

PhD Р. С. МЕЛЬНИК¹, к. т. н. Д. В. КОЗАК¹, д. т. н. Ю. Є. НИКОЛАЄНКО¹, PhD Д. В. ПЕКУР²

Україна, м. Київ, ¹КПІ ім. Ігоря Сікорського,

²Інститут фізики напівпровідників ім. В. Є. Лашкарьова НАН України

E-mail: yunikola@ukr.net; m.roman.kpi@gmail.com

СТАРТОВІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГРАВІТАЦІЙНИХ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З РІЗЬБОВИМ ВИПАРНИКОМ

Експериментально досліджено стартові теплові характеристики мідних гравітаційних теплових труб (ГРТТ) з різьбовим випарником, заповнених чотирма різними теплоносіями, які не замерзають при температурах до -30°C . Показано, що зміна кута нахилу ГРТТ не має значного впливу на температуру в зоні нагріву (максимальне коливання складало 5°C для метанолу). Вплив зміни температури навколишнього повітря (від -30°C до $+40^{\circ}\text{C}$) є більш суттєвим. Максимальний час стабілізації температурного режиму (22–24 хв) отримано для теплової труби з метанолом при температурі повітря в камері -30°C , мінімальний (11–12 хв) — для ГРТТ з ізобутаном та н-пентаном при $+40^{\circ}\text{C}$.

Ключові слова: теплообмін, тепла труба, низькотемпературний теплоносій, стартова характеристика, стаціонарний тепловий режим, час стабілізації.

Основна концепція теплових труб вперше була запропонована Гоглером у 1944 році [1]. Гравітаційні теплові труби (ГРТТ) є одним з видів теплових труб і являють собою двофазний теплопередавальний пристрій, який працює під дією гравітаційних сил без використання капілярних елементів для повернення сконденсованого теплоносія в зону випаровування. Завдяки високій ефективності фазових переходів в ГРТТ здійснюється передача великих обсягів теплоти з відносно невеликою різницею температури вздовж теплової труби [2] та з низьким тепловим опором [3]. ГРТТ мають широкий спектр промислових застосувань, зокрема, в системах охолодження електронного обладнання [4], системах рекуперації [5, 6], сонячних водонагрівачах [7] тощо. Це пояснюється простотою їхньої конструкції, надійністю, високою ефективністю та низькою вартістю.

Сьогодні дослідження ГРТТ зосереджені переважно на аналізі теплових характеристик в стаціонарному тепловому режимі роботи. В роботах [8, 9] досліджувалися характеристики та процеси в ГРТТ з різьбовим випарником при різних кутах нахилу. Показано ефективність роботи таких ГРТТ в системах охолодження електронних модулів, що працюють в нахиленому положенні. У низці робіт в останні роки експериментально вивчався вплив коефіцієнта заповнення, теплового навантаження та модифікацій поверхні на ефективність ГРТТ. Автори [10] провели експериментальне дослідження сталевих термосифона, щоб оцінити вплив співвідношення коефіцієнта заповнення, теплового потоку та температури охолоджувальної рідини на його ефективність, яке пока-

зало, що найвищі значення коефіцієнтів тепловіддачі досягаються для заповнення 35%. В роботах [11, 12], де досліджувався вплив модифікацій поверхні на тепловий потік, а також зміни, які спостерігалися внаслідок різних структурних форм та матеріалів, було встановлено, що найбільш ефективними є трикутні канавки за умов використання мідного корпусу. У [13] описано вплив модифікації поверхні на теплову ефективність у випарнику та конденсаторі плоских ГРТТ з анодованою та звичайною поверхнею й показано, що тепловий опір ГРТТ з анодованою поверхнею на 12–18% нижче, ніж для зразка без обробки поверхні. Теплова ефективність ГРТТ з модифікованими поверхнями при різних кутах нахилу та рівнях вхідної потужності досліджувалася у [14], найбільш ефективними виявилися ГРТТ, що працювали при куті нахилу $45-60^{\circ}$ та потужності 200–250 Вт.

Очевидно, що модифікація поверхні, умови експлуатації, робоче середовище та коефіцієнт заповнення суттєво впливають на теплову ефективність ГРТТ. Поряд з цим, дуже важливими з погляду надійності роботи охолоджуваного за допомогою ГРТТ електронного обладнання є також характеристики теплових труб під час запуску та переходу до стаціонарного теплового режиму роботи. Наприклад, автори [15, 16] виявили, що кут нахилу є одним із факторів, що істотно впливають на стартові характеристики термосифона. Але якщо теплові параметри ГРТТ вже добре вивчені у різних аспектах, то стартові характеристики залишаються малодослідженими через складність проведення експериментів.

Метою цієї роботи є експериментальне дослідження впливу орієнтації в просторі та температури охолоджувального повітря на стартові характе-

Роботу виконано за підтримки Національного фонду досліджень України (проект № 2023.04/0055)

ристики мідних циліндричних ГРТТ з різьбовим випарником, заповнених різними низькотемпературними теплоносіями (метанол, фреон R141b, ізобутан, н-пентан), при примусовому повітряному охолодженні зони конденсації.

