

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ ІМЕНІ ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Бехмард Голамреза

УДК 536.248.2

**ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІНІАТЮРНИХ ДВОФАЗНИХ
ТЕРМОСИФОНІВ СТОСОВНО ОХОЛОДЖЕННЯ ЕЛЕМЕНТІВ
РАДІОЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ**

05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Київ – 2021

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Кравець Володимир Юрійович,
Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», професор кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Давиденко Борис Вікторович, Інститут технічної теплофізики НАН України, провідний науковий співробітник відділу теплофізичних основ енергоощадних технологій

Кандидат технічних наук,
Ховавко Олександр Ігорович, Інститут газу НАН України, виконуючий обов'язки завідуючого відділу термохімічних процесів і нанотехнологій

Захист відбудеться «___» _____ 2021 р. о 15:00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 26.002.09 Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37, корпус 5, аудиторія 307.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» за адресою: 03056, Київ, пр. Перемоги, 37.

Автореферат розісланий «___» _____ 2021 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради



В.І. Коньшин

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Швидкі темпи розвитку радіоелектроніки, і особливо мікро радіоелектроніки, поставило перед розробниками приладів і апаратури актуальну задачу створення надійних систем охолодження, спроможних забезпечити ефективний відвід теплоти за умови підвищення граничних теплових потоків, які відводяться від мініатюрних напівпровідникових приладів.

Зниження масогабаритних характеристик напівпровідникових приладів з одночасним збільшенням потужності розсіювання, що виділяється, створює умови теплонавантаженої роботи найбільш відповідальних елементів радіоелектронної апаратури (РЕА). Збільшення температури мікронапівпровідникових приладів призводить до зміни їх робочих характеристик, що погіршує роботу приладів і може призвести до виходу з ладу елементів РЕА і всього пристрою в цілому. Тому збільшення потужності розсіювання таких напівпровідникових приладів потребує більш ефективних систем охолодження елементів РЕА.

Традиційні засоби охолодження (газове і рідинне омивання радіаторів і корпусів приладів) не в усіх випадках забезпечують надійний відвід теплоти від мікронапівпровідникових приладів.

Одним із можливих шляхів забезпечення заданих температурних режимів елементів РЕА є реалізація на поверхнях корпусів приладів бульбашкового кипіння рідин. Проте, навіть і в цих умовах не завжди є можливість домогтися задовільних результатів температурного режиму роботи приладів через великі значення термічних опорів між р-п переходом і корпусом приладу. Навіть якщо організувати бульбашкове кипіння безпосередньо на кристалі напівпровідникового приладу, тоді у цьому випадку витрати на створення таких пристроїв не завжди окупаються. Хоча зниження температури р-п переходу в цьому випадку і досить істотне, проте надійність таких пристроїв не дуже висока.

Найбільш ефективними в даному випадку є охолодження з використанням у якості елементів тракту випарно-конденсаційні системи (термосифони), що мають ефективну теплопровідність, яка на декілька порядків перевищує найбільш теплопровідні існуючі матеріали (мідь, срібло та інш.).

Підтримка температурного рівня мікросхем і кристалів напівпровідникових приладів у даний час можлива більш ефективними методами. Це може бути застосування мініатюрних термосифонів, які по своїх розмірах сумірні з геометричними характеристиками кристалів.

Застосування термосифонів у техніці дозволяє істотно поліпшити техніко-економічні параметри теплонавантаженої апаратури, вирішити на більш високому рівні виникаючі в результаті науково-технічного прогресу задачі по охолодженню і термостабілізації елементів РЕА та устаткування в цілому.

Нині постійно відбувається пошук методів підвищення теплопередавальної здатності пристроїв, які б за малих габаритів були здатні відводити значні теплові потоки при одночасному мінімальному термічному опорі. В цьому випадку на процес теплообміну в таких малогабаритних пристроях впливають капілярні сили, сили інерції та гравітації.

Незважаючи на широкий інтерес до вивчення процесів теплообміну за великої кількості різноманітних конструкцій, поки що не можна однозначно відповісти на

запитання про вплив визначальних факторів на процеси пароутворення і конденсації в обмежених умовах, які відбуваються у мініатюрних термосифонах. Це пов'язано з тим, що при передачі теплової енергії із зони нагріву в зону конденсації сумісно діють різні фізичні процеси, кожен із яких потребує окремого вивчення. Також не розроблені показники стабільності роботи цих пристроїв. Експериментальні дані різних досліджень і припущення про фізичний механізм теплопереносу не дають на це відповіді, оскільки самі дослідження в цьому напрямі досить прецизійні і складні. Тому встановлення впливу визначальних факторів на процес тепловіддачі й отримання узагальнюючих залежностей при пароутворенні та конденсації в мініатюрних термосифонах на сьогодні є актуальною задачею.

Представлена робота базується на дослідженнях М.К. Безродного, Л.С. Піоро, Г.Ф. Смірнова, Л.Л. Васільєва, М.Г. Семени, Т.Р. Cotter, G.P. Peterson, Н. Imura та інш.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертація виконана на кафедрі АЕС і ІТФ та відповідає її науковому напрямку. Тематика дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика і енергоефективність» (Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки: Закон України від № 2623-III 11.06.2001 р. зі змінами від 16.01.2016.) і тісно пов'язана з дослідженням та розробкою високоефективних мініатюрних термосифонів для систем охолодження електронної техніки. Розділи даної дисертації входили до складу науково-дослідницьких програм та тем, що проводяться на кафедрі АЕС і ІТФ КПІ ім. Ігоря Сікорського, «Розробка та дослідження перспективних мініатюрних енергозберігаючих пристроїв на основі випарно–конденсаційного циклу», шифр 2253-ф, номер держ. реєстрації 0109U000475; «Фізичні процеси теплообміну при мініатюризації випарувально-конденсаційних систем термостабілізації», шифр 2514-ф, номер держ. реєстрації 0112U001656; «Процеси теплообміну і гідродинаміки у мініатюрних двофазних теплопередаючих системах», шифр 2111-ф, номер держ. реєстрації 0118U003539.

Мета і задачі дослідження. Дослідження теплопередаючих характеристик мініатюрних двофазних термосифонів з метою використання їх при проектуванні нових систем охолодження для сучасних електронних компонентів. Встановлення впливу визначальних чинників і отримання нових закономірностей процесів теплообміну в замкнутих малогабаритних випарно – конденсаційних системах.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати такі задачі дослідження:

1. З'ясувати ступінь впливу геометричних факторів та теплофізичних властивостей теплоносіїв на процеси перенесення теплоти в мініатюрних двофазних термосифонах.
2. Дослідити амплітуду і період температурних пульсацій в мініатюрних термосифонах та отримати узагальнюючі залежності.
3. Визначити основні теплопередавальні характеристики термосифонів і вплив визначальних факторів на максимальний тепловий потік і мінімальний термічний опір.
4. Вивчити процеси пароутворення і конденсації в мініатюрних термосифонах та отримати узагальнюючі залежності для коефіцієнтів тепловіддачі в зонах теплообміну.

5. Розробити інженерну методику розрахунку теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів і уявити конструкції з оптимальними властивостями.

Об'єкт дослідження фізичні явища і процеси теплопередачі в мініатюрних випарно – конденсаційних системах.

Предмет дослідження вплив різних чинників на інтенсивність тепловіддачі в мініатюрних двофазних термосифонах.

Метод дослідження експериментальне дослідження процесів теплообміну зі статистичною обробкою даних.

Ступінь обґрунтованості та достовірність.

Ступінь обґрунтованості наукових положень та висновків, сформульованих у дисертаційній роботі забезпечена використанням підтверджених експериментальних та розрахункових методів. Достовірність отриманих результатів підтверджується коректним застосуванням методів теорії подібності та порівнянням отриманих результатів з результатами відомих робіт, в тому числі і з експериментальними даними. Експериментальні дослідження, обробка та узагальнення отриманих результатів проводилась з використанням ЕОМ.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Вперше представлена фізична картина стікання теплоносія із зони конденсації в зону нагріву при зміні внутрішнього діаметра парового простору мініатюрного термосифона.

2. Вперше показано збільшення теплових потоків, що відводяться мініатюрними термосифонами при використанні в якості теплоносіїв нанорідин на основі вуглецевих нанотрубок і аморфного вуглецю.

3. В результаті комплексних досліджень встановлено вплив геометричних і режимних параметрів на теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів, результати яких дозволяють розробляти і створювати ефективні системи охолодження для різних радіоелектронних пристроїв.

4. Отримано нові експериментальні дані щодо впливу внутрішнього діаметра термосифонів, коефіцієнта заповнення і виду теплоносія на загальний термічний опір і інтенсивність тепловіддачі в зонах теплообміну при зміні теплового навантаження.

5. На підставі аналізу розмірностей отримані нові безрозмірні рівняння для термічного опору і коефіцієнтів тепловіддачі.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів стосовно охолодження радіоелектронної апаратури.

Практичне значення одержаних результатів. Отримані наукові результати мають практичну цінність при застосуванні мініатюрних термосифонів в якості теплопередавальних пристроїв в системах охолодження елементів радіоелектронної апаратури. Еквівалентна теплопровідність таких пристроїв перевищує найбільш теплопровідні сучасні матеріали (мідь, срібло та інш.) на декілька порядків.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі при підготовці студентів теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» та магістрантів за спеціальністю «Теплофізика».

Особистий внесок здобувача. Дисертаційна робота є результатом самостійних досліджень Бехмарда Голоамрези.

Наукові результати, приведені у дисертаційній роботі, отримані особисто автором, у тому числі: результати експериментальних досліджень, узагальнені залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в зонах теплообміну мініатюрних термосифонів, вплив геометричних та режимних факторів на теплопередавальні характеристики термосифонів, проведення експериментальних досліджень при застосуванні нанорідин у якості теплоносіїв в мініатюрних термосифонах, обробка експериментальних даних, аналіз отриманих результатів та розробка методики розрахунку теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи та її основні положення докладалися і обговорювалися на таких конференціях: на VII Міжн. наук. – практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 21 – 25 квітня 2009 р.; XI Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 24 – 28 мая, 2010; XII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 23 – 27 мая, 2011; X Міжн. наук. – практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 17 – 20 квітня 2012 р.; X Міжн. наук. – практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 17 – 20 квітня 2012 р.; XIII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 4 – 8 июня, 2012; XV Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 26 – 30 мая, 2014; XVII Межд. научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 23 – 27 мая, 2016; XX Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 27 – 31 мая, 2019; XXI Межд. научно-практ. конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 25 – 29 мая, 2020.

Публікації. Згідно з темою дисертації, за результатами досліджень опубліковано 16 наукових праць, у тому числі 6 статей у наукових фахових виданнях (з них 2 статті у виданнях іноземних держав (1 в Scopus), 1 стаття у виданні, включеному до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України; 3 статті у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз), 10 тез доповідей та матеріалів конференцій.

Структура та обсяг дисертації. Дисертація складається зі вступу, 5-ти основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 91 наукову роботу та додатків. Повний обсяг роботи становить 156 сторінок та включає 15 таблиць, 80 рисунків.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано вибір напрямку дослідження, актуальність теми дисертаційної роботи, показано її зв'язок із науковими програмами КПІ ім. Ігоря Сікорського, сформульовано мету і завдання досліджень, представлено наукову новизну і практичне значення отриманих результатів, відображено особистий внесок авто-

ра, надано відомості про апробацію результатів роботи, публікації, структуру та обсяг дисертації.

Перший розділ дисертації присвячено аналізу робіт по теплопередавальним характеристикам двофазних термосифонів. Розглянуто вплив визначальних факторів (режимних, геометричних та типу теплоносія) на температурні режими термосифонів.

Постійна мініатюризація радіоелектронної апаратури при збільшенні її функціональних можливостей значно підвищують енергоспоживання елементами приладів. Це в свою чергу призводить до зростання питомих теплових потоків, що призводить до зростання температури як окремих електронних елементів так і всього пристрою в цілому. Таке зростання теплових потужностей потребує ефективних малогабаритних систем підтримки безпечних температурних режимів роботи електронної техніки та її надійного функціонування..

