

Дакі О.А.

Дунайський інститут водного транспорту
Державного університету інфраструктури та технологій

Якусевич Ю.Г.

Дунайський інститут водного транспорту
Державного університету інфраструктури та технологій

Тришин В.В.

Дунайський інститут водного транспорту
Державного університету інфраструктури та технологій

Ліганенко В.В.

Дунайський інститут водного транспорту
Державного університету інфраструктури та технологій

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ СУДНОВИХ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН ЗА РАХУНОК УДОСКОНАЛЕННЯ ПРОЦЕСІВ ВНУТРІШНЬОТРУБНОГО КИПІННЯ ХОЛОДОАГЕНТІВ У ВИПАРНИКАХ

Холодильні машини застосовуються на морських судах для збереження продуктів, комфортного кондиціонування повітря. Проектування й експлуатація риболовецьких суден, газозовів, пасажирських суден неможливі без застосування холодильних машин. Разом холодильні машини сучасних суден різного призначення споживають значну кількість електроенергії, яка генерується на судні, тому їх ефективна робота має вагомим значенням. Підбір оптимальних сполучень конструктивних і режимних параметрів холодоагенту підвищує енергоефективність суднових холодильних систем. У статті обґрунтовано методи підвищення енергоефективності суднових холодильних машин за рахунок удосконалення процесів внутрішньотрубного кипіння холодоагентів у випарниках. За результатами проведеного дослідження визначено шляхи вдосконалення процесів теплообміну в змійовиках холодильних машин суден. Щільність теплового потоку переважно залежить від умов тепловіддачі на зовнішній стороні труб (виду та швидкості охолоджуваного середовища, виду та ступеня обривання, температурного напору). При заданому або обраному значенні збільшення швидкості супроводжується ростом коефіцієнта тепловіддачі на стороні холодоагенту. На жаль, водночас збільшується падіння тиску киплячого потоку. Через це знижуються температура насичення й тиск усмоктування, що знижує ефективність роботи компресора. У кожному конкретному випадку можна підібрати оптимальне значення швидкості, при якому необоротні втрати будуть найменшими. Обґрунтовано доцільність застосування чисельного методу визначення оптимальних сполучень конструктивних і режимних параметрів змійовиків випарників; виконано підбір оптимальних значень масової швидкості залежно від щільності теплового потоку та підбір оптимальної довжини зони кипіння семи холодоагентів у широкому діапазоні умов їх кипіння.

Ключові слова: енергоефективність, коефіцієнт тепловіддачі, внутрішньотрубне кипіння, суднові холодильні машини, холодоагент.

Постановка проблеми. Монреальський протокол 1987 року й інші міжнародні угоди з охорони навколишнього середовища визначили перехід на озонобезпечні холодоагенти. Наявні методики розрахунку показників ефективності й фізичних процесів теплообміну поширюються, як правило, на кілька традиційних холодоагентів. Вони обме-

жені у використанні при переході на нові холодоагенти, що ускладнює проектування, підбір та аналіз експлуатації випарників з внутрішньотрубним кипінням холодоагенту. У зв'язку з цим виникла необхідність удосконалення методів теплового та гідромеханічного розрахунку випарників, що базується на узагальнених методиках визначення

локальних коефіцієнтів тепловіддачі (далі – КТВ) та падінь тиску, які враховують теплофізичні й термодинамічні властивості нових холодоагентів. Раніше тепловий і гідравлічний розрахунки проводили роздільно, а падіння тиску холодоагенту не визначалося. Це могло призводити до зниження продуктивності компресора та зростання його питомого енергоспоживання.

Холодильні машини (далі – ХМ) застосовуються на морських судах для збереження продуктів, комфортного кондиціонування повітря. Проектування й експлуатація риболовецьких суден, газозовів, пасажирських суден неможливі без застосування ХМ. Разом ХМ сучасних суден різного призначення споживають значну кількість електроенергії, яка генерується на судні, тому ефективна їх робота має вагоме значення. Підбір оптимальних сполучень конструктивних і режимних параметрів холодоагенту підвищує енергоефективність суднових холодильних систем.

