

ДОСЛІДЖЕННЯ ХОЛОДОАГЕНТІВ

УДК 536.24:544.015.4

Експериментальне дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі при генерації пари R245fa у модельному генераторі пари

В.П. Желєзний^{1✉}, Ю.О. Желіба², Д.О. Івченко³, В.О. Борисов⁴, О.А Шумський⁵, С.А. Кантор⁶¹⁻⁵Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна 112, м. Одеса, 65039, Україна;⁶Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова, пр. Героїв України, 9, Миколаїв, 54025, Україна✉ e-mail: ¹zheleznyv@gmail.comORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0002-0987-1561>; ²<https://orcid.org/0000-0001-9768-4792>;³<https://orcid.org/0000-0003-4710-3827>; ⁴<https://orcid.org/0000-0002-2678-3774>;⁵<https://orcid.org/0009-0008-0783-3896>; ⁶<https://orcid.org/0000-0001-5050-5937>

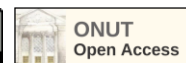
Енергетичні установки, що реалізують органічний цикл Ренкіна (ORC), дають змогу впроваджувати в промисловість перспективні технології, що орієнтовані на підвищення ефективності використання низькопотенційних джерел енергії та теплових відходів. Як робочі для таких енергетичних об'єктів найчастіше використовують речовини, які мають порівняно високу температуру кипіння, високі екологічні властивості. Нині як найбільш перспективне робоче тіло для установок, що реалізують цикл Ренкіна, широко використовують холодоагент R245fa. Теплофізичні властивості цього робочого тіла добре вивчені. У статті наведено інформацію про дослідження локальних коефіцієнтів тепловіддачі для рідкої, парової фаз і середніх за перерізом труби коефіцієнтів тепловіддачі під час кипіння R245fa в генераторі пари, яка в літературі практично відсутня. Дослідження коефіцієнтів тепловіддачі виконано нестационарним методом за змінної масової витрати робочого тіла. Робочу ділянку виготовлено зі сталеві трубки з внутрішнім діаметром 5 мм, товщиною стінки 0,1 мм. Ефективна довжина робочої ділянки становила 1800 мм. Експериментальна ділянка була поділена на десять секцій, на кожній з яких проводилося вимірювання середньої температури стінки. На секціях котрі знаходяться на вході та виході експериментального також розташовані диференційні термопари які вимірювали різницю температури між робочим тілом та стінкою труби. Масові потоки робочого тіла, ступінь сухості парів і теплові потоки перебували в діапазонах $1 \dots 12 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$, $0,01 \dots 0,9$ і $0,4 \dots 0,6 \text{ кВт}/\text{м}^2$, відповідно. Витрата визначалася ваговим методом і невизначеність отриманих значень не перевищувала 0,5 г. Локальні для рідини і пари коефіцієнти тепловіддачі та середній на секції робочої ділянки коефіцієнт тепловіддачі визначено для розширеного режиму кипіння. Досліджено вплив ступеня сухості пари R245fa на значення коефіцієнтів тепловіддачі. Запропоновано методику визначення середньої температури стінки труби робочої ділянки. Показано, що значення середнього коефіцієнта тепловіддачі при збільшенні ступеня сухості пари зменшується. Середній коефіцієнт тепловіддачі змінює своє значення від величини локального коефіцієнта тепловіддачі для рідкої фази до величини локального коефіцієнта тепловіддачі для парової фази.

Ключові слова: Експеримент; Теплообмін; Кипіння; Робоче тіло; R245fa; Коефіцієнт тепловіддачі; Ступінь сухості пари; Питомий тепловий потік; Масовий потік

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v60i1.2895>

© The Author(s) 2024. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

1. Вступ

Нині частка викопного палива при виробництві теплової та електричної енергії продовжує домінувати у світовій енергетичній галузі. Вартість щорічно споживаного викопного палива оцінюється приблизно в 1,5 трильйона доларів [1], [2]. Виробництво електричної та теплової енергії за рахунок використання органічного палива істотно впливає на навколишнє середовище, збільшуючи еквівалентну емісію парникових газів. На сучасному етапі розвитку енергетики розв'язання проблем підвищення еколого-енергетичної ефективності використання енергетичних ресурсів досягається як конструктивним удосконаленням енергетичного устаткування, так і впровадженням нових робочих тіл, теплоносіїв і широким використанням низько потенційних і відновлювальних джерел енергії.

З метою скорочення антропогенного впливу технологічних процесів виробництва теплової та електричної енергії енергетичні стратегії більшості країн дедалі більшою мірою орієнтуються на використання альтернативної енергетики. Серед найперспективніших напрямів підвищення еколого-енергетичної ефективності установок, що використовують сонячну енергію низько і середньо температурного потенціалу, є широке застосування акумуляторів теплоти, теплових насосів, використання установок, що реалізують органічний цикл Ренкіна тощо.

Органічний цикл Ренкіна (ORC) є технологією з широкими перспективами розвитку, що використовує органічні робочі тіла з низькою температурою кипіння для перетворення теплових відходів [3], сонячної енергії [4], енергії згоряння біомаси [5], геотермальної [6] та інших видів енергії в механічну або електричну енергію.

Таким чином, тенденції розвитку енергетики, що сформувалися на цей час, формують технологічний запит на ефективне використання відновлюваних і низько потенційних джерел енергії. Однак, енергетичне обладнання, в якому використовується відновлювальні джерела енергії, як правило, має низьку ефективність оскільки отримує низько потенційну енергію протягом обмеженого періоду часу доби. Тому підвищення енергетичної ефективності споживання відновлювальної енергії, що отримується від низько потенційних джерел енергії, неможливе без розроблення ефективних технологій її зберігання на певному

температурному рівні. Досягнення цієї комплексної мети неможливе без розроблення нового покоління високоефективних термоакумуючих матеріалів із фазовим переходом [7, 8] і використання когенераційних сонячних енергетичних установок [9], що реалізують органічний цикл Ренкіна [10-14].

Нині науково обґрунтований вибір робочого тіла для енергетичних установок, що використовують органічний цикл Ренкіна, досі залишається досить складним завданням [15]. Оптимальний вибір робочого тіла має враховувати термодинамічну ефективність, сумісність з конструкційними матеріалами, вартість, інтенсивність теплообмінних процесів у генераторі пари, а також екологічну безпеку.

У якості робочого тіла в установках, що реалізують низькотемпературний цикл Ренкіна, найчастіше пропонується використовувати R245fa. З ухваленням Кігалійської поправки до Монреальського протоколу R245fa, який має високе значення потенціалу глобального потепління GWP – 1030, поетапно виключають з виробництва і вживання в обладнанні. У Європі регламент щодо фторвмісних газів поступово знижує доступність на ринку речовин, що викликають парниковий ефект. Починаючи з 2022 року в нових комерційних теплових насосах можна буде використовувати тільки речовини з $GWP < 150$. Тому замість R245fa в обладнанні, що реалізує органічний цикл Ренкіна, рекомендується використовувати такі робочі тіла як робочі R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z). Теплофізичні властивості розглянутих холодоагентів досить добре вивчені [16]. Навпаки, інформація про коефіцієнти тепловіддачі під час генерації пари альтернативних відносно R245fa речовин вельми обмежена, що стримує технологічний прогрес у проектуванні та розробленні генераторів пари для установок, що реалізують органічний цикл Ренкіна.

