

УДК 536.2
Ж 51

КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛООТДАЧИ ПРИ КИПЕНИИ РАСТВОРА ИЗОБУТАНА С КОМПРЕССОРНЫМ МАСЛОМ RENISO WF 15A ПРИ НИЗКИХ МАССОВЫХ СКОРОСТЯХ В ТРУБЕ

В. П. Железный, д-р техн. наук, проф.;
А. В. Мельник, асп.

Одесская национальная академия пищевых технологий, г. Одесса

Аннотация. Представлено краткое описание конструкции экспериментальной установки для исследования процессов кипения раствора хладагент/масло в трубе. Приведена тарировочная характеристика калориметрического расходомера. Выполнен анализ полученных экспериментальных данных по значениям локального коэффициента теплоотдачи, а также концентрации масла Reniso WF 15A в хладагенте R600a при различных степенях сухости рабочего тела и массовых скоростях в диапазоне 14,84...15,54 кг/(м²·с) в испарителе.

Ключевые слова: коэффициент теплоотдачи, реальное рабочее тело, кипение, изобутан, раствор хладагент/масло, степень сухости, концентрация.

Анотація. Наведено короткий опис конструкції експериментальної установки для дослідження процесів кипіння розчину холодоагент в трубі. Подано тарувальну характеристику калориметричного витратоміра. Проаналізовано отримані експериментальні дані про значення локального коефіцієнта тепловіддачі, а також концентрації масла Reniso WF 15A в холодоагенті R600a при різних ступенях сухості робочого тіла і масових швидкостях 14,84...15,54 кг/(м²·с) у випарнику.

Ключові слова: коефіцієнт тепловіддачі, реальне робоче тіло, кипіння, изобутан, розчин холодоагент/масло, ступінь сухості, концентрація.

Abstract. A short description of the experimental set-up for the investigation of the processes of the refrigerant solution boiling in tube has been presented. The calibration characteristic of the calorimetric flow meter is shown. The experimental data on the value of the local heat transfer coefficient and also on the Reniso WF 15A oil concentrations in the R600a refrigerant at various dryness fractions of the working fluid and at the 14.84...15.54 kg/(m²·c) mass velocities in the evaporator have been obtained.

Keywords: heat transfer coefficient, real work fluid, boiling, isobutan, refrigerant/oil solution, dryness fraction, concentration.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМЫ

Масло используется в холодильных установках в качестве смазки и уплотнительного материала компрессора. Отсутствие маслоотделителей в малых холодильных установках приводит к неизбежной циркуляции небольшого количества масла по контуру, что вместе с хладагентом образует раствор хладагент/масло (РХМ). Взаимная растворимость масла и хладагента оказывает существенное влияние как на теплообмен в аппаратах, так и в целом на работу холодильной машины. Для эффективного проектирования холодильного оборудования необходимо располагать информацией о количестве масла в хладагенте, которое циркулирует по контуру компрессорной системы, и его влиянии на процессы кипения реального рабочего тела (РРТ) в испарителе.

АНАЛИЗ ПОСЛЕДНИХ ИССЛЕДОВАНИЙ И ПУБЛИКАЦИЙ

Как показывают приведенные в работах [5, 7, 11, 12] результаты исследований, присутствие даже незначительных примесей масла в хладагенте

существенно влияет на интенсивность теплообмена и режимы течения кипящей жидкости в испарителе. Авторами [11] отмечено, что это влияние обусловлено несколькими факторами:

- 1) масло улучшает процесс пузырькового кипения РРТ в трубе, который при определенных степенях сухости РРТ способствует интенсификации теплообмена;
- 2) высокая вязкость РХМ уменьшает теплоотдачу конвекцией в жидкой фазе;
- 3) наличие примесей масла в хладагенте способствует уменьшению массовой диффузии компонентов раствора, ухудшая тем самым коэффициент теплоотдачи при кипении в потоке.

Таким образом, присутствие примесей масла в хладагенте ухудшает коэффициент теплоотдачи при кипении в потоке и приводит к деградации теплообмена. При высоких концентрациях масла в РРТ (около 5 %) ухудшаются процессы кипения в трубе, в основном из-за высокой вязкости РХМ. С другой стороны, многие исследователи наблюдали, что некоторые масла улучшают процессы кипения

в трубе при концентрациях масла в хладагенте ниже 3 %. Улучшение процессов кипения в трубе зависит от степени сухости, значения тепловых потоков, вида масла, материала трубки, а также качества ее поверхности.