Зростання кількості напівпровідникових елементів в сучасних мікросхемах (згідно закону Гордона Мура воно кожні два роки подвоюється) та масове впровадження таких приладів у всіх галузях техніки ставить актуальним завдання забезпечення їх надійного функціонування. В деяких випадках густини теплових потоків на окремих елементах можуть досягати $1 \cdot 10^6$ Вт/м², що призводить до значного підвищення температурного рівня, який може перевищувати допустимий для конкретного напівпровідникового приладу. Сучасні системи охолодження не дозволяють відводити такі великі питомі навантаження від мініатюрних напівпровідникових пристроїв. Такий характер розвитку електронної техніки потребує створення ефективних мініатюрних систем охолодження.

В даний час одним з ефективних способів відведення значних теплових навантажень є процес бульбашкового кипіння, в якому відведення теплоти здійснюється за рахунок прихованої теплоти пароутворення в процесі росту парових бульбашок на поверхні нагріву. Це призвело до створення мініатюрних випарно-конденсаційних систем (мініатюрних теплових труб, мініатюрних термосифонів і пульсаційних теплових труб), які використовують процеси кипіння і конденсації та можуть передавати теплоту в умовах обмеженого простору. Мініатюризація призводить до ускладнення внутрішніх процесів теплопередачі, як в зоні випаровування, так і в зоні конденсації, що зменшує теплопередавальну здатність таких систем. Зараз постійно відбувається пошук методів підвищення теплопередавальних характеристик систем охолодження, які при малих габаритах були б здатні відводити значні теплові потоки при одночасному мінімальному термічному опорі. Обмеження габаритів таких систем впливає на процес теплообміну завдяки втручання капілярних сил, інерції і гравітації. На даний час вплив різних факторів на процеси пароутворення і конденсації в умовах обмеженого простору ще недостатньо вивчені. Це пов'язано з тим, що на процеси передачі теплової енергії суттєво впливають геометричні чинники. Поки ще відсутні критерії, за допомогою яких можна було б визначити, коли вплив обмеженого простору починає позначатися на внутрішніх процесах теплопередачі в таких замкнених мініатюрних випаровувально-конденсаційних системах. Дослідження різних авторів не дають ясної картини про вплив того чи іншого фактора на теплопередавальні характеристики мініатюрних систем охолодження.

Аналіз робіт з теплопередавальних характеристик термосифонів показав, що процес передачі теплоти пов'язаний з великою кількістю факторів, які суттєво впливають на процеси пароутворення і конденсації. Одним із визначальних факторів є зменшення габаритних характеристик таких приладів, насамперед істотне зменшення парового простору.

Показано актуальність розробки нових перспективних випаровувально-конденсаційних пристроїв для мініатюрних елементів електронного обладнання. Насамперед це зв'язано із появою нових перспективних теплоносіїв на основі добавки до базової рідини дисперсних наночастинок хімічно стійких металів та їх оксидів з розмірами від 1 до 100 нм.

Завершується розділ постановкою основних задач дисертаційної роботи.

У другому розділі дисертації представлено опис експериментальної установки та методику проведення досліджень. Розроблено конструкції мініатюрних термосифонів заповнених як ординарними рідинами, так і нанорідинами на основі вуглецю.

Критерієм, що визначає належність термосифонів до мініатюрних, є число Бонда $Bo = d_{nn}/l_k$. При $Bo < 4$ термосифони можна вважати мініатюрними.

Термосифони з неорганізованою циркуляцією проміжного теплоносія представляли традиційну конструкцію простої геометричної форми, тобто герметичну трубку, частково заповнену рідким теплоносієм. У дослідженні використовувалися мініатюрні двофазні термосифони, які виконані з міді (табл. 1).

Характеристики досліджених термосифонів наведені в таблиці 1.

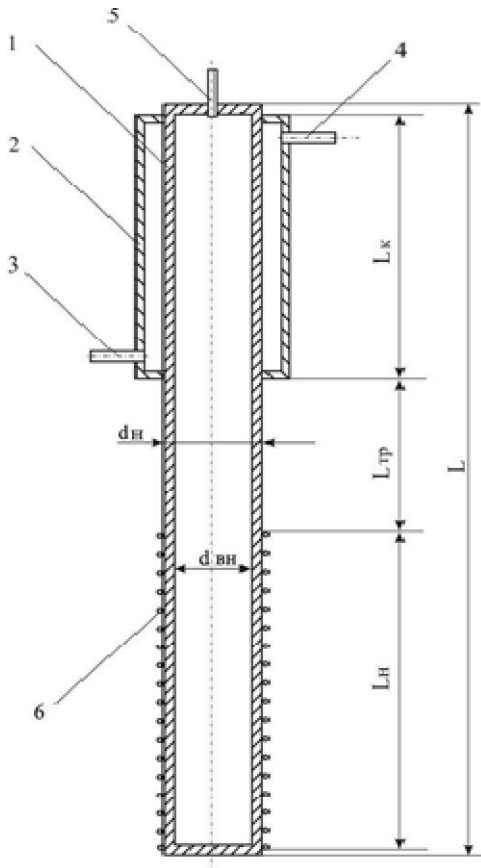
Геометричні характеристики досліджуваних термосифонів Таблиця 2.1

Внутрішній діаметр, $d_{вн}$, мм	Загальна довжина, l , мм	Довжина зони нагріву, $l_{г}$, мм	Довжина зони конденсації, $l_{к}$, мм	$d_{вн} / l_{к}$	Коефіцієнт заповнення, Кз	Теплоносії
3	700	80;125;200	200	0,037;0,024; 0,015	0,83;1,37; 2,14	Вода
5	700	45;90;135; 200	200	0,11;0,055; 0,037;0,025	0,44; 0,96;1,96 2,04	Вода; Метанол; Фреон R-113, нано- рідини НР 4-1; 6-1
9	700	200	200	0,045	0,3;0,57; 0,8	Вода; Етанол

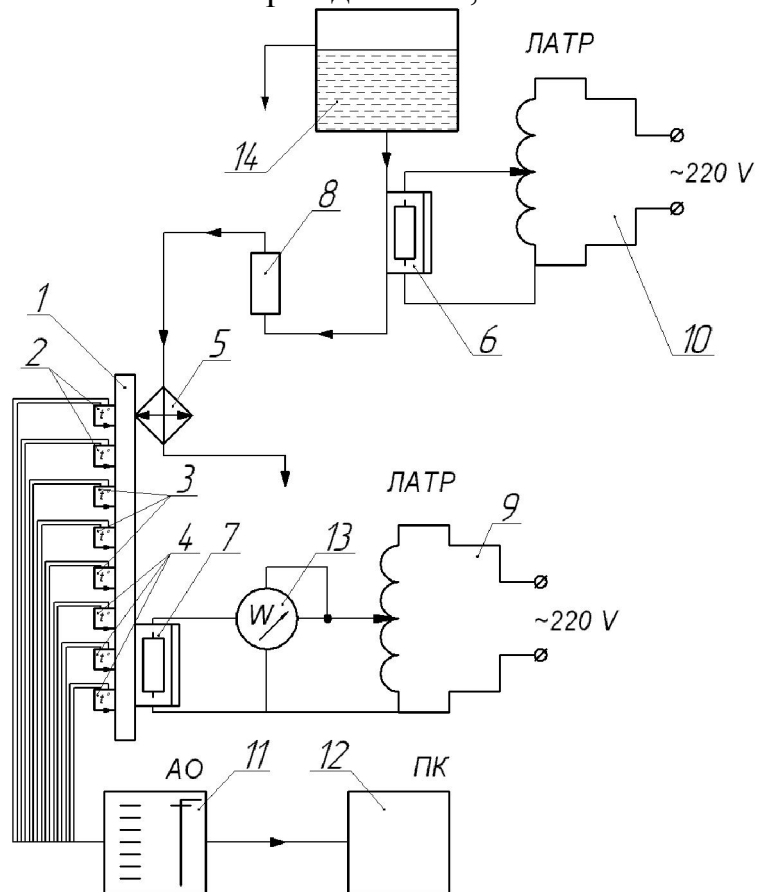
Схема термосифона зображена на рис. 1. Для вакуумування, заправки і герметизації внутрішньої порожнини термосифона використовувався патрубок 5 малого прохідного перерізу, закріплений у верхній частині термосифона. Схема експериментальної установки показана на рис.2.

Підведення теплоти до випарника термосифона здійснювалось електричним нагрівачем 6 (рис.1), який намотувався на корпус термосифона 1 і виконаний з ніхромового дроту діаметром $0,3 \cdot 10^{-3}$ м. Намотування електронагрівача відбувалося поверх термостійкої діелектричної плівки товщиною $0,1 \cdot 10^{-3}$ м. Для зменшення

втрата тепла в навколишнє середовище, випарник і транспортна зона термосифона теплоізолювалася базальтовим волокном з теплопровідністю $0,04 \text{ Вт/мК}$.



1 – корпус термосифона; 2 – конденсатор; 3, 4 – вхід та вихід води для охолодження; 5 – патрубок для заправки; 6 – електронагрівач.
Рис.1. Схема термосифона з неорганізованою циркуляцією теплоносія



1 – термосифон; 2 – термопари в зоні конденсації; 3 – термопари в зоні транспорту; 4 – термопари в зоні нагріву; 5 – конденсатор; 6, 7 – нагрівачі; 8 – ротаметр; 9, 10 – трансформатори; 11 – автоматичний перемикач термопар; 12 – персональний комп'ютер; 13 – ватметр; 14 – напірний бак.
Рис. 2. Схема експериментальної установки

Зміна підведеного теплового потоку здійснювалась за допомогою регулятора напруги, підключеного до однофазної мережі 220В, 50 Гц, а контроль підведеної електричної потужності, проводився за допомогою ватметра Д5088. Система вимірювання температур складалась з датчиків температури мідь – константанових термопар, сигнали від яких надходили до автоматичного перемикача (11), а далі на персональний комп'ютер (12), який перетворював електричні сигнали в значення температур і зберігав дані в табличній та графічній формі.

Витрата охолоджуючої води, яка по трубах надходила з напірного бака (14) і протікала через конденсатор (5) вимірювалась за допомогою ротаметра (8). Температура охолоджуючої води підтримувалася постійною за допомогою ніхромового нагрівача (6), підключеного до однофазної мережі 220 В, 50 Гц.

Дослідження теплотехнічних характеристик термосифона проводилося за такою методикою. Теплове навантаження до зони нагріву термосифона підводилося

при ступінчастому зростанні електричної потужності нагрівача, а, отже, і температури. На кожному рівні теплового навантаження після досягнення стаціонарного стану, яке характеризувалося припиненням зростання температур, проводилися вимірювання теплового потоку і показань всіх термопар.

Випарно – конденсаційна система по суті забезпечувала теплопередачу між просторово розділеними джерелом і стоком теплоти. При цьому гранично можливий тепловий потік Q , що передається системою може обмежуватися умовами підведення і відведення теплоти і сумарним термічним опором системи "джерело теплоти – стік теплоти".

У подальшому розраховувалися коефіцієнти тепловіддачі α в зонах теплообміну термосифонів та визначалися мінімальний термічний опір R_{min} і максимальний тепловий потік Q_{max} , що передавався.

Похибка вимірювань для коефіцієнтів тепловіддачі в залежності від геометричних характеристик термосифонів змінювалася від 10% до 30%.

У **третьому розділі** розглянуто температурні режими мініатюрних термосифонів і показано, що в результаті формування прикордонного шару рідина в районі зони нагріву перегріта щодо температури насичення, що призводить до пульсаційних явищ в мініатюрних термосифонах.

