.2.а, наилучший результат условная холодопроизводительность имеет при работе компрессора на хладагенте R32, хотя наибольший холодильный коэффициент, если обратить внимание на рис.3, достигается при работе - на R717, затрачивая при этом наименьшую мощность (рис.2,б).



**Рис. 2. Характеристики холодильного компрессора  
 объемного принципа действия: а –  $Q_0 = f(t_0, t_k)$ , б –  $N_e = f(t_0, t_k)$**   
**Fig. 2. Characteristics of the refrigeration compressor  
 volumetric principle of action: а –  $Q_0 = f(t_0, t_k)$ , б –  $N_e = f(t_0, t_k)$**



**Рис. 3. Характеристика зависимости холодильного коэффициента  
 от температуры кипения:  $\epsilon_e = f(t_0, t_k)$**   
**Fig. 3. Characterization of the dependence of the refrigeration coefficient on the boiling point:  
 $\epsilon_e = f(t_0, t_k)$**

Если рассматривать холодильную систему в комплексе с теплообменными аппаратами, то в этом случае необходимо учесть гидромеханические условия процессов, происходящих в этих аппаратах [17, 18].

Анализируя влияние характеристик теплообменных аппаратов на совместную характеристику всей холодильной машины в целом видно, что наибольшее влияние идет со стороны

испарителя, а не конденсатора. Это подтверждается, приведенными характеристиками, представленными в работе [15].

В связи с этим проведено более детальное рассмотрение процессов теплообмена, происходящих в испарителе. Данные для данного исследования получены в результате работы программы XAP\_ISP.

Рассмотрим основные уравнения, которые были внесены в математическую модель для исследования влияния гидродинамических условий протекания процесса теплообмена в испарителе.

Интенсивность теплоотдачи при процессе кипения в плотных пучках труб испарителя определяется следующим выражением:

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

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

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

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

Истинное паросодержание  $\bar{\varphi}$  холодильного агента, при работе на гладких трубах, зависит от начального и конечного паросодержания, плотности теплового потока, свойств рабочего вещества, и от геометрических размеров пучка труб в аппарате и определяется следующим образом:

$$\bar{\varphi} = 1,809 \frac{(x_k + x_0) q_H \left[ (0,57 \cdot z + 1) + 0,866(z - 1) \frac{s'}{d_H} \right]}{(x_k - x_0) r \rho'' \left( \frac{s_1^2}{d_H^2 \cdot \psi} - 0,904 \right) \cdot w_{\text{под}}},$$

где  $x_0$  – начальное паросодержание,  $x_k$  – конечное паросодержание,  $q_H$  – плотность теплового потока,  $d_H$  – наружный диаметр трубы,  $r$  – теплота парообразования,  $\rho''$  – плотность пара рабочего вещества,  $w_{\text{под}}$  – величина подъема пузырьков пара.

Для определения подъема пузырьков пара  $w_{\text{под}}$  применялась формула Франца-Каменецкого, что правомерно, так как в нашем случае диаметр канала существенно выше размера крупных пузырей [19, 20]:

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

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $\sigma$  – коэффициент поверхностного натяжения,  $\rho'$  – плотность жидкости рабочего вещества при температуре кипения  $t_0$ ,  $\rho''$  – плотность пара холодильного агента при температуре кипения  $t_0$ .

При рассмотрении зависимости  $\bar{\varphi} = f(q, t_0)$ , представленной на рис. 4, видно, что с ростом плотности теплового потока  $q$  происходит рост паросодержания холодильных агентов. Наиболее высокие значения  $\bar{\varphi}$  имеют холодильные агенты R410A и R717.

В связи с этим R717, как и R410A, могут быть рекомендованы для использования в средне и низкотемпературных машинах, на что и указывают в отношении R717 авторы [21, 22].

Холодильный агент R32 лучше всего применять 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 приводит к повышению уровня холодильного агента в испарителе и увеличению площади рабочей области трубного пучка испарителя. Для данного холодильного агента необходимо провести дополнительные исследования по поиску его альтернативной замены.