Из изложенного следует, что учет влияния примесей масла в хладагенте на процессы кипения в потоке является комплексной теплофизической проблемой, которая требует дальнейших исследований.

ЦЕЛЬ ИССЛЕДОВАНИЯ – создание экспериментального стенда для комплексного изучения влияния примесей компрессорного масла на интенсивность теплоотдачи при кипении реальных рабочих тел в трубе.

ИЗЛОЖЕНИЕ ОСНОВНОГО МАТЕРИАЛА

Для исследования влияния примесей масла на характеристики процесса кипения изобутана в испарителе была создана экспериментальная установка, принципиальная схема которой приведена на рис. 1.

Рабочий участок экспериментальной установки (испаритель), выполнен в виде гладкой U-образной трубки из нержавеющей стали (ГОСТ 9941-81) с внутренним диаметром $d_{in} = (5,40 \pm 0,05)$ мм, толщиной стенки $t = (0,30 \pm 0,05)$ мм и шероховатостью $0,5 \dots 0,8$ мкм. Длина рабочего участка испарителя составляет $L = (1691 \pm 2)$ мм. Испаритель разделен на девять секций. На границах каждой установлены медь-константановые термопары для измерения температуры кипения жидкой фазы РРТ (РХМ) и средних температур поверхности испарителя. Дополнительно на каждой секции испарителя

размещены дифференциальные термопары, которые необходимы для измерения разности температур между стенкой испарителя и кипящим рабочим телом в верхней и нижней точках рабочего участка (трубы).

В проведенных исследованиях в качестве рабочего тела использовался раствор изобутана (R600a) с компрессорным минеральным нефтяным маслом Reniso WF 15A. Информация о концентрации масла на входе в испаритель c_g получена при эксплуатационных испытаниях компрессоров бытовых холодильников производства ЗАО «Атлант» (г. Минск), работающих на рабочем теле R600a/Reniso WF 15A. Проведенные испытания показывают, что концентрация масла перед дроссельным устройством изменяется от 1 до 2 % [1].

Одним из наиболее важных параметров процесса кипения в трубе, который необходим для интерпретации полученных экспериментальных данных, является массовый расход РРТ. Для определения расхода рабочего тела использовался калориметрический расходомер 4, изготовленный из двух коаксиальных труб. По внутренней трубе калориметра движется хладагент, а по кольцевому пространству – вода. Для интенсификации теплообмена между рабочим телом и трубкой на ее внутренней поверхности уложена медная проволока, свернутая в виде спирали. На входе и выходе воды и рабочего тела установлены двухспайные медь-константановые дифференциальные термопары для измерения температурных напоров. Кроме того, для корректного определения изобарной теплоемкости рабочего тела и воды [2, 9] измерялись абсолютные температуры на входе в калориметр и выходе из него,

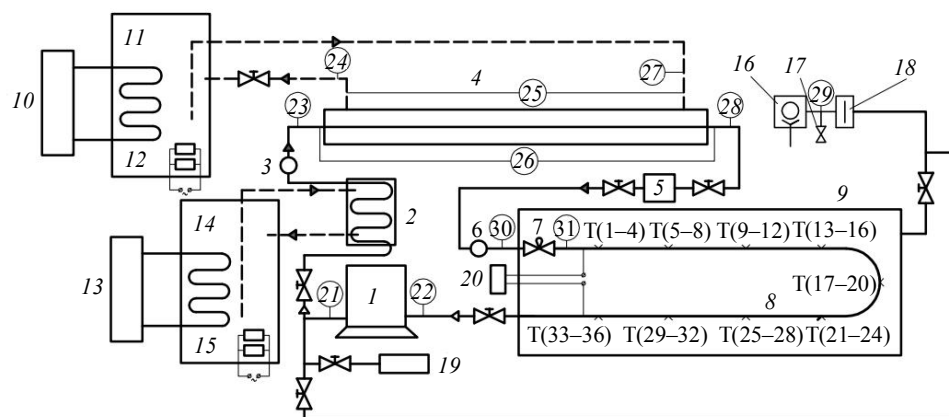


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки для исследования теплообмена при кипении РРТ в трубе: 1 – компрессор; 2 – конденсатор; 3, 6 – смотровые окна; 4 – калориметрический расходомер; 5 – фильтр-осушитель; 7 – дроссельное устройство; 8 – испаритель; 9 – вакуумная камера; 10, 13 – холодильные машины; 11, 14 – термостаты; 12, 15 – нагреватели; 16 – вакуумный насос; 17 – натекатель; 18 – вакуумная ловушка; 19 – заправочный баллон; 20 – источник постоянного тока; 21, 22 – манометры на стороне нагнетания и всасывания соответственно; 23 – датчик температуры РХМ на входе в расходомер; 24 – датчик температуры воды на выходе из расходомера; 25 – температурный напор на стороне РХМ; 26 – температурный напор на стороне РХМ в расходомере; 27 – датчик температуры воды на входе в расходомер; 28 – датчик температуры РХМ на выходе из расходомера; 29 – датчик давления вакуума; 30, 31 – датчики давления конденсации и кипения; T(1–36) – датчики локальной температуры испарителя