Конструкція експериментальних зразків ГРТТ

Для проведення досліджень було створено чотири експериментальні зразки ГРТТ довжиною 260 мм та зовнішнім діаметром 12 мм з товщиною стінки 1 мм. На внутрішній стінці корпусу в зоні випаровування (нагріву) ГРТТ на довжині 45 мм нарізано різьбу M11×0,5. Обидва кінці трубки завальцьовано. В гладкому завальцьованому кінці виконано отвір для приєднання заправної трубки зовнішнім діаметром 2,5 мм з товщиною стінки 0,4 мм, яка була припаяна до корпусу високотемпературним припоєм ПСр-45 (температура плавлення 665–730°C) із забезпеченням вакуумної щільності. Крім того, інший завальцьований кінець труби був пропаяний з метою зменшення ризику розгерметизації через потоншення металу та можливих дефектів, які могли виникнути в процесі вальцювання.

Для проведення досліджень було обрано чотири найбільш перспективні, з огляду на умови можливої використання ГРТТ, теплоносії, які не замерзають при зниженні температури навколишнього середовища до -30°C , а саме: метанол, фреон R141b, ізобутан (фреон R600a) та н-пентан. Об'єм теплоносія для заправки становив 1,6–1,7 мл, що відповідає коефіцієнту заповнення внутрішнього об'єму зони нагріву на рівні 50–55%. На кожній ГРТТ було встановлено 16 датчиків температури, з них п'ять в зоні нагріву, три в зоні транспорту та вісім в зоні охолодження.

Робоча ділянка та експериментальна установка

Для проведення експериментальних досліджень була виготовлена робоча ділянка, загальний вигляд якої представлено на **рис. 1**. На кожну ГРТТ 1 встановлювались імітатор теплового потоку 2 в зоні нагріву (ЗН) та радіатор 3 в зоні охолодження (ЗО). Імітатор теплового потоку 2 являв собою електричний нагрівач загальною тепловою потужністю 200 Вт, який складався з двох частин та монтувався на ГРТТ. Для зменшення контактної теплової опору використовувалась теплопровідна паста КПТ-8.

Теплота відводилася за допомогою радіатора, виготовленого зі стандартного профілю, із загальною кількістю ребер 5 шт. висотою 20 мм, товщиною біля основи 2,4 мм та 1,2 мм при вершині. Для монтажу ГРТТ в радіатор також використовувалась теплопровідна паста КПТ-8, фіксувалась вона за допомогою притискових планок 4. Для збільшення ефективності тепловідведення на ребра радіатора за допомогою стрижнів 5 монтувались два вентилятори

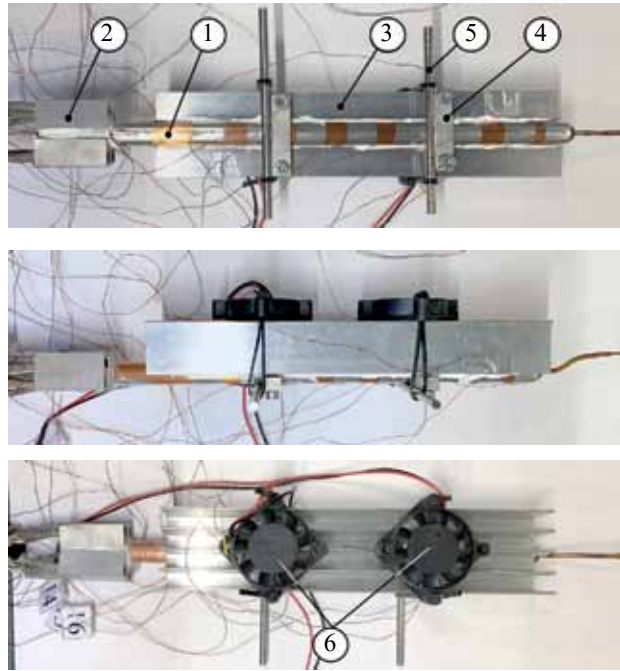
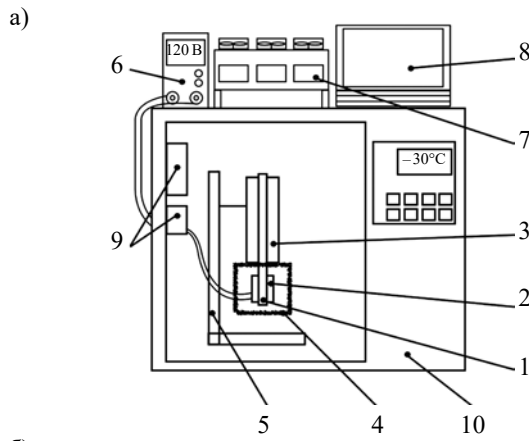


Рис. 1. Загальний вигляд робочої ділянки:

- 1 — ГРТТ; 2 — імітатор теплового потоку; 3 — радіатор; 4 — притискна планка; 5 — стрижень кріплення вентиляторів; 6 — вентилятори



б)



Рис. 2. Конструктивна схема експериментальної установки (а) та камера з розташованою всередині робочою ділянкою з ГРТТ (б):

- 1 — ГРТТ; 2 — нагрівач; 3 — радіатор з вентиляторами; 4 — теплоізоляція; 5 — штагив; 6 — лабораторний блок живлення; 7 — комплекс модулів збору даних; 8 — ПК; 9 — канали для дротів; 10 — кліматична камера

Gembird D40SM-12A 6, що забезпечували витрату повітря 3,08 CFM кожен.

