

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
Теплоенергетичний факультет
Кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики

До захисту допущено:
Завідувач кафедри

_____ Валерій ТУЗ
« _____ » _____ 2022 р.

Дипломна робота
на здобуття ступеня бакалавра

за освітньо-професійною програмою 144 Теплоенергетика
спеціальності Теплофізика
на тему: Вплив розміру парового простору мініатюрної теплової труби на її
теплопередавальні характеристики

Виконала: студентка 4 курсу, групи ТФ-81

Цао Шимін

(прізвище ім'я, по-батькові)

_____ (підпис)

Керівник ас., к.т.н., Алексеїк Ольга Сергіївна
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультант:

з питань охорони праці к.т.н., доцент Сергій Каушанов
(назва розділу) (посада, вчені ступінь та звання, прізвище, ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень з
праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2022 року

**Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет (інститут) теплоенергетичний
Кафедра атомних електричних станцій і інженерної теплофізики
Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)
Спеціальність 144 Теплоенергетика
Освітньо-професійна програма Теплофізика

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
Валерій ТУЗ

(підпис)
“ ” _____ 2022р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу студенту

Цао Шимін

(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. **Тема роботи** Вплив розміру парового простору мініатюрної теплової труби на її теплопередавальні характеристики

Керівник роботи Алексейк Ольга Сергіївна, к.т.н.

(прізвище, ім'я, по-батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від " ____ " _____ 20__ р. № _____

2. **Термін подання** студентом роботи „09” червня 2022 р.

3. **Вихідні дані до роботи** Мініатюрні теплові труби, діаметри парового каналу 1,2 мм, 2 мм, 4 мм. Металопорошкова капілярна структура $P \approx 82\%$.

Довжина зони нагріву 60 мм. Загальна довжина 150-300 мм.

Теплоносії: дистильована вода

4. **Зміст роботи**

а) основна частина:

1) Провести огляд літератури

2) Розробити експериментальний стенд та методикку досліджень

3) Обробити та проаналізувати отримані результати

б) охорона праці та навколишнього середовища

5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням плакатів, презентації тощо)

Установка дослідна. Схema принципова – 1 арк. А1

Методика обробки дослідних даних - 1 арк. А1

Результати досліджень - 2 арк. А1

6. Консультанти розділів роботи:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
з питань охорони праці	<i>к.т.н., доц. Каштанов С.Ф.</i>		

7. Дата видачі завдання " 04 " квітня 2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	<i>Видача завдання на бакалаврську роботу</i>	04.04.2022	
2	<i>Проведення огляду літератури</i>	21.04.2022	
3	<i>Опис експериментальної установки та дослідних зразків</i>	28.04.2022	
4	<i>Лист 1. Установка дослідна</i>	03.05.2022	
5	<i>Методика обробки даних</i>	06.05.2022	
6	<i>Плакат 2. Методика обробки дослідних даних</i>	10.05.2022	
7	<i>Оцінка похибок</i>	12.05.2022	
8	<i>Аналіз і опис результатів</i>	17.05.2022	
9	<i>Плакати 3,4. Результати досліджень</i>	21.05.2022	
10	<i>Оформлення ПЗ</i>	27.05.2022	
11	<i>Підпис у керівника</i>	09.06.2022	
12	<i>Нормоконтроль</i>	10.06-13.06.2022	
13	<i>Попередній захист</i>	14.06-19.06.2022	
14	<i>Захист ДРБ</i>	20.06-25.06.2022	

Студент

_____ (підпис)

Керівник

_____ (підпис)

Шимінь ЦАО

_____ (Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

Ольга АЛЕКСЕЇК

_____ (Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

РЕФЕРАТ

ДР: 61 с., 16 рис., 4 табл., 60 джерела

Об'єкт дослідження – теплопередавальні характеристики мініатюрних теплових труб.

Предмет дослідження – вплив діаметра парового простору на теплопередавальні характеристики мініатюрних теплових труб.

Метод дослідження – фізичний експеримент для визначення теплопередавальних характеристик мініатюрних теплових труб.

Аналіз результатів експериментальних досліджень показав, що зменшення діаметра парового простору мініатюрної теплової труби призводить до суттєвих змін її теплопередавальних характеристик. Зміна діаметра від 1,2 мм до 4 мм призводить до зменшення температури зони нагріву на 20-40 градусів, зменшення термічного опору в 3,5 рази. Одночасно із цим зменшується коефіцієнт ефективної теплопровідності теплових труб більше, ніж в 2,5 рази.

Отримані результати можуть бути застосовані у розробці та проектуванні систем охолодження та термостабілізації на основі мініатюрних теплових труб.

ДІАМЕТР ПАРОВОГО ПРОСТОРУ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕПЛОВІДДАЧІ,
МАКСИМАЛЬНА ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ, МІНІАТЮРНА
ТЕПЛОВА ТРУБА, ТЕРМІЧНИЙ ОПІР

SUMMARY

DR: 61 p., 16 fig., 4 table, 60 sources

The object of the study is heat transfer characteristics of miniature heat pipes.

Subject of research is the influence of vapor channel diameter on the heat transfer characteristics of miniature heat pipes.

The research method is a physical experiment for heat transfer characteristics of miniature heat pipes.

Analysis of the experimental studies results has shown that reducing the diameter of the vapor channel of the miniature heat pipe leads to significant changes in its heat transfer characteristics. Changing the diameter from 1.2 mm to 4 mm reduces the temperature of the heating zone by 20-40 degrees, reducing the thermal resistance by 3.5 times. At the same time, the coefficient of effective thermal conductivity of heat pipes decreases by more than 2.5 times.

The obtained results can be applied in the development and design of cooling and thermal stabilization systems based on miniature heat pipes.

DIAMETER OF VAPOR CHANNEL, HEAT TRANSFER COEFFICIENT,
MAXIMUM HEAT TRANSFER CAPACITY, MINIATURE HEAT PIPE, THERMAL
RESISTANCE

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАК, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ	6
ВСТУП.....	7
1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД	8
1.1 Загальна інформація про мікротеплові труби	8
1.2 Стан досліджень пульсаційних теплових труб	10
1.3 Стан досліджень пластинчастих теплових труб з мікропазами.....	12
1.4 Стан досліджень мікроконтурних теплових труб	14
1.4 Стан досліджень мікрокапілярних насосних контурів.....	16
1.5 Стан досліджень інших мікротеплових трубок	18
1.6 Дослідження застосування мікротеплових трубок.....	18
2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ І ОБРОБКИ ДОСЛІДНИХ ДАНИХ.....	21
2.1 Опис експериментальної установки.....	21
2.2 Опис досліджуваних теплових труб.....	23
2.2 Методика проведення дослідження	24
2.3 Обробка результатів.....	25
2.4 Оцінка похибки результатів експериментальних досліджень.....	28
3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	34
4 ОХОРОНА ПРАЦІ	42
4.1 Визначення основних потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що мають місце при виконанні науково-дослідної роботи.....	43
4.2 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки, гігієни праці та виробничої санітарії при виконанні науково-дослідної роботи.....	43
4.3 Допустима площа приміщення	50
4.4. Пожежна безпека та профілактика.....	51
ВИСНОВКИ.....	53
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	55

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАК, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення:

c – теплоємність, Дж/(кг·К);

d – діаметр, м;

F – площа, м²;

l – довжина, м;

t – температура, °С;

q – густина теплового потоку, Вт/м²;

G – масова витрата, кг/с;

Q – тепловий потік, Вт;

R – термічний опір, $\frac{K}{W}$;

α – коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{W}{m^2 \cdot K}$,

λ – коефіцієнт теплопровідності, $\frac{W}{m \cdot K}$.

Індекси

відв – відведений;

вих – вихідний;

вх – вхідний;

еф – ефективний;

зн – зона нагріву;

зк – зона конденсації;

зт – зона транспорту.

ВСТУП

З активним розвитком індустрії мікроелектроніки з'явилася велика кількість різновидів напівпровідникових приладів, таких як радіочастотні системи, потужні світлодіоди (LED) і твердотільні лазерні джерела світла, а також високотехнологічні пристроїв: IoT і 5G [1]. Електронні системи загалом демонструють тенденцію до мініатюризації та інтеграції, щільність упакованих компонентів значно зросла, в зв'язку з чим значно зросла кількість енергії, що споживається. Це призводить до різкого збільшення густини теплового потоку мікроелектронної системи, а організація відведення тепла в обмеженому просторі стає складною задачею. Перевищення температури мікроелектронних пристроїв погіршує їх працездатність і стає одним з основних факторів їх передчасного виходу з ладу, що серйозно загрожує надійності компонентів системи. Дослідження показали, що середній час відмови мікроелектронних пристроїв можна подвоїти, знизивши робочу температуру мікроелектронних пристроїв на 10 К [2]. У той же час нерівномірний розподіл розсіювання великих потужностей робить різницю температур елементів обладнання більшою, що знижує стабільність електронної системи [3]. Тому проблема перегріву стала тією важливою проблемою, що обмежує збільшення терміну служби мікроелектронних пристроїв і перешкоджає подальшому розвитку їх мініатюризації. Для охолодження таких компонентів активно використовуються мініатюрні теплові труби, через ряд суттєвих переваг.

1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД

1.1 Загальна інформація про мікротеплові труби

Вперше конструкцію мікротеплових труб запропонував Коттер у 1984 році [4], і вони мали великі перспективи розвитку. В даний час існує два визначення мікротеплових труб: Коттер [5] і Петерсон [6] вважають, що кривизна рідкофазного робочого середовища мікротеплових трубок повинна бути більшою або подібною до гідравлічного радіусу каналу рідини, тоді як Чен та ін. [7] визначають мініатюрність теплових труб згідно критерія Бонда, яке для таких труб не повинно перевищувати 2.