Тому загальною метою науково-дослідних робіт, що проводяться в лабораторії кафедри ЕТтаПЕ (Екоенергетики термодинаміки та прикладної екології) Одеського національного технологічного університету, є експериментальні дослідження процесів теплообміну під час генерації пари в установках, що реалізують органічний цикл Ренкіна. Першим етапом досягнення цієї мети є створення експериментальної установки для вивчення локальних процесів коефіцієнтів тепловіддачі та гідравлічних втрат у генераторі пари за різних ви-

трат і режимів кипіння модельного робочого тіла R245fa. Вибір цього робочого тіла обумовлений досить великим обсягом достовірної емпіричної інформації про теплообмін під час кипіння R245fa, що міститься в літературі [17-23]. Наявність цієї інформації дасть змогу оцінити невизначеність одержуваних експериментальних даних про коефіцієнт тепловіддачі, з метою перевірки працездатності експериментальної установки, а також виявлення методичних особливостей запропонованої методики проведення досліджень локальних коефіцієнтів тепловіддачі в рідкій, паровій фазах холодоагента, а також у пародернистому стані.

2. Вибір об'єктів дослідження.

Аналіз опублікованих останніми роками досліджень показує, що холодоагент R245fa досі використовують як еталонне робоче тіло під час випробувань обладнання, в якому можуть використовуватися холодоагенти з низьким значенням GWP. До таких робочих тіл належать HFO і HCFO холодоагенти, які перспективні для використання у високотемпературних теплових насосах [24-26]. Незважаючи на порівняно високе значення потенціалу глобального потепління холодоагенту R245fa GWP = 1030, аж до теперішнього часу тривають дослідження коефіцієнтів передачі при кипінні у випарнику [17-20]. При тому практично відсутні публікації, присвячені вивченню процесів теплообміну в парогенераторах установок, що реалізують цикл Ренкіна.

Вибір холодоагенту R245fa для дослідження коефіцієнта теплопередачі доцільний з кількох причин. По-перше, R245fa, як модельна речовина, має оптимальні теплофізичні властивості (див. таблицю 1), що дає змогу проводити експерименти в широкому діапазоні параметрів, отримуючи дані про теплообмін, гідравлічні втрати та режими кипіння.

Холодоагент R245fa не містить хлору і тому не сприяє руйнуванню озонового шару Землі. R245fa стабільний в умовах експлуатації і не вступає в небажані хімічні реакції, що забезпечує відтворюваність результатів проведених досліджень. Ці переваги R245fa важливі для досліджень, орієнтованих на розвиток когенераційних сонячних енергетичних систем, що реалізують органічний цикл Ренкіна. Крім того R245fa, як і раніше, широко використовується в промислових додатках, таких як холодильні системи і високотем-

пературні теплові насоси. Тому вивчення коефіцієнта теплопередачі у випарнику і конденсаторі сприяє розробці пропозицій, спрямованих на підвищення ефективності та економії енергії, споживаної енергетичним обладнанням.

Таблиця 1 – Характеристичні параметри холодоагента R245fa [15]

Холодоагент	R245fa (пентафторпропан)
Хімічні позначення	CF ₃ CH ₂ CHF ₂
Молекулярна маса (кг/кмоль)	134,05
Нормальна температура кипіння (°C)	14,9
Критична температура (°C)	154,0
Критичний тиск (бар)	36,5
Потенціал руйнування озонового шару (ODP)	Не руйнує
Час життя в атмосфері (роки)	7,7
Клас безпеки (ASHRAE 34)	B1
Продукти розпаду	HF
Вихід TFA в результаті атмосферного розкладання (мол. %)	< 10

У певних кліматичних умовах для безперервної роботи когенераційних сонячних енергетичних систем доцільним є застосування високотемпературних теплових насосів, у яких найближчими роками використовуватимуть холодоагент R245fa. Застосування теплових насосів необхідне для забезпечення ефективного перенесення теплоти від теплоносія в сонячному колекторі до термоакумулятора, що забезпечує постійну температуру генерації пари під час реалізації органічного циклу Ренкіна. Потенційна перспектива використання холодоагенту R245fa як робочого тіла в когенераційних сонячних енергетичних установках також визначає доцільність проведення специфічних досліджень процесів теплообміну в генераторах пари, що встановлені в термоакумуляторах, в яких використовуються матеріали з фазовим переходом.

Дослідження теплообмінних процесів у генераторі пари когенераційної сонячної енергетичної установки мають містити вивчення коефіцієнта тепловіддачі не тільки в двофазному потоці робо-

чого тіла, а й у рідкій і паровій фазах холодоагенту R245fa за порівняно невеликих теплових навантажень і масових витрат робочого тіла.

3. Опис установки та методика проведення досліджень

Під час вибору методу дослідження коефіцієнтів тепловіддачі в генераторі пари слід враховувати кілька чинників. По-перше, процеси теплообміну у випарнику холодильної машини або високотемпературного теплового насоса суттєво відрізняються від процесів пароутворення в генераторі пари енергетичної установки, що реалізує органічний цикл Ренкіна. Як відомо, реальним робочим тілом парокомпресійної холодильної машини є розчин холодоагент/масло [27]. Цей розчин потрапляє у випарник у двофазному стані за невеликого ступеня сухості пари. У випарнику холодоагент під дією теплового навантаження википає, завдяки чому концентрація домішок олії в холодоагенті безперервно збільшується. За правильно обраних режимів процесів кипіння робочого тіла у випарнику концентрації розчину холодоагент/оливи на виході з випарника повинна приблизно відповідати концентрації оливи в картері компресора (для виключення процесів піноутворення в картері компресора). По-друге, процес кипіння робочого тіла у випарнику протікає за різних квазістаціонарних режимів і при незначному підвищенні температури робочого тіла, що кипить (приблизно, на 3...8 K). Домішки компресорного масла в холодоагенті істотно впливають як на інтенсивність процесів кипіння у випарнику, так і призводять до зниження параметрів ефективності холодильного циклу. Детальніше з цим питанням можна ознайомитися в роботах [27- 34].

Навпаки, робоче тіло енергетичної установки, що реалізує органічний цикл Ренкіна, не містить домішок масла. Тому робоче тіло в генераторі пари спочатку нагрівається в рідкій фазі, після досягнення певної температури за заданого тиску починається процес кипіння (пароутворення), що протікає за різних режимів. При досягненні ступеня сухості, що дорівнює одиниці, насичена пара перетворюється на перегріту пару, яка продовжує нагріватися до певних значень температури і тиску. Усі режими трансформації робочого тіла від рідкої фази до перегрітої пари перебивають у термодинамічній залежності від пара-

метрів робочого тіла в генераторі пари. Зміна температури або тиску в генераторі пари призводять до зміни інтенсивності теплообміну на різних його ділянках.