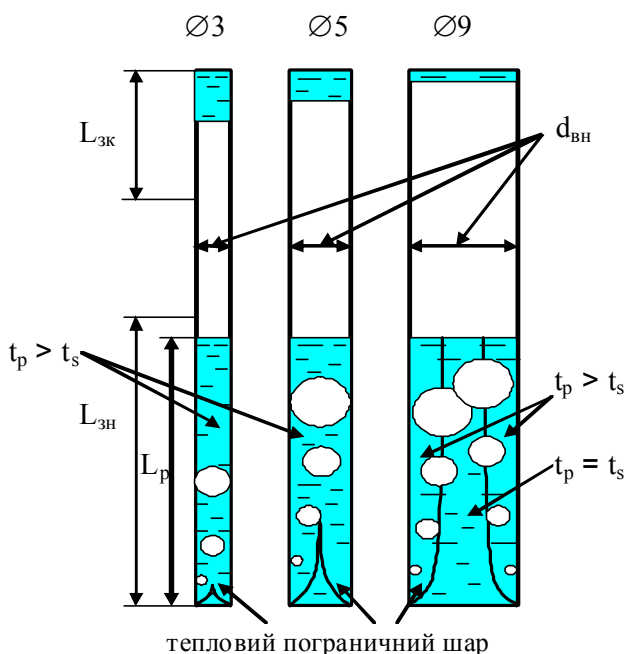


Рис. 3 Схема формування теплового пограничного шару в рідині зони нагріву.

Особливості початку кипіння в мініатюрних термосифонах зв'язані з формуванням теплового пограничного шару всередині стовпа рідини. При підведенні теплового потоку на поверхні нагріву створюється тепловий пограничний шар δ_T , в якому рідина перегріта по відношенню до температури насичення. Товщина його менше товщини гідродинамічного пограничного шару δ_r :

$$\delta_T \approx \frac{\delta_r}{\sqrt{Pr}} \quad (1)$$

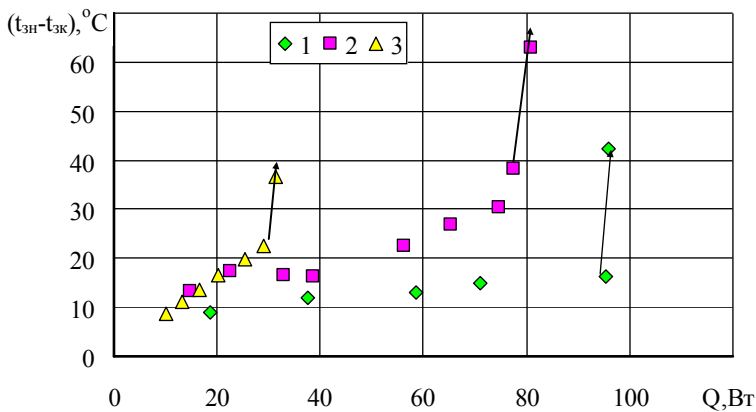
Приблизна товщина теплового пограничного шару буде дорівнювати:

$$\delta_T \cong \frac{5}{\sqrt{Pr}} \sqrt{\frac{\nu l}{W}} \quad (2)$$

Швидкість конвективного руху рідини вздовж поверхні нагріву залежить від перепаду температур між пограничним шаром і рідиною в центрі термосифону. З аналізу попередніх експериментів, проведених за допомогою швидкісної кінокамери [Кравець], значення швидкості конвективного руху теплої рідини буде значно менше 0,1 м/с. З підвищенням цієї швидкості товщина теплового пограничного шару зменшується. В залежності від висоти рідини l , що заповнює термосифон, товщина цього шару змінюється. Вона є максимальною на поверхні рідини і залежить від коефіцієнта заповнення K_3 . Температура в цьому шарі змінюється від t_{cm} до t_s і

знаходиться в метастабільному (перегрітому) стані. При зменшенні внутрішнього діаметра термосифона тепловий пограничний шар змикається всередині зони нагріву і температура всієї рідини буде перегріта відносно t_s . На рис. 3 схематично показано розподіл температури в рідині і товщина теплового пограничного шару при різних діаметрах термосифонів. З рисунка видно, що зменшення внутрішнього діаметру термосифона призводить до того, що вся рідина в зоні нагріву знаходиться в перегрітому стані.

Важливою характеристикою термосифонів є перепад температур між зонами нагріву і конденсації, що має суттєвий вплив на їх термічний опір. В залежності від виду теплоносія теплопередавальні характеристики термосифонів будуть різні. Так, на рис.4 показано залежність $\Delta t = t_{zn} - t_{zk}$ від теплового потоку, що відводиться,



для різних теплоносіїв (вода, метанол, фреон 113).

Рис. 4. Залежність перепаду температур між зоною нагріву і конденсації від $Q_{від}$ для термосифона діаметром $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ і $K_3 \sim 0,5$ (витрата - $G = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$, $t_{ox} \sim 20^\circ \text{C}$). Рідина: 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

Як видно з рис. 4 найменший перепад температур спостерігається при використанні води в якості теплоносія. Застосування в якості теплоносіїв метанолу і фреону 113 зменшує теплопередавальну спроможність і підвищує Δt у порівнянні з водою. Це зв'язано з особливостями теплофізичних властивостей цих теплоносіїв. Так теплота пароутворення r у фреону 113 при температурі насичення $t_s = 30^\circ \text{C}$ у 80 разів менше ніж у метанолу і у 160 разів менше ніж у води.

Зменшення інтенсивності зовнішнього охолодження зони конденсації, яке викликане зниженням витрати води через зовнішній конденсатор, приводить до підвищення теплових потоків, що передаються (рис. 5). Так, при $G = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$, що відповідає $\alpha \approx 1250 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$, максимальний тепловий потік досягає близько 150Вт. В той же час підвищення витрати більше ніж у 2,5 рази ($G = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$) сприяє незначному росту коефіцієнтів тепловіддачі $\alpha \approx 1300 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$, однак максимальний тепловий потік знижується приблизно до 100Вт. При подальшому підвищенні витрати до $G = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ($\alpha \approx 1500 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$) максимальний тепловий потік не перевищував 70Вт.

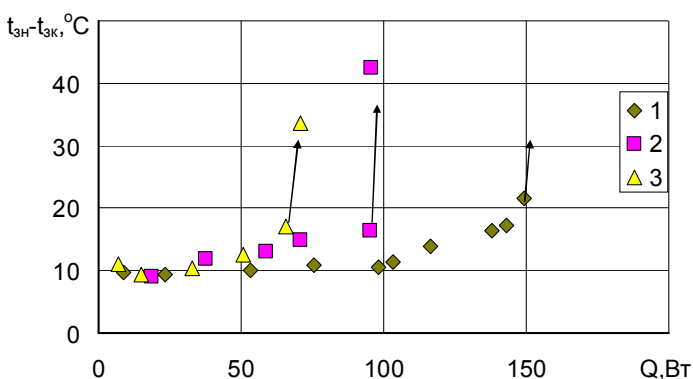


Рис. 5. Залежність перепаду температур між зоною нагріву і конденсації від $Q_{від}$ для термосифона діаметром $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ($t_{ox} \sim 20^\circ \text{C}$, вода, $K_3 = 0,44$). Інтенсивність тепловіддачі до води на зовнішній ділянці зони конденсації:

- 1 – $\alpha \approx 1250 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$ ($G = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$);
- 2 – $\alpha \approx 1300 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$ ($G = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$);
- 3 – $\alpha \approx 1500 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$ ($G = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$).

Такий характер впливу зовнішнього охолодження на Q_{max} можна пояснити тим, що це приводить до зміни температури насичення і тиску всередині термосифонів. А як відомо [Безродний М.К., Кутателадзе С.С.], при збільшенні тиску інтенсивність тепловіддачі при кипінні зростає і теплопередавальні характеристики термосифонів поліпшуються.

У четвертому розділі наведено аналіз та експериментальні результати дослідження процесів передачі теплоти в зонах теплообміну мініатюрних термосифонів. Основними теплопередавальними характеристиками термосифонів є максимальний тепловий потік і мінімальний термічний опір.

Сумарний термічний опір термосифонів складається з окремих опорів, що характеризують процеси передачі теплової енергії. Він дорівнює:

$$R_{\Sigma} = R_{3H}^{CT} + R_{3H} + R_{пп} + R_{3K} + R_{3K}^{CT}, \quad (3)$$

де, R_{3H}^{CT} , R_{3K}^{CT} - термічні опори стінки термосифона в зонах нагріву і конденсації; R_{3K} , R_{3H} , - термічні опори тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації; $R_{пп}$ - термічний опір у паровому каналі.

Термічні опори через стінку термосифона в зонах нагріву і конденсації R_{3H}^{CT} , R_{3K}^{CT} можна розрахувати по його відомим геометричним і теплофізичним параметрам. Ці термічні опори в основному залежать від товщини стінок, матеріалу і густини теплового потоку, що передається. Це значно нижче ніж термічний опір тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації (приблизно на три порядки). Таким чином термічні опори R_{3H}^{CT} , R_{3K}^{CT} в рівнянні (3) можна не враховувати.

В зоні транспорту термічний опір $R_{пп}$ залежить від особливостей гідродинаміки течії паро рідинної суміші в паровому каналі. Як показано в [Чи С.] $R_{пп}$ при швидкостях руху пари більше 0,2 швидкості звуку (Ma – число Маха $> 0,2$) для теплоносія в умовах теплообміну в замкненому просторі термосифонів стає близьким до R_{3K} і R_{3H} .

Розрахунок швидкості руху пари в термосифоні по рівнянню (4) дає значення, яке залежить від теплового потоку q , відповідно, від внутрішнього тиску. Ця швидкість також залежить від товщини плівки конденсату, яка зменшує паровий простір. При розрахунку W_n не враховується ефект захвата деякої частини плівки конденсату і виносу її в зворотному напрямку.

$$W_n = \frac{Q_{eid}}{r \rho'' F_m}, \quad (4)$$

де F_m – площа поперечного перерізу парової частини термосифона з врахуванням товщини плівки рідини, що стікає із зони конденсації в зону нагріву.

Для розрахунку площі поперечного перерізу парового каналу необхідно визначити товщину плівки конденсату у зоні транспорту. На рис.6 приведена реальна схема функціонування термосифону і визначення діаметра парового простору.:

$$d_m = d_{вн} - 2\delta_p \quad (5)$$

Як показано у [Ганчев Б.Г.] товщина плівки визначається наступною залежністю:

$$\delta_p = \left(\frac{3 \cdot \nu' \cdot \Gamma}{\rho' \cdot g} \right)^{1/3}, \quad (6)$$

де Γ – щільність зрошення внутрішньої поверхні термосифона:

$$\Gamma = \frac{Q_{\text{від}}}{r \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}} \quad (7)$$

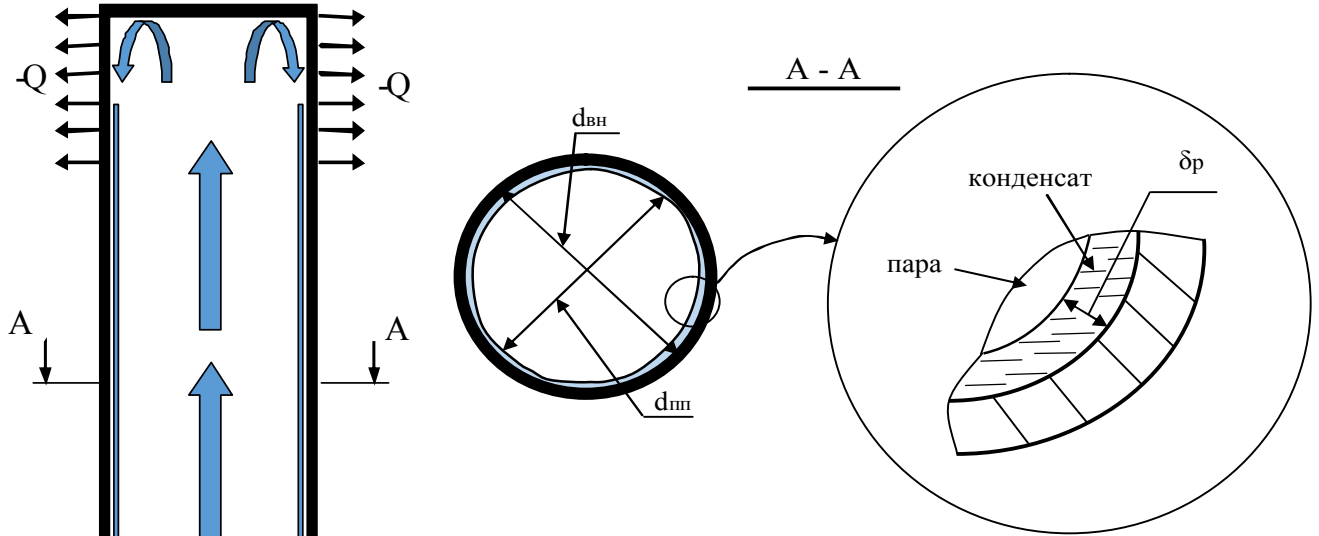


Рис. 6. Схема визначення внутрішнього діаметру парового простору у зоні транспорту з урахуванням товщини плівки конденсату.