а ЭДС термопар – с помощью мультиметра марки Time Electronics 5065 с погрешностью $\pm 0,0035$ мВ. Для уменьшения влияния паразитных ЭДС все термоэлектроды и электрические провода были экранированы металлической оплеткой, все экраны электрических проводов заземлены.

С целью проверки работоспособности калориметрического расходомера и его тарировки был собран стенд, принципиальная схема которого представлена на рис. 2.

Принцип работы стенда следующий. Жидкий изобутан R600a из баллона 32 поступает в конденсатор 2, где с помощью термостата 14 достигаются необходимые параметры (давление и температура), соответствующие условиям конденсации при работе компрессорной системы. Далее жидкий изобутан идет на вход калориметрического расходомера 4, где происходит его охлаждение водой из термостата 11.

После фильтра-осушителя 5 и смотрового окна 6 хладагент поступает в дроссельное устройство 7. Образовавшийся после дроссельного устройства парожидкостный поток хладагента R600a поступает в буферный баллон 34. После того как система вышла на постоянный режим и параметры расходомера не изменяются во времени, проводится переключение трехходового крана 33 в положение измерения. В результате происходит отбор жидкого изобутана в измерительный баллон 35 за определенный промежуток времени.

Для достижения необходимого давления после дроссельного устройства баллоны 34 и 35 заполняются небольшим количеством хладагента. Сами баллоны размещены в теплоизолированной ванне 36, заполненной смесью NaCl/лед в соотношении 1/3.

Контур рабочего участка расходомера предварительно вакуумировался с помощью системы, состоящей из вакуумного насоса 16, натекателя 17

и вакуумной ловушки 18. Измерение и контроль давления на стенде осуществлялся с помощью датчиков избыточного давления фирмы «Wika» (класс точности 0,5), которые измеряли давление на входе хладагента в дроссельный вентиль 30 и на выходе – 31. Все соединительные магистрали были изолированы теплоизоляционным материалом.

Термостаты 11 и 14 обеспечивали постоянный расход воды в расходомере 4 и конденсаторе 2. Заданный уровень температур ($7\text{ }^{\circ}\text{C} \leq t \leq 12\text{ }^{\circ}\text{C}$) термостатирующих жидкостей в термостатах 11 и 14 обеспечивался системой автоматического регулирования и работой холодильных машин 10 и 13 и нагревателей 12 и 15.

В результате тарировки калориметрического расходомера была получена зависимость, приведенная на рис. 3.

Расход хладагента определялся из уравнения теплового баланса калориметрического расходомера

$$m_r / m_w = \Delta U_w \cdot c_p^w / \Delta U_r \cdot c_p^r \text{ кг/с,}$$

где ΔU_w – показания ЭДС дифференциальных термопар по воде, В; ΔU_r – показания ЭДС дифференциальных термопар по изобутану R600a, В; m_w – расход воды, кг/с; c_p^w , c_p^r – изобарная теплоемкость воды и R600a соответственно, Дж/(кг·К) [2, 9].

Авторы оценивают погрешность созданного калориметрического расходомера в 6 %.

С использованием разработанной авторами экспериментальной установки были исследованы локальные коэффициенты теплоотдачи при удельном тепловом потоке q в диапазоне 2231...3520 Вт/м². Массовая скорость реального рабочего тела G изменялась в диапазоне 14,84...15,54 кг/(м²·с). Измерение параметров процесса кипения рабочего тела производилось только после достижения равновесных процессов в испарителе: постоянный