Під час проведення експериментальних досліджень процесів кипіння робочого тіла у випарнику холодильної машини зазвичай фіксують постійними кілька параметрів: температуру випаровування за заданого тиску, масову витрату і теплове навантаження. Навпаки, в генераторі пари за однакової витрати і теплового навантаження температура робочого тіла значно змінює своє значення. Для комплексного вивчення процесів теплообміну робочого тіла в генераторі пари було створено установку, що реалізує розімкнуту схему подачі робочого тіла з термостатованого балона високого тиску 4 (див. рис. 1). Для підтримання постійних параметрів робочого тіла перед дросельним ventилем V2 балон із холодоагентом 4 термостатували за певної температури в посудині 3. Постійна температура R245fa на виході з конденсатора 2 забезпечувалася завдяки прокачуванню термостатувальної рідини з термостата 1. Певна температура R245fa на вході в робочу ділянку 9 забезпечувалася регулюванням дросельного ventилем V2. Робочу ділянку виготовлено з нержавіючої тонкостінної трубки ($\delta = 0,1$ мм.) зовнішнім діаметром 5 мм. На вході і виході робочої ділянки, яка має довжину 1800мм, встановлено два електричні контакти (латунні кільця). Подача теплового навантаження на робочу ділянку здійснювалася від стабілізованого джерела живлення HPS3060D. Вимірювання параметрів електричного навантаження здійснювалося компенсаційним методом з використанням зразкової котушки опору R322 і мультиметра PICOTEST 3510A. По довжині трубки встановлено 11 спаїв абсолютних мідь-константових термопар для вимірювання абсолютної температури поверхні секцій робочої ділянки. Термопари були припаяні до мідної стрічки 27 з метою визначення середньої по периметру трубки температури в певних перетинах робочої ділянки. Термопари (T1 - T11) ізольовані від металевої трубки робочої ділянки тефлоновою стрічкою завтовшки 0,05 мм.

Ступінь сухості пари R245fa на різних секціях випарника забезпечувався як регулюванням теплового навантаження, що подається на робочу ділянку 9, так і зміною витрати R245fa з використанням ventилів V2 і V3. Візуалізація режимів кипіння за різних теплових навантажень, змінних

у часі витрат R245fa і ступенів сухості пари фіксувалися за допомогою тепловізора (HT-18) 13 або за рахунок фотографування режиму кипіння в скляній трубці 16. Тиск холодоагенту R245fa всередині робочої ділянки вимірювали перетворювачем тиску (Wika A-10) M2. Перепад тиску робочого тіла робочого тіла в генераторі пари вимі-

рювали диференціальним перетворювачем тиску M1 (A-Teck 10-210).

З метою вимірювання локальних коефіцієнтів тепловіддачі (у рідкій і паровій фазах холодоагенту R245fa) на початку і наприкінці робочої ділянки в блоках 11 і 12 встановлено мідь-константанові диференціальні термопари.

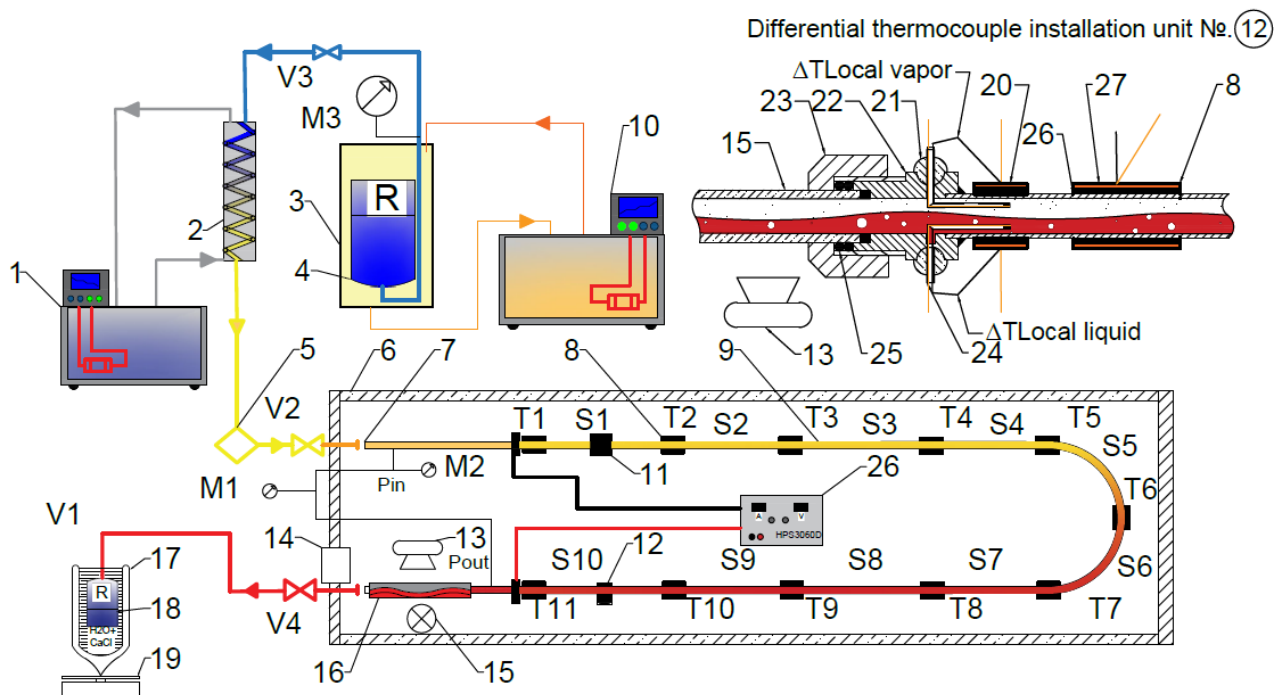


Рисунок 1 – Схема експериментальної установки: 1 – термостат; 2 – конденсатор; 3 – посудина з рідиною, що термостатується; 4 – балон із холодоагентом R245fa (термокомпресор); 5 – фільтр; 6 – прозорий герметичний короб; 7 – електроізоляційний роз'єм; 8 – місце встановлення спая термопар; 9 – робоча ділянка (моделльний генератор пари); 10 – термостат; 11, 12 – блок для встановлення диференціальних термопар; 13 – фотокамера (тепловізор); 14 – мультиплексор, перемикач термопар; 15 – лампа; 16 – ділянка візуалізації (товстостінна скляна трубка); 17 – посудина Дьюара з льодом, що тане; 18 – балон із холодоагентом; 19 – електронні ваги; 20 – місце встановлення спая диференціальної термопари на трубці; 21, 24 – вакуумні електроприймання; 22 – штуцер; 23 – гайка; 25 – прокладка; 26 – тефлонова стрічка; 27 – мідна стрічка

Термоелектроди термопар вставлені всередину тонкостінних нержавіючих капілярів, які вводяться всередину трубки робочої ділянки через вакуумні електропроводи 21 і 24. За допомогою цих диференціальних термопар вимірюється різниця температур між R245fa і температурою зовнішньої поверхні трубки робочої ділянки (ΔT_l і ΔT_v) на початку і наприкінці робочої ділянки. Пройшовши через робочу ділянку R245fa конденсувався в посудині Дьюара 17, яку заповнювали сумішшю льоду і кухонної солі (температури плавлення мінус 15). Крім вимірювання абсолютних температур T1...T11 і різниці температур (ΔT_l і ΔT_v), у процесі виконання досліджень коефіцієнтів тепло-

віддачі в генераторі пари здійснювали вимірювання витрати (ваговий метод), параметрів теплового навантаження (компенсаційним методом), показів перетворювачів тиску і різниці тисків на кінцях робочої ділянки. На створеній установці оператор може спостерігати за режимами кипіння холодоагенту на ділянці візуалізації 16 через прозорі стінки напівгерметичного короба 6. Уся робоча ділянка ізолювана базальтовою ватою (крім ділянки візуалізації). Для унеможливлення конденсації парів води, розчиненої в повітрі, використовували адсорбент (сілікагель Klebrig), який забезпечував рівень вологості повітря в коробі 6 менше 15%, що унеможлилювало появу конденсації.