Підвищення значення теплового потоку, що відводиться, призводить до того, що кількість конденсату збільшується і одночасно зменшується діаметр парового простору. Це в свою чергу призводить до підвищення швидкості пари, що рухається від зони нагріву до зони конденсації. Однак це спостерігається тільки для діаметрів $3 \cdot 10^{-3}$ м і $5 \cdot 10^{-3}$ м, тому що в даному випадку товщина плівки конденсату є сумірною з внутрішнім діаметром термосифона. При більших $d_{\text{вн}}$ ($9 \cdot 10^{-3}$ м) товщина плівки конденсату настільки мала, що не вносить суттєвих змін у характер руху парової фази. На рис.7 показана зміна діаметру парового простору у термосифонів в залежності від теплового потоку, що відводиться.

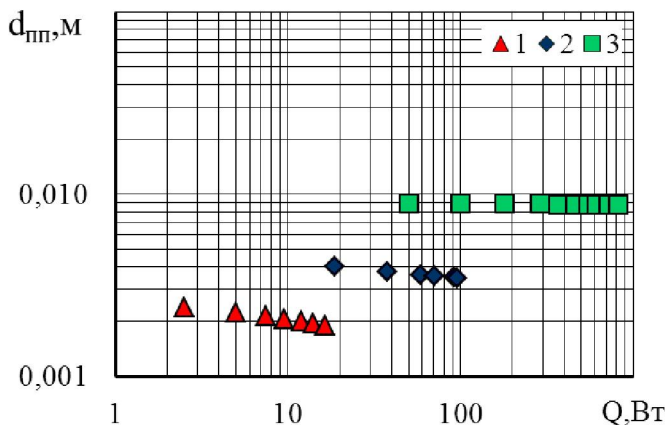


Рис. 7. Залежність діаметру парового простору від теплового потоку, що відводиться для теплоносія – води при однакової довжини зони нагріву 0,2 м. Внутрішні діаметри термосифонів: 1 – $3 \cdot 10^{-3}$ м; 2 – $5 \cdot 10^{-3}$ м; 3 – $9 \cdot 10^{-3}$ м.

Знання швидкості руху пари в термосифоні необхідно для визначення його максимальних теплопередавальних характеристик, зв'язаних гідродинамікою

взаємодії зустрічних потоків пари і конденсату. У деяких випадках може виникати ситуація, коли на границі пара – конденсат виникають хвилі і в подальшому частина конденсату повертається назад у зону конденсації. Це може привести до блокування зони конденсації і погіршенню теплопередавальних характеристик термосифонів. На рис. 8 приведені розраховані швидкості руху пари для трьох рідин (вода, метанол, фреон-113) в термосифоні з $d_{вн} = 5 \cdot 10^{-3}$ м при збільшенні теплового потоку, що відводиться. Таким чином, можна зробити висновок, що гідродинамічна картина у зоні транспорту термосифонів має дуже складний характер, але значення термічного опору у цієї зоні можна розрахувати тільки при визначенні характеру течії, що впливає на гідравлічний опір і максимальні теплові потоки.

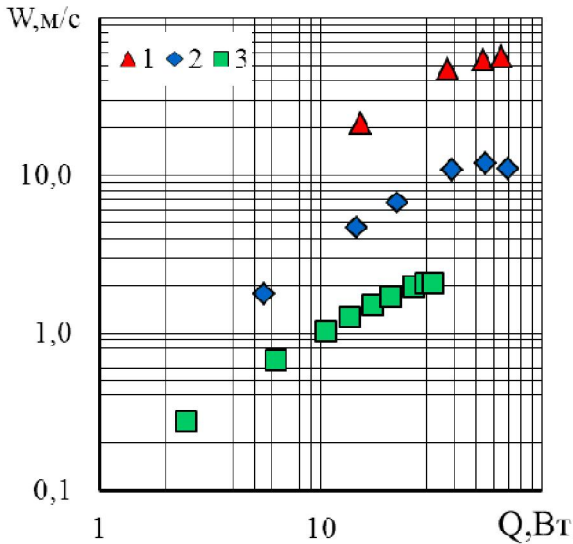


Рис. 8. Залежність швидкості пари від теплового потоку, що відводиться, для внутрішнього діаметра $5 \cdot 10^{-3}$ м при однаковому $Kз \approx 0,5$ для різних теплоносіїв: 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон-113.

Розрахунок швидкості руху пари (див. рис.8) показав, що число Маха значно менше 0,2 (швидкість звуку у водяній парі 400м/с). При цьому термічний опір $R_{тп}$ стає значно меншим за $R_{зк}$ і $R_{зн}$, тому його у сумарному термічному опорі термосифона можна не враховувати.

На сумарний термічний опір мініатюрних термосифонів суттєво впливають внутрішній діаметр парового простору, коефіцієнт заповнення $Kз$ і теплофізичні властивості теплоносіїв. На рис.9–10 показано вплив коефіцієнта заповнення на термічний опір для різних теплоносіїв (вода, фреон-113) у термосифоні з внутрішнім діаметром $5 \cdot 10^{-3}$ м.

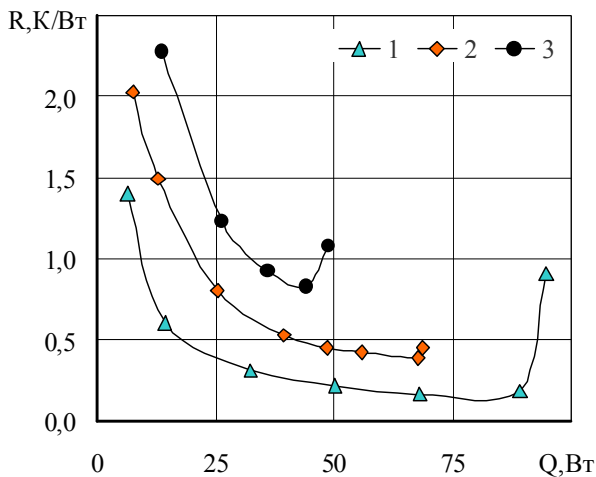


Рис 9. Вплив $Kз$ на термічний опір термосифону з $d_{вн} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м (теплоносій – вода; $t_{охол} = 20$ °C): 1 – $Kз = 0,44$; 2 – $Kз = 0,96$; 3 – $Kз = 1,93$

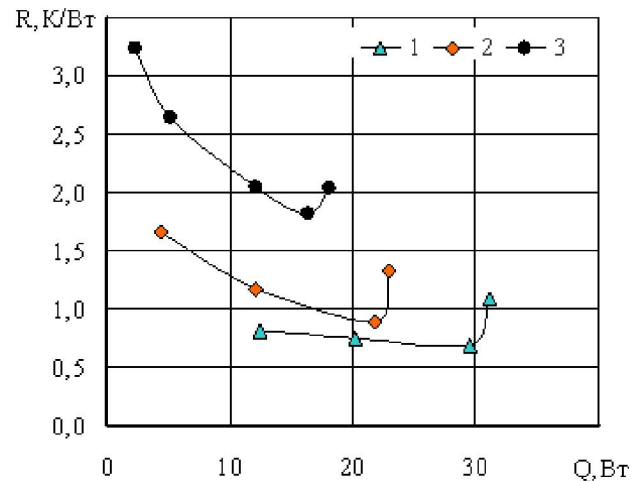


Рис 10. Вплив $Kз$ на термічний опір термосифону з $d_{вн} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м (теплоносій – фреон 113; $t_{охол} = 20$ °C): 1 – $Kз = 0,5$; 2 – $Kз = 1,02$; 3 – $Kз = 2,04$

Як видно з отриманих експериментальних даних мінімальні значення термічного опору спостерігаються для коефіцієнтів заповнення $\sim 0,5$. Підвищення коефіцієнта заповнення до $\sim 2,0$ приводить до суттєвого зниження максимальних теплових потоків. Це зв'язано з тим, що при збільшенні кількості теплоносія і відповідно зниження довжини зони нагріву ($K_3 > 1,0$) парові утворення при спливанні повинні подолати гідравлічний опір верхнього стовпа рідини, що зменшує інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву. Одночасно холодна частина конденсату, що рухається із зони конденсації до зони нагріву, не може швидко досягти поверхні нагріву, і це додатково впливає на зниження максимальних теплових потоків і підвищення термічного опору.

Зменшення внутрішнього діаметру термосифонів призводить до підвищення R_{min} . На рис. 11 представлено вплив внутрішнього діаметру термосифона на мінімальний термічний опір.

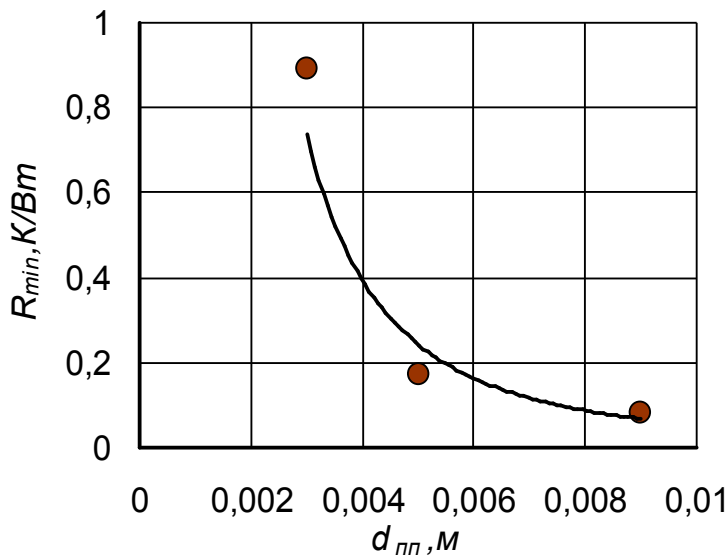


Рис. 11. Вплив внутрішнього діаметру термосифону на його мінімальний термічний опір (теплоносії – вода; $t_{охол} = 20$ °С):

Як видно з рисунку мінімальний термічний опір суттєво залежить від внутрішнього діаметру термосифона. В даному випадку зміна перерізу парового простору обернено пропорційна величині R_{min} . Так для діаметра парового простору $d_{nn} = 3,0 \cdot 10^{-3}$ м

(площа перерізу дорівнює $9,0 \cdot 10^{-6}$ м²) мінімальний термічний опір є на рівні 9 К/Вт, а для $d_{nn} = 9,0 \cdot 10^{-3}$ м (площа перерізу дорівнює $81,0 \cdot 10^{-6}$ м²) $R_{min} = 0,9$ К/Вт. Для вертикального розташування мініатюрних термосифонів, заповнених водою ($K_3 \approx 0,8$) експериментальні дані описуються наступною залежністю:

$$R_{min} = 2 \cdot 10^{-6} d_{nn}^{-2.2} \quad (8)$$

В результаті аналізу факторів, що впливають на сумарний термічний опір мініатюрних термосифонів отримано декілька безрозмірних комплексів:

$$\left[R \cdot d_{вн} \cdot \lambda \right] = \left[\frac{\rho''}{\rho'} \right]; \left[\frac{r d_{вн}^2}{v^2} \right]; \left[\frac{l_{мс}}{l_{зн}} \right]; \left[\frac{Q \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot v^3} \right]; \left[\frac{t_{зн} \cdot d_{вн} \cdot \lambda}{(\rho' - \rho'') \cdot v^3} \right]; \left[\frac{t_{зк} \cdot d_{вн} \cdot \lambda}{(\rho' - \rho'') \cdot v^3} \right]; \left[\frac{\sigma \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot v^2} \right]$$

Зіставлення отриманих безрозмірних комплексів з експериментальними даними показало, що найбільш впливовими комплексами є коефіцієнт заповнення K_3 і

комплекс $\frac{Q_{від} \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot v^3}$.