Внутрішня частина мініатюрної теплової труби знаходиться у вакуумованому стані. Коли область випаровування нагрівається, рідка фаза робочого середовища поглинає тепло, внаслідок чого перетворюється в газову фазу. Вона надходить до області конденсації під невеликою різницею тисків, де віддає теплоту та відновлює рідку фазу. Після цього по капілярній структурі, яка знаходиться на внутрішній поверхні стінки теплової трубки відтягується назад у область випаровування. Тепло передається в випарно-конденсаційному процесі при зворотно-поступальному русі теплоносія.

У порівнянні з повітряним і рідинним охолодженням, мініатюрна тепла труба є пасивною системою охолодження, яка використовує відпрацьоване тепло, що виробляється електронним обладнанням, для керування зворотним потоком, з швидкою реакцією, малим розміром, меншим неефективним простором для системи управління тепловою системою, відсутністю шуму, відсутність зовнішньої сили для руху зворотного потоку для виконання роботи, енергозберігаючою та безпечною для навколишнього середовища. Мініатюрна тепла труба реалізує теплообмін через зміну фази - випаровування та конденсацію - робочої рідини в трубці та може автоматично регулювати швидкість випаровування, адаптуючись до великих змін у споживанні енергії. Продуктивність теплопередачі у таких пристроях надзвичайно хороша як на етапі

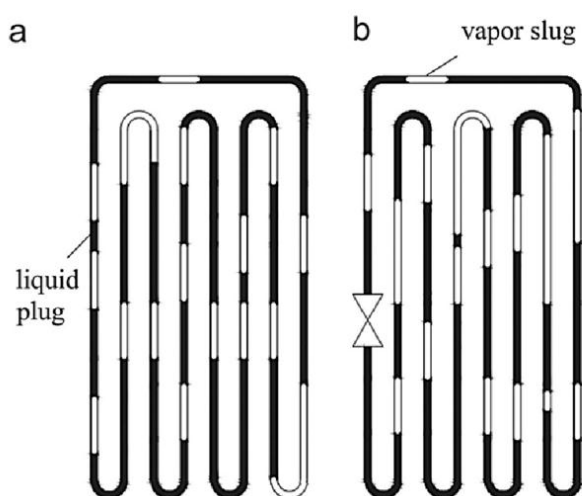
запуску, так і на стадії стабільної роботи. У порівнянні з традиційною тепловою трубкою, мікротеплова трубка використовує капілярну силу для того, щоб робоче середовище відтікало назад і вона не обмежена орієнтацією використання [8]. Кутова область внутрішньої стінки використовується як канал для течії робочої рідини [9], структура компактніша, має меншу вагу, легка в виготовленні, а також має високу гнучкість конструкції. Таким чином, мініатюрні теплові трубки можуть ефективно справлятися з проблемами високого споживання енергії, викликаних інтеграцією електронних компонентів, і ефективно розсіювати тепло в умовах обмеженого простору, тим самим збільшуючи час виходу з ладу та термін служби пристроїв [10, 11].

Для того, щоб ефективно впоратися з серйозними проблемами, з якими стикається технологія терморегуляції, необхідно додатково оптимізувати та покращити показники теплопередачі мініатюрних теплових труб, особливо це стосується спрямованої оптимізації для задоволення робочих вимог при охолодженні певного електронного компонента. Геометрична компоновка є важливим фактором, що впливає на тепло передавальні характеристики мініатюрних теплових труб. Тому для подальшого покращення ефективності тепловідведення та підвищення надійності електронних компонентів необхідним є для проведення оптимізації геометричної структури та подальше дослідження характеристик теплопередачі мініатюрних теплових труб. Дуже важливо досліджувати ключові та складні проблеми розсіювання теплоти, наприклад, при нерівномірному тепловому навантаженні, і досліджувати механізм передачі теплоти в таких умовах.

Існує багато типів мікротеплових трубок, включаючи пульсаційні теплові трубки, пластинчасті теплові трубки з мікроканалками, мікроконтурні теплові трубки та схеми мікрокапілярного насоса.

1.2 Стан досліджень пульсаційних теплових труб

Пульсаційну теплову трубку вперше запропонував Акачі в 1990-х роках. Зазвичай одна довга і безперервна капілярна труба згинається в замкнуте коло. Робоча рідина в трубці по черзі розподіляється на газові та рідинні пробки завдяки дії капілярних сил. В деяких конструкціях пульсаційних теплових труб залежно від умов роботи встановлюються зворотні клапани [12], як показано на рис. 1.1.



а – без зворотніх клапанів; б – зі зворотніми клапанами

Рисунок 1.1 – Спрощений загальний вигляд пульсаційної теплової труби [12]

Янг та інші [13, 14] експериментально порівняли продуктивність теплопередачі пульсаційних теплових труб з внутрішнім діаметром 0,001 м і 0,002 м відповідно. Результати показали, що термічний опір труби з меншим діаметром приблизно на 10% нижчий, ніж труби з більшим діаметром. Одночасно із цим, пульсаційна теплова труба з більшим внутрішнім діаметром має кращу теплову провідність, що пояснюється меншими втратами на розсіювання.

Ванг та інші [15] використали модель нейронної мережі з прямим зв'язком для чисельного дослідження та виявили, що зі збільшенням внутрішнього діаметра зменшувався як опір тертя, так і термічний опір пульсаційної теплової трубки. Мобадерсані та інші [16] провели чисельне моделювання одновиткової

пульсаційної теплової труби з урахуванням впливу тонкої плівки рідини на масообмін газової пробки. Результати досліджень показали тенденцію до збільшення інтенсивності тепловіддачі зі збільшенням внутрішнього діаметра.

Джанг та інші [17] запропонували пульсаційну теплову трубку з двома асиметричними сторонами. Результати експерименту показали, що ефективність теплопередачі є найкращою, коли діаметр лівої сторони в 4 рази перевищує діаметр правої сторони, а рушійна сила коливань газ-рідина збільшується за умови середньої та низької вхідної потужності. Термічний опір зменшується із збільшенням відношення асиметричності, однак при великій потужності термічний опір зростає із збільшенням асиметричності. В таких умовах тепла труба перегрівается і опір передачі теплоти збільшується.

Чжан Ван і співавтори [18] провели чисельне дослідження пульсаційних теплових труб двох діаметрів. Діаметри ділянок випаровування та конденсації теплової труби були неоднаковими. Дослідження показали, що термічний опір зони випаровування був меншим, ніж у секції конденсації.

Чен і співавтори [19] провели серію експериментальних досліджень на 10-виткових етанових пульсаційних теплових трубках в області середніх і низьких температур. Результати показали, що теплове навантаження мало впливало на оптимальний коефіцієнт заповнення рідиною та оптимальний кут нахилу, а теплота пароутворення в умовах високого теплового навантаження була основним фактором, що впливає на продуктивність теплопередачі теплової труби. Але у випадку, коли теплове навантаження нижче 20 Вт, вплив теплоти пароутворення на інтенсивність тепловіддачі поступово зменшується, проте більш суттєвим стає вплив питомої теплоємності робочого середовища.

Нох та співавтори [20] проаналізували пульсуючу теплову трубку з етанолом чисельним методом і створили одновимірну модель з урахуванням взаємодії газової та рідинної пробки. Результати показали, що термічний опір поступово зменшується із збільшенням підведеної потужності. Торрезін та інші [21] експериментально досліджували пульсаційну теплову трубу з R245fa в якості робочої рідини, і коефіцієнт заповнення становив 60%. Результати

досліджень показали, що термічний опір теплової труби залишався практично незмінним, коли теплову трубу розташовували горизонтально, вертикально за силами тяжіння та проти них. Також рівномірність розподілу температури виявилася в основному однаковою, для випадку розміщення теплової труби в горизонтальному положенні і у вертикальному по силам тяжіння. При розташуванні теплової труби проти сил тяжіння спостерігалася суттєва нерівномірність в розподілі температур.

1.3 Стан досліджень пластинчастих теплових труб з мікропазами

Як показано на рис. 1.2, пластинчасті теплові труби з мікроканавками зазвичай виготовляються з мікропазами, прорізаними в оболонці трубки. В цих канавках виникає капілярна сила, яка використовується для руху робочого середовища назад до області випаровування. Поверхня корпуса труби часто є плоскою [22].

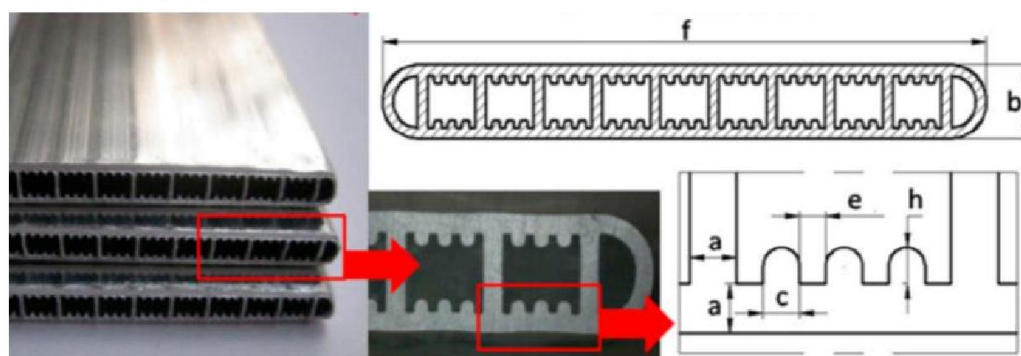


Рисунок 1.2 – Принципова схема плоскої теплової трубки з прямокутними мікроканалами

Саад [23] провів чисельне дослідження пластинчастої теплової труби з мікроканавками. У моделі розглядався вплив прикладеного електричного поля на межу розподілу газ-рідина. Результати моделювання показали, що при незмінній ширині канавки максимальна відведена потужність збільшується зі збільшенням

глибини канавки, а прикладене електричне поле впливає на глибину канавки. На характеристики теплопередачі при менших навантаженнях зовнішнє електричне поле практично не впливає. Використання зовнішнього електричного поля є вигідним для значного збільшення максимальної відведеної потужності для конструкцій з більшими глибинами канавки.