сату на робочій ділянці. Методика проведення досліджень полягала у встановленні необхідної витрати R245fa і теплового навантаження на робочій ділянці з подальшим безперервним (кожні 10 секунд, протягом усього експерименту) вимірюванням показників температур, різниці температур, показників датчиків тиску та різниці тисків і показань електронних ваг. Усі термоелектроди термопар і вимірювальні прилади були підключені до модуля Arduino UNO, електричні сигнали з якого надходили на мультиметр і комп'ютер.

Запропонована схема вимірювань давала змогу фіксувати динаміку вимірювання всіх параметрів на всіх секціях робочої ділянки установки протягом усього експерименту. Інформацію про виміряні мультиметром показання температур T_i та перепадів температур ΔT_i та інших електричних параметрів переносили до персонального комп'ютера для подальшого опрацювання отриманих у процесі дослідження експериментальних даних.

Створена експериментальна установка має низку особливостей порівняно з наявними в літературі аналогами. До її переваг можна віднести високу універсальність під час розв'язання комплексних завдань вивчення режимів кипіння робочого тіла, вимірювання локальних (для рідини і пари) і локальних коефіцієнтів тепловіддачі в різних секціях робочої ділянки, а також середніх по довжині випарника коефіцієнтів тепловіддачі.

4. Опрацювання даних та аналіз невизначеності

Параметри термодинамічного стану робочого тіла в різних секціях генератора пари не можуть бути визначені тільки за виміряними значеннями температури або тиску, оскільки R245fa може перебувати в різних агрегатних станах. Крім того, під час визначення теплового потоку потрібно враховувати неминучі теплові втрати в навколишнє середовище від робочої ділянки.

4.1 Локальний коефіцієнт тепловіддачі

Потужність, що виділяється на і ділянці з урахуванням ефективності

$$W_i = U \cdot I \cdot \frac{L_i}{L} \cdot \eta_{sg,i}, \quad (1)$$

Тепловий потік на секції генератора, що тестується, пара розраховувався за формулою

$$q_i = \frac{W_i}{\pi \cdot d \cdot L_i}, \quad (2)$$

d та L_j – внутрішній діаметр та ефективна довжина тестової секції, відповідно.

Локальний на певній секції генератора пари коефіцієнт тепловіддачі h_i розраховувався за формулою

$$h_i = \frac{q_i}{(T_{wi} - T_{ri})_i}, \quad (3)$$

де T_{wi} та T_{ri} температура стінки та холодоагенту на певній секції генератора пари, відповідно.

Значення T_{ri} розраховувалося за формулою

$$T_{ri} = \left(\frac{T'_{ri} - T''_{ri}}{2} \right), \quad (4)$$

де T'_{ri} та T''_{ri} – температури холодоагенту на вході та виході в певну секцію генератора пари, які розраховувалися за даними про тиск і значення ентальпії на вході та вихід холодоагенту R245fa на певній секції генератора пари.

4.2 Ступінь сухості пари

Значення ентальпії та ступеня сухості парів R245fa для будь-якої секції генератора пари розраховувалися за формулами

$$H''_{vg} = H'_{vg} + \sum_i \left(\frac{W_i}{m_r} \right), \quad (5)$$

$$x'_{vg} = \frac{H'_{vg} - H_{vg,l}}{\Delta H}, \quad (6)$$

$$x''_{vg} = \frac{H''_{vg} - H_{vg,l}}{\Delta H}, \quad (7)$$

де m_r – масова витрата холодоагенту R245fa; H'_{vg} – питома ентальпія R245fa на вході до робочої ділянки (генератору пари); H''_{vg} – питома ентальпія на виході з секції генератора пари; $H_{vg,l}$ – питома ентальпія рідкої фази холодоагенту R245fa, ΔH – прихована теплота випаровування холодоагенту R245fa.

Середнє значення ступеня сухості пари холодоагенту R245fa у певній секції робочої ділянки (генератора пари) розраховувалося за формулою:

$$\bar{X}_{vg,i} = \frac{X'_{vg,i} - X''_{vg,i}}{2}, \quad (8)$$

4.3 Діапазони вимірюваних параметрів та аналіз невизначеності

У таблиці 2 наведено діапазони параметрів дослідження коефіцієнтів тепловіддачі R245fa модельному генераторі пари.

Таблиця 2 – Діапазони вимірюваних параметрів

Параметри	Діапазон
Тиск парів, P	1...4,2 бар
Масовий потік, $\dot{m}$	1...12 кг/(м·с)
Кількість пари, x	0...1 кг/кг

Виміряні значення температури (перепадів температур) у різних точках модельного генератора пари, тиск холодоагенту R245fa, масова витрата та електрична потужність постійного струму вимірювалися за допомогою встановлених на стенді датчиків (див. розділ 3) та автоматично записувалися на персональному комп'ютері (IPC). Інформація про властивості холодоагенту R245fa, які використовувалися в розрахунках, були отримані з бази даних [16]. У проведеному дослідженні коефіцієнтів тепловіддачі використовувалися різні датчики та прилади. У таблиці 2 наведено невизначеності вимірюваних приладами величин.

Таблиця 3 – Невизначеності вимірюваних в експерименті величин

Вимірювана величина	Прилад	Невизначеність
Температура стіни	Термопара Туре – Т	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Різниця температур	Диференціальна термопара Туре – Т	$\pm 0.03^\circ\text{C}$
Тиск	Перетворювач тиску Wika A-10	$\pm 0,5\%$
Різниця тиску	Перетворювач тиску BFT 10 - 210	$\pm 0.1\%$
Маса	Ваги електроні Weight LOSSO	$\pm 0,5\text{ г}$

	CX-91	
Напруга	Мультиметр Picotest M3510A DCI	$\pm 0.025\%$

При визначенні теплового навантаження використовувався компенсаційний метод із застосуванням зразкової котушки опору класу точності 0,01 та мультиметра. Внутрішній та зовнішній діаметр трубки модельного генератора вимірювалася мікрометром Intertool 0...25 мм (MT-3041) з невизначеністю 0,01 мм. Довжина секцій генератора пари вимірювалася Digital Caliper з невизначеністю 0,05 мм (невизначеність визначення місця розташування на генераторі пари термодіафрагми становила – 0,5 мм).

Невизначеність визначення теплового потоку, площі ділянки генератора пари та коефіцієнта тепловіддачі були визначені з використанням значень невизначеностей безпосередньо вимірюваних в експерименті величин та розраховані з використанням методики, викладеної у роботах [35]. У цьому дослідженні невизначеності визначення теплового потоку q становила 0,32%, площі секцій генератора пари F не перевищувала 0,35% і коефіцієнта тепловіддачі h змінювалася в межах від 2 до 10%.

4.4 Аналіз отриманих даних

Робоче тіло отримує енергію в генераторі пари і послідовно проходить кілька стадій фазових трансформацій. Спочатку робоче тіло нагрівається в рідкій фазі до температури кипіння за заданого тиску (конвективний теплообмін), потім відбувається процес кипіння за різних режимів робочого тіла (від ступеня сухості, що дорівнює нулю, до ступеня сухості, що дорівнює одиниці), і в останніх секціях робочої ділянки 9 (див. рис. 1) R245fa зі стану насичення перетворюється на перегріту пару.