Для проведення експериментальних досліджень впливу температури навколишнього середовища на стартові теплові характеристики ГРТТ було створено експериментальну установку (рис. 2) на базі низькотемпературної кліматичної камери MINI SUBZERO MC-71 компанії TABAI ESPEC CORP. Камера дозволяє змінювати температуру її робочого простору в широкому діапазоні: від -70°C до $+100^{\circ}\text{C}$ та підтримувати задану температуру з точністю $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

Робочу ділянку розташовували всередині камери на штативі, який дозволяв встановлювати експериментальний зразок ГРТТ під різними кутами нахилу. Дроти датчиків температури та дроти живлення вентиляторів і нагрівача виводились назовні через канали для дротів в боковій стінці камери. Термопари під'єднувались до комплексу модулів збору даних ICP Con I-7018, які термостабілізувались за допомогою встановлених вентиляторів, щоб виключити вплив нагріву електроніки на внутрішні перетворювачі сигналів термопар. Контроль значень температури відбувався в реальному часі на персональному комп'ютері (ПК) за допомогою програмного забезпечення EZ Data Logger. Модулі збору даних під'єднувались до ПК за допомогою перетворювача інтерфейсів USB-RS485.

Зміну та контроль підведеної потужності забезпечував лабораторний блок живлення. Вентилятори при проведенні досліджень працювали при номінальних робочих режимах.

Методика проведення досліджень

Величина допустимої температури в зоні нагріву ГРТТ обиралася на рівні $(120 \pm 5)^{\circ}\text{C}$ з огляду на те, що гранична температура корпусу електронних компонентів (зокрема, світлодіодні модулі COB), для охолодження яких планується використовувати аналогічні ГРТТ, в умовах експлуатації становить $+100^{\circ}\text{C}$.

Дослідження проводились для трьох значень температури всередині камери $t_{\text{к}}$: -30 , $+20$, $+40^{\circ}\text{C}$. Значення -30°C та $+40^{\circ}\text{C}$ визначені як граничні, а $+20^{\circ}\text{C}$ — як найбільш ймовірна температура навколишнього середовища в умовах експлуатації.

Робоча ділянка з експериментальним зразком ГРТТ монтувалась на штатив під певним кутом нахилу ГРТТ до горизонту (15° , 60° , 90°), який контролювався за допомогою електронного кутоміра. Потім встановлювалось задане значення температури повітря в камері та на поверхні теплової труби, вмикався блок живлення й на нагрівач ГРТТ подавалась необхідна тепла потужність. Вона становила 60 Вт для всіх серій експериментів, окрім випадку ГРТТ з ізобутаном при температурі всередині камери $+40^{\circ}\text{C}$, коли через виникнення кризових явищ тепловий потік знижували до 50 Вт. Після встановлення стаціонарного теплового режиму функціонування ГРТТ,

який визначався за величиною температури, записувались значення температури протягом певного періоду, після чого вимикалось живлення імітатора теплового потоку. Стаціонарним вважався режим, коли зміна температури в місцях встановлення термопар не перевищувала $0,5^{\circ}\text{C}$ за 10 хв. Після охолодження експериментального зразка до температури повітря всередині камери встановлювалось нове значення температури $t_{\text{к}}$, і процес повторювався. Таким чином по чергово проводились дослідження стартових теплових характеристик обраної ГРТТ, розташованої під одним кутом нахилу, при $t_{\text{к}} = -30$; $+20$; $+40^{\circ}\text{C}$. По закінченню серії таких вимірювань кут нахилу змінювали й проводили аналогічну серію експериментів.

Після отримання масиву дискретних значень розподілу температури по довжині ГРТТ у часі проводили їх осереднення по зонах теплової труби. За отриманими температурними та часовими даними були побудовані графічні залежності стартових характеристик досліджених ГРТТ.

Результати досліджень та їх обговорення

Як було зазначено вище, досліджувались стартові теплові характеристики чотирьох зразків ГРТТ, заправлених, відповідно, метанолом, фреоном R141b, ізобутаном та н-пентаном в умовах підведення теплового потоку 60 Вт, крім випадку ГРТТ з ізобутаном при $t_{\text{к}} = +40^{\circ}\text{C}$, коли тепловий потік складав 50 Вт.

На рис. 3 показано зміну у часі значень осередненої температури зони нагріву $t_{\text{зп}}$ експериментальних зразків ГРТТ, заправлених різними теплоносіями, для різних значень температури охолоджувального повітря та орієнтації ГРТТ в просторі. Представлені результати свідчать, що у стаціонарному режимі функціонування температура $t_{\text{зп}}$ майже не залежить від орієнтації ГРТТ в просторі: максимальна різниця складала 5°C при $t_{\text{к}} = +40^{\circ}\text{C}$ для ГРТТ з метанолом, розташованих під кутом нахилу 90° та 15° (нижчою була температура для вертикального положення).

Розглянемо стартові температурні характеристики досліджуваних зразків ГРТТ.