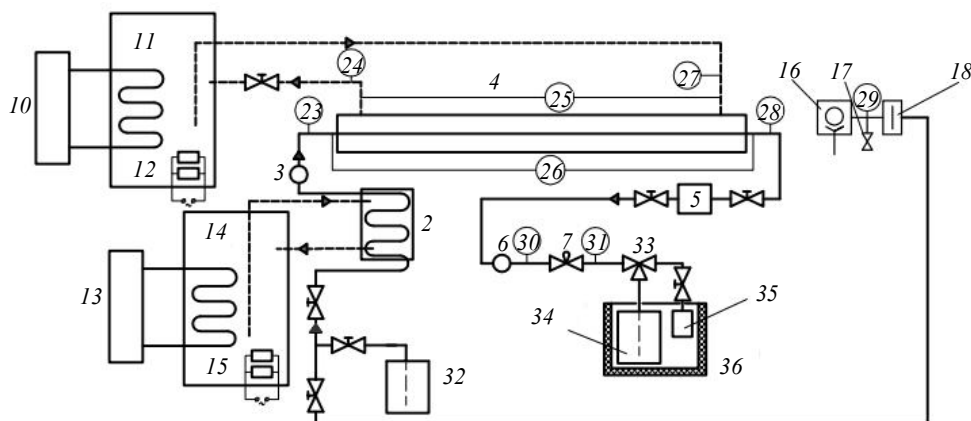


Рис. 2. Принципиальная схема стенда для тарировки калориметрического расходомера: 2 – конденсатор; 3, 6 – смотровые окна; 4 – калориметрический расходомер; 5 – фильтр-осушитель; 7 – дроссельное устройство; 10, 13 – холодильные машины; 11, 14 – термостаты; 12, 15 – нагреватели; 16 – вакуумный насос; 17 – натекаТЕЛЬ; 18 – вакуумная ловушка; 32, 34, 35 – баллоны подачи жидкого изобутана, буферный и измерительный; 33 – трехходовой кран; 36 – теплоизолированная ванна

расход рабочего тела, неизменные во времени показания манометров и ЭДС установленных на рабочем участке термодатчиков и дифференциальных термодатчиков.

Для определения локальной степени сухости РРТ в испарителе $x_{r,o}^{local}$ необходимо иметь информацию об его энтальпии на входе в испаритель – $h_{r,o}^{inlet}$, которая определялась из диаграммы $\lg P-h$ для рабочего тела R600a/Reniso WF 15A при концентрации масла перед дроссельным устройством $c_g = 2\%$ [1]. В качестве исходной информации использовались экспериментальные данные о температуре кипения РХМ и давлении на входе в испаритель.

В настоящем исследовании определялся локальный коэффициент теплоотдачи α кипящего РХМ (в нижней и верхней точках на внутренней поверхности трубы).

На рис. 4, 5 приведены экспериментальные данные о коэффициенте теплоотдачи при кипении

рабочего тела R600a/Reniso WF 15A на различных участках испарителя.

Как следует из рисунков, с увеличением тепловой нагрузки на испаритель коэффициент теплоотдачи при кипении РРТ уменьшается. Этот эффект, по-видимому, обусловлен формированием вблизи внутренней стенки испарителя обогащенного маслом малоподвижного, вследствие увеличения вязкости, пограничного слоя РХМ. Этот слой обладает значительным термическим сопротивлением, что снижает интенсивность кипения РРТ в испарителе.

Анализ полученных экспериментальных данных показал, что интенсивность процессов кипения РРТ в нижней части трубы значительно выше, чем в верхней. Следовательно, в проведенных исследованиях в испарителе реализовался расслоенный режим течения РРТ.

Следует также отметить, что высокие тепловые потоки способствуют возрастанию температурных