Оскільки в запропонованій авторами установці реалізується нестационарний процес фазових трансформацій робочого тіла, то всі основні вимірювані параметри (температури, тиск і витрата робочого тіла процесів теплообміну залежать від часу (див. рис. 2)). Слід зауважити, що змінна за довжиною робочої ділянки інтенсивність процесів теплообміну між внутрішньою стінкою трубки та R245fa опосередковано відбивається на значеннях температур стінки робочої ділянки.

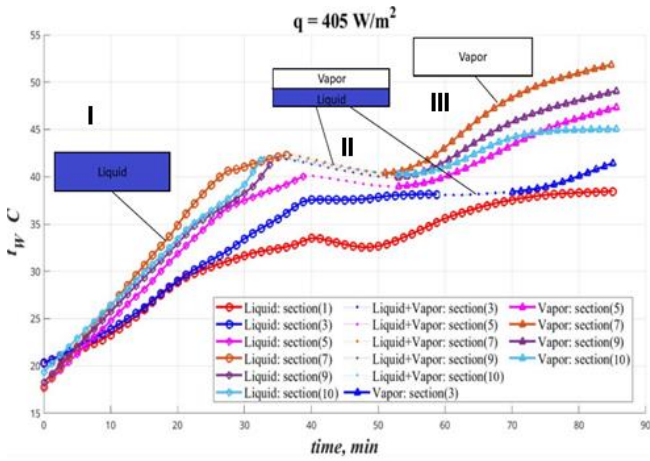


Рисунок 2 – Залежності температури стінки 10 секції робочої ділянки від часу: I – нагрівання; II – кипіння; III – рух пари

Отже, зміни температур стінки трубки за довжиною робочої ділянки відображають інформацію про зміну інтенсивності процесів теплообміну в процесі фазових трансформацій R245fa. Тому наведені на рис. 2 дані дозволяють ідентифікувати теплообмінні процеси на різних секціях робочої ділянки: конвективний теплообмін, бульбашковий режим кипіння, конвективний теплообмін у перегрітій парі.

Найбільший методичний інтерес становить інформація про залежність середнього на певній секції робочої ділянки коефіцієнта тепловіддачі від значень локальних коефіцієнтів тепловіддачі в рідкій і паровій фазах у цій же секції. Отримані експериментальні дані про зазначені коефіцієнти тепловіддачі мають бути узгоджені з результатами візуальних досліджень режимів кипіння. З урахуванням зазначених зауважень розглянемо процеси теплообміну в секції 10 робочої ділянки. У цій секції диференціальними термopарами вимірювалися різниці температур між паровою і рідкою фазами R245fa і стінкою робочої ділянки, а на виході з цієї секції (на ділянці візуалізації 16) фіксується режим кипіння робочого тіла.

Значення локальних (для рідини – h_l і пари – h_v) коефіцієнтів тепловіддачі під час кипіння R245fa в секції 10 робочої ділянки розраховували за формулами:

$$h_v = \frac{q}{\Delta T_v}, \quad (9)$$

$$h_l = \frac{q}{\Delta T_l}, \quad (10)$$

де ΔT_l і ΔT_v – різниці температур між стінкою трубки робочої ділянки і рідкою та паровою фазами R245fa, які виміряно за допомогою диференціальних термopар, встановлених на виході із секції 10.

При розширеному режимі кипіння R245fa, який досліджувався в цій роботі, стінки трубки робочої ділянки мають різну температуру. Верхня частина трубки, яка контактує з насиченою паровою, має більшу температуру ніж нижня частина, де відбувається процес кипіння R245fa. Абсолютні значення температур у верхній і нижній частинах трубки розраховувалися за формулами

$$(T_w)_v = \Delta T_v + T_s, \quad (11)$$

$$(T_w)_l = \Delta T_l + T_s, \quad (12)$$

де T_s – температура при вимірюваному тиску насичених парів R245fa.

Середню температуру трубки 10 секції в місці встановлення диференціальних термopар можна визначити за адитивністю від відомого ступеня сухості пари в цій секції (див. формулу (8))

$$(\bar{T}_w) = (T_w)_v \cdot \bar{x} + (T_w)_l \cdot (1 - \bar{x}), \quad (13)$$

У цьому випадку, середня різниця температур між стінкою трубки робочої ділянки і робочим тілом R245fa в стані насичення визначалася за формулою

$$\bar{\Delta T} = (\bar{T}_w) - T_s, \quad (14)$$

Маючи інформацію про величину середньої різниці температур між стінкою трубки секції 10 робочої ділянки та робочим тілом R245fa, можна розрахувати середній коефіцієнт тепловіддачі

$$\bar{h} = \frac{q}{\bar{\Delta T}}, \quad (15)$$

Інформацію про значення локальних (для рідини і пари) і середні коефіцієнти тепловіддачі в секції 10 робочої ділянки наведено на малюнку 3.

З наведеної на рисунку 3 інформації випливає, що значення середнього коефіцієнта тепловіддачі на секції 10 робочої ділянки під час збільшення ступеня сухості пари зменшується. Коефіцієнт

змінює своє значення від величини локального коефіцієнта тепловіддачі для рідкої фази h_l до величини локального коефіцієнта тепловіддачі для парової фази h_v . Запропонована модель розрахунку середньої температури стінки секції робочої ділянки (див. формулу (13) не вимагає важкодоступної інформації про величину змоченої R245fa поверхні трубки.

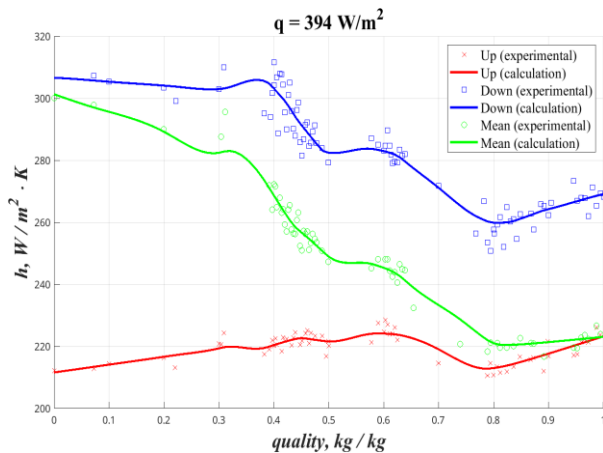


Рисунок 3 – Залежність локальних (для рідини і пари) і середнього в секції 10 робочої ділянки коефіцієнтів тепловіддачі від ступеня сухості пари за питомого теплового потоку $q = 394 \text{ Вт/м}^2$ і змінної витрати R245fa

Застосування цієї формули для визначення середньої за перерізом температури стінки усуває методичну некоректність усереднення локальних температур, які вимірюються в різних точках периметра трубки (наприклад, у роботі [23]). Для визначення цієї температури достатньо мати у своєму розпорядженні доступну інформацію про значення ступеня сухості пари (див. формулу (8)) і дані про температури $(Tw)_l$ та $(Tw)_v$ (див. формули (11) і (12)). Крім того, під час розрахунку середньої температури відсутня необхідність урахування термічного опору через наявність тонкої плівки рідкої фази на внутрішній поверхні трубки з боку парової фази R245fa [23]. Ці висновки підтверджуються отриманими експериментальними даними

5. Висновки

Запропоновано нову конструкцію експериментальної установки для комплексного дослідження локальних для рідкої, парової фаз і середніх на визначеній довжині робочої ділянки коефіцієнтів тепловіддачі робочого тіла R245fa під час