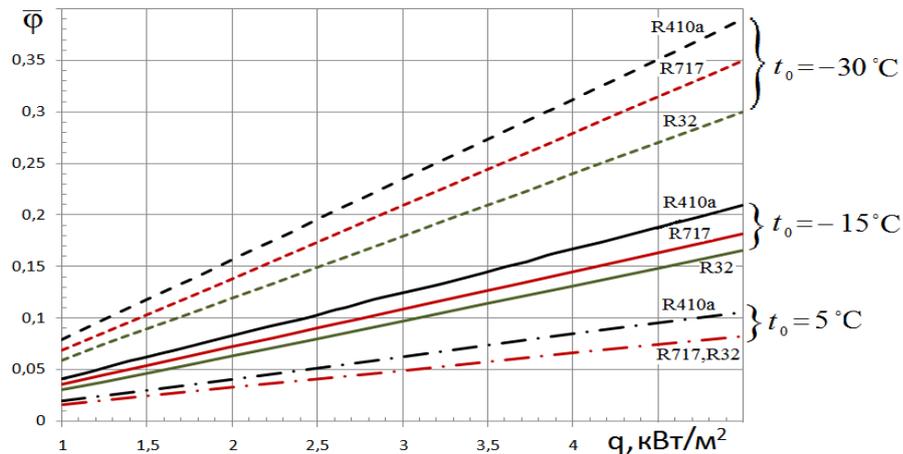


Рис. 4. Зависимость истинного объемного паросодержания от плотности теплового потока  
 Fig. 4. The dependence of the true volumetric steam content on the heat flux density

Отношения объемных расходов (пар-жидкость) зависит от истинного объемного паросодержания:

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

При анализе характеристики  $\frac{V'}{V''} = f(q, t_0)$  рис. 5, видно, что в межтрубном пространстве испарителя эти величины имеют высокие значения. Таким образом, 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  $q$ .

Это можно объяснить тем, что в межтрубном пространстве теплообменного аппарата имеет место рециркуляция холодильного агента, то есть при кипении холодильного агента происходит подъем пара и жидкости. Значительное превышение расхода жидкости ведет к увеличению скорости парожидкостной смеси и, следовательно, увеличивается конвективная составляющая теплоотдачи.

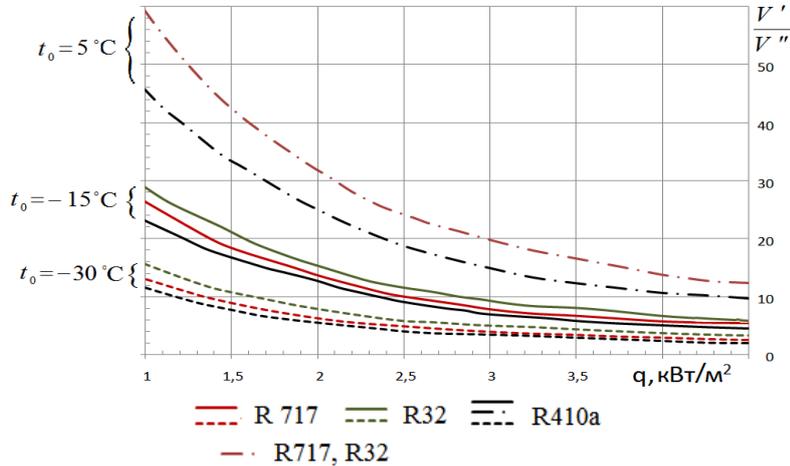
Наибольшие значения  $\frac{V'}{V''}$  наблюдаются у R717 и R410A, что говорит о более высоких скоростях обтекания поперечного пучка труб парожидкостным потоком по сравнению с хладон R32. Коэффициенты теплоотдачи у холодильных агентов R410A и R717 также выше.

Интенсивность теплообмена при кипении, связанная с конвективным переносом тепла за счет движения снизу вверх пара и жидкости определяется как

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

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

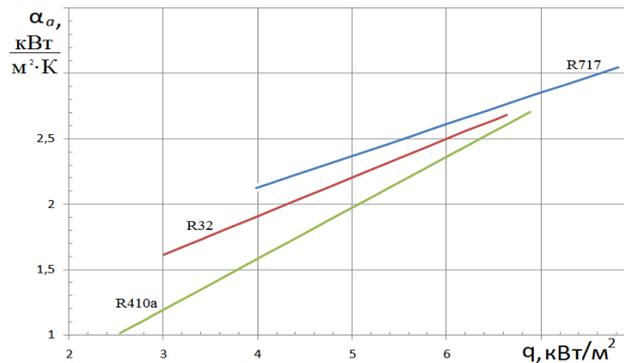
В затопленных испарителях массовый расход пара, а вместе с ним движение жидкости по высоте трубного пучка увеличивается, следовательно, возрастает расходная скорость, с повышением которой усиливается влияние конвективного теплообмена.