Цуй Чжуо та інші [24] провели експериментальне дослідження прямокутної теплової трубки з мікрощілинами та з деіонізованою водою в якості робочої рідини. Результати показали, що тенденція зміни ефективності роботи теплової труби різна при різних розмірах мікрощілин. Для низьких значень коефіцієнта заповнення теплова труба з меншою шириною канавки має менший термічний опір. Зі збільшенням теплового навантаження вона демонструє тенденцію спочатку зниження, а потім збільшення термічного опору. При високому тепловому навантаженні виникають кризові явища. Коли коефіцієнт заповнення рідиною середній і високий, термічний опір теплової труби з великою шириною канавки постійно зменшується зі збільшенням теплового навантаження. При цьому, ефективність передачі теплоти залишається стабільно нижчою.

Фанг та інші [25] встановили тривимірну псевдопотенціальну решітку Больцмана для проведення чисельного моделювання на тепловій трубці з мікроканавками. Модель могла автоматично регулювати кривизну газорідного меніска відповідно до потужності зовнішнього джерела теплоти і могла виявити момент зникнення плівки рідини. Дослідження показали, що показники теплопередачі мікроканавок послідовно зменшуються, коли поперечні перерізи мікроканавок є трапецієподібними, прямокутними та мають форму перевернутої трапеції, а менший коефіцієнт заповнення рідиною сприяє збільшенню густини теплового потоку, що передається тепловою трубою.

Wang та співавтори [26] провели експериментальне дослідження прямокутних плоских теплових труб з мікро-рифленими пазами і круглих плоских теплових труб з мікропазами. Робочим середовищем була деіонізована вода. Оптимальний коефіцієнт заповнення рідиною теплової труби з мікропазами становила 70 %. Термічні опори двох теплових труб при такому коефіцієнті

заповнення були найменшими і становили відповідно $0,183 \text{ K}\cdot\text{Вт}^{-1}$ і $0,071 \text{ K}\cdot\text{Вт}^{-1}$. При цьому однаковими були показники рівномірності розподілу температур теплових труб.

До та інші [27] провели чисельне моделювання прямокутної пластинчастої теплової трубки з мікропазами, враховуючи вплив напруги зсуву між парою і рідиною та кута змочування. Теплопередача та термічний опір зростали, а максимальна передана потужність, що відповідає оптимальному робочому режиму, становила 128 Вт.

Вонг та інші [28] провели експериментальне дослідження на пластинчастій тепловій трубці з мікробороздками з водою в якості робочої рідини. Ширина канавки $1,8\cdot 10^{-4}$ м, глибина канавки $9\cdot 10^{-5}$ м. Результати показали, що при збільшенні кута нахилу від 30° до 90° термічний опір зони випаровування різко зростає, і максимальна потужність, що передається за таких умов може досягати 49 Вт.

Чжан та інші [29] провели експериментальне дослідження алюмінієвої пласкої теплової трубки з мікропазами, і результати показали, що максимальне теплове навантаження поступово збільшувалося зі збільшенням кута нахилу, при цьому ефективність теплопередачі відповідно зменшувалася.

1.4 Стан досліджень мікроконтурних теплових труб

Мікроконтурні теплові труки були запропоновані наприкінці минулого століття. Вони зазвичай включають такі основні частини, як випарник, капілярний гніт, рідинний акумулятор, конденсатор, паропровід і трубопровід для рідини (див. рис. 1.3). Випаровування та конденсація робочої рідини відбуваються незалежно в випарнику і конденсаторі, капіляр забезпечує петлю живлення [30].

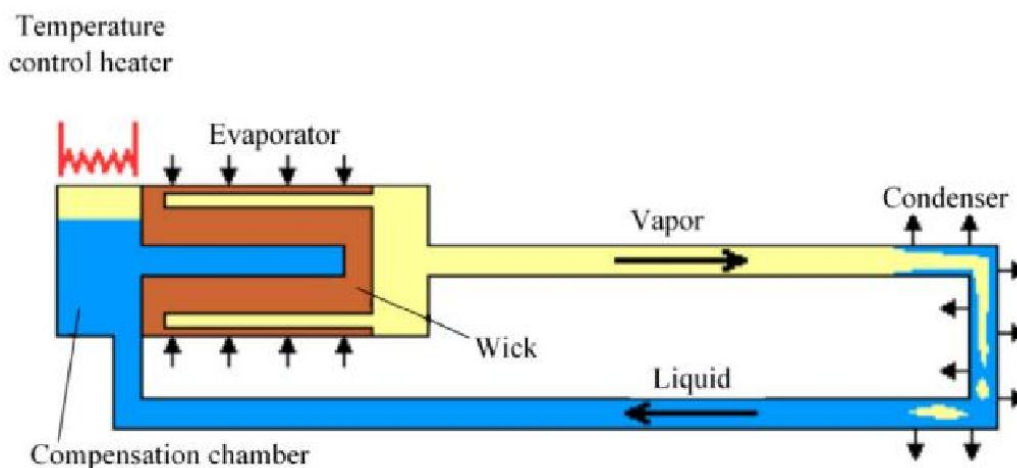


Рисунок 1.3 – Принципова схема мікроканальної теплової трубки

Гажар та ін [31] розробили модель на основі принципу випаровування тонкої плівки рідини для теплової труби з мікропетлею з використанням прямокутного капілярного гніту з мікрощілинами. Результати моделювання показали, що зі збільшенням підведеної потужності середній коефіцієнт тепловіддачі у зоні випаровування зменшується. Чжан та інші [32] експериментально порівняли ефективність теплопередачі паралельних мікроканальних теплових труб із мікро-петлею, подібних мікроканальних мікроканальних теплових труб і розгалужених біонічних мікро-канальних теплових труб із різними коефіцієнтами заповнення теплоносієм. Результати показали, що при збільшенні кута нахилу термічний опір має тенденцію до зменшення. При різних кутах нахилу термічний опір мікроканальної мікроканальної теплової трубки набагато більший, ніж у паралельної мікроканальної мікроканальної теплової трубки і розгалуженої мікроканальної мікроканальної теплової трубки. Коли кут нахилу становить 30° , 45° і 90° , паралельна мікроканальна теплова трубка з мікропетлею має термічний опір дуже близький за значеннями до опору біонічних мікро-канальних теплових труб.

Тіан та інші [33] запропонували мікроканальну теплову трубку з використанням нового типу плоских пластин зі зміщеним випарником. Робочим середовищем є метанол, коефіцієнт заповнення становить 80%. Результати

моделювання показали, що робоча температура теплової труби зростає зі збільшенням температури радіатора.

Людепу та співавтори [34] запропонували новий тип мікроконтурної теплової трубки з трьома випарниками. Робочим середовищем є етан. Характеристики рівномірності розподілу температури хороші, а збільшення коефіцієнта заповнення теплоносієм допомагає уникнути явища пересихання зон нагріву.

Ю та інші [35] провели симуляційне дослідження мікроконтурної теплової труби з використанням пористого сердечника труби та створили чисельну модель на основі методу Ньютона-Рафсона та рівняння максимальної теплопередавальної здатності. Результати моделювання показали, що збільшення перепаду висот між випарником і конденсатором призводить до збільшення максимальної потужності, що здатна передати теплова труба. Зі зменшенням пористості капілярної структури збільшується ефективна теплопровідність теплової труби, збільшується максимальна потужність по кипінню, знижується ризик висихання внутрішньої поверхні випарника.

1.4 Стан досліджень мікрокапілярних насосних контурів

Конструкція контуру мікрокапілярного насоса (рис. 1.4) дуже схожа на конструкцію мікроконтурної теплової труби, яку показано на рис. 1.3. Він також складається з випарника, капілярного гноту, резервуару для рідини, конденсатору, лінії проходу пари та лінії пропускання рідини. Найбільша відмінність між ними полягає в тому, що мікроакумулятор петлі капілярного насоса знаходиться далеко від випарника, а не щільно з'єднаний з випарником, як у мікроконтурній тепловій трубці. Що стосується геометричних параметрів, Одагірі та інші [36] провели експериментальне дослідження схеми мікрокапілярного насоса з використанням гнітового випарника з циліндричною пористою трубкою, коефіцієнт заповнення теплоносієм становила 53% і 68%. Результати показали, що при невеликій

відстані між резервуаром рідини і випарником, теплові труби мають вищу робочу температуру і меншу максимальну тепловіддачу.

Блет та співавтори [37] провели експериментальне дослідження нового контуру мікрокапілярного насоса з трьома паралельними випарниками. В якості теплоносія був використаний метанол. Результати показали, що зі збільшенням кількості паралельних випарників, потужність яку передає насос, збільшується, а масовий потік в трубці зменшується. На пускові характеристики такого насосу зміна кількості випарників практично не впливає.