кипіння в сталевій трубці (внутрішній діаметр 5 мм, довжина робочої ділянки 1800 мм). В установці реалізовано нестационарний процес нагрівання робочого тіла при змінній масовій витраті R245fa. Процеси теплообміну досліджено при розширеному режимі кипіння робочого тіла. У результаті проведених досліджень отримано нові дані про коефіцієнти тепловіддачі при кипінні R245fa за невеликих теплових потоків $0,3 \dots 0,6 \text{ кВт/м}^2$. Запропоновано метод визначення середньої температури поверхні трубки на певній секції робочої ділянки для розширеного режиму кипіння R245fa. Вивчено вплив ступеня сухості пари на локальні та середні коефіцієнти тепловіддачі при кипінні робочого тіла в трубці. Показано, що при збільшенні ступеня сухості пари середній для певної секції робочої ділянки коефіцієнт тепловіддачі змінює своє значення від величини коефіцієнта тепловіддачі рідини в стані насичення до величини коефіцієнта тепловіддачі пари при розширеному режимі кипіння. Таким чином, експериментальні дані про локальні для рідини і пари коефіцієнти тепловіддачі дають змогу розраховувати середні для різних секцій робочої ділянки коефіцієнти тепловіддачі.

Особистий внесок авторів CRediT

Желєзний В.П.: адміністрування, концептуалізація ідеї, методологія, аналіз даних. **Желіба Ю.О.:** створення методологічних засад роботи, методики розрахунків. **Івченко Д.О.:** математична обробка результатів, участь в проведенні розрахунків, програмне забезпечення. **Борисов В.О.:** проведення експерименту, інформаційний пошук, участь в проведенні розрахунків, аналіз та узагальнення даних. **Шумський О.А.:** інформаційний пошук, участь в проведенні розрахунків. **Кантор С.А.:** дослідження, методичне забезпечення.

Література

1. **J. Goldemberg.** The promise of clean energy // Energy Policy. – 2006. – Vol. 34. – No. 15. – P. 2185-2190. doi: <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2005.03.009>.
2. **S. Shafiee, E. Topal.** When will fossil fuel reserves be diminished? // Energy Policy. – 2009. – Vol. 37. – No. 1. – P. 181-189. doi: 10.1016/j.enpol.2008.08.016.
3. **M. Asadi, M. Deymi-Dashtebayaz, S. Alavi.** Emergy and eco-exergy analysis of different scenarios in waste heat recovery applications for electricity and

- freshwater generation // *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. – 2022. – Vol. 147. – P. 9625-9643. <https://doi.org/10.1007/s10973-022-11218-6>.
4. **H.S. Yu, H. Helland, X.J. Yu, et al.** Optimal design and operation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system driven by solar energy with sensible thermal energy storage // *Energy Conversion and Management*. – 2021. – Vol. 244. – P. 114494. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114494>.
 5. **L.L. Dong, H. Liu, S. Riffat.** Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled chp systems – A literature review // *Applied Thermal Engineering*. – 2009. – Vol. 29 (11-12). – P. 2119-2126. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.12.004>.
 6. **X.M. Liu, M. Wei, L.N. Yang, et al.** Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant // *Applied Thermal Engineering*. – 2017. – Vol. 125. – P. 153-164. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.07.016>.
 7. **Zhelezny V., Ivchenko D., Hlek Y., Khliyeva O., Zajdel P., Shestopalov K., Khliiev N., Grosu Y.** Effect of fullerene C60 on phase transition enthalpy of paraffin wax: Calorimetry and structural analysis // *Journal of Energy Storage*. – 2023. – Vol. 72. – P. 108713. <https://doi.org/10.1016/j.est.2023.108713>.
 8. **Zhelezny V., Ivchenko D., Hlek Y., Khliyeva K., Shestopalov K.** Experimental study of phase transition heat of composite thermal energy storage materials paraffin wax/expanded graphite // *Journal of Energy Storage*. – 2024. – Vol. 77. – P. 110174. <https://dx.doi.org/10.1016/j.est.2023.110174>
 9. **Radchenko A., Radchenko M., Mikielwicz D., Pavlenko A., Radchenko R., Forduy S.** Energy saving in trigeneration plant for food idutries // *Energies*. – 2022. – Vol. 15. – P. 1163. <https://doi.org/10.3390/en15031163>
 10. **Zyhowski G., Brown A.** Low Global Warming Fluids for Replacement of HFC-245fa and HFC-134a in ORC Applications // *Honeywell – A History of Innovation CFCs HCFCs HFCs HFOs*. – 2014. – 20 p.
 11. **Chen Q., Xu J., Chen H.** A new design method for Organic Rankine Cycles with con-straint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source // *Applied Energy*. – 2012. – Vol. 98. – P. 562-573.
 12. **Guo C., Du X., Yang L., Yang Y.** Organic Rankine cycle for power recovery of exhaust flue gas // *Applied Thermal Engineering*. – 2015. – Vol. 75. – P. 135-144.
 13. **Denis I. Karabarin, Sergei A. Mihailenko** Features Design of Organic Rankine Cycle // *Journal of Siberian Federal University Engineering & Technologies*. – 2019. – Vol. 12(6). – P. 733-745.
 14. **X.D. Wang, L. Zhao.** Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation // *Solar Energy*. – 2009. – Vol. 83. – P. 605-613.
 15. **Arpagaus C., Bertsch S.** Experimental Comparison of HCFO and HFO R1224yd(Z), R1233zd(E), R1336mzz(Z), and HFC R245fa in a High Temperature Heat Pump up to 150 °C Supply Temperature // *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*. – 2021. – P. 200. <https://docs.lib.purdue.edu/iracc/2200>.
 16. **E. W. Lemmon, M. L. Huber, M. O. McLinden.** REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0. – Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology, 2007.
 17. **C.B. Tibiriçá, G. Ribatski.** Flow Boiling heat transfer of R-134a and R-245fa in a 2.3 mm tube // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2010. – Vol. 53(11). – P. 2459-2468.
 18. **W. Dahai et al.** Experimental study on flow boiling characteristics of R-245fa in a circular tube under non-uniform heat flux // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 143. – P. 118570
 19. **Van den Bergh, W. J., et al.** Effect of low heat and mass fluxes on the boiling heat transfer coefficient of R-245fa // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2021. – Vol. 180. – P. 121743.
 20. **W. Matthias, F. Heberle, D. Brüggemann.** Experimental evaluation of nucleate pool boiling heat transfer correlations for R245fa and R1233zd (E) in ORC applications // *Renewable Energy*. – 2020. – Vol. 147. – P. 2855-2864.
 21. **X. Fang, F. Zhuang, C. Chen, Q. Wu, Y. Chen, Y. Chen, Y. He.** Saturated flow boiling heat transfer: review and assessment of prediction methods // *Heat and Mass Transfer*. – 2019. – Vol. 55 (1). – P. 197-222
 22. **L. Yufei, et al.** Single-Phase Heat Transfer of R245fa + Lubricant Oil Mixtures In-side Horizontal Smooth and Microfin Tubes // *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*. – 2019. – P. 1950020.
 23. **C. Shuang, et al.** R245fa flow boiling heat transfer in a sintering and electroplating modulated tube // *Applied Thermal Engineering*. – 2023. – Vol. 219. – P. 119459.
 24. **Helminger F., Kontomaris K., Pfaffl J., Hartl**