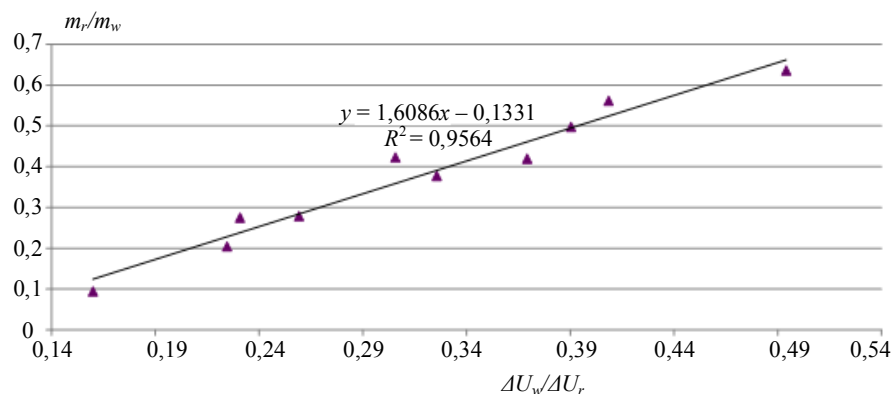


Рис. 3. Тарировочная зависимость калориметрического расходомера

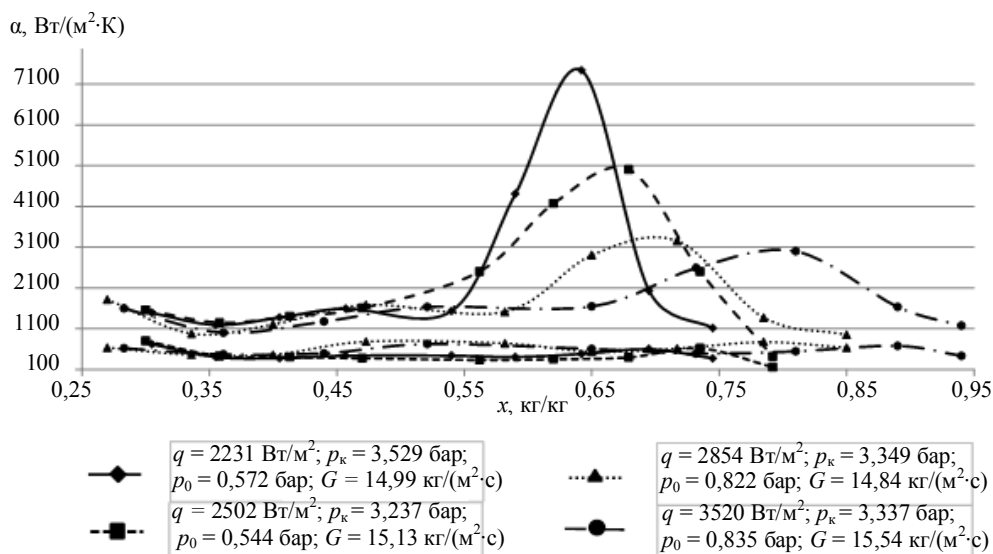


Рис. 4. Локальные коэффициенты теплоотдачи на верхнем и нижнем участках испарителя при различных степенях сухости РРТ

напоров, обусловленному образованием насыщенного маслом слоя РХМ, примыкающего к поверхности испарителя. Все рассмотренные выше эффекты указывают на негативное влияние примесей масла в хладагенте на процессы кипения РРТ в испарителе.

Вместе с тем можно констатировать, что при рассмотренных в настоящем исследовании параметрах кипения РРТ в трубе небольшая концентрация масла в РХМ (от 3 до 5 %) может способствовать возрастанию коэффициента теплоотдачи при низких степенях сухости РРТ. Ряд авторов связывают увеличение среднего по сечению трубы коэффициента теплоотдачи при кипении РРТ

с явлением пенообразования [3, 4, 6, 8, 13]. Этот эффект приводит к увеличению объема кипящей жидкости в трубе и обеспечивает улучшение смачиваемости поверхности теплообмена. Пенообразование обычно наблюдается при низких и средних степенях сухости и интенсифицируется при увеличении тепловой нагрузки и концентрации масла. Однако ряд авторов [10] считают этот вывод не вполне корректным, так как эффект пенообразования в кипящем потоке может наблюдаться при высоких концентрациях масла и высоких степенях сухости. Результаты проведенного исследования (см. рис. 4, 5) подтверждают мнение этих авторов.

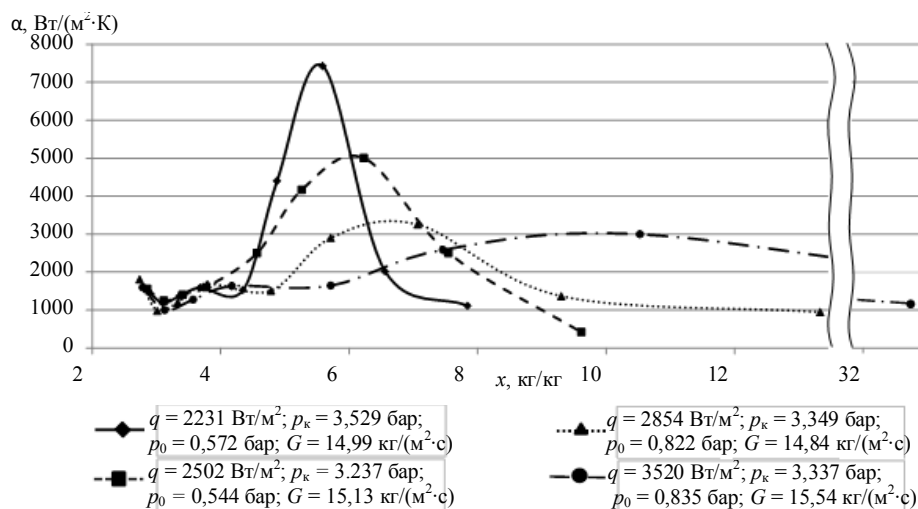


Рис. 5. Локальные коэффициенты теплоотдачи кипящего РХМ (в нижней части испарителя) в зависимости от концентрации масла в РХМ