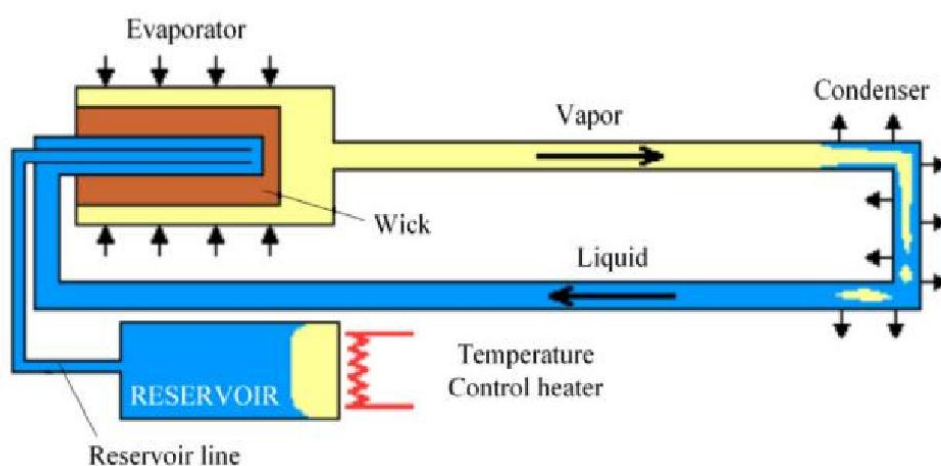


Рисунок 1.4 – Принципова схема мікрокапілярного насосу

Бубекер та інші [38] створили двовимірну нестійку модель для чисельного дослідження контуру мікрокапілярного насоса з пористою трубкою для дослідження впливу робочих параметрів на його теплопередавальні характеристики. Результати досліджень показали, що кількість газової фази у випарнику збільшується із збільшенням теплового навантаження. Також було виявлено, що багатошарова матриця корисна для покращення ефективності роботи теплової труби. В роботі [39] автори використали двовимірну математичну модель для чисельного аналізу тепломасообміну у випарнику контура капілярного насоса. Результати показали, що зі збільшенням температури акумулятора температура стінки теплової труби зростала. Температура джерела

холоду мало впливає на температуру випарника, тобто на компоненти, що підлягають адаптації, в основному не впливають зовнішні умови конденсатора.

Лашасань та інші [40] також показав, що випробувана заготовка не чутлива до температури джерела холоду при експериментальному дослідженні схеми мікрокапілярного насоса з використанням плоского випарника. Результати експерименту Калед та інших [41] на контурі мікрокапілярного насоса показали, що збільшення загального коефіцієнта тепловіддачі конденсатора призведе до зменшення кількості робочої рідини, що подається в акумулятор, і можливим буде пересихання зони нагріву.

1.5 Стан досліджень інших мікротеплових трубок

Чанг та інші [42] використали метод VOF для проведення чисельного аналізу мікроканальної відокремленої теплової труби, робочим середовищем якої був R22, а зона конденсації оїолоджувалася при вільній конвекції при температурі 301,15 К. Максимальна охолоджуюча здатність мікроканально відокремленої теплової труби при оптимальній швидкості заповнення рідиною може досягати 4087 Вт. Енке та інші [43] провели експериментальні та чисельні дослідження теплової трубки з мікрощілинами з аміаком в якості робочої рідини та побудували одновимірну модель, що враховує швидкість дифузії внутрішньої робочої рідини з тепловим навантаженням 75 Вт. Дослідження показали, що збільшення кількості неконденсованого газу в трубці підвищує температуру зони випаровування та кінця зони конденсації, що знижує ефективність передачі теплоти.

1.6 Дослідження застосування мікротеплових трубок

1.6.1 Застосування в області охолодження електроніки

Лу та інші [44] запропонували систему охолодження стійки з пульсаційними тепловими трубками. Теплова труба використовувалася як

передня частина каналу, що охолоджується повітрям, а два осьових вентилятора в нижній частині стійки транспортували теплоту, що виробляється, від сервера до пульсаційної теплової трубки всередині та зовні стійки. Результати експерименту показують, що при використанні пульсаційної теплової труби можна підтримувати внутрішню температуру стійки в необхідному діапазоні та покращувати рівномірність розподілу температури.

Данг та інші [45] запропонували закриту систему охолодження ЦПУ на основі пульсаційних теплових труб з внутрішніми каналами, які ефективно уникає змішування гарячого і холодного повітря, посилює теплообмін між теплообмінником і теплою трубкою, а також забезпечує зменшення температури повітря всередині. Результати експерименту показують, що в умовах теплового навантаження в 1380 Вт температура ЦПУ не перевищує 333,15 К. А коли вхідна потужність збільшується, пульсуючу теплову трубку можна активувати за менший час.

1.6.2 Застосування в інших сферах

З точки зору рекуперації відхідного тепла, Міна та інші [46] використовували власноруч розроблену систему сушіння повітряного попереднього підігрівача повітря з пульсуючими тепловими трубами із зворотним клапаном для утилізації відпрацьованого тепла. Відносна вологість експериментального гарячого повітря становила 100%. Дослідження показали, що з поступовим підвищенням температури повітря потужність тепловіддачі збільшується, але зі збільшенням швидкості повітря потужність тепловіддачі постійно зменшується, а відносна вологість у системі падає до 54%-72%.

З точки зору використання сонячної енергії, Каргаршаріфабад та інші [47] об'єднали 21-виткову пульсаційну теплову трубу з плоским сонячним колектором, а випарну ділянку пульсуючої теплової трубки помістили в плоский колектор. Дослідження показали, що температура стоків зростає зі збільшенням довжини випарної секції, ефективність теплопередачі сонячного колектора є

найвищою при куті нахилу 20° і 45° , а оптимальний коефіцієнт заповнення становить 30%.

З точки зору надшвидкісного заморожування в області кріогенної біології, Хан та інші [48] виготовили 6-виткову низькотемпературну пульсаційну теплову трубу з рідким азотом. Експериментальні результати показали, що швидкість охолодження тепловою трубою значно перевищує традиційний метод і сприяє витрифікації суспензій клітин низької концентрації.

2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТА МЕТОДИКИ ДОСЛІДЖЕННЯ І ОБРОБКИ ДОСЛІДНИХ ДАНИХ

2.1 Опис експериментальної установки

Теплопередавальні характеристики мініатюрних теплових труб досліджувалися на установці, схема якої показана рис. 2.1. Перелік основних елементів схеми наведено у табл. 2.1.

Підведення теплоти до зони випаровування мініатюрної теплової труби здійснювалося за допомогою нагрівача опору, який був підключений до мережі змінного струму 220 В через стабілізатор напруги СН1 (СН-05), лабораторний автотрансформатор (ЛАТР-2,5) і ватметр Вт (Д 529).