В результаті узагальнення експериментальних даних були отримані залежності для розрахунку термічного опору для мініатюрних термосифонів:

- для $\frac{Q_{\text{від}} \cdot d_{\text{вн}}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} < 1 \times 10^{15}$

$$R = 2,03 \cdot 10^2 \cdot \frac{1}{\lambda d_{\text{вн}}} \cdot \left(\frac{Q_{\text{від}} \cdot d_{\text{вн}}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} \right)^{-0,5} \cdot K_3^{0,5} \quad (9)$$

- для $\frac{Q_{\text{від}} \cdot d_{\text{вн}}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} > 1 \times 10^{15}$

$$R = 5 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{\lambda d_{\text{вн}}} \cdot \left(\frac{Q_{\text{від}} \cdot d_{\text{вн}}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} \right)^{-0,25} \cdot K_3^{0,5} \quad (10)$$

Залежності (9) і (10) узагальнюють 80% експериментальних даних для води і метанолу (кут нахилу 90°C) з розкидом $\pm 25\%$ і справедлива в діапазоні внутрішніх діаметрів від $5,0 \cdot 10^{-3}$ м до $9,0 \cdot 10^{-3}$ м (рис.12). Діапазон коефіцієнтів заповнення від 0,33 до 1.0. Температура в зоні конденсації підтримувалася постійною і становила $+20^\circ\text{C}$

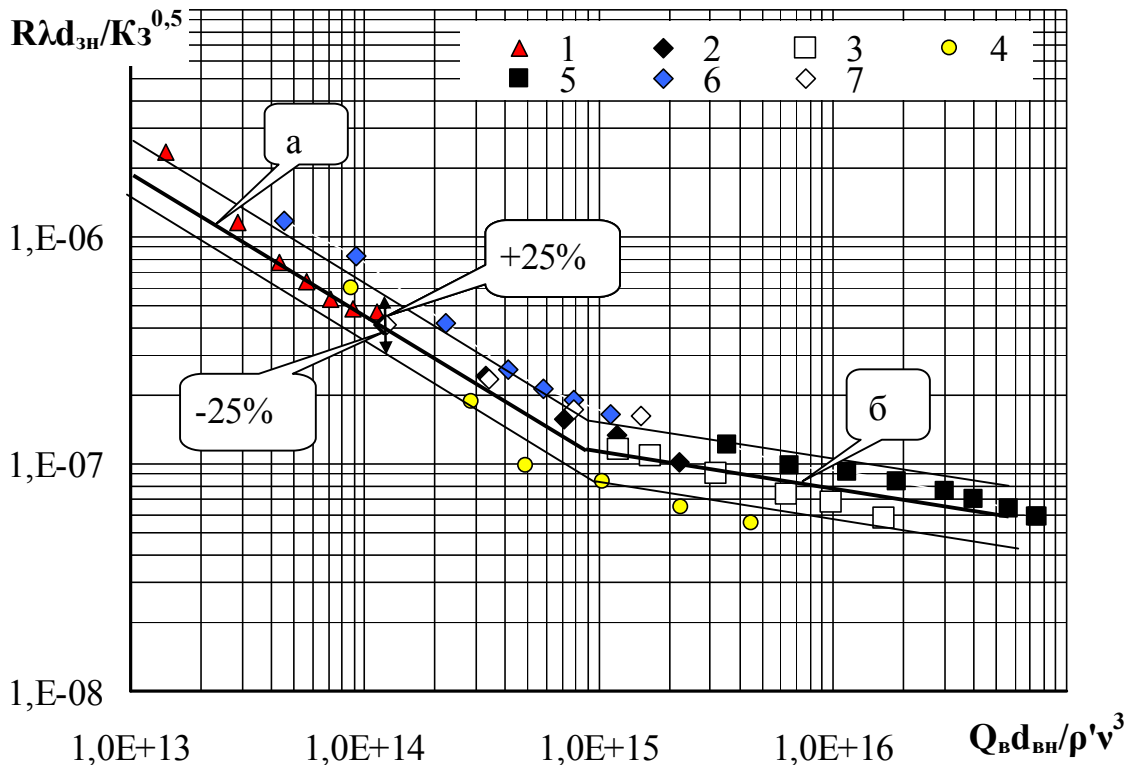


Рис.12. Узагальнення експериментальних даних по рівнянням (9), лінія а) та (10), лінія б) ($t_{\text{охол}} = 20^\circ\text{C}$): 1,2,3,5,6,7 – теплоносій – вода; 4 – метанол; 1 – $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3}$ м, $K_3 = 0,83$; 2 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $K_3 = 0,44$; 3 – $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$ м, $K_3 = 0,33$; 4 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $K_3 = 0,49$; 5 – $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$ м, $K_3 = 0,5$; 6 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $K_3 = 0,96$; 7 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $K_3 = 0,64$.

В результаті аналізу отриманих експериментальних даних було отримано рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрних термосифонів.

$$Nu = 1.6 \cdot 10^5 Re^{0.84} Bo^{-0.5} Kz^{0.2} \left(\frac{rd_{\text{вн}}^2}{\nu^2} \right)^{-0.15} \left(\frac{\sigma d_{\text{вн}}}{\rho' \nu^2} \right)^{-0.55} \left(\frac{\rho''}{\rho'} \right). \quad (11)$$

На рис.13 представлено узагальнення даних експериментів для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву досліджених мініатюрних термосифонів. Залежність (11) з розкидом $\pm 30\%$ узагальнює 75% експериментальних даних для води, метанолу, етанолу і фреону 113, в діапазоні внутрішніх діаметрів від $3,0 \cdot 10^{-3}$ м до $9,0 \cdot 10^{-3}$ м, чисел Re від 10 до 3000, чисел Bo від 0,5 до 4, коефіцієнтів заповнення Kz від 0,33 до 2,04, симплексу (ρ''/ρ') від $5 \cdot 10^{-5}$ до $3 \cdot 10^{-3}$, комплексу $(rd_{\text{вн}}^2/\nu^2)$ від $1 \cdot 10^{13}$ до $3 \cdot 10^{15}$ і комплексу $(\sigma d_{\text{вн}}/\rho' \nu^2)$ від $1 \cdot 10^5$ до $9 \cdot 10^6$.

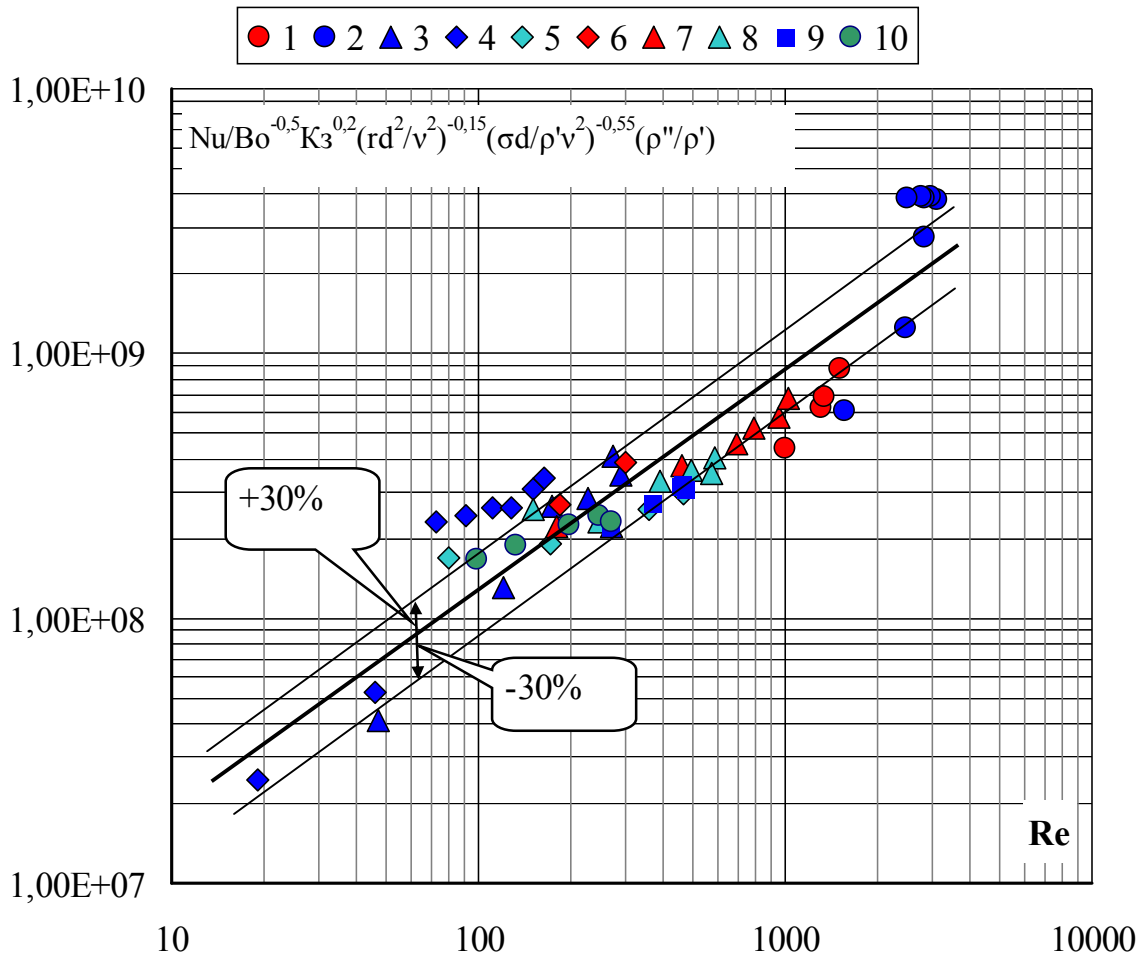


Рис.13. Узагальнення експериментальних даних по рівнянню (11) ($t_{\text{охол}} = 20^\circ\text{C}$): 1,2,10 – теплоносій – вода; 3,7,8 – метанол; 4,5,6 – фреон113; 9 – етанол; 1 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=0,44; 2 – $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=0,33; 3 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=0,49; 4 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=0,5; 5 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=2,04; 6 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=1,02; 7 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=1,96; 8 – $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=0,98; 9 – $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=0,8; 10 – $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3}$ м, Kz=0,83.

В зоні конденсації передбачається, що кут змочування θ приблизно дорівнює 0° . Таке припущення має сенс оскільки внутрішня поверхня термосифона перед заправкою теплоносієм ретельно очищується. Тому на поверхні термосифона в цієї

зоні на наш погляд повинна проходити плівкова конденсація. В порівнянні з крапельною конденсацією інтенсивність тепловіддачі в цьому випадку буде нижче. Однак в порівнянні з коефіцієнтами тепловіддачі в зоні нагріву вона значно вище. Також вона залежить від теплофізичних властивостей теплоносія.