Таким чином, дослідження й розвиток методів визначення параметрів, які характеризують інтенсивність тепловіддачі та зниження температури насичення в процесі кипіння холодоагентів у горизонтальних трубах і плоских змійовиках, є актуальним завданням.

Аналіз останніх досліджень і публікацій.

Дослідження, викладене в статті, ґрунтується на працях таких вітчизняних і закордонних учених у галузі тепловіддачі та гідродинаміки двофазних потоків, як В.М. Боришанський, Г.М. Данілова, Д.А. Лабунцов, О.О. Гоголін, М.М. Shah, S.G. Kandlikar, J.R. Thome, P.A. Domanski, C. Wang.

Постановка завдання. Мета статті – обґрунтування методів підвищення енергоефективності суднових холодильних машин за рахунок удосконалення процесів внутрішньотрубного кипіння холодоагентів у випарниках.

Виклад основного матеріалу. Випарники суднових ХМ здійснюють охолодження повітря або рідини (розсолу, води). У першому випадку їх називають повітроохолоджувачами (ПО), а в дру-

гому – кожухотрубними випарниками з кипінням робочої речовини в міжтрубному просторі або всередині труб. Перевагами внутрішньотрубного кипіння є зменшення кількості холодоагенту в апараті, що знижує ймовірність його потрапляння в навколишнє середовище [1]. У суднових випарниках, як правило, застосовуються горизонтальні труби з міді або сталі. За допомогою колін у них утворюються змійовики, а в кришках кожухотрубних випарників передбачаються перегородки, що забезпечують послідовний рух холодоагенту через задану кількість труб. Загальна довжина труб одного ходу холодоагенту (змійовика) l_s є розрахунковою величиною. Її можна представити у вигляді добутку довжини прямих труб l_m та їх кількості n_m , тобто $l_s = l_m \cdot n_m$. З метою отримання необхідної холодопродуктивності Q_0 як змієвикові, так і кожухотрубні випарники компонують із визначеної кількості змійовиків.

Є дослідження, які вказують на взаємозв'язок між теплообміном і гідродинамікою потоку при кипінні рідини в трубах [2; 3; 4]. За напрямом руху холодоагенту в трубі, яка рівномірно обігривається, за рахунок збільшення ентальпії суміші i_c масовий паровміст x – відносна ентальпія підвищується за лінійним законом ($x = (i_c - i') / (i'' - i')$). Об'єм рідкої фази в трубі зменшується, а парової – збільшується. У зв'язку із цим фактом змінюється гідродинамічна структура потоку за напрямком його руху. На рис. 1 наведено шість режимів двофазного потоку в горизонтальній трубі.

У роботі [4] без урахування зони висихання стінок труби виділяються режими: пухирцевий, снарядний, розшарований, хвильовий, хвильовий з перемичками, кільцевий, дисперсний.

Різними авторами складені карти режимів двофазного потоку [2; 3; 5]. Найбільш відомою є карта, що наведена на рис. 2. Буквою «С» на ній позначена зона висихання плівки рідини, що спочатку проявляється у верхній частині труби й поступово доходить до нижньої її частини. Буквою «Т» позначена зона туману. Перехід від одного режиму

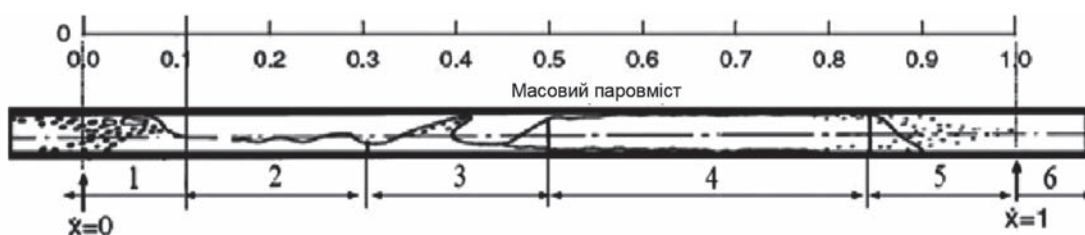


Рис. 1. Режими двофазного потоку: 1 – пухирцевий, 2 – шарувато-хвильовий, 3 – снарядний, 4 – кільцевий, 5 – дисперсний, 6 – зона сухої пари