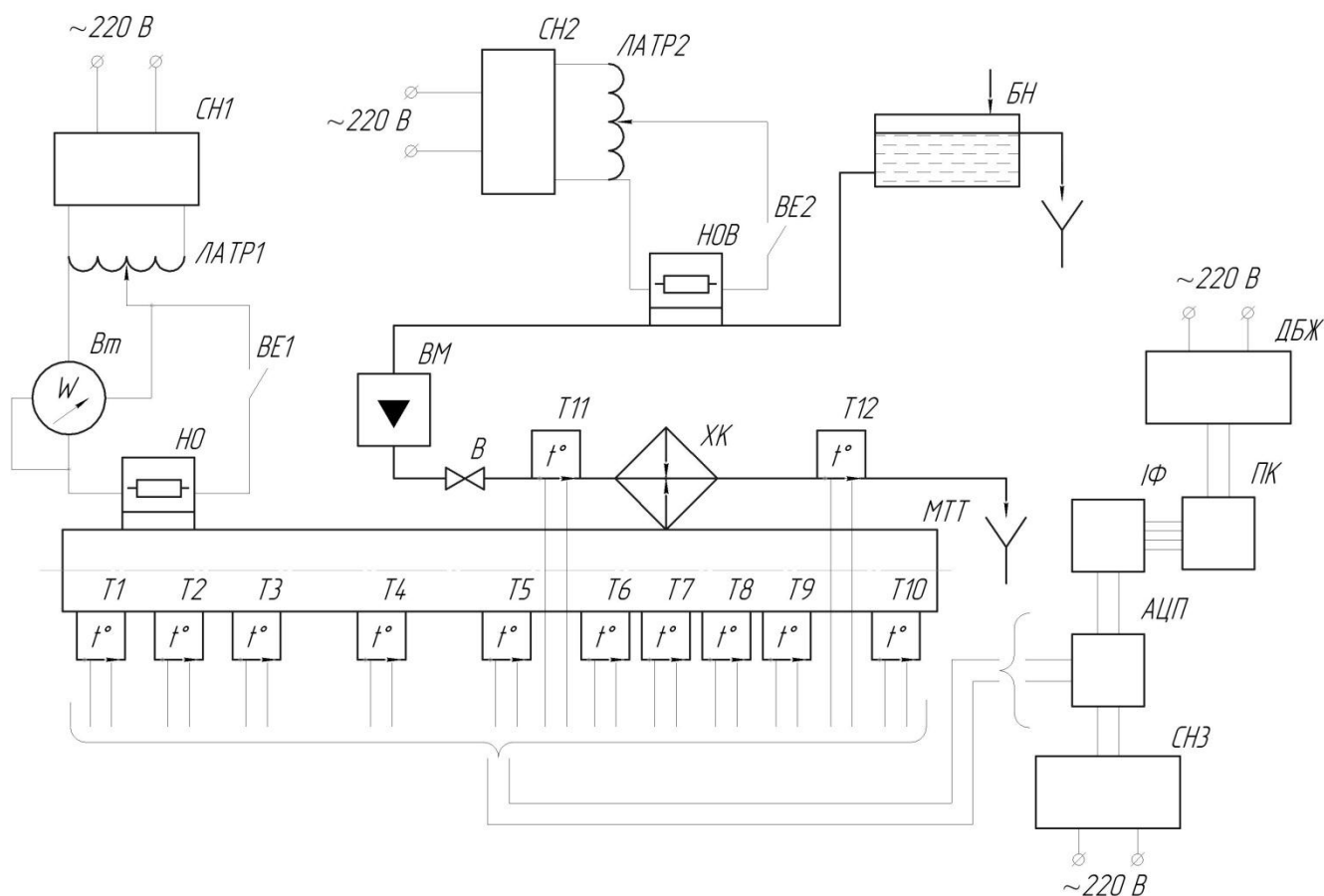


Рисунок 2.1 – Схема експериментального станда

Відведення теплоти від мініатюрної теплової труби було організовано у конденсаторі-холодильнику КХ (рідинному конденсаторі), через який проходила охолоджуюча вода. Витрата води підтримувалася постійною та контролювалася за допомогою витратоміра ВМ. Вище ротаметра розташовувався напірний бак БН для забезпечення необхідного постійного напору при заповненні системи охолодження. Протягом проведення одного експерименту температура води, що підводилася до конденсатора, підтримувалася постійною. Експерименти проводилися при фіксованих температурах води на вході в конденсатор 20 °С та за витрати води в конденсаторі $4,9 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Температура у зонах МТТ фіксувалася за допомогою десяти мідь-константанових термопар Т1-Т10. Температура води на вході та виході конденсатора вимірювалася за допомогою двох мідь-константанових термопар Т11 та Т12 відповідно. Сигнал від термопар через аналого-цифровий перетворювач із вбудованим компенсатором нульового спаю термопар типу ICP CON I-7018Z АЦП через інтерфейс ІФ передавався на комп'ютер ПК, де за допомогою спеціального програмного забезпечення здійснювався його запис у реальному часі.

Таблиця 2.1 – Перелік елементів схеми експериментальної установки

Поз.	Найменування	Кільк.	Примітка
1	2	3	4
МТТ	Мініатюрна тепла труба	1	
Т	Термопара	12	Тип Т
АЦП	Аналого-цифровий перетворювач	1	ICP CON I-7018Z
ІФ	Інтерфейс	1	
ПК	Персональний комп'ютер	1	
СН	Стабілізатор напруги	3	СН-05
ДБЖ	Джерело безперебійного живлення	1	
НО	Нагрівач опору	1	

Продовження табл. 2.1

1	2	3	4
Вт	Ватметр	1	Д 529
ВЕ	Вимикач електричний	1	
НОВ	Нагрівач охолоджуючої води	1	
ЛАТР	Лабораторний автотрансформатор	2	ЛАТР-2,5
БН	Напорний бак	1	
ВМ	Витратомір	1	
В	Вентиль	1	
ХК	Холодильник-конденсатор	1	

Для зменшення тепловтрат в оточуюче середовище вся поверхня мініатюрної теплової труби, а також нагрівача та конденсатора були вкриті шаром теплової ізоляції, виготовленої з базальтових матів.

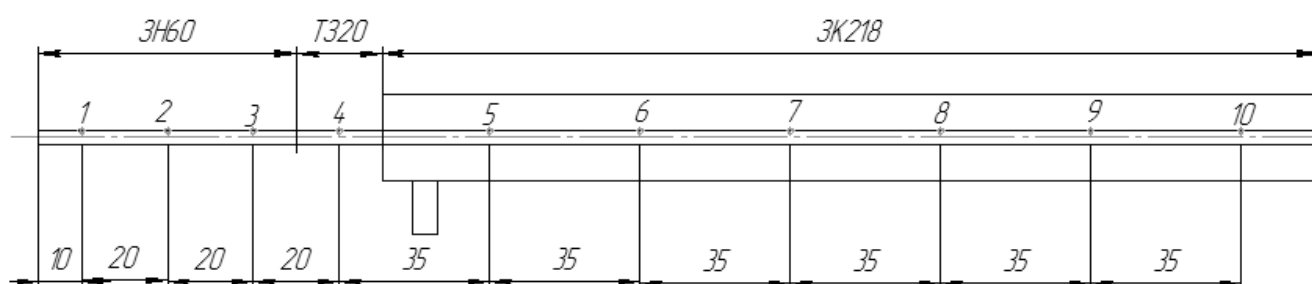
2.2 Опис досліджуваних теплових труб

Характеристики мініатюрних теплових труб, які досліджувалися в роботі, представлені в табл. 2.2

Таблиця 2.2 – Характеристики МТТ

Зовнішній діаметр, мм	Діаметр парового каналу, мм	Загальна довжина, мм	Товщина пористого покриття, мм	Пористість структури, %
3	1,2	300	0,4	~90
4	2	150	0,5	~80
6	4	175	1,0	~75
6	4	200	1,0	~82

Температура зон МТТ фіксувалася за допомогою 10 мідь-константанових термопар. Три термопари були розташовані в зоні нагріву, одна – у транспортній зоні та шість термопар - у зоні конденсації. На рис. 2.2 показано розташування термопар за довжиною МТТ зовнішнім діаметром 3 мм та довжиною 300 мм.



ЗН – зона нагріву; ТЗ – транспортна зона; ЗК – зона конденсації

Рисунок 2.2 – Розташування термопар на робочій ділянці

2.3 Методика проведення дослідження

Наповнювався водою напірний бак, заповнювалася тепловідвідна система і встановлювалася витрата охолоджуючої води через холодильник-конденсатор, величина якої контролювалася за показами рідинного ротаметра-витратоміра. Протягом експеримента витрата підтримувалася постійною і рівною $4,9 \cdot 10^{-3}$ кг/сек.

Потім вмикався стабілізатор напруги СН-05 та за допомогою лабораторного автотрансформатора (ЛАТР) встановлювалася мінімальна потужність, величина якої контролювалася за допомогою ватметра Д 529. Після встановлення стаціонарного режиму проводилася реєстрація показань термопар. Далі потужність збільшувалася до наступного рівня і всі операції повторювалися. Таке ступінчасте збільшення потужності призводило до можливостя досягнути максимально можливих її значень, за яких МТТ переставала ефективно передавати тепло від зони нагріву до зони конденсації, тобто настання кризи

теплообміну всередині МТТ. Характерною ознакою її настання було некероване підвищення температури в зоні нагріву при відсутності зміни теплового навантаження.

Після досягнення максимального рівня потужності навантаження прибиралося. Протягом деякого часу установка охолоджувалася без підведення електричної потужності, але зона конденсації при цьому омивалася охолоджуючою рідиною. Після вирівнювання температурного поля теплової труби та виходу на стаціонарний режим за таких умов, встановлювалися нові значення параметрів охолоджуючої рідини і дослід повторювався.

2.4 Обробка результатів

Температурний стан мініатюрної теплової труби визначається первинними експериментальними даними, до яких входять:

- $Q_{ел}$ - тепловий потік, що підводиться до зони нагріву МТТ, Вт;
- $t_{зн}$ - середня температура зони нагріву МТТ, °С;
- $t_{тр}$ - середня температура зони транспорту МТТ, що дорівнює температурі пари в паровому просторі МТТ, °С;
- $t_{зк}$ - середня температура зони конденсації МТТ, °С;
- $t_{вх}$ и $t_{вих}$ - температура охолоджуючої рідини на вході в конденсатор і на виході з нього, °С;
- G - величина витрати охолоджуючої рідини в зоні конденсації, кг/м³.

За даними термопар зон нагріву, транспорту та конденсації, тоюто по середнім значенням значенням температур кожної зони $t_{зн}$, $t_{зт}$, $t_{зк}$ визначався розподіл температур по довжині мініатюрної теплової труби.

Тепловий потік $Q_{відв}$, який відводиться від МТТ за допомогою охолоджуючої рідини, визначався за значеннями температур $t_{вх}$ та $t_{вих}$, а також по величині витрати охолоджуючої рідини G :

$$Q_{\text{відв}} = G \cdot c_p \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}) \quad (2.1)$$

де c_p - питома теплоємність води при температурі, що визначається за середньою температурою входу та виходу охолоджуючої рідини, Дж/(кг·°C):

$$\bar{t} = \frac{t_{\text{вх}} + t_{\text{вих}}}{2} \quad (2.2)$$

Термічний опір мініатюрної теплової труби визначався за формулою:

$$R_{\text{МТТ}} = \frac{t_{\text{зн}} - t_{\text{зк}}}{Q_{\text{відв}}} \quad (2.3)$$

Густина теплового потоку, що передається в зоні нагріву, визначається як відношення теплової потужності, що передається, до внутрішньої площі зони нагріву мініатюрної теплової труби $F_{\text{зн}}$:

$$q_{\text{зн}} = \frac{Q_{\text{відв}}}{F_{\text{зн}}} \quad (2.4)$$

Внутрішня площа зони нагріву визначалася за залежністю:

$$F_{\text{зн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\text{зн}} \quad (2.5)$$

де $d_{\text{вн}}$ - внутрішній діаметр корпусу мініатюрної теплової труби, м;

$l_{\text{зн}}$ - довжина зони нагріву, м.

Густина теплового потоку, що передається в зоні конденсації, визначається як відношення теплової потужності, що передається, до внутрішньої площі зони конденсації мініатюрної теплової труби $F_{зк}$:

$$q_{зк} = \frac{Q_{відв}}{F_{зк}} \quad (2.6)$$

Внутрішня площа зони конденсації визначається за залежністю:

$$F_{зк} = \pi \cdot d_{вн} \cdot l_{зк} \quad (2.7)$$

де $l_{зк}$ - довжина зони конденсації, м.

Визначення внутрішніх характеристик мініатюрних теплових труб, таких як коефіцієнт тепловіддачі, у зонах нагріву та конденсації здійснюється за відомих значень внутрішніх геометричних характеристик МТТ.