- M., & Fleckl T.** Measured Performance of a High Temperature Heat Pump with HFO-1336mzz-Z as the Working Fluid // ASHRAE 2016 Annual Conference, St. Louis, Missouri, 25-29 June 2016. – P. 1-8.
25. **Kaida T., Fukushima M., & Iizuka K.** Application of R1224yd(Z) as R245fa alternative for high temperature heat pump. ICR 2019 // The 25th IIR International Congress of Refrigeration, August 24-30, 2019, Montréal, Québec, Canada. – P. 1-8.
26. **Nilsson M., Rislá H. N., & Kontomaris K.** Measured performance of a novel high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid // 12th IEA Heat Pump Conference 2017, Rotterdam. – P. 1-10.
27. **V.P. Zhelezny, S.V. Nichenko, Y.V. Semenyuk, B.V. Kosoy.** Influence of compressor oil admixtures on theoretical efficiency of a compressor system // International journal of refrigeration. – 2009. – Vol. 32 (7). – P. 1526-1535
28. **Chen M.G. et al.** Experimental investigation on pool boiling of R600a/mineral oil solution // Proceedings of 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Hangzhou, China. – 2014. – Paper GL-2014-86.
29. **Chen G.M., Zhelezny V.P., Melnyk A.V., Sheshtopalov K.O.** An Experimental Investigation and Modelling of Flow Boiling Heat Transfer of Isobutane-Compressor Oil Solution in a Horizontal Smooth Tube // International Journal of Refrigeration. – 2015. – Vol. 58. – P. 137-145.
30. **V.P. Zhelezny, N.N. Lukianov, O.Y. Khliyeva, A.S. Nikulina, A.V. Melnyk.** A complex investigation of the nanofluids R600a-mineral oil- Al_2O_3 and R600a-mineral oil- TiO_2 . Thermophysical properties // International Journal of Refrigeration. – 2017. – Vol. 74. – P. 486-502
31. **Kedzierski M.A., Kaul, M.P.** Horizontal nucleate flow boiling heat transfer coefficient measurements and visual observations for R12, R134a, and R134a/ester lubricant mixtures // Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering, Korea, 1993. – P. 111.
32. **Thome J. R., Kattan N., Favrat D.** Flow boiling in horizontal tubes: part 3 – development of a new heat transfer model based on flow pattern // Journal of Heat Transfer. – 1998. – Vol. 120, No. 1. – P. 156-165.
33. **Filho E. P. B., Cheng L., Thome J. R.,** Flow Boiling Characteristics and Flow Pattern Visualization of Refrigerant/Lubricant Oil Mixtures // International Journal of Refrigeration. – 2009. – Vol. 32(2). – P. 185-202.
34. **Liang-Han Chien, Yue-Lin Tsai, Ching-Hung Chang.** A study of pool boiling and falling-film vaporization with R-245fa/oil mixtures on horizontal tubes // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2019. – Vol. 133. – P. 940-950.
35. **Kim S.H., Kang J.W., Kroenlein K., Magee J.W., Diky V., Muzny C., Kazakov A.F., Chirico R.D., Frenkel M.** Impact of the uncertainty concept for thermophysical properties // Chemical Engineering Education. – 2013. – Vol. 47. – P. 48-57.

Отримана в редакції 24.02.2024, прийнята до друку 28.03.2024

Experimental study of local heat transfer coefficients during the generation of R245fa steam in a model steam generator

Vitalii Zhelezny^{1✉}, Yurii Zheliba², Dmytro Ivchenko³, Volodymyr Borysov⁴, Oleksii Shumsky⁵, Sergey Kantor⁶

¹⁻⁵Odesa National University of Technology, 112 Kanatna str., Odesa, 65039, Ukraine;

⁶National University of Shipbuilding named after Admiral Makarov, 9, Heroiv Ukrainy Ave., Mykolaiv, 54025, Ukraine

✉ e-mail: ¹zheleznyv@gmail.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0000-0002-0987-1561>; ²<https://orcid.org/0000-0001-9768-4792>;

³<https://orcid.org/0000-0003-4710-3827>; ⁴<https://orcid.org/0000-0002-2678-3774>;

⁵<https://orcid.org/0009-0008-0783-3896>; ⁶<https://orcid.org/0000-0001-5050-5937>

Power plants implementing the Organic Rankine Cycle (ORC) make it possible to introduce into the industry promising technologies aimed at increasing the efficiency of the use of low-potential energy sources and heat waste. Substances that have a relatively high boiling point and high environmental properties are most often used as working agents for such energy facilities. Currently, refrigerant R245fa is widely used as the most promising working fluid for units implementing the Rankine cycle. The thermophysical properties of this working body are well studied. The article provides information on the

study of local heat transfer coefficients for the liquid and vapor phases and average heat transfer coefficients over the pipe section during boiling of R245fa in a steam generator, which is practically absent in the literature. The study of heat transfer coefficients was carried out by the non-stationary method with variable mass flow rate of the working fluid. The working area is made of a steel tube with an inner diameter of 5 mm and a wall thickness of 0.1 mm. The effective length of the working section was 1800 mm. The experimental area was divided into ten sections, on each of which the average wall temperature was measured. Differential thermocouples were also located on the sections located at the entrance and exit of the experimental unit, which measured the temperature difference between the working body and the pipe wall. The mass flows of the working fluid, the degree of vapor dryness, and the heat flows were in the ranges of 1...12 kg/(m²·s), 0.01...0.9 and 0.4...0.6 kW/m², respectively. Consumption was determined by the weight method and the uncertainty of the obtained values did not exceed 0.5 g. The local heat transfer coefficients for liquid and steam and the average heat transfer coefficient for the section of the working area are determined for the stratified boiling mode. The influence of the degree of dryness of R245fa steam on the value of heat transfer coefficients was studied. A method of determining the average temperature of the pipe wall of the working area is proposed. It is shown that the value of the average heat transfer coefficient decreases as the degree of steam dryness increases. The average heat transfer coefficient changes its value from the value of the local heat transfer coefficient for the liquid phase to the value of the local heat transfer coefficient for the vapor phase.

Keywords: Experiment; Heat transfer; Boiling; Working body; R245fa; Heat transfer coefficient; Steam dryness degree; Specific heat flow; Mass flow.