**Рис. 5. Зависимость отношения объемных расходов (пар-жидкость) от плотности теплового потока**  
**Fig. 5. The dependence of the ratio of volumetric flow (vapor-liquid) on the density of the heat flux**

Расчеты показывают, что в диапазоне плотностей тепловых потоков  $q = 1 - 5 \text{ кВт/м}^2$  и температур кипения  $t_0 = -30^\circ\text{C}$ ;  $-20^\circ\text{C}$ ;  $-10^\circ\text{C}$  расходная скорость R717 превышает  $\bar{w}_0$  R32 в 1,5 раза, а R410A в 1,7 раза. Коэффициент теплопроводности R717  $\lambda$  в 4 – 5 раз выше, чем у других рассматриваемых холодильных агентов, что естественно ведет к существенному увеличению конвективной составляющей.

Все вышесказанное подтверждается зависимостями, представленными на рис.6, показывающими изменение коэффициента теплоотдачи  $\alpha_a$  в испарителе от плотности теплового потока  $q$ . Как видно из рис. 6, коэффициент теплоотдачи со стороны R717 превышает значения других рассматриваемых холодильных агентов.



**Рис. 6. Зависимость коэффициента теплоотдачи в испарителе от плотности теплового потока**  
**Fig. 6. The dependence of the heat transfer coefficient in the evaporator from heat flux density**

Экспериментальными исследованиями было подтверждено, что холодильные машины производительностью до 300 кВт, в которых в качестве рабочего вещества применялся R717, а теплообменные аппараты (испаритель и водяной конденсатор) были усовершенствованы, могут конкурировать с агрегатами, имеющими пластинчатые аппараты [11, 12]. Это обусловлено непревзойденными характеристиками R717, что отмечается многими авторами в работах [13, 14].

**Вывод.** Посредством созданных программ возможно проводить компьютерное моделирование элементов парокомпрессорной холодильной машины, а именно – поршневого компрес-

сора, горизонтального кожухотрубного конденсатора и горизонтального испарителя, затопленного типа. Учитывая гидромеханические условия процессов и проанализировав их, имеется возможность прогнозировать эффективность применения различных холодильных агентов в парокомпрессорных холодильных машинах.

С помощью реализованных алгоритмов возможно получать характеристики элементов парокомпрессорной холодильной машины в широком диапазоне изменения температур кипения и конденсации с учетом различных факторов и процентного состава смесового рабочего вещества, что весьма актуально при переводе машин на альтернативные холодильные агенты.

Следует отметить, что R717, как холодильный агент, обращает на себя внимание своей экологической безопасностью, массовым производством и низкой стоимостью и может быть альтернативной заменой рабочих веществ, работающих в средне- и низкотемпературных машинах. Но стоит помнить, что R717 опасен для человека и его применение в холодильной технике должно быть доказано в каждом конкретном случае.