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні нагріву визначався за формулою:

$$\alpha_{зн} = \frac{q_{зн}}{\Delta t_{зн}} = \frac{q_{зн}}{(t_{зн} - t_{тр})} \quad (2.8)$$

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні конденсації визначався за формулою:

$$\alpha_{зк} = \frac{q_{зк}}{\Delta t_{зк}} = \frac{q_{зк}}{(t_{тр} - t_{зк})} \quad (2.9)$$

Ефективна теплопровідність мініатюрної теплової труби визначалася за залежністю:

$$\lambda_{\text{еф}} = \frac{Q_{\text{відв}} \cdot l_{\text{еф}}}{(t_{\text{зн}} - t_{\text{зк}}) \cdot F_{\text{тр}}} \quad (2.10)$$

де $l_{\text{еф}}$ – ефективна довжина теплової труби, м;

$F_{\text{тр}}$ – площа поперечного перерізу теплової труби, м².

$$l_{\text{еф}} = \frac{l_{\text{зн}}}{2} + l_{\text{зт}} + \frac{l_{\text{зк}}}{2} \quad (2.11)$$

тут $l_{\text{зт}}$ - довжина зони транспорту, м.

Площа поперечного перерізу теплової труби розраховувалася за формулою:

$$F_{\text{зн}} = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}, \quad (3.12)$$

де d_3 - зовнішній діаметр корпусу мініатюрної теплової труби, м;

Таким чином, згідно представленим вище залежностям проводилася обробка первинних експериментальних даних та аналізувалися отримані результати.

2.5 Оцінка похибки результатів експериментальних досліджень

Визначення величини очікуваних похибок вимірювань є важливим елементом правильної постановки дослідів та отримання надійних експериментальних даних.

Відповідно до основних положень теорії обробки результатів вимірювань була проведена оцінка похибки експериментів з дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних теплових труб [49, 50].

Відносна похибка визначення величини визначається як:

$$\delta = \frac{X_0}{A} \cdot 100\% , \quad (2.13)$$

де A - абсолютне значення вимірюваної величини,

X_0 - ціна поділки приладу.

Розрізняють три основні типи похибок: систематичні, випадкові та грубі промахи.

Систематичні помилки усуваються застосуванням вимірювальної апаратури та інструментів досить високого класу точності.

Вимірювання температури здійснювалося за допомогою мідь-константанових термопар і цифрової системи, описаної вище. Точність вимірювання температури становила 0,1 °С.

Вимірювання лінійних розмірів в залежності від значення вимірюваної величини проводилося штангенциркулем, з ціною поділки 0,1 мм; або мікрометром із ціною поділки 0,01 мм; або мікроскопом БМІ-1 з ціною поділки 0,005 мм.

Вимірювання показань витрати охолоджуючої рідини зони конденсації МТТ здійснювалося за допомогою рідинного ротаметра РМ 0,025Ж з ціною поділки $0,05 \cdot 10^{-3}$ кг/с.

Промахи усуваються шляхом повторення експериментів, результати яких викликають сумніви щодо коректності.

Були визначені випадкові помилки визначення теплопередавальних характеристики мініатюрних теплових труб. Розрахунок похибок представлено на прикладі такого для труби зовнішнім діаметром 4 мм.

Внутрішні площі зон нагріву та конденсації визначалися згідно залежностей (2.5) та (2.7). Внутрішній діаметр мініатюрної теплової труби вимірювався за допомогою мікроскопа БМІ-1 із ціною поділки 0,005 мм. Довжини зон вимірювалися за допомогою штангенциркуля з ціною поділки 0,05 мм.

Внутрішній діаметр труби дорівнює 2,2 мм, тоді відносна похибка:

$$\delta d_{\text{вн}} = \frac{0,005}{2,2} \cdot 100\% = 0,23\% .$$

Довжина зони нагріву дорівнювала 60 мм, а зони конденсації – 68 мм, тоді відносні похибки:

$$\delta l_{\text{зн}} = \frac{0,1}{60} \cdot 100\% = 0,17\% ,$$

$$\delta l_{\text{зк}} = \frac{0,1}{68} \cdot 100\% = 0,15\% .$$

Загальна відносна похибка визначення площі внутрішньої поверхні зон дорівнюватиме:

$$\delta F_{\text{зн}} = \sqrt{(\delta d_{\text{вн}})^2 + (\delta l_{\text{зн}})^2} = \sqrt{0,23^2 + 0,17^2} = 0,29 [\%] ,$$

$$\delta F_{\text{зк}} = \sqrt{(\delta d_{\text{вн}})^2 + (\delta l_{\text{зк}})^2} = \sqrt{0,23^2 + 0,15^2} = 0,275 [\%] .$$

Тепловий потік, який відводиться від МТТ за допомогою охолоджуючої рідини, розраховується за формулою (2.1).

Величина витрати, що вимірювалася витратоміром становила $4,9 \cdot 10^{-3}$ кг/с, тоді

$$\delta(G) = \frac{0,05 \cdot 10^{-3}}{4,9 \cdot 10^{-3}} \cdot 100\% = 1,02 [\%] .$$

Відносна похибка визначення питомої теплоємності згідно літературних джерел становить:

$$\delta c_p = 0,1 [\%].$$

Відносна похибка різниці температур охолоджуючої рідини на вході в конденсатор та на виході з нього визначається як:

$$\delta(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}) = \frac{\Delta t \sqrt{2}}{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}} \cdot 100\%,$$

$$\delta_{\text{min}}(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}) = \frac{\Delta t \sqrt{2}}{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}} \cdot 100\% = \frac{0,1\sqrt{2}}{31 - 20} \cdot 100\% = 1,29 [\%],$$

$$\delta_{\text{max}}(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}) = \frac{\Delta t \sqrt{2}}{t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}} \cdot 100\% = \frac{0,1\sqrt{2}}{22,3 - 20} \cdot 100\% = 6,15 [\%].$$

Обчислюємо відносну похибку визначення теплового потоку, який відводиться від МТТ за допомогою охолоджуючої рідини:

$$\delta_{\text{max}}(Q_{\text{відв}}) = \sqrt{\delta^2 G + \delta^2 c_p + \delta_{\text{max}}^2(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})} = \sqrt{1,02^2 + 0,1^2 + 6,15^2} = 6,24 [\%],$$

$$\delta_{\text{min}}(Q_{\text{відв}}) = \sqrt{\delta^2 G + \delta^2 c_p + \delta_{\text{min}}^2(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}})} = \sqrt{1,02^2 + 0,1^2 + 1,29^2} = 1,63 [\%].$$

Відносні похибки визначення густини теплового потоку в зоні мініатюрної теплової труби будуть рівні:

$$\delta q_{\text{max}} = \sqrt{(\delta_{\text{max}}(Q_{\text{відв}}))^2 + (\delta F_{\text{зн}})^2} = \sqrt{6,24^2 + 0,29^2} = 6,25 [\%],$$

$$\delta q_{\min} = \sqrt{(\delta_{\min}(Q_{\text{відв}}))^2 + (\delta F_{\text{зн}})^2} = \sqrt{1,63^2 + 0,29^2} = 1,66 [\%].$$

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні нагріву визначається за формулою (2.8).

Відносна похибка визначення різниці температур визначається за формулою:

$$\delta(\Delta t) = \frac{\Delta t \sqrt{2}}{t_{\text{зн}} - t_{\text{зт}}} \cdot 100\% .$$

Відповідно

$$\delta_{\min}(\Delta t) = \frac{\Delta T \sqrt{2}}{t'_{\text{зн}} - t'_{\text{зм}}} \cdot 100\% = \frac{0,1 \cdot \sqrt{2}}{92 - 58} \cdot 100\% = 0,42 [\%],$$

$$\delta_{\max}(\Delta t) = \frac{\Delta t \sqrt{2}}{t''_{\text{зн}} - t''_{\text{зм}}} \cdot 100\% = \frac{0,1 \cdot \sqrt{2}}{29 - 25} \cdot 100\% = 3,54 [\%].$$

Тоді відносна похибка визначення α дорівнює:

$$\delta \alpha_{\min} = \sqrt{(\delta q_{\min})^2 + (\delta_{\min}(\Delta t))^2} = \sqrt{1,66^2 + 0,42^2} = 1,71 [\%],$$

$$\delta \alpha_{\max} = \sqrt{(\delta q_{\max})^2 + (\delta_{\max}(\Delta t))^2} = \sqrt{6,25^2 + 3,54^2} = 7,18 [\%].$$

Термічний опір мініатюрної теплової труби визначається за залежністю (2.3). Тоді відносна похибка його визначення дорівнюватиме:

$$\delta_{\max}(R_{\text{МТТ}}) = \sqrt{(\delta_{\max}(\Delta t))^2 + (\delta_{\max}(Q_{\text{відв}}))^2} = \sqrt{3,54^2 + 6,24^2} = 7,17 [\%],$$

$$\delta_{\max}(R_{\text{МТТ}}) = \sqrt{(\delta_{\max}(\Delta t))^2 + (\delta_{\max}(Q_{\text{відв}}))^2} = \sqrt{0,42^2 + 1,63^2} = 1,68 [\%].$$

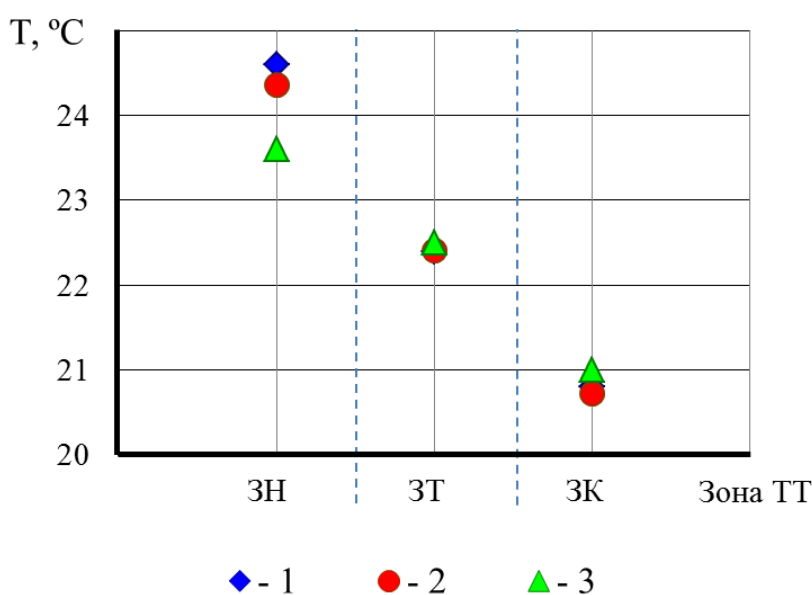
Таким чином, проведена оцінка похибок результатів експерименту показала, що максимальна похибка отримуваних результатів не перевищує (7...8)%, що є допустимим в подібних дослідженнях.