На графіку для ГРТТ з метанолом (рис. 3, а) при температурі -30°C та $+20^{\circ}\text{C}$ чітко видно момент “запуску” (переходу від режиму випаровування до режиму кипіння), що проявляється як пік температури приблизно в моменти 4:00 та 3:30 відповідно. При температурі $+40^{\circ}\text{C}$ такого піка немає, що можна пояснити зміною теплофізичних властивостей теплоносія та тиску всередині ГРТТ. Загалом видно, що на час виходу на стаціонарний режим функціонування майже не впливає орієнтація ГРТТ в просторі, проте чітко спостерігається його залежність від температури навколишнього середовища. Так, при $t_{\text{к}} = +40^{\circ}\text{C}$ час стабілізації становить близько 12–14 хв, при $t_{\text{к}} = +20^{\circ}\text{C}$ це вже 17–18 хв, а при $t_{\text{к}} = -30^{\circ}\text{C}$ — 22–24 хв. Тобто, зі зниженням температури охолоджувального повітря

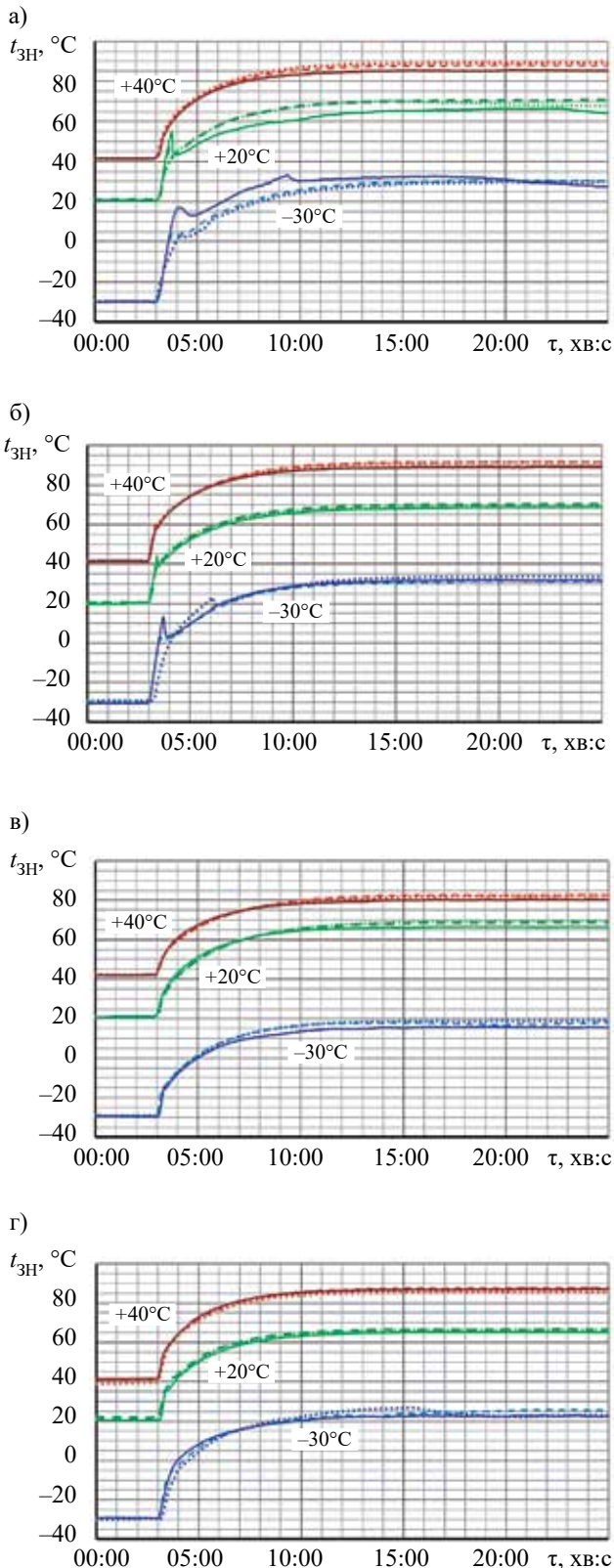


Рис. 3. Зміна у часі значень осередненої температури зони нагріву в процесі виходу на стаціонарний режим функціонування ГРТТ з метанолом (а), фреоном R141b (б), ізобутаном (в) та н-пентаном (г) при різних значеннях температури навколишнього повітря та кутів нахилу (..... 15°; ---- 60°; — 90°)

від +40°C до -30°C час виходу ГРТТ на робочий режим збільшується майже вдвічі.

Аналогічна картина спостерігається для ГРТТ з фреоном R141b (рис. 3, б), але величина піків температури t_{3H} тут дещо нижча (перегрів становить близько 4°C при $t_K = +20^\circ\text{C}$, тоді як для метанолу — близько 11°C), а час виходу на стаціонарний тепловий режим становить 11–12 хв при температурі повітря в камері +40°C та +20°C та 15–17 хв при $t_K = -30^\circ\text{C}$. Слід зазначити, що основна зміна значень температури в контрольних точках відбувається протягом перших 6–7 хвилин у всіх випадках.

Для ГРТТ з ізобутаном та н-пентаном (рис. 3, в, г) ситуація інша: тут відсутні ознаки переходу від режиму випаровування до режиму кипіння, температурні криві мають гладку форму для додатних значень температури охолоджувального повітря. У випадку ж від'ємної температури, коли $t_K = -30^\circ\text{C}$, спостерігається лише перегин в точці запуску (більш чітко виражений для н-пентану). Характерний час виходу на стаціонарний тепловий режим в обох випадках становить 11–12 хв, який не залежить ані від значень температури охолоджувального повітря, ані від орієнтації ГРТТ в просторі.