#### **Библиографический список:**

1. Хозяинова Е.Л. Охрана Озонового слоя: Россия и Европа // Академия педагогических идей Новация. Серия: Студенческий научный вестник. 2017. №2. С. 12-39.
2. Цветков О.Б., Лаптев Ю.А. Посткиотские тенденции и синдромы устойчивого развития техники низких температур. //Холодильный бизнес. 2015. № 3. С. 22-27.
3. Zhuli Sun, Qifan Wang и др. Energy and exergy analysis of low GWP refrigerants in cascade refrigeration system. Energy 170 (2019), 1170 – 1180
4. Mota-Babiloni A, Makhnatch P, Khodabandeh R. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: focus on energetic performance and environmental impact. Int J Refrig 2017;82:288e301.
5. Lee SJ, Shon BH, Jung CW, Kang YT. A novel type solar assisted heat pump using a low GWP refrigerant (R-1233zd(E)) with the flexible solar collector. Energy 2018;149:386e96.
6. Boyaghchi FA, Chavoshi M, Sabeti V. Optimization of a novel combined cooling, heating and power cycle driven by geothermal and solar energies using the water/CuO (copper oxide) nanofluid. Energy 2015;91:685e99.
7. Harby K. Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: an updated overview. Renew Sustain Energy Rev 2017;73:1247e64.
8. Yari M, Mahmoudi SMS. Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO<sub>2</sub>) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO<sub>2</sub> cycle). Energy 2011;36(12):6839e50.
9. Gullo P, Elmegaard B, Cortella G. Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression. Energy 2016;107:562e71.
10. Бабакин Б.С., Воронин М., Белозеров А.Г., Бабакин С.Б., Данилин В.И. Хладагенты и их воздействие на окружающую среду // Молочная промышленность. 2016. №6. С.12-14.
11. Испаритель затопленного типа: А.С. №1143945 / Мизин В.М., Малявко Д.П., Сысоев В.Л. и др.; ЛТИХП и Черкасский завод холодильного машиностроения–№3551155/23–06; заявл. 09.02.83; опубл. 07.03.85., Бюл. №9(72).
12. Мизин В.М., Цветков А.А. Инновационные методы повышения эффективности существующих типов кожухотрубных аппаратов // Научный журнал НИУ ИТМО. Серия: Холодильная техника и кондиционирование. 2014. №3. С. 71-77.
13. Братуа Э.Г., Шерстюк В.Г. Основные аспекты комплексного подхода к расширению применения аммиака в холодильной промышленности // Интернет-газета Холодильщик.RU. 2009. № 3(51).
14. Zahid H. Ayub Current and future prospects of enhanced heat transfer in ammonia systems //International Journal of Refrigeration. 2008. № 31(4). P.652-657.
15. Татаренко Ю.В. Введение в математическое моделирование характеристик паровых компрессорных холодильных машин. СПб.: Университет ИТМО, 2015. 100 с.
16. Маркова К.М., Татаренко Ю.В. Математическая модель паровой холодильной машины, работающая на различных рабочих веществах // VII Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (Санкт-Петербург, 17–20 ноября 2015 г.): Материалы конференции. 2015. Часть 1. С. 175-178.
17. Мизин В.М. Влияние гидродинамических условий на кипение различных рабочих веществ в испарителях затопленного типа // VII Международная научно-техническая конференция «Низкотемпературные и пищевые технологии в XXI веке» (Санкт-Петербург, 17–20 ноября 2015 г.): Материалы конференции. 2015. Часть 1. С. 165-168.
18. Мальшев А. А., Мамченко В. О., Мизин В.М. , Потанина А.В., Девятов Т.И., Прошин С. И. Перспективные типы испарителей холодильных машин // Вестник МАХ. 2013. №2 (47). С. 13-19.
19. Ciconkov R. Refrigeration: Solved Examples, Skopje, 2016. 280 p.
20. Kakac S. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. Taylor Francis Inc, United States, 2012. 491 p

21. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. Книга по требованию, 2012. 415с.
22. Bolaji B.O., Akintaro A.O., Alamu O.J., Olayanju, T.M.A Design and performance of a cooler refrigeration system working with ozone friendly refrigerant//The Open Thermodynamics Journal.2012. №6. pp. 25-32.