3 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

В результаті аналізу отриманих було встановлено, що діаметр парового простору суттєво впливає на характеристики мініатюрних теплових труб.

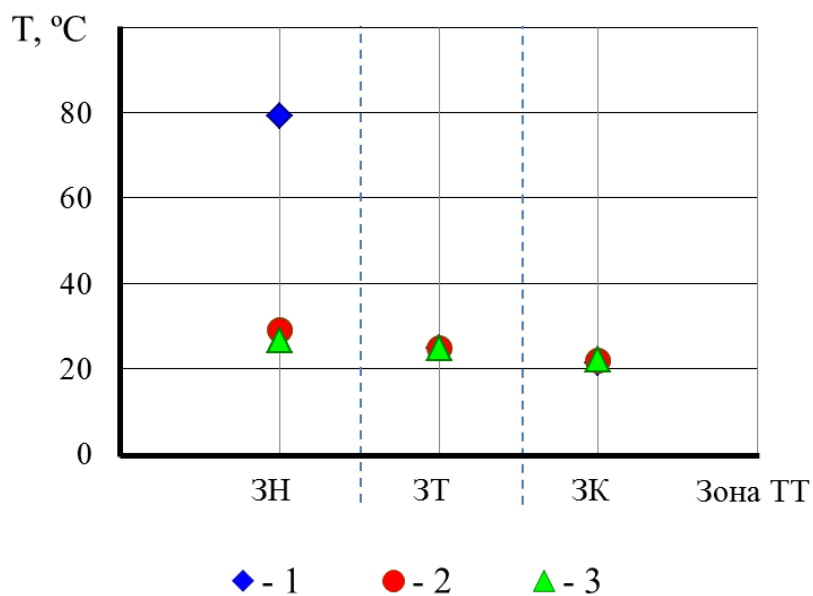
На рис. 3.1-3.4 представлено вплив діаметра парового каналу на розподіл середніх температур у зонах нагріву (ЗН), транспорту (ЗТ) та конденсації (ЗК) мініатюрної теплової труби.

З графіків видно, що для мініатюрних теплових труб з меншим діаметром парового каналу середня температура у зоні нагріву була вищою на 20-40 градусів в залежності від величини теплового потоку, що передавався. Причому чим менший діаметр і більша передана потужність, тим більша різниця температур. В той же час зростання температури у зонах транспорту не перевищувало 10 градусів, а температура зони конденсації лишалася на одному температурному рівні.



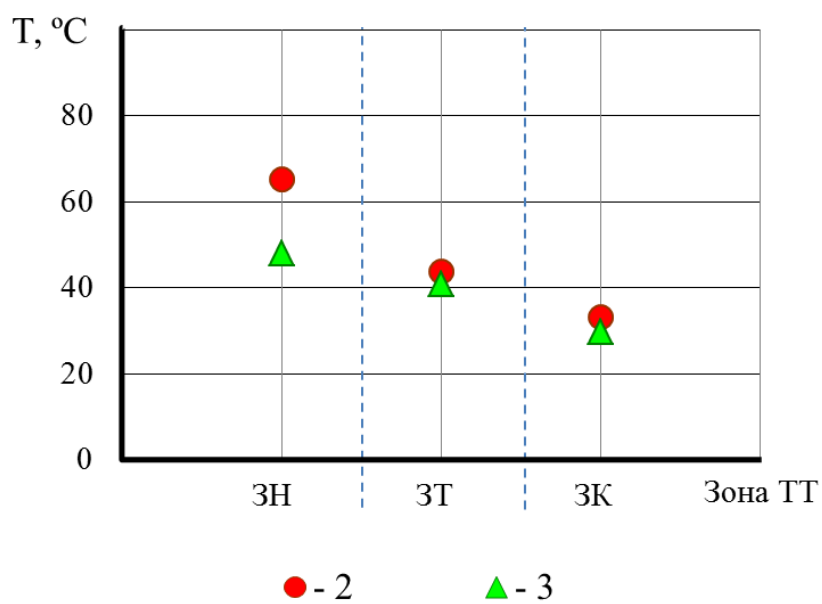
1 - діаметр парового каналу теплової труби 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

Рисунок 3.1 - Розподіл середніх температур по зонам теплової труби при переданій потужності 1,5 Вт



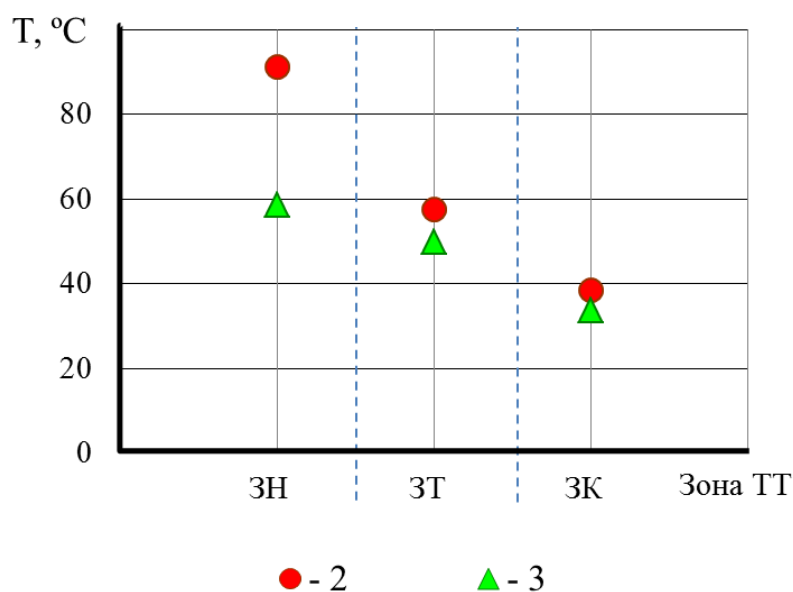
1 - діаметр парового каналу теплової труби 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

Рисунок 3.2 - Розподіл середніх температур по зонам теплової труби при переданій потужності 5,0 Вт



2 - діаметр парового каналу теплової труби 2 мм; 3 - 4 мм

Рисунок 3.3 - Розподіл середніх температур по зонам теплової труби при переданій потужності 38 Вт

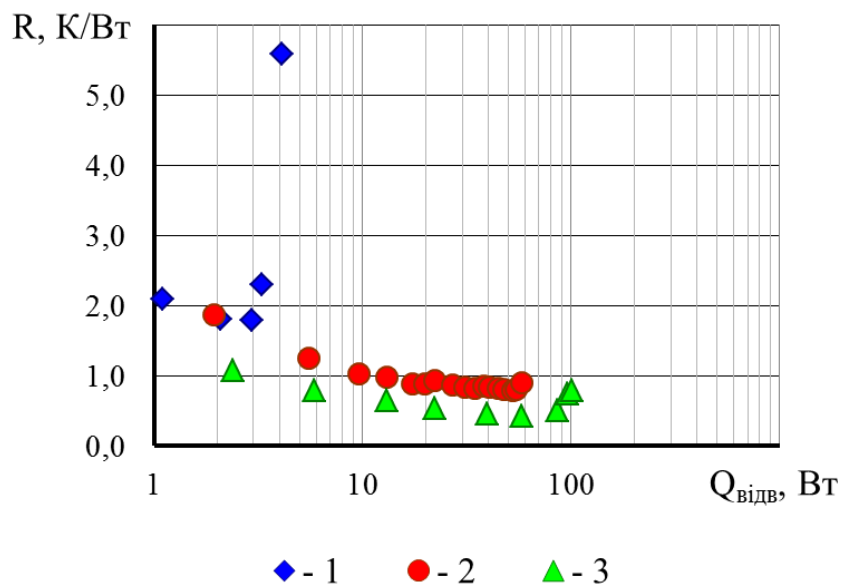


2 - діаметр парового каналу теплової труби 2 мм; 3 - 4 мм

Рисунок 3.4 - Розподіл середніх температур по зонам теплової труби при переданій потужності 58 Вт

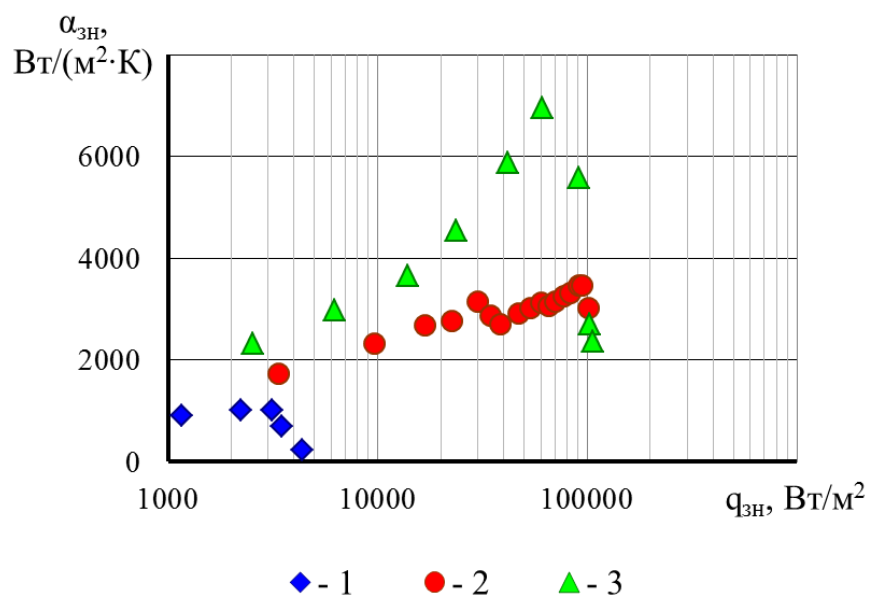
Також було розраховано термічний опір мініатюрних теплових труб та коефіцієнти тепловіддачі у зонах нагріву та конденсації. Відповідні графіки представлені на рис. 3.5 – 3.7.