За результатами досліджень також було побудовано графіки зміни в часі різниці значень температури у зонах нагріву та охолодження Δt_{3H-3O} , які більш наглядно демонструють процеси, що відбуваються всередині ГРТТ, та характеризують ефективність її функціонування.

З рис. 4, а видно, що різниця Δt_{3H-3O} для ГРТТ з метанолом майже перестав змінюватися після 7 хв від моменту подачі теплового потоку, що вказує на стабілізацію процесів всередині ГРТТ. Як і на розглянутих вище рисунках для температури в зоні нагріву, тут також чітко видно момент переходу від режиму випаровування до режиму кипіння ГРТТ. В стаціонарному тепловому режимі сім з дев'яти графіків розташовуються щільно у проміжку значень Δt_{3H-3O} від 13°C до 16°C, а ось для залежностей, отриманих при $t_K = -30^\circ\text{C}$ і кутах нахилу 90° та 60° спостерігається явне відхилення величини Δt_{3H-3O} в більшу сторону. Враховуючи, що для кута нахилу 15° при цій температурі t_K значення Δt_{3H-3O} не відрізняються від загального тренду, можна припустити, що ця відмінність пов'язана з процесами кипіння в зоні нагріву, а саме з ускладненим виходом пари крізь товщу теплоносія, що детально описано в [17].

За виключенням зазначених відмінностей, різниця між температурами в зонах нагріву та охолодження знаходиться в межах 13–16°C для всіх значень температури навколишнього середовища та орієнтації ГРТТ в просторі, що відповідає тепловому опору ГРТТ 0,22–0,27 °C/Вт.

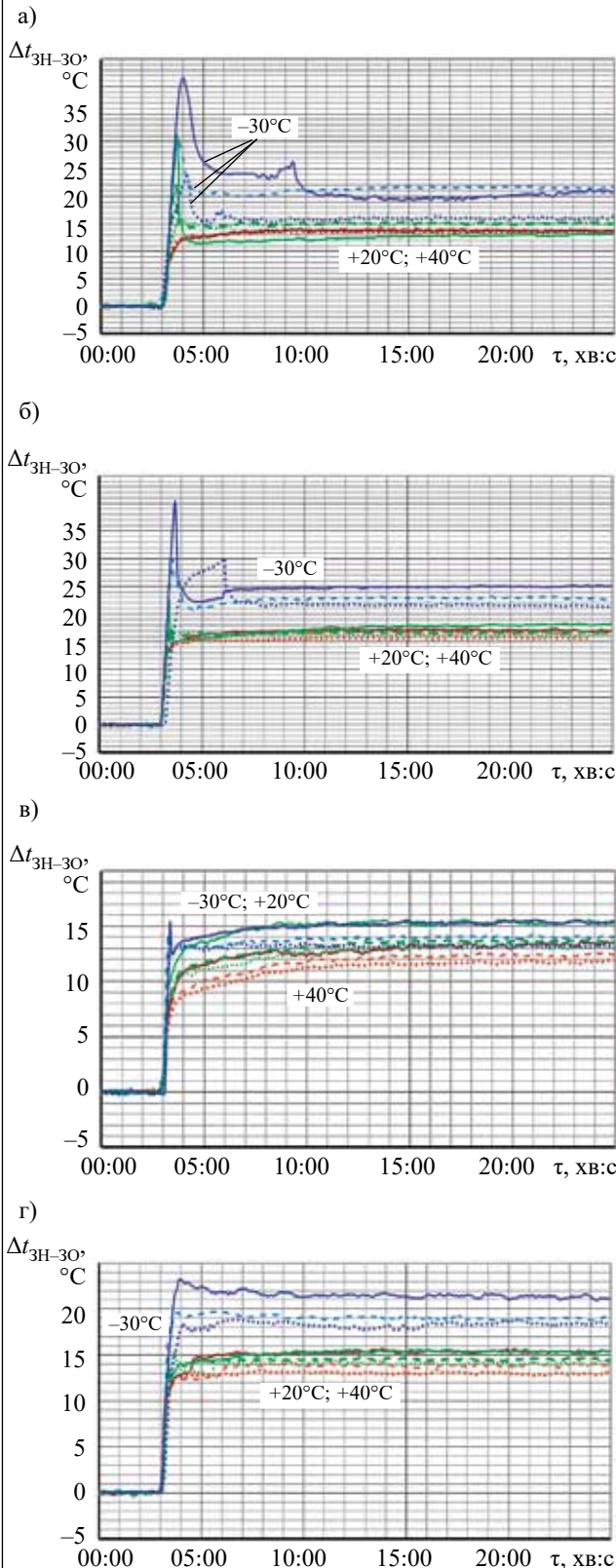


Рис. 4. Зміна у часі різниці значень температури у зонах нагріву та охолодження в процесі виходу на стаціонарний режим функціонування ГРТТ з метанолом (а), фреоном R141b (б), ізобутаном (в) та н-пентаном (г) при різних значеннях температури навколишнього повітря та кутів нахилу (..... 15°; - - - - 60°; — 90°)