#### References:

1. Khozyainova Ye.L. Okhrana Ozonovogo sloya: Rossiya i Yevropa // Akademiya pedagogicheskikh idey Novatsiya. Seriya: Studencheskiy nauchnyy vestnik. 2017. №2. S. 12-39. [Khozyainova E.L. Protection of the Ozone Layer: Russia and Europe // Academy of Pedagogical Ideas Novation. Series: Student Scientific Herald. 2017. No2. S. 12-39. (In Russ.)]
2. Tsvetkov O.B., Laptev YU.A. Postkiotskiye tendentsii i sindromy ustoychivogo razvitiya tekhniki nizkikh temperatur. //Kholodil'nyy biznes. 2015. № 3. S. 22-27. [Tsvetkov O.B., Laptev Yu.A. Post-Kyoto trends and syndromes of sustainable development of low temperature technology. // Refrigeration business. 2015. No. 3. P. 22-27. (In Russ.)]
3. Zhuli Sun, Qifan Wang et al. Energy and exergy analysis of low GWP refrigerants in cascade refrigeration system. Energy 170 (2019), 1170 - 1180
4. Mota-Babiloni A., Makhnatch P, Khodabandeh R. Recent investigations in HFCs substitution with lower GWP synthetic alternatives: focus on energetic performance and environmental impact. Int J Refrig 2017; 82: 288e301.
5. Lee SJ, Shon BH, Jung CW, Kang YT. A novel type solar assisted heat pump using a low GWP refrigerant (R-1233zd (E)) with the flexible solar collector. Energy 2018; 149: 386e96.
6. Boyaghchi FA, Chavoshi M, Sabeti V. Optimization of a novel combined cooling, heating and power cycle driven by geothermal and solar energies using the water / CuO (copper oxide) nanofluid. Energy 2015; 91: 685e99.
7. Harby K. Hydrocarbons and their mixtures as alternatives to environmental unfriendly halogenated refrigerants: an updated overview. Renew Sustain Energy Rev 2017; 73: 1247e64.
8. Yari M, Mahmoudi SMS. Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO<sub>2</sub>) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO<sub>2</sub> cycle). Energy 2011; 36 (12): 6839e50.
9. Gullo P, Elmegaard B, Cortella G. Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression. Energy 2016; 107: 562e71.
10. Babakin B.S., Voronin M., Belozеров A.G., Babakin S.B., Danilin V.I. Khladagenty i ikh vozdeystviye na okruzhayushchuyu sredu // Molochnaya promyshlennost'. 2016. №6. S.12-14. [Babakin B.S., Voronin M., Belozеров A.G., Babakin S.B., Danilin V.I. Refrigerants and their impact on the environment // Dairy industry. 2016. No.6. S.12-14.
11. Isparitel' zatoplennoy tipa: A.S. №1143945 / Mizin V.M., Malyavko D.P., Sysoyev V.L. i dr.; LTIKHP i Cherkasskiy zavod kholodil'nogo mashinostroyeniya–№3551155/23–06; zayavl. 09.02.83; opubl. 07.03.85., Byul. №9(72). [The flooded type evaporator: A.S. No. 1143945 / Mizin V.M., Malyavko D.P., Sysoyev V.L. and etc.; LTIHP and Cherkasy Refrigeration Engineering Plant — No. 3551155 / 23–06; 02/09/83; publ. 03/07/85., Bull. No. 9 (72). (In Russ.)]
12. Mizin V.M., Tsvetkov A.A. Innovatsionnyye metody povysheniya effektivnosti sushchestvuyushchikh tipov kozhukhotrubnykh apparatov // Nauchnyy zhurnal NIU ITMO. Seriya: Kholodil'naya tekhnika i konditsionirovaniye. 2014. №3. S. 71-77. [Mizin V.M., Tsvetkov A.A. Innovative methods to improve the efficiency of existing types of shell-and-tube apparatuses // Scientific journal NRU ITMO. Series: Refrigeration and air conditioning. 2014. No3. S. 71-77. (In Russ.)]
13. Bratua E.G., Sherstyuk V.G. Osnovnyye aspekty kompleksnogo podkhoda k rasshireniyu primeneniya ammiaka v kholodil'noy promyshlennosti // Internet-gazeta Kholodil'shchik.RU. 2009. № 3(51). [Bratua EG, Sherstyuk VG The main aspects of an integrated approach to the expansion of the use of ammonia in the refrigeration industry // Internet newspaper Kholodilshchik.RU. 2009.No 3 (51). (In Russ.)]
14. Zahid H. Ayub Current and future prospects of enhanced heat transfer in ammonia systems // International Journal of Refrigeration. 2008. No. 31 (4). R.652-657.
15. Tatarenko YU.V. Vvedeniye v matematicheskoye modelirovaniye kharakteristik parovykh kompressornykh kholodil'nykh mashin. SPb.: Universitet ITMO, 2015. 100 s. [Tatarenko Yu.V. Introduction to mathematical modeling of the characteristics of steam compressor refrigeration machines. St. Petersburg: ITMO University, 2015. 100 p. (In Russ.)]
16. Markova K.M., Tatarenko YU.V. Matematicheskaya model' parovoy kholodil'noy mashiny, rabotayushchaya na razlichnykh rabochikh veshchestvakh // VII Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Nizkotemperaturnyye i pishchevyye tekhnologii v XXI veke» (Sankt-Peterburg, 17–20 noyabrya 2015 g.): Materialy konferentsii. 2015. Chast' 1. S. 175-178. [Markova K.M., Tatarenko Yu.V. A mathematical model of a steam refrigeration machine operating on various working substances // VII International Scientific and Technical Conference "Low-temperature and food technologies in the XXI century" (St. Petersburg, November 17–20, 2015): Conference proceedings. 2015. Part 1. S. 175-178. (In Russ.)]
17. Mizin V.M. Vliyaniye gidrodinamicheskikh usloviy na kipeniye razlichnykh rabochikh veshchestv v isparitelyakh zatoplennoy tipa // VII Mezhdunarodnaya nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Nizkotemperaturnyye i pishchevyye tekhnologii v XXI veke» (Sankt-Peterburg, 17–20 noyabrya 2015 g.): Materialy konferentsii. 2015. Chast' 1. S. 175-178. (In Russ.)]