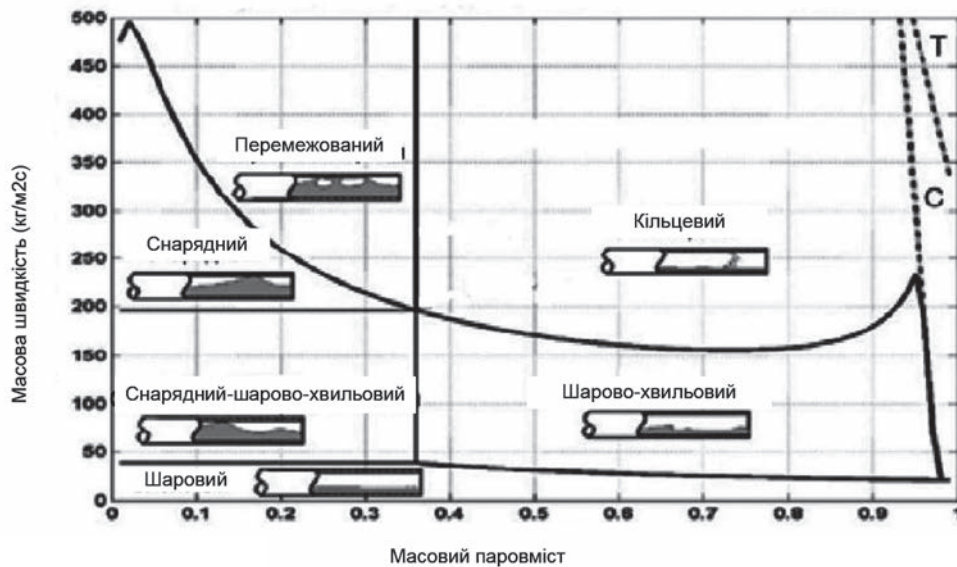


Рис. 2. Карта режимів двофазного потоку (Wojtan 2005)

потоку до іншого залежить від масової швидкості w_p , паровмісту x і виду холодоагенту.

Інші карти режимів двофазного потоку в горизонтальних трубах представлені в інших координатах і запропоновані в 1956 р. Бейкером (Baker); 1964 р. Колльером і Томе (Collier, Thome); 1976 р. Ван-дер-Ягтом та іншими. Кордони переходу від одного режиму потоку до іншого на всіх картах є нечіткими, оскільки навіть при візуальному спостереженні через прозору трубу їх важко зафіксувати. При зміні режимів (структури) двофазного потоку змінюються й закономірності, які описують інтенсивність тепловіддачі. Усі дослідники підтверджують, що найбільш високі КТВ отримуються в кільцевому режимі, коли шар рідини з убутої за напрямком руху товщиною розподіляється за окружністю труби, а пара з високою швидкістю переміщується по центральній частині, захоплюючи за собою рідину.

Для характеристики гідродинаміки двофазного потоку часто використовуються числа подібності: Рейнольдса Re , Фруда Fr , Ейлера Eu і Нуссельта (безрозмірний КТВ):

$$Re = \frac{w_0 d_m}{\nu} = w_p \cdot d_m / \mu \quad (1)$$

$$Fr = \frac{w_0^2}{d_m g} = \frac{(w_p)^2}{d_m \cdot g \cdot \xi^2} \quad (2)$$

$$Eu = \frac{P}{(\rho w_0)^2} = \frac{P}{\rho \cdot (w_p)^2} \quad (3)$$

$$Nu = \alpha \cdot d_m / \lambda \quad (4)$$

У формулах (1)–(4) позначено: w – швидкість рідини; ν – динамічна та кінематична в'язкість суміші, рідкої або парової фази; d_m – внутрішній діаметр труби; $g = 9,8 \text{ м/с}^2$; P – падіння тиску на ділянці труби; ξ – коефіцієнт опору; α – температуропровідність; λ – коефіцієнт теплопровідності рідини.