Характер зміни в часі величини Δt_{zn-30} під час запуску ГРТТ з фреоном R141b (рис. 4, б) дещо відрізняється. При від'ємному значенні температури повітря $t_k = -30^\circ\text{C}$ різниця Δt_{zn-30} для всіх кутів нахилу ГРТТ на 3–8 °C перевищує величини, отримані в умовах додатних значень t_k . Проте, як і у попередньому випадку, найменша різниця (21 °C) спостерігається для кута нахилу ГРТТ 15°, а найвища (25 °C) — для вертикальної орієнтації. Важливою відмінністю від ГРТТ з метанолом є те, що стабілізація значень різниці температур відбувається швидше, протягом 5–6 хв від початку нагріву (залежно від температури навколишнього середовища). Для додатних значень температури охолоджувального повітря різниця Δt_{zn-30} знаходиться в межах 15–18 °C. Це вище, ніж у ГРТТ з метанолом, та вказує на меншу ефективність функціонування ГРТТ з фреоном R141b, тепловий опір якої становить 0,25–0,30 °C/Вт.

Якісно іншою є картина для ГРТТ з ізобутаном. На відміну від температури в зоні нагріву (див. рис. 3, в), де видно лише початкову точку перегину, що свідчить про запуск ГРТТ, на графіку рис. 4, в для Δt_{zn-30} цей момент проявляється більш чітко. Крім того, для всіх значень температури навколишнього середовища тут досить помітна (на відміну від ГРТТ з фреоном R141b та метанолом) тенденція до зростання різниці температур при збільшенні кута нахилу. Важливою відмінністю є також менший час стабілізації величини Δt_{zn-30} , який в цьому випадку становить 6–7 хв для температури навколишнього повітря -30°C та $+20^\circ\text{C}$ та 11–12 хв для $+40^\circ\text{C}$. Різниця Δt_{zn-30} тут менша ніж у попередніх випадках і становить 12–16 °C (залежно від умов), проте й значення теплового потоку тут також нижчі (50 Вт проти 60 Вт).

Для ГРТТ з н-пентаном (рис. 4, г) якісно картина загалом схожа з ГРТТ з фреоном R141b, а саме відокремленістю значень Δt_{zn-30} при від'ємних значеннях температури повітря та тривалістю стабілізації (5–6 хв). Проте величина Δt_{zn-30} не перевищує 23 °C при $t_k = -30^\circ\text{C}$, а при додатних значеннях температурах всередині камери Δt_{zn-30} для різних орієнтацій ГРТТ в просторі знаходиться в межах 12–16 °C, що відповідає тепловому опору 0,20–0,27 °C/Вт та вказує на ліпші теплопередавальні характеристики ГРТТ з н-пентаном у порівнянні з фреоном R141b (тепловий опір 0,25–0,30 °C/Вт).

Висновки

Таким чином, за результатами проведених досліджень можна зробити такі висновки.

1. Н-пентан є оптимальним теплоносієм для ГРТТ з вхідним тепловим потоком на рівні 50–60 Вт в досліджуваному діапазоні температури охолоджувального повітря та орієнтації в просторі. ГРТТ з н-пентаном має гладкі криві запуску, найнижчі значення різниці між температурами зон нагріву та охолодження і мінімальний вплив орієнтації на температуру в зоні нагріву.

2. Час виходу на стаціонарний тепловий режим роботи ГРТТ суттєво змінюється залежно від температури навколишнього середовища. При температурі $+40^{\circ}\text{C}$ процес стабілізації для всіх теплоносіїв був найкоротшим (11–14 хв), тоді як при температурі -30°C він тривав до 22–24 хв.

3. У ГРТТ з ізобутаном (фреон R600a) при температурі повітря $+40^{\circ}\text{C}$ збільшення теплового потоку понад 50 Вт призводить до виникнення кризових явищ, що свідчить про можливі обмеження застосування ГРТТ з ізобутаном з коефіцієнтом заповнення 50–55% в умовах високих температур.

4. Вплив орієнтації ГРТТ у просторі на стартові та теплові характеристики був незначним у всіх розглянутих випадках. Максимальна різниця між значеннями температури по тепловій трубі при зміні кута нахилу складала 5°C для ГРТТ з метанолом, що підтверджує високу стабільність функціонування ГРТТ незалежно від її просторового положення.

5. ГРТТ з н-пентаном та ізобутаном характеризувалися плавною зміною в часі температури в зоні нагріву, без чітко виражених піків переходу від режиму випаровування до режиму кипіння, що свідчить про їхні специфічні теплопередавальні характеристики порівняно з ГРТТ з метанолом та фреоном R141b.

6. Температурні піки при запуску були найбільш вираженими для ГРТТ з метанолом та фреоном R141b при температурах охолоджувального повітря -30°C та $+20^{\circ}\text{C}$, що необхідно враховувати при застосуванні ГРТТ в умовах низьких та помірних температур.