Аналіз експериментальних даних по мініатюрному термосифону з внутрішнім діаметром $d_{вн}=5,0 \cdot 10^{-3}$ м показав, що інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації залежить від безрозмірних комплексів Fr і Pr :

$$Nu = f(Fr; Pr)$$

Експериментальні дані для води з розкидом $\pm 25\%$ узагальнюються залежністю (12) (рис.14):

$$Nu = 41,6 Fr^{-0.1} Pr^{0.54} \quad (12)$$

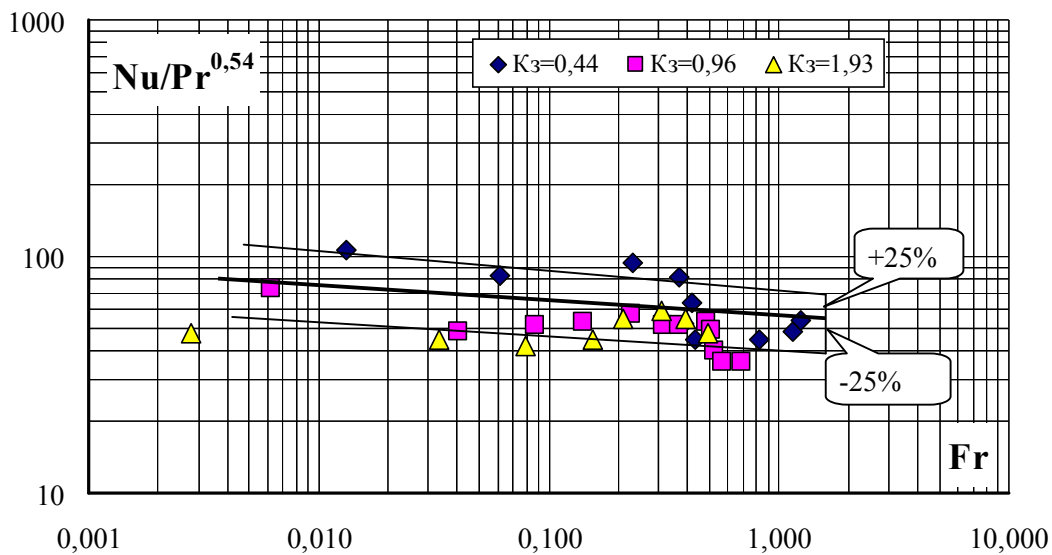


Рис. 14. Узагальнення експериментальних даних по рівнянню (12) ($d_{вн}=5,0 \cdot 10^{-3}$ м; теплоносій – вода).

Важливою характеристикою теплопередавальної здатності термосифонів є максимальний тепловий потік Q_{max} . Внутрішній діаметр парового простору суттєво впливає на спроможність відводити максимальні теплові потоки (рис.15). Збільшення діаметру парового простору значно підвищує Q_{max} . Так, при $d_{вн} = 3,0 \cdot 10^{-3}$ м максимальний тепловий потік складав приблизно 20 Вт, а при $d_{вн} = 9,0 \cdot 10^{-3}$ м Q_{max} досягав приблизно 800 Вт.

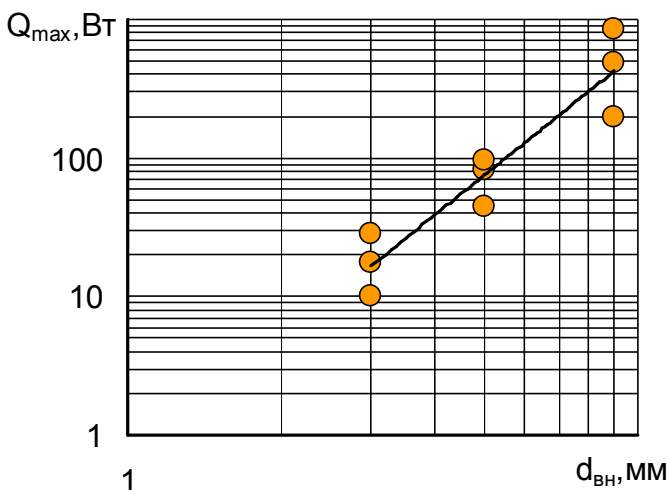


Рис.15. Залежність максимального теплового потоку від внутрішнього діаметра парового простору мініатюрного термосифона (теплоносій – вода).

Обробка експериментальних даних показала, що для вертикального положення існує залежність $Q_{\max} \sim d_{\text{вн}}^3$.

$$Q_{\max} = 0.65 d_{\text{вн}}^3 \quad (13)$$

Залежність узагальнює експериментальні дані в діапазоні досліджених геометричних характеристик мініатюрних термосифонів, заправлених водою. Розкид даних обумовлений впливом різних значень коефіцієнтів заповнення.

Якщо розглянути вплив теплофізичних властивостей на Q_{\max} (рис.16), то видно,

що характер зміни Q_{\max} однаковий для всіх вибраних теплоносіїв.

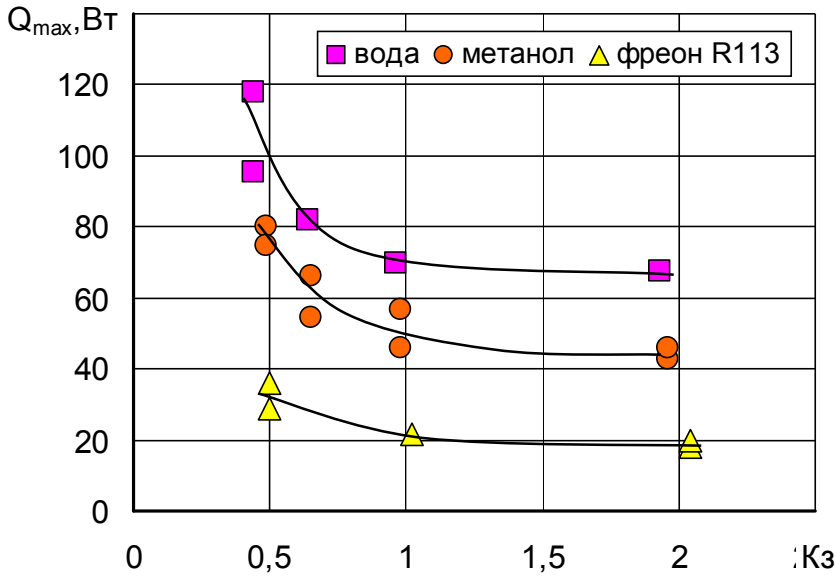


Рис.16. Вплив коефіцієнта заповнення і теплофізичних властивостей теплоносіїв на максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів ($d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}$ м, $\varphi=90^\circ$).

Вплив кута нахилу на Q_{\max} показано на рис.17.

Можна побачити, що існує

діапазон кутів нахилу термосифона, при яких Q_{\max} має екстремум. Для води це спостерігається при кутах нахилу від 30° до 75° . Причому таке явище відбувається для всіх досліджуваних Кз, що співпадає з даними [Безродний М.К.].

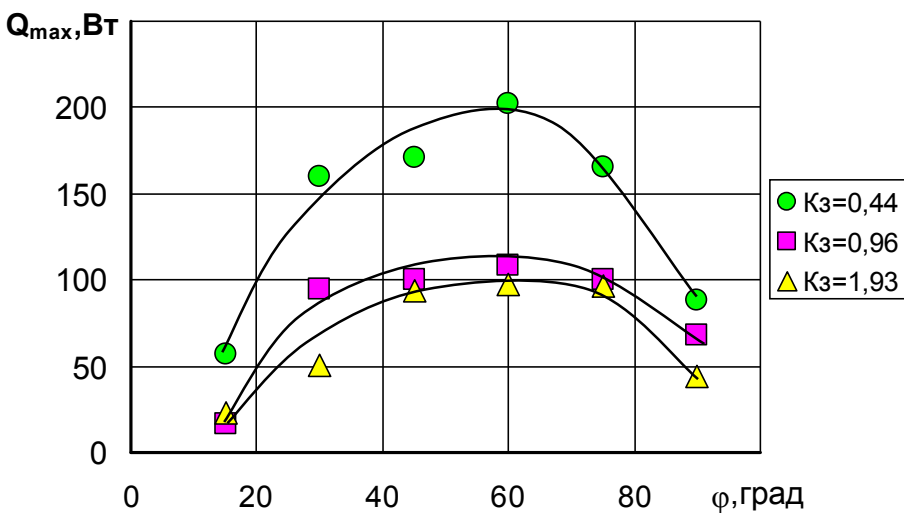


Рис.17. Вплив кута нахилу мініатюрного термосифона з $d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}$ м і коефіцієнта заповнення на максимальний тепловий потік (теплоносій – вода).

При вертикальному положенні (90°) конденсат стікає по всій внутрішній поверхні термосифона.

Зустрічний потік пари може привести до захлинання течії конденсату, що призводить до зменшення Q_{\max} . При похилому положенні термосифона конденсат стікає по нижній частині, а на верхній плівка конденсату існує тільки за рахунок сил змочування і має дуже малу товщину. Площа зіткнення плівки з парою зменшується і умови передачі теплоти поліпшуються.

У п'ятому розділі дисертації розглянуті особливості процесів теплопереносу у мініатюрних термосифонах з використанням в якості теплоносіїв нанорідин на основі вуглецевих матеріалів.

Для дослідження впливу новітніх теплоносіїв (нанорідин) на теплопередавальні характеристики мініатюрних двофазних термосифонів було вибрано два типи нанорідин, які наведені в таблиці 2. Вони представляли собою суміш розчину води з нанопорошків. Це колоїдний розчин, в якому нанопорошок знаходиться в підвищеному стані і рівномірно розподілений по всьому об'єму розчину. Нанорідини розроблені в Інституті Газу Національної Академії Наук України.

Таблиця 2. Характеристики нанорідин

№	Найменування	% частка у розчині	Розмір порошку, м	σ , Н/м
4-1	Вуглецеві нано трубки	0,1	$(410-590) \cdot 10^{-9} \text{ м}$	$71,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
6-1	Аморфний вуглець DG-100	0,31	$(100-150) \cdot 10^{-9} \text{ м}$	$69,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Слід додати, що нанорідина на основі вуглецевих нанотрубок являє собою штучно створену трубку довжиною від $410 \cdot 10^{-9} \text{ м}$ до $590 \cdot 10^{-9} \text{ м}$ і діаметром до $10 \cdot 10^{-9} \text{ м}$. В той же час аморфний вуглець DG-100 існує у вигляді порошку діаметром $(100-150) \cdot 10^{-9} \text{ м}$. Така відмінність двох вибраних нанорідин повинна впливати на теплопередавальні характеристики теплообмінних пристроїв і в даному випадку на процеси кипіння і конденсації у мініатюрних термосифонах. Теплофізичні властивості таких нанорідин ще недостатньо вивчені, тому узагальнити процеси теплообміну існуючими критеріальними залежностями на даний час не має можливості.

Дослідження показало, що процеси передачі теплоти термосифона з нанорідиною не відрізняються від термосифонів з іншими теплоносіями. При збільшенні теплового потоку термічний опір зменшується і залежить від коефіцієнта заповнення. Відмінність полягає тільки в кількісних характеристиках (рис. 18).