Локальні (місцеві) КТВ на стороні холодоагенту α_{an} залежать від режиму потоку. Експериментально вони визначаються шляхом розподілу щільності теплового потоку q на різницю між температурами внутрішньої сторони труби й у конкретному місці t_m та температурою насичення холодоагенту t_s , тобто $\alpha_{an} = q / (t_m - t_s)$. Основними труднощами є точний вимір температури t_m . Згідно з відомими моделями внутрішньотрубного кипіння рідини, у механіці тепловіддачі виділяють два складники: а) пухирцеве кипіння α_n та б) конвективне кипіння α_k .

Чисте пухирцеве (вільне) кипіння відбувається у великому обсязі нерухомої рідини. Воно характеризується процесом росту й відриву пухирцевої пари, на яку впливає щільність теплового потоку, характер поверхні, що нагрівається, і властивості рідини. При кипінні в трубах рух парорідинної суміші пригнічує утворення пухирців і знижує внесок складника α_n . Конвективний складник обумовлений рухом киплячої рідини щодо стінок труб. У зв'язку зі зростанням паровмісту швидкість суміші за її рухом збільшується, що призводить до росту локальних КТВ, поки не починається висихання окремих ділянок труби.

При проектуванні та розрахунковому аналізі роботи суднових змієвикових випарників вини-

кає завдання вибору й удосконалення методики розрахунку коефіцієнта тепловіддачі на стороні холодоагенту. Такі випарники зазвичай складаються з ряду змійовиків, з метою ефективного використання поверхні приймаються заходи для рівномірної подачі холодоагенту в усі змійовики, що забезпечує на виході із зони кипіння однаковий перегрів пари. До розрахунку КТВ на стороні холодоагенту ближче всього підходять залежності, що узагальнюють емпіричні дані щодо кипіння рідини в горизонтальних трубах.

Докладні дослідження процесів кипіння води й інших рідин свідчать, що інтенсивність тепловіддачі неоднакова за рухом потоку в трубах [6; 7]. Отже, зусилля дослідників були спрямовані на визначення локальних КТВ, які залежать від режимів плинну двофазного потоку. Водночас розроблялися теоретичні моделі процесів кипіння [3; 8]. Визначення локальних КТВ та коефіцієнтів теплопередачі (КТП) при кипінні хладонів у трубах наведені в роботах [9; 10]. Дослідження тепловіддачі при кипінні холодоагентів у мініканалах подано в працях [11–13]. Теплофізичні процеси при кипінні неазеотропних холодоагентів розглядаються в роботі [14].

Через складність процесів кипіння рідин у трубах теоретичні методи розрахунку КТВ та градієнта тиску ще не дають достовірних результатів [3; 8]. Прості формули визначення середнього КТВ й падіння тиску в трубі виявилися неточними. До того ж їх не можна поширити на нові холодоагенти. Існують узагальнені методики (кореляції) для розрахунку локальних КТВ. У них використовуються безрозмірні змінні, які враховують як властивості рідин, так й умови кипіння. Такий підхід, з одного боку, збільшує кількість даних, що узагальнюються, а з іншого боку, ускладнює узагальнення через необхідність обліку термодинамічних і теплофізичних (транспортних) властивостей кожної рідини. Перевагами його є можливість поши-

рення методики на розрахунок КТВ при кипінні різних рідин, включаючи ті процеси кипіння, що ще слабо вивчені. Для холодильної техніки це має вагомое значення у зв'язку з переходом на альтернативні екологічно чисті холодоагенти.

Вплив щільності теплового потоку на показники кипіння холодоагенту відображено на рис. 3 а, б. Зміна КТВ для чотирьох холодоагентів відповідає класичним уявленням про тепловіддачу при пухирцевому кипінні та руху парорідинної суміші в трубах [3]. Плавне підвищення коефіцієнта тепловіддачі в розглянутому діапазоні обумовлено лише інтенсифікацією пухирцевого кипіння, а режим плинну парорідинної суміші залишається ламінарним.