ВИКОРИСТАНІ ДЖЕРЕЛА

- Gaugler R.S. *Heat transfer device*. U.S. Patent 2,350,348, 6 June 1944.
- Faghri A. *Heat pipe science and technology*. Taylor & Francis: Philadelphia, PA, USA, 1995.
- Shabgard H., Allen M.J., Sharifi N. Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 89, pp. 138–158. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.020>
- Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Kravets V.Yu. et al. Study on the performance of the low-cost cooling system for transmit/receive module and broadening the exploitative capabilities of the system using gravity heat pipes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2022, vol. 14(12), art. 121001. <https://doi.org/10.1115/1.4054812>
- Matsubara K., Matsudaira Y., Kourakata I. Thermosiphon loop thermal collector for low-temperature waste heat recovery. *Appl. Therm. Eng.*, 2016, vol. 92, pp. 261–270. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.004>
- Carvajal-Mariscal I., De León-Ruiz J.E., Belman-Flores J.M., Salazar-Huerta A. Experimental evaluation of a thermosiphon-based waste-heat recovery and reintegration device: A case study on low-temperature process heat from a microbrewery plant. *Sustainable*

Energy Technologies and Assessments, 2022, vol. 49, art. 101760. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101760>

7. Zhelykh V., Kozak C., Savchenko O. Using of thermosiphon solar collector in an air heating system of passive house. *Pollack Periodica*, 2016, vol. 11(2), pp. 125–133. <https://doi.org/10.1556/606.2016.11.2.11>

8. Nikolaenko Yu.E., Pis'mennyi E.N., Pekur D.V. et al. The efficiency of using simple heat pipes with a relatively low thermal conductivity for cooling transmit/receive modules. *Appl. Therm. Eng.*, 2024, vol. 236, part A, art. 121512. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121512>

9. Мельник Р.С., Ліпницький Л.В., Ніколаєнко Ю.Є., Кравець В.Ю. Візуалізація процесів пароутворення та теплові характеристики тонкої плоскої гравітаційної теплової труби з різьбовим випарником. *Технологія та конструювання в електронній апаратурі*, 2023, № 3–4, pp. 65–73. <http://dx.doi.org/10.15222/ТКЕА2023.3-4.65>

10. Lataoui Z., Jemni A. Experimental investigation of a stainless steel two-phase closed thermosiphon. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, vol. 121, pp. 721–727. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.135>

11. Moradikazerouni A., Afrand M., Alsarraf J. et al. Comparison of the effect of five different entrance channel shapes of a micro-channel heat sink in forced convection with application to cooling a supercomputer circuit board. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 150, pp. 1078–1089. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.051>

12. Moradikazerouni A., Afrand M., Alsarraf J. et al. Investigation of a computer CPU heat sink under laminar forced convection using a structural stability method. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2019, vol. 134, pp. 1218–1226. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.029>

13. Singh R.R., Selladurai V., Ponkarthik P., Solomon A.B. Effect of anodization on the heat transfer performance of flat thermosiphon. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2015, vol. 68, pp. 574–581. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.06.017>

14. Solomon A.B., Daniel V.A., Ramachandran K. et al. Performance enhancement of a two-phase closed thermosiphon with a thin porous copper coating. *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, 2017, vol. 82, pp. 9–19. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.02.001>

15. Guo Q., Guo H., Yan X. et al. Experimental study of start-up performance of sodium-potassium heat pipe. *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/J. Eng. Thermophys.*, 2014, vol. 35(12), pp. 2508–2512. (in Chinese). <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85013816041&origin=inward&txGid=543ce141c89baaa712c0b541f1fa57e3>

16. Guo Q., Guo H., Yan X. et al. Effect of the evaporator length on start-up performance fo sodium-potassium alloy heat pipe. *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/J. Eng. Thermophys.*, 2016, vol. 37(8), pp. 1717–1720. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84981334728&origin=inward&txGid=45a5ff43c1c93e11343b38545279f0c2> (Chinese)

17. Nikolaenko Yu. E., Melnyk R. S., Lipnitskiy L. V. et al. Study of the effect of tilt angle on the vaporization processes in a flat gravity heat pipe with a threaded evaporator. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2023, vol. 148, pp. 9167–9181. <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12303-0>

Дата надходження рукопису
до редакції 30.10 2024 р.

Опис статті для цитування:

Мельник Р. С., Козак Д. В., Ніколаєнко Ю. Є., Пекур Д. В. Стартові характеристики гравітаційних теплових труб з різьбовим випарником. *Технологія та конструювання в електронній апаратурі*, 2024, № 3–4, с. 30–36. <http://dx.doi.org/10.15222/ТКЕА2024.3-4.30>

Cite the article as:

Melnyk R. S., Kozak D. V., Nikolaenko Yu. E., Pekur D. V. Start-up characteristics of gravity heat pipes with a threaded evaporator. *Technology and design in electronic equipment*, 2024, no. 3–4, pp. 30–36. <http://dx.doi.org/10.15222/ТКЕА2024.3-4.30>

START-UP CHARACTERISTICS OF GRAVITY HEAT PIPES
WITH A THREADED EVAPORATOR

The authors experimentally study start-up characteristics of copper gravitational heat pipes with a threaded evaporator filled with four different heat transfer fluids — methanol, R141b refrigerant, isobutane (refrigerant R600a), and n-pentane — that do not freeze at temperatures as low as -30°C . The heat pipes were 260 mm long, had a diameter of 12 mm, a thread length in the evaporation zone of 45 mm, a thread pitch of 0.5 mm, and a fluid volume of 1.6–1.7 ml (filling ratio of 50–55%). It was shown that changing the inclination angle (15° , 60° , 90°) does not significantly affect the temperature in the heating zone of the heat pipe (maximum 5°C for methanol). More significant is the influence of the ambient air temperature (-30°C , $+20^{\circ}\text{C}$ and $+40^{\circ}\text{C}$). The maximum thermal regime stabilization time (22–24 min) was observed in the heat pipe with methanol at an ambient temperature of -30°C , while the minimum stabilization time (11–12 min) was recorded for heat pipes with isobutane and n-pentane at an air temperature in the chamber of $+40^{\circ}\text{C}$.