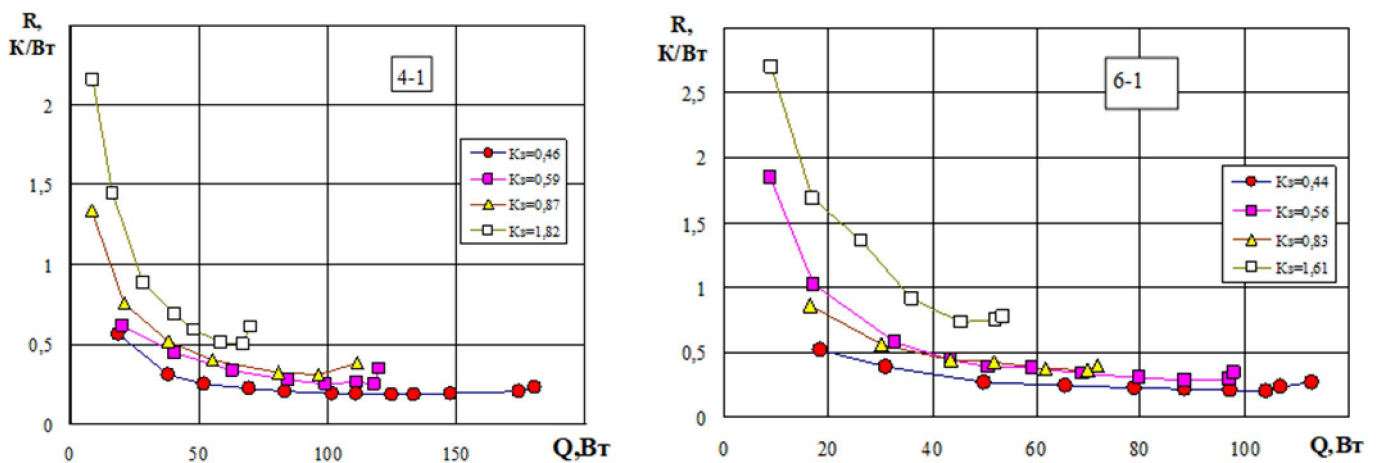


Рис.18. Залежність термічного опору термосифонів від переданого теплового потоку. Термосифони: 4-1 – Вода + вуглецеві нанотрубки; 6-1 – Вода + аморфний вуглець.

З рисунків видно, що рідини з вуглецевими нанотрубками можуть передавати більший тепловий потік в порівнянні з аморфним вуглецем. Це можливо залежить від концентрації порошку в воді і його типу. На рис. 19 наведені порівняння інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву двох термосифонів: з водою і з вуглецевими нанотрубками. Розрахунок середнього коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву показав, що характер зміни інтенсивності тепловіддачі для термосифонів з нанорідиною практично співпадає з заправленим водою. Відмінність тільки в тому, що максимальні значення густини теплового потоку для води значно менше ніж у термосифонів з нанорідиною. Зростання q_{max} спостерігається приблизно у два рази.

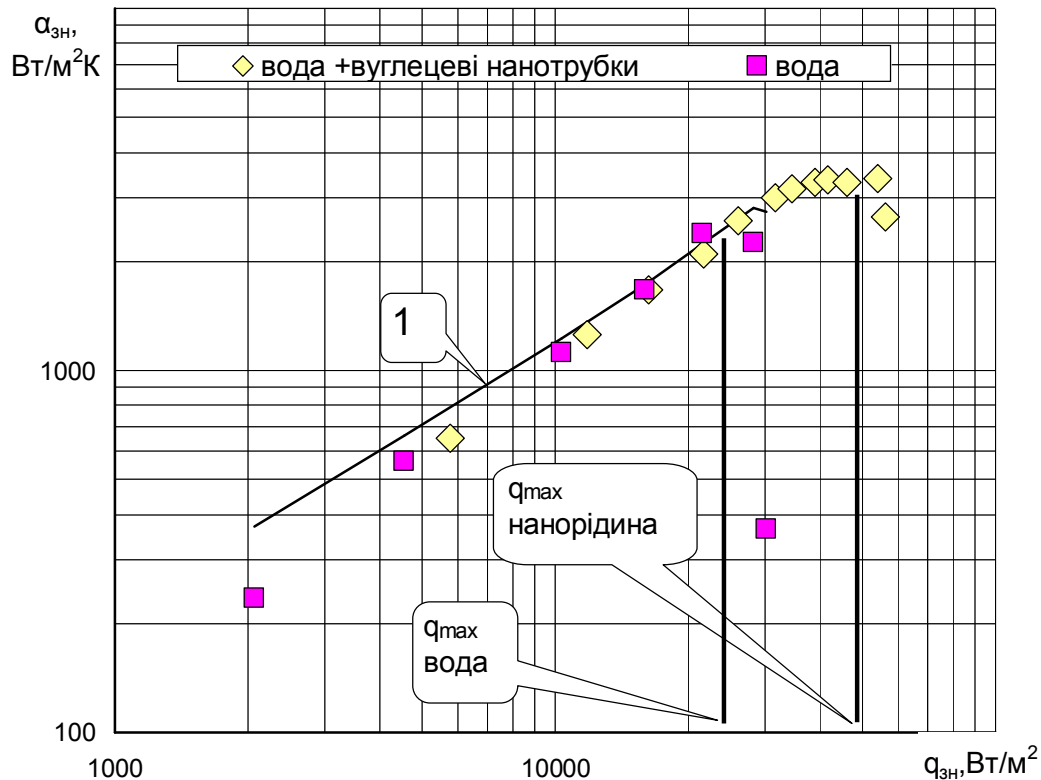


Рис.19. Залежність інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву термосифона від переданого теплового потоку ($Kz = 0,46$)

З рис.19. видно, що до густини теплового потоку близько $25 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$, інтенсивність тепловіддачі для води і нанорідин практично збігаються. Однак при підвищенні теплового потоку в термосифоні з водою настає криза тепловіддачі, що характеризується різким підвищенням температури в зоні нагріву. У той же час термосифон з нанорідиною продовжує відводити теплові потоки більшої величини. Криза тепловіддачі в цьому випадку приблизно в два рази перевищує значення, яке було зафіксовано в термосифоні з водою. Це свідчить про те, що в зоні нагріву при кипінні формується своєрідна поверхня, яка перешкоджає з'єднанню парових бульбашок і появи парових плівок.

Кут нахилу термосифона з нанорідиною також впливає на його теплопередавальну здібність. На рис. 20 показано зміна термічного опору від теплового потоку при фіксованому коефіцієнті заповнення $Kz = 0,46$. Найбільший тепловий потік і мінімальний термічний опір спостерігався при куті нахилу термосифона 45° .

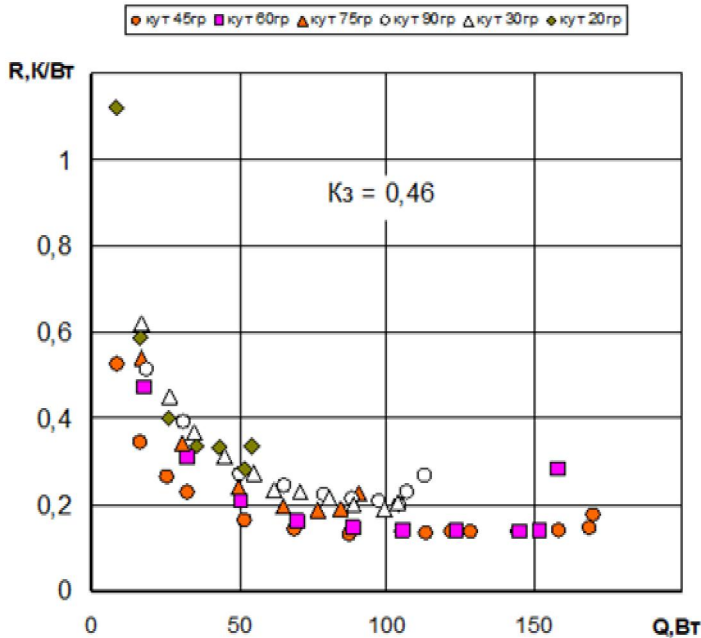


Рис.20. Вплив кута нахилу термосифона на його термічний опір (термосифон 4-1).

На максимальні теплові потоки суттєво впливає і коефіцієнт заповнення (рис.21). Збільшення Kz призводить до зниження Q_{max} . В порівнянні з водою кращі характеристики показали термосифони з нанорідинами, в яких наповнювачем є вуглецеві нанотрубки.

При низьких значеннях $Kz \sim 0,5$ збільшення Q_{max} спостерігається у 2 рази. Якщо $Kz > 1$, то цей показник зменшується. Для аморфного вуглецю вже при $Kz \approx 1,5$ показники Q_{max} практично збігаються для води і аморфного вуглецю.

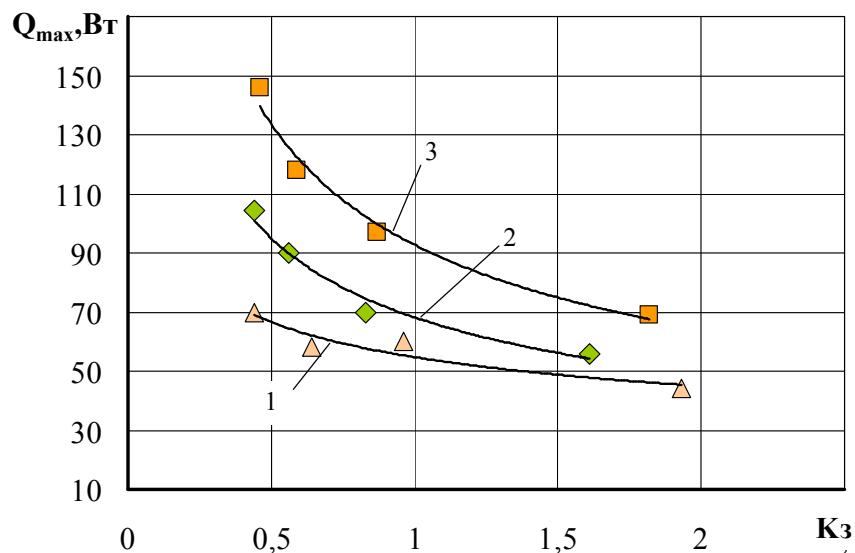


Рис. 21. Залежність максимального теплового потоку термосифона від коефіцієнта заповнення Kz : Теплоносії: 1 – вода; 2 – вода + аморфний вуглець; 3 – вода + вуглецеві нанотрубки.

Таким чином, проведені дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів з нанорідинами в якості теплоносія показали, що їх характеристики значно перевищують показники термосифонів з водою.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі запропоновано нове вирішення науково-технічної задачі, що полягає в розробці наукових положень, пов'язаних з інтенсифікацією процесів тепло- і масообміну в автономних мініатюрних випаровувально-конденсаційних системах. При цьому досягнута кінцева мета роботи – дано обґрунтування вибору методів охолодження за допомогою мініатюрних термосифонів і шляхи підвищення їх теплопередавальних характеристик.

1. Розкрито фізичну картину пульсацій температури в зоні нагріву і характер впливу на амплітуду пульсацій роду рідини. Амплітуда пульсацій температури знижується при збільшенні теплового потоку. Фізично представлено виникнення пульсаційного характеру теплопередачі у мініатюрних термосифонах. Розкрито механізм цього явища і вплив основних чинників.

2. Вперше отримані дані впливу коефіцієнта заповнення на температурний рівень мініатюрних термосифонів. Показано, що основний вклад у градієнт температури між зонами теплообміну спостерігається в зоні нагріву. Збільшення коефіцієнта заповнення підвищує перепад температур між зонами теплообміну і знижує максимальний тепловий потік, що відводиться.

3. Представлено методику вимірювання і обробки теплопередаючих характеристик мініатюрних термосифонів. Розраховано похибку вимірювання коефіцієнтів тепловіддачі в зонах теплообміну і термічного опору.

4. Показано, що зменшення внутрішнього діаметра термосифона приводить до ситуації, яка змінює температурний рівень рідини. Температура рідини в зоні нагріву перевищує температуру насичення. Рідина в цієї зоні знаходиться у метастабільному стані.

5. Показано вплив інтенсивності тепловіддачі зовнішнього охолодження зони конденсації на температурний рівень і максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів. Підвищення інтенсивності тепловіддачі зменшує теплопередавальну здатність термосифонів.

6. Встановлено вплив діаметра парового простору, довжини зони нагріву і кількості теплоносія на теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів, заповнених водою, метанолом, етанолом і фреоном 113.

7. Визначено, що в результаті руху теплоносія із зони конденсації в зону нагріву, внутрішній діаметр парового простору мініатюрного термосифона зменшується. Причому чим менше діаметр термосифона, тим більше парового простору зайнято плівкою конденсату.