Різниця температур $t_m - t_{02}$ зі зменшенням q прагне до нуля. Тому початкові ділянки кривих на рис. 3 б не становлять практичного інтересу. Для R22 та R404A різниця $t_m - t_{02}$ досягає мінімуму при $q \approx 2000 \text{ Вт/м}^2$. Вона прагне до мінімуму для R410 та R290 при $q > 3600 \text{ Вт/м}^2$. Перегин кривої для R717 на рис. 3 б не спостерігається, а значення $t_m - t_{02}$ в розглянутому діапазоні не перевищують 2°C .

Щільність теплового потоку q визначається умовами тепловіддачі на зовнішній поверхні труб. Збільшенню її сприяють ребрення труб і різні способи інтенсифікації зовнішньої тепловіддачі.

Збільшення відносної довжини зони кипіння $\alpha = l_k / d_m$ сприяє зростанню КТВ (рис. 4 а) та падіння тиску $\sim P_n$. Тому криві різниці $t_m - t_{02}$ на рис. 4 б мають плавний перегин. Для чотирьох холодоагентів найменша різниця спостерігається в діапазоні відносних довжин $\alpha = 1500 - 2000$. Слабко виражений мінімум різниці температур для R717 спостерігається при $\alpha \approx 1000$.

Середній коефіцієнт тепловіддачі α_c для чотирьох холодоагентів слабо залежить від діаметра труб d_m , рис. 5 а. Лише для R717 він помітно знижується зі збільшенням діаметра d_m . Вплив ді-