References

1. Goldemberg, J. (2006) The promise of clean energy. *Energy Policy*, 34, 15, 2185-2190.
2. Shafiee, S., Topal, E. (2009) When will fossil fuel reserves be diminished? *Energy Policy*, 37, 1, 181-189.
3. Asadi, M., Deymi-Dashtebayaz, M., Alavi, S. (2022) Energy and eco-exergy analysis of different scenarios in waste heat recovery applications for electricity and freshwater generation. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 147, 9625-9643.
4. Yu, H.S., Helland, H., Yu, X.J. et al. (2021) Optimal design and operation of an Organic Rankine Cycle (ORC) system driven by solar energy with sensible thermal energy storage. *Energy Conversion and Management*, 244, 114494.
5. Dong, L.L., Liu, H., Riffat, S. (2009) Development of small-scale and micro-scale biomass-fuelled chp systems – A literature review. *Applied Thermal Engineering*, 29 (11-12), 2119-2126.
6. Liu, X.M., Wei, M., Yang, L.N. et al. (2017) Thermo-economic analysis and optimization selection of ORC system configurations for low temperature binary-cycle geothermal plant. *Applied Thermal Engineering*, 125, 153-164.
7. Zhelezny, V., Ivchenko, D., Hlek, Y., Khliyeva, O., Zajdel, P., Shestopalov, K., Khliiev, N., Grosu, Y. (2023) Effect of fullerene C60 on phase transition enthalpy of paraffin wax: Calorimetry and structural analysis. *Journal of Energy Storage*, 72, 108713.
8. Zhelezny, V., Ivchenko, D., Hlek, Y., Khliyeva, K., Shestopalov, K. (2024) Experimental study of phase transition heat of composite thermal energy storage materials paraffin wax/expanded graphite. *Journal of Energy Storage*, 77, 110174.
9. Radchenko, A., Radchenko, M., Mikielewicz, D., Pavlenko, A., Radchenko, R., Forduy, S. (2022) Energy saving in trigeneration plant for food industries. *Energies*, 15, 1163.
10. Zyhowski, G., Brown, A. (2014) Low Global Warming Fluids for Replacement of HFC-245fa and HFC-134a in ORC Applications. *Honeywell – A History of Innovation CFCs HCFCs HFCs HFOs*, 20.
11. Chen, Q., Xu, J., Chen, H. (2012) A new design method for Organic Rankine Cycles with constraint of inlet and outlet heat carrier fluid temperatures coupling with the heat source. *Applied Energy*, 98, 562-573.
12. Guo, C., Du, X., Yang, L., Yang, Y. (2015) Organic Rankine cycle for power recovery of exhaust flue gas. *Applied Thermal Engineering*, 75, 135-144.
13. Karabarin, D.I., Mihailenko, S.A. (2019) Features Design of Organic Rankine Cycle. *Journal of Siberian Federal University Engineering & Technologies*, 12(6), 733-745.
14. Wang, X.D., Zhao, L. (2009) Analysis of zeotropic mixtures used in low-temperature solar Rankine cycles for power generation. *Solar Energy*, 83, 605-613.
15. Arpagaus, C., Bertsch, S. (2021) Experimental Comparison of HCFO and HFO R1224yd(Z),

- R1233zd(E), R1336mzz(Z), and HFC R245fa in a High Temperature Heat Pump up to 150 °C Supply Temperature. *International Refrigeration and Air Conditioning Conference*, 200.
16. **Lemmon, E. W., Huber, M. L., McLinden, M. O.** (2007) REFPROP: Reference fluid thermodynamic and transport properties, NIST standard reference database 23, Version 8.0. *Gaithersburg: National Institute of Standard and Technology*.
 17. **Tibirić, C.B., Ribatski, G.** (2010) Flow Boiling heat transfer of R-134a and R-245fa in a 2.3 mm tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53(11), 2459-2468.
 18. **Dahai, W. et al.** (2019) Experimental study on flow boiling characteristics of R-245fa in a circular tube under non-uniform heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 143, 118570
 19. **Van den Bergh, W. J. et al.** (2021) Effect of low heat and mass fluxes on the boiling heat transfer coefficient of R-245fa. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 180, 121743.
 20. **Matthias, W., Heberle, F., Brüggemann, D.** (2020) Experimental evaluation of nucleate pool boiling heat transfer correlations for R245fa and R1233zd (E) in ORC applications. *Renewable Energy*, 147, 2855-2864.
 21. **Fang, X., Zhuang, F., Chen, C., Wu, Q., Chen, Y., Chen, Y., He, Y.** (2019) Saturated flow boiling heat transfer: review and assessment of prediction methods. *Heat and Mass Transfer*, 55 (1), 197-222.
 22. **Yufei, L. et al.** (2019) Single-Phase Heat Transfer of R245fa + Lubricant Oil Mixtures Inside Horizontal Smooth and Microfin Tubes. *International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration*, 1950020.
 23. **Shuang, C. et al.** (2023) R245fa flow boiling heat transfer in a sintering and electroplating modulated tube. *Applied Thermal Engineering*, 219, 119459.
 24. **Helming, F., Kontomaris, K., Pfaffl, J., Hartl, M., & Fleckl, T.** (2016) Measured Performance of a High Temperature Heat Pump with HFO-1336mzz-Z as the Working Fluid. *ASHRAE 2016 Annual Conference*, St. Louis, Missouri, 25-29 June 2016, 1-8.
 25. **Kaida, T., Fukushima, M., & Iizuka, K.** (2019) Application of R1224yd(Z) as R245fa alternative for high temperature heat pump. ICR 2019. *The 25th IIR International Congress of Refrigeration*, August 24-30, 2019, Montréal, Québec, Canada, 1-8.
 26. **Nilsson, M., Risla, H. N., & Kontomaris, K.** (2017) Measured performance of a novel high temperature heat pump with HFO-1336mzz-Z as the working fluid. *12th IEA Heat Pump Conference 2017, Rotterdam*, 1-10.
 27. **Zhelezny, V.P., Nichenko, S.V., Semenyuk, Y.V., Kosoy, B.V.** (2009) Influence of compressor oil admixtures on theoretical efficiency of a compressor system. *International journal of refrigeration*, 32 (7), 1526-1535
 28. **Chen, M.G. et al.** (2014) Experimental investigation on pool boiling of R600a/mineral oil solution. *Proceedings of 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Hangzhou, China, GL-2014-86*.
 29. **Chen, G.M., Zhelezny, V.P., Melnyk, A.V., Shestopalov, K.O.** (2015) An Experimental Investigation and Modelling of Flow Boiling Heat Transfer of Isobutane-Compressor Oil Solution in a Horizontal Smooth Tube. *International Journal of Refrigeration*, 58, 137-145.
 30. **Zhelezny, V.P., Lukianov, N.N., Khliyeva, O.Y., Nikulina, A.S., Melnyk, A.V.** (2017) A complex investigation of the nanofluids R600a-mineral oil- Al_2O_3 and R600a-mineral oil- TiO_2 . Thermophysical properties. *International Journal of Refrigeration*, 74, 486-502.
 31. **Kedzierski, M.A., Kaul, M.P.** (1993) Horizontal nucleate flow boiling heat transfer coefficient measurements and visual observations for R12, R134a, and R134a/ester lubricant mixtures. *Proceedings of the 6th International Symposium on Transport Phenomena in Thermal Engineering, Korea*, 111.
 32. **Thome, J. R., Kattan, N., Favrat, D.** (1998) Flow boiling in horizontal tubes: part 3 – development of a new heat transfer model based on flow pattern. *Journal of Heat Transfer*, 120, 1, 156-165.
 33. **Filho, E. P. B., Cheng, L., Thome, J. R.** (2009) Flow Boiling Characteristics and Flow Pattern Visualization of Refrigerant/Lubricant Oil Mixtures. *International Journal of Refrigeration*, 32(2), 185-202.
 34. **Liang-Han, C., Yue-Lin, T., Ching-Hung, C.** (2019) A study of pool boiling and falling-film vaporization with R-245fa/oil mixtures on horizontal tubes. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 133, 940-950.
 35. **Kim, S.H., Kang, J.W., Kroenlein, K., Magee, J.W., Diky, V., Muzny, C., Kazakov, A.F., Chirico, R.D., Frenkel, M.** (2013) Impact of the uncertainty concept for thermophysical properties. *Chemical Engineering Education*, 47, 48-57.

Received 24 February 2024

Approved 28 March 2024

Available in Internet 10 April 2024