- entsii. 2015. Chast' 1. S. 165-168. [Mizin V.M. The influence of hydrodynamic conditions on the boiling of various working substances in flooded type evaporators // VII International Scientific and Technical Conference "Low-temperature and Food Technologies in the XXI Century" (St. Petersburg, November 17–20, 2015): Conference proceedings. 2015. Part 1. S. 165-168. (In Russ.)]
18. Malyshev A. A., Mamchenko V. O., Mizin V.M., Potanina A.V., Devyatov T.I., Proshin S. I. Perspektivnyye tipy ispariteley kholodil'nykh mashin//Vestnik MAKH. 2013. №2 (47). S. 13-19. [Malyshev A. A., Mamchenko V. O., Mizin V. M., Potanina A.V., Devyatov T.I., Proshin S.I. Promising types of evaporators for refrigerating machines // Vestnik MAX. 2013. No2 (47). S. 13-19. (In Russ.)]
  19. Ciconkov R. Refrigeration: Solved Examples, Skopje, 2016. 280 p.
  20. Kakac S. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. Taylor Francis Inc, United States, 2012. 49 p
  21. Kutateladze S.S., Borishanskiy V.M. Spravochnik poteploperedache. Kniga potrebvaniyu, 2012. 415s. [Kutateladze S.S., Borishanskiy V.M. Handbook of heat transfer. The book on consumption, 2012. 415s. (In Russ.)]
  22. Bolaji B.O., Akintaro A.O., Alamu O.J., Olayanju, T.M. A Design and performance of a cooler refrigeration system working with ozone friendly refrigerant//The Open Thermodynamics Journal. 2012. No. 6. pp. 25-32.

**Сведения об авторах:**

Татаренко Юлия Валентиновна, кандидат технических наук, доцент, факультет низкотемпературной энергетики; e-mail: [lavrtat@mail.ru](mailto:lavrtat@mail.ru)

Мизин Валерий Михайлович, кандидат технических наук, доцент, факультет низкотемпературной энергетики; e-mail: [Valeriy-Mizin@yandex.ru](mailto:Valeriy-Mizin@yandex.ru)

Рачковский Никита Олегович, аспирант, факультет низкотемпературной энергетики; e-mail: [rachkovskiy.nikita@mail.ru](mailto:rachkovskiy.nikita@mail.ru)

**Information about the authors:**

Julia V. Tatarenko, Cand.Sci. (Technical), Assoc.Prof., Faculty of Low Temperature Energy; e-mail: [lavrtat@mail.ru](mailto:lavrtat@mail.ru)

Valeriy M. Mizin, Cand.Sci. (Technical), Assoc.Prof., Faculty of Low Temperature Energy; e-mail: [Valeriy-Mizin@yandex.ru](mailto:Valeriy-Mizin@yandex.ru)

Nikita O. Rachkovskiy, Aspirant, Faculty of Low Temperature Energy; e-mail: [rachkovskiy.nikita@mail.ru](mailto:rachkovskiy.nikita@mail.ru)

**Конфликт интересов**

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Поступила в редакцию 17.07.2019.

Принята в печать 10.09.2019.

**Conflict of interest.**

The authors declare no conflict of interest.

Received 17.07.2019.

Accepted for publication 10.09.2019.