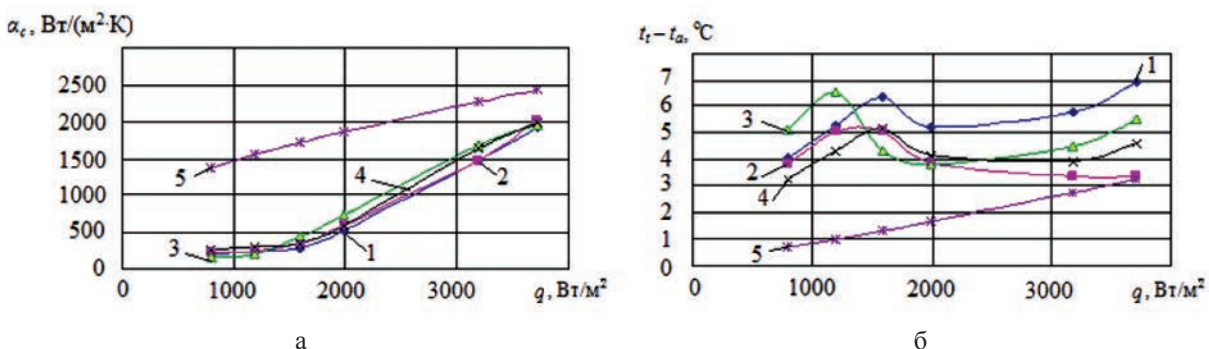


Рис. 3. Вплив щільності вхідного потоку на кипіння парорідинної суміші

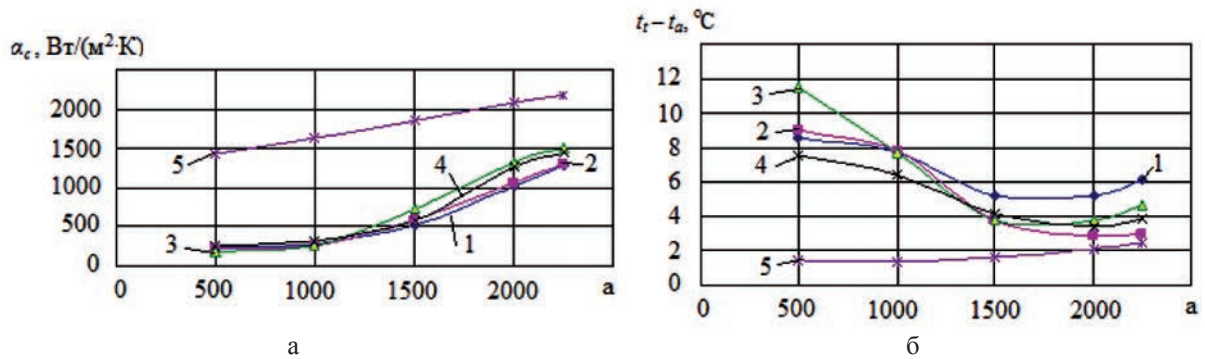


Рис. 4. Вплив відносної довжини труб на кипіння парорідинної суміші

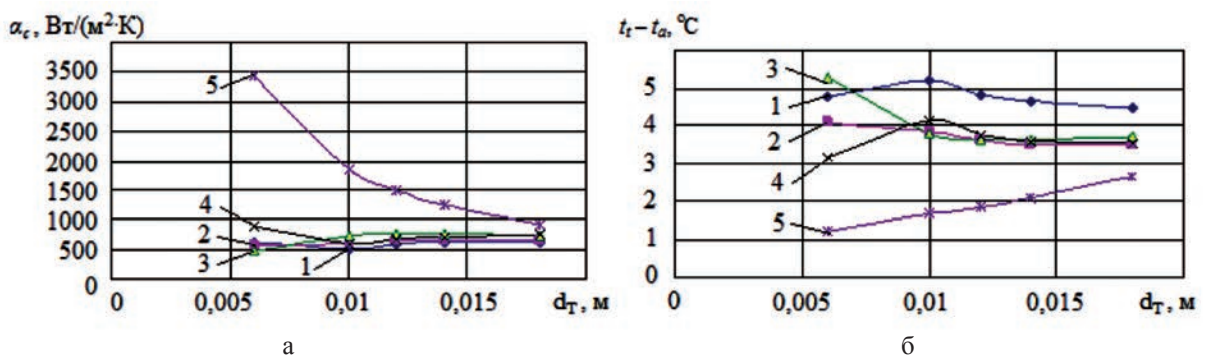


Рис. 5. Вплив внутрішнього діаметру труб на кипіння парорідинної суміші

метра d_m на різницю $t_m - t_{02}$ виявляється неоднозначним, особливо при $d_m < 0,01$ м, рис. 5 б. Лише для R717 збільшення діаметра супроводжується зростанням необоротних утрат.

Як показують наведені приклади, на необоротні втрати так чи інакше впливають усі змінні, включаючи вид холодоагенту.

Висновки. За результатами проведеного дослідження визначено шляхи вдосконалення процесів теплообміну в змійовиках ХМ суден. Щільність теплового потоку переважно залежить від умов тепловіддачі на зовнішній стороні труб (виду та швидкості охолоджуваного середовища, виду та ступеня оребрення, температурного напору). При заданому або обраному значенні збільшення швидкості супроводжується ростом коефіцієнта

тепловіддачі на стороні холодоагенту. На жаль, водночас збільшується падіння тиску киплячого потоку. Через це знижуються температура насичення й тиск усмоктування, що знижує ефективність роботи компресора. У кожному конкретному випадку можна підібрати оптимальне значення швидкості, при якому необоротні втрати будуть найменшими.

Обґрунтовано доцільність застосування чисельного методу визначення оптимальних сполучень конструктивних і режимних параметрів змійовикових випарників; виконано підбір оптимальних значень масової швидкості залежно від щільності теплового потоку та підбір оптимальної довжини зони кипіння семи холодоагентів у широкому діапазоні умов їх кипіння.