8. Отримано нові залежності в безрозмірній формі для розрахунку термічного опору та інтенсивності тепловіддачі в зонах теплообміну при зміні теплового навантаження.

9. Показано вплив визначальних чинників на максимальні теплові потоки мініатюрних термосифонів. Це внутрішній діаметр, коефіцієнт заповнення, кут нахилу і вид теплоносія.

10. Вперше показано збільшення теплових потоків, що відводяться, мініатюрних термосифонів при використанні в якості теплоносіїв нанорідин на основі вуглецевих нанотрубок і аморфного вуглецю. Інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву

ву таких термосифонів можна розраховувати по відомим залежностям для бульбашкового кипіння.

11. Розроблена інженерна методика розрахунку перепадів температур і термічного опору мініатюрних термосифонів.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Кравец В.Ю., Письменный Е.Н., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза. Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: Збірник наук. праць СНУЯЕ та П, Севастополь 2010. – Выпуск 4(36) – с. 41 – 49. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

У публікації автору належить розробка методики проведення експерименту та аналіз даних.

2. Кравец В.Ю., Чернобай В.А., Никитенко А.А., Бехмард Голамреза. Исследование температуры начала кипения в закрытом двухфазном термосифоне: Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2011. – Вып. 2/8(50), с.40 – 44. Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України та до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

Автор приймав участь у постановці задачі та аналізі отриманих результатів.

3. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза. Влияние определяющих факторов на температурный режим двухфазных термосифонов: Збірник наук. праць СНУЯЕ та П, Севастополь 2012. – Вып. 3(43) - с. 28 – 32. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

Автор приймав участь у проведенні експерименту та аналізі отриманих результатів.

4. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза, Салий Я.Н. Влияние коэффициента заполнения на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения двухфазного термосифона: Вісник НТУ «ХПІ», Збірник наукових праць, №16(989), 2013. с. 171 – 176. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

У публікації автору належить узагальнення та проведення порівняльного аналізу отриманих даних.

5. Бондаренко Б.И., Морару В.Н., Кравец В. Ю., Бехмард Г. Влияние наножидкостей на теплопередающую способность миниатюрных термосифонов для охлаждения: Письма в ЖТФ, 2019, том 45, вып. 6. с. 54 – 58. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

Автор приймав участь у розробці системи заповнення термосифонів нанорідиною.

6. Bondarenko B. I., Moraru V. N., Kravets V. Yu., Behmard G. The Effect of Nanofluids on the Heat-Transfer Capacity of Miniature Thermosyphons for Electronics Cooling: Technical Physics Letters, 2019, Vol. 45, No. 3, pp. 298 – 302. Фахове видання,

включено до міжнародних наукометричних баз SCOPUS, Google Scholar, Index Copernicus та ін.

Автор провів розрахунки ефективної теплопровідності термосифонів з нанорідиною.

7. Кравец В.Ю., Письменный Е.Н., Бехмард Голамреза. Влияние длины зоны конденсации на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: Сб. трудов XI Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 24 – 28 мая, 2010, с. 31.

Автор приймав участь у розробці методики проведення експериментів і обробки даних.

8. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза. Пульсации температуры в двухфазных термосифонах: Сб. трудов XI Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 24 – 28 мая, 2010, с. 30. *У публікації автору належить узагальнення та проведення порівняльного аналізу отриманих даних.*

9. Бехмард Голамреза, Кравец В.Ю., Коньшин В.И. Температурный режим двухфазного термосифона: Тези доповідей VII Міжн. наук.-практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 21 – 25 квітня 2009 р. с. 57. *Автор приймав участь при розрахунку температурних характеристик мініатюрних термосифонів.*

10. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза. Влияние коэффициента заполнения двухфазного термосифона на его теплопередающую способность: Сб. трудов XII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 23 – 27 мая, 2011, с. 230. *Автор приймав участь у проведенні досліджень по впливу коефіцієнтів заповнення на температурний режим мініатюрних термосифонів.*

11. Бехмард Голамреза, Кравец В.Ю. Исследование пульсаций температуры в двухфазном термосифоне: Тези доповідей X Міжн. наук. – практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 17 – 20 квітня 2012 р. с. 54. *У публікації автору належить участь у проведенні експериментів.*

12. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза. Влияние угла наклона на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: Сб. трудов XIII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 4 – 8 июня, 2012, с.208. *Автор приймав участь у розробці системи заповнення термосифонів нанорідиною.*

13. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза. Максимальные тепловые потоки миниатюрных термосифонов: Сб. трудов XV Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 26 – 30 мая, 2014, с. 18 – 19. *У публікації автору належить розробка методики проведення експерименту та аналіз даних.*

14. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза. Теплопередающие характеристики миниатюрных двухфазных термосифонов: Сб. трудов XVII Межд. научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 23 – 27 мая, 2016, с. 166 – 167. *Автор приймав участь у розрахунках коефіцієнтів тепловіддачі в зонах теплообміну мініатюрних термосифонів.*

15. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Г. Гуров Д.И. Пульсации температуры в миниатюрных двухфазных термосифонах Сб. тр. XX Межд. научно–практ. конф.: Совр. информационные и электронные технологии, Одесса, 27 – 31 мая, 2019, с. 94 – 95. *Автор приймав участь у проведенні експериментів і аналізу експериментальних даних*

16. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Г. Гуров Д.И. Влияние режимных параметров на термическое сопротивление миниатюрных термосифонов Сб. тр. XXI Межд. научно–практ. конф.: Совр. информационные и электронные технологии, Одесса, 25 – 29 мая, 2020, с. 79 – 80 *У публікації автору належить розробка методики проведення експерименту та обробки даних.*

АНОТАЦІЯ

Бехмард Голамреза. Теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів стосовно охолодження елементів радіоелектронної апаратури. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 – технічна теплофізика та промислова теплоенергетика. – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», Київ, 2021.

Робота присвячена вирішенню актуальної науково-технічної проблеми інтенсифікації теплообміну в мініатюрних випарувально-конденсаційних системах охолодження з метою підвищення їх теплопередавальних властивостей і створення ефективних пристроїв передачі теплоти на основі мініатюрних термосифонів.

Застосування термосифонів у техніці дозволяє істотно поліпшити техніко-економічні параметри теплонавантаженої апаратури, вирішити на більш високому рівні виникаючі в результаті науково-технічного прогресу задачі по охолодженню елементів електронної апаратури.

Розкрита фізична картина руху плівки конденсату в мініатюрному термосифоні, що впливає на зменшення внутрішнього діаметра парового простору. Показано, що мінімальний термічний опір збільшується при зменшенні внутрішнього діаметру термосифона.

В результаті аналізу експериментальних даних були отримані залежності для розрахунку інтенсивності тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації. Отримані дані по впливу діаметру парового простору, коефіцієнту заповнення, кута нахилу і теплофізичних властивостей теплоносіїв на максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів. Представлені шляхи підвищення теплопередавальних можливостей мініатюрних термосифонів з теплоносіями, в якості яких використовуються нанорідини на основі води з домішками порошків вуглецевих нанотрубок і аморфного вуглецю. Показано, що максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів з нанорідинами вище ніж у аналогічних термосифонів з водою.

Ключові слова: мініатюрний термосифон, термічний опір, тепловий потік, інтенсивність теплообміну, теплоносій, нанорідина, пульсації температури, фізична модель.

ANNOTATION

Behmard Gholamreza. Heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons for cooling elements of electronic equipment. - Qualifying scientific work on the rights of the manuscript.

The dissertation for the degree of the candidate of technical sciences (PhD) on a specialty 05.14.06 "Technical thermal physics and industrial heat-power engineering". – National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute" MES of Ukraine, Kyiv, 2021.

The dissertation is devoted to the decision of an actual scientific and technical problem of intensification of heat exchange in miniature evaporating and condensing cooling systems for the purpose of increase of their heat transfer properties and creation of effective devices of heat transfer on the basis of miniature thermosyphons.

The dissertation work is devoted to the study of regularities of heat transfer and heat transfer characteristics of miniature thermosyphons with different heat carriers including nanofluids.

The rapid development of radio electronics, and especially micro radio electronics, has posed an urgent task for instrument and equipment developers to create reliable cooling systems capable of providing efficient heat dissipation by increasing the maximum heat fluxes diverted from miniature semiconductor devices. The most effective in this case are cooling using evaporation-condensation systems as elements of the tract, which have an effective thermal conductivity, which is several orders of magnitude higher than the most thermally conductive existing materials (copper, silver, etc.).

The use of thermosyphons in technology can significantly improve the technical and economic parameters of heat-loaded equipment, to solve at a higher level the problems arising as a result of scientific and technological progress to cool the elements of electronic equipment.

The main heat transfer characteristics of closed two-phase evaporation-condensation systems (heat pipes and thermosyphons) are the maximum heat flow and the minimum thermal resistance.

The difference between miniature thermosyphons and "conditionally large" ones is determined by the Bond number ($Bo < 4$), which takes into account the influence of small sizes on the processes of vaporization during boiling.

According to the analysis of international and national experience scientific publications on the general heat transfer characteristics of closed two-phase thermo-siphons, it is shown that the data for the development of optimal designs of miniature thermo-siphons are insufficient. The influence of various factors on their heat transfer characteristics, temperature regimes, different diameters, lengths and heat carriers is little presented in the literature. Taking into account this, the main directions of studying the flow of heat transfer processes in closed evaporation-condensation systems of small size (miniature thermosyphons) are determined.

The design of the experimental stand and the method of conducting research and processing experimental data have been developed. The temperature regimes of miniature thermosyphons are presented, and it is shown that as a result of the formation of the thermal boundary layer, conditions arise in the heating zone when the liquid is in a metastable state when the inner diameter decreases. This is due to the fact that the thickness

of the thermal boundary layer becomes commensurate with the size of the internal space in the area of the heating zone. The resulting steam bubbles after separation from the heat exchange surface increase in size and reach the inner diameter of the thermosyphon. It is shown that as the heat flux increases, the temperature pulsations in the heat exchange zones decrease and then disappear. The influence of the filling coefficient and the influence of thermophysical properties of heat carriers on the temperature regime of thermosyphons are revealed.

The physical picture of the movement of the condensate film and its thickness, which affects the reduction of the inner diameter of the vapor space of the miniature thermos-background, is presented. It is shown that the film thickness depends on the thermophysical properties of heat carriers. Based on the dimensional analysis, new dimensionless complexes are obtained that affect the values of thermal resistance and heat transfer intensity in the heat exchange zones of a miniature thermosyphon. The dependences for the calculation of thermal resistance and heat transfer coefficients in the heat exchange zones of miniature thermosyphons are obtained. It is shown that the minimum thermal resistance increases with decreasing inner diameter of the thermosyphon. Comparison of data on thermal resistance with existing dependences showed a large discrepancy between the results.

As a result of the analysis of experimental data, the dependences for calculating the heat transfer intensity in the heating and condensation zones were obtained. Data on the influence of vapor space diameter, filling coefficient, angle of inclination and thermophysical properties of heat carriers on the maximum heat flux of miniature thermosyphons are presented. A significant increase in the maximum heat flux of miniature thermosyphons with increasing inner diameter is shown. The existence of an extremum of values of maximum heat fluxes at angles of inclination from 30° to 75° was also revealed. Increasing the filling factor leads to a decrease in the maximum heat flux.

Methods of increasing the heat transfer capabilities of miniature thermosyphons are presented and data on the heat transfer characteristics of miniature thermosyphons with heat carriers are presented, as water-based nanofluids with admixtures of powders of carbon nanotubes and amorphous carbon are used. It is shown that the maximum heat flux of miniature thermosyphons with nano-liquid media is higher than that of similar thermosyphons with water in the form of a normal liquid.

Key words: Miniature thermosyphon, thermal resistance, heat flow, heat exchange intensity, heat carrier, nanofluid, temperature pulsations, physical model.