ВЫВОДЫ

1. Разработана экспериментальная установка для исследования теплообмена при кипении реального рабочего тела в трубе.
2. Выполненные исследования показывают, что влияние примесей компрессорного масла Reniso

WF 15A в изобутане на интенсивность теплоотдачи при кипении в трубе носит многофакторный характер.

3. Показано, что небольшая концентрация масла (от 3 до 5 %) может вызывать возрастание коэффициента теплоотдачи при низких степенях сухости РРТ.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Железный, В. П. Рабочие тела парокомпрессорных холодильных машин: свойства, анализ, применение [Текст] : монография / В. П. Железный, Ю. В. Семенюк. – О. : Феникс, 2012. – 420 с.
- [2] Ниченко, С. В. Влияние компрессорных масел на термодинамические свойства рабочих тел холодильного оборудования (Эксперимент, методы прогнозирования) [Текст] : дис. ... канд. техн. наук / С. В. Ниченко. – О., 2008. – 236 с.
- [3] Cho, Y. I Condensation heat transfer for R22 and R407C refrigerant-oil mixtures in a microfin tube with a U-bend [Text] / Y. I. Cho, K. Tae // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2001. – Vol. 44. – P. 2043–2051.
- [4] Eckels, S. J. In-tube heat transfer and pressure drop of R134a and ester lubricant mixtures in a smooth tube and a micro-fin tube: part 1 – evaporation [Text] / S. J. Eckels, T. M. Doerr, M. B. Pate // ASHRAE. – 1994. – Vol. 100. – P. 265–282.
- [5] Filho, E. P. Flow boiling characteristics and flow pattern visualization of refrigerant/lubricant oil mixtures [Text] / E. P. Filho, L. Cheng, J.R. Thome // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32. – P. 185–202.
- [6] Ha, S. Influence of oil on local evaporation heat transfer inside a horizontal microfin tube [Conference Paper] [Text] / S. Ha, A. E. Bergles // ASHRAE. – 1993. – Vol. 99. – P. 1244–1258.

- [7] **Hu, H.** Measurement and correlation of flow-boiling heat transrer of a R410a/oil mixture inside a 4.18 mm straight smooth tube [Text] / H. Hu, G. Ding, X. Huang // HVAC&R Research. – 2009. – Vol. 15. – P. 287–314.
- [8] **Manwell, S. P.** Gas-liquid flow patterns in refrigerant-oil mixtures [Text] / S. P. Manwell, A. E. Bergles // ASHRAE. – 1994. – Vol. 2. – P. 456–464.
- [9] NIST Standard Reference Database 23, NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures Database (REFPROP), Version 7.1 [Text] / M. O. McLinden, S. A. Klein, E. W. Lemmon [et al.] // Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology. – 2003.
- [10] **Shen, B.** Critical literature review of lubricant influence on refrigerant heat transfer and pressure drop.Final report [Text] / B. Shen, E. Groll // HVAC&R Research. – 2003. – P. 199.
- [11] **Thome, J. R.** Boiling of new refrigerants: A state-of-the-art review [Text] / J. R. Thome // International Jornal of Refrigeration – Revue Internationale du Froid. – 1996. – Vol. 19. – P. 435–457.
- [12] **Wei, W.** Influence of lubricant oil on heat transfer performance of refrigerant flow boiling inside small diameter tubes. Part 1: Experimental study [Text] / W. Wei, G. Ding, H. Hu // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2007. – Vol. 32. – P. 67–76.
- [13] **Zurcher, O.** In-tube flow boiling of R407C and R407C/oil mixtures. Part 2: plain tuve results and predictions [Text] / O. Zurcher, J.R. Thome // ASHRAE Transactions. – 1999. – Vol. 105. – P. 339.

© В. П. Железний, А. В. Мельник

Надійшла до редколегії 10.09.13

Статтю рекомендує до друку член редколегії ЗНП НУК

д-р техн. наук, проф. М. І. Радченко