Keywords: heat transfer, heat pipe, low-temperature heat transfer fluid, start-up characteristics, steady thermal regime, stabilization time.

REFERENCES

- Gaugler R.S. *Heat transfer device*. U.S. Patent 2,350,348, 6 June 1944.
- Faghri A. *Heat pipe science and technology*. Taylor & Francis: Philadelphia, PA, USA, 1995.
- Shabgard H., Allen M.J., Sharifi N. Heat pipe heat exchangers and heat sinks: Opportunities, challenges, applications, analysis, and state of the art. *Int. J. Heat Mass Transf.*, 2015, vol. 89, pp. 138–158. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.05.020>
- Nikolaenko Yu.E., Pekur D.V., Kravets V.Yu. et al. Study on the performance of the low-cost cooling system for transmit/receive module and broadening the exploitative capabilities of the system using gravity heat pipes. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, 2022, vol. 14(12), art. 121001. <https://doi.org/10.1115/1.4054812>
- Matsubara K., Matsudaira Y., Kourakata I. Thermosiphon loop thermal collector for low-temperature waste heat recovery. *Appl. Therm. Eng.*, 2016, vol. 92, pp. 261–270. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.004>
- Carvajal-Mariscal I., De León-Ruiz J.E., Belman-Flores J.M., Salazar-Huerta A. Experimental evaluation of a thermosiphon-based waste-heat recovery and reintegration device: A case study on low-temperature process heat from a microbrewery plant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 2022, vol. 49, art. 101760. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101760>
- Zhelykh V., Kozak C., Savchenko O. Using of thermosiphon solar collector in an air heating system of passive house. *Pollack Periodica*, 2016, vol. 11(2), pp. 125–133. <https://doi.org/10.1556/606.2016.11.2.11>
- Nikolaenko Yu.E., Pis'mennyi E.N., Pekur D.V. et al. The efficiency of using simple heat pipes with a relatively low thermal conductivity for cooling transmit/receive modules. *Appl. Therm. Eng.*, 2024, vol. 236, part A, art. 121512. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121512>
- Melnyk R. S., Lipnitskyi L. V., Nikolaenko Yu. E., Kravets V. Yu. Visualization of vaporization processes and thermal characteristics of a thin flat gravity heat pipe with a threaded evaporator. *Technology and design in electronic equipment*, 2023, no. 3–4, pp. 65–73. <http://dx.doi.org/10.15222/TKEA2023.3-4.65> (Ukr)
- Lataoui Z., Jemni A. Experimental investigation of a stainless steel two-phase closed thermosiphon. *Appl. Therm. Eng.*, 2017, vol. 121, pp. 721–727. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.04.135>
- Moradikazerouni A., Afrand M., Alsarraf J. et al. Comparison of the effect of five different entrance channel shapes of a micro-channel heat sink in forced convection with application to cooling a supercomputer circuit board. *Appl. Therm. Eng.*, 2019, vol. 150, pp. 1078–1089. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.01.051>
- Moradikazerouni A., Afrand M., Alsarraf J. et al. Investigation of a computer CPU heat sink under laminar forced convection using a structural stability method. *Int. J. Heat Mass Transf.* 2019, vol. 134, pp. 1218–1226. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2019.02.029>
- Singh R.R., Selladurai V., Ponkarthik P., Solomon A.B. Effect of anodization on the heat transfer performance of flat thermosiphon. *Exp. Therm. Fluid Sci.* 2015, vol. 68, pp. 574–581. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2015.06.017>
- Solomon A.B., Daniel V.A., Ramachandran K. et al. Performance enhancement of a two-phase closed thermosiphon with a thin porous copper coating. *Int. Commun. Heat Mass Transf.* 2017, vol. 82, pp. 9–19. <https://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2017.02.001>
- Guo Q., Guo H., Yan X. et al. Experimental study of start-up performance of sodium-potassium heat pipe. *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/J. Eng. Thermophys.*, 2014, vol. 35(12), pp. 2508–2512. (in Chinese). <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-85013816041&origin=inward&txGid=543ce141c89baa712c0b541f1fa57e3>
- Guo Q., Guo H., Yan X. et al. Effect of the evaporator length on start-up performance of sodium-potassium alloy heat pipe. *Kung Cheng Je Wu Li Hsueh Pao/J. Eng. Thermophys.*, 2016, vol. 37(8), pp. 1717–1720. <https://www.scopus.com/record/display.uri?eid=2-s2.0-84981334728&origin=inward&txGid=45a5ff43c1c93e11343b38545279f0c2> (Chinese)
- Nikolaenko Yu. E., Melnyk R. S., Lipnitskyi L. V. et al. Study of the effect of tilt angle on the vaporization processes in a flat gravity heat pipe with a threaded evaporator. *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*, 2023, vol. 148, pp. 9167–9181. <https://doi.org/10.1007/s10973-023-12303-0>