Список літератури:

1. Бараненко А.В. Холодильные машины: учебник. Санкт-Петербург : Политехника, 2006. 944 с.
2. Wojtan L. Investigation of flow boiling in horizontal tubes. Part I – A new diabatic two-phase flow pattern map. *International Journal Heat Mass Transfer*. 2005. Vol. 48. P. 2955–2969.
3. Кутепов А.М. Гидродинамика и теплообмен при парообразовании. Москва : Высшая школа, 1986. 448 с.
4. Гоголин А.А. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / Легкая и пищевая промышленность. Москва, 1982. 224 с.
5. Taitel Y. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE Journal*. 1976. Vol. 22. P. 47–55.
6. Аладьев И.Т. Вопросы физики кипения. *Мир*. 1964. 145 с.
7. Клименко А.В. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент : справочник. Москва : Издательский дом МЭИ, 2007. 564 с.

8. Лабунцов Д.А. Механика двухфазных систем. Москва : Издательский дом МЭИ, 2007. 384 с.
9. Малышев А.А. Локальные теплогидродинамические характеристики двухфазных потоков хладагентов в горизонтальных трубах / ЛТИХП. Ленинград, 1980. 20 с.
10. Малышев А.А. Теплообмен и гидродинамика двухфазных потоков хладагентов : учебно-методическое пособие. Санкт-Петербург : Университет ИТМО. ИХиБТ, 2016. 116 с.
11. Ховалыг Д.М. Динамика двухфазных потоков при кипении хладагента R134a в миниканалах. *Журнал технической физики*. 2015. Том 85. Вып. 3. С. 34–41.
12. Ховалыг Д.М. Теплоотдача при кипении хладагентов в малых каналах. *Вестник Международной академии холода*. 2013. № 4. С. 3–11.
13. Дедов А.А. Теплообмен и гидродинамика одно- и двухфазных потоков при интенсивном воздействии массовых сил в условиях одностороннего нагрева. Москва : МЭИ (ТУ), 2010. 40 с.
14. Мезенцева Н.Н. Исследование теплофизических процессов в пароконденсационных тепловых насосах, работающих на неазеотропных хладагентах / Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе Сибирского отделения РАН. Новосибирск, 2016. 23 с.
15. Шуршев В.Ф. Моделирование процессов синтеза состава и теплоотдачи при кипении смесей холодильных агентов / АГТУ. Астрахань, 2006. 36 с.
16. Беляев А.В. Экспериментальное исследование гидродинамики и теплообмена в каналах малого диаметра при высоких приведенных давлениях. Москва : МЭИ, 2017. 152 с.

Daki O.A., Yakusevych Yu.H., Tryshyn V.V., Liganenko V.V. INCREASING THE ENERGY EFFICIENCY OF MARINE REFRIGERATING MACHINES BY IMPROVING THE PROCESSES OF IN-PIPE BOILING OF REFRIGERANT IN THE EVAPORATOR

Refrigerators are used on ships for food storage, comfortable air conditioning. Design and operation of fishing vessels, gas carriers, passenger vessels is impossible without the use of refrigeration machines. Together, the refrigeration machines of modern ships for various purposes consume a significant amount of electricity generated on the ship, so their efficient operation is important. Selection of optimal combinations of design and operating parameters of the refrigerant increases the energy efficiency of marine refrigeration systems. The article substantiates the methods of increasing the energy efficiency of marine refrigeration engines by improving the processes of in-tube boiling of refrigerants in evaporators. The heat flux density mainly depends on the heat transfer conditions on the outside of the pipes (type and speed of the cooled medium, type and degree of finning, temperature pressure). At a given or selected value, the increase in velocity is accompanied by an increase in the heat transfer coefficient on the refrigerant side. Unfortunately, the pressure drop of the boiling stream increases at the same time. This reduces the saturation temperature and suction pressure, which reduces the efficiency of the compressor. In each case, you can choose the optimal value of the speed at which irreversible losses will be the smallest. The expediency of application of the numerical method of determination of optimal combinations of constructive and mode parameters of coil evaporators is substantiated; the selection of optimal values of mass velocity depending on the heat flux density and the selection of the optimal length of the boiling zone of seven refrigerants in a wide range of boiling conditions.

Key words: energy efficiency, heat transfer coefficient, in-tube boiling, ship refrigeration machines, refrigerant.