Аналізуючи результати, можна зробити висновок про те, що чим більший був діаметр парового простору у мініатюрній тепловій трубці, тим меншого значення набував її термічний опір. Так, для труб діаметром 1,2 мм термічний опір був в 3,5 рази вищим, ніж для труб з діаметром парового каналу 4 мм. Також помітно, що труби більшого розміру здатні працювати у більш широкому діапазоні теплових потоків.



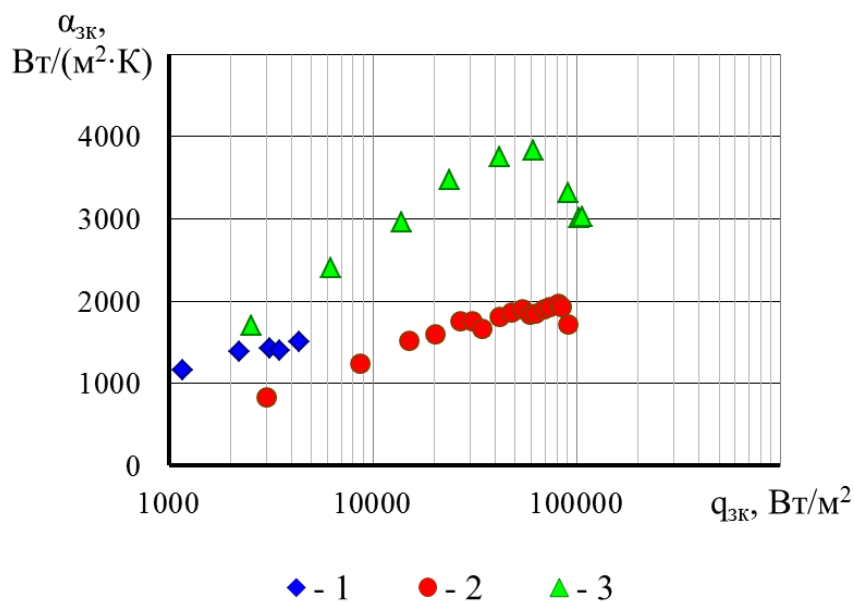
1 - діаметр парового каналу теплової труби 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

Рисунок 3.5 – Залежність термічного опору мініатюрної теплової труби від відведеної потужності



1 - діаметр парового каналу теплової труби 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

Рисунок 3.6 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрної теплової труби від відведеної потужності



1 - діаметр парового каналу теплової труби 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

Рисунок 3.7 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі в зоні конденсації мініатюрної теплової труби від відведеної потужності

Це пов'язано з процесами тепло- та масопереносу всередині теплових труб.

Інтенсивність кипіння в зоні нагріву мініатюрної теплової труби була тим більша, чим більший діаметр парового каналу (див. рис. 4.3). Це пов'язано з більш сприятливими умовами відведення парової фази із капілярної структури. Також суттєвий вплив має швидкість пари. У каналі меншого діаметра швидкість руху парової фази більша, внаслідок чого сили тертя, які виникають на поверхні взаємодії рідкої і парової фази також більші, оскільки потоки рідини та пари направлені назустріч одне одному. Внаслідок цього, повернення рідкого теплоносія до зони нагріву ускладнюється, виникає його нестача, що також призводить до зниження інтенсивності тепловідведення.

Зниження інтенсивності тепловіддачі при кипінні для всіх теплових труб в кінцевій частині робочої області при найбільших потужностях пов'язано з передкризовими явищами, а саме з можливим частковим осушенням капілярної структури.

Результати розрахунків коефіцієнта тепловіддачі в зоні конденсації теплових труб свідчать про те, що вплив на нього діаметра парового каналу не є

однозначним. Але можна зазначити, що для теплової труби з діаметром парового каналу 2 мм площа поверхні зони конденсації була найменшою і саме для неї були отримані найнижчі значення коефіцієнта тепловіддачі. Це може бути пов'язано із впливом товщини плівки конденсату всередині капілярної структури або на її поверхні і, відповідно, створюваним нею термічним опором.

Залежність максимального теплового потоку, що здатна передати мініатюрна тепла труба, від її діаметра представлено на рис. 3.8.

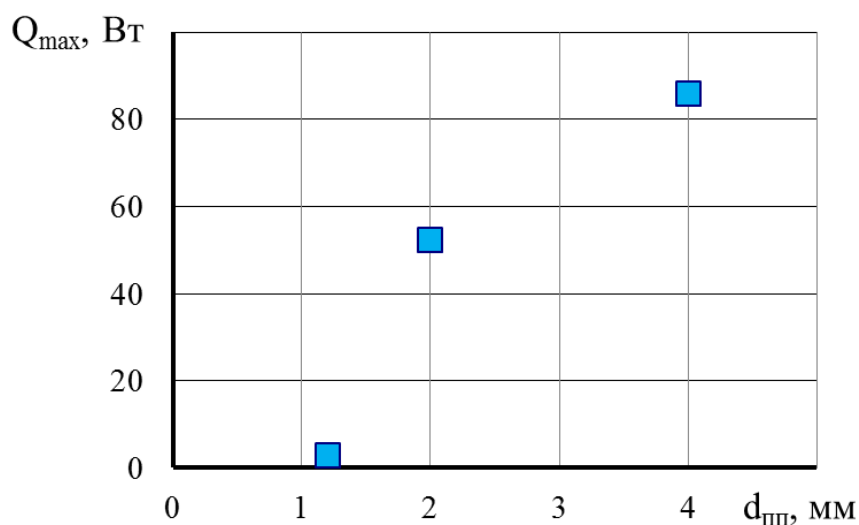
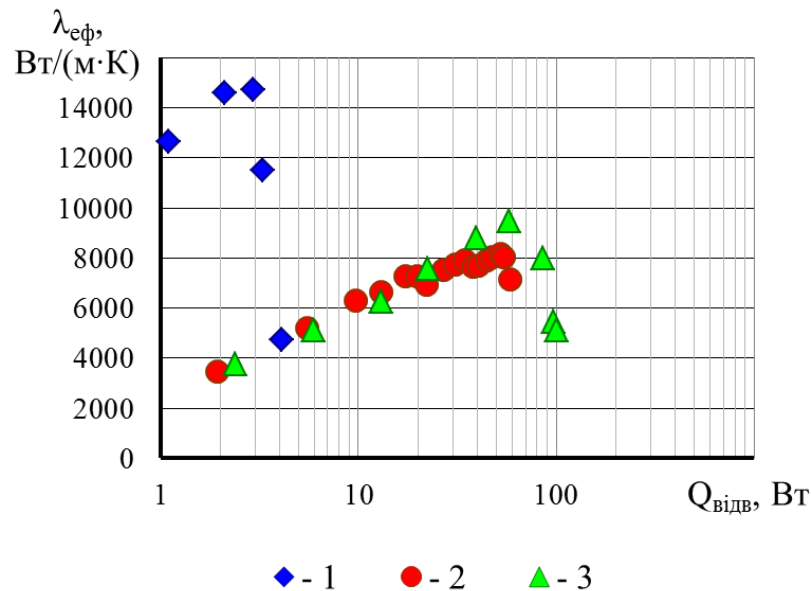


Рисунок 3.8 – Вплив діаметра парового простору мініатюрної теплової труби на її максимальну теплопередавальну здатність

Аналізуючи графік, можна зробити висновок про те, що зменшення діаметра парового каналу МТТ призводить до зменшення максимальної потужності, яку здатна передати така труба. Це пов'язано, в першу чергу, із суттєвим зростанням швидкості руху парової фази теплоносія. Внаслідок цього зростає гідравлічний опір у паровому каналі, відбувається більш інтенсивне підторможування рідкої фази на границі розподілу. Також внаслідок стиснення простору знижується інтенсивність теплообміну у зоні нагріву внаслідок погіршення умов відведення парової фази із капілярної структури. Всі ці фактори сукупно призводять до погіршення максимальної тепло транспортної здатності теплових труб меншого діаметра.

В той же час, труби з меншим діаметром парового каналу мають значно вищий коефіцієнт ефективної теплопровідності (див. рис. 3.9), що обумовлено суттєвим впливом як площі поперечного перерізу такої труби, так і ефективної довжини теплової труби.



1 - діаметр парового каналу теплової труби 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

Рисунок 3.9 – Залежність коефіцієнта ефективної теплопровідності мініатюрної теплової труби від відведеної потужності

Сукупний вплив таких факторів також необхідно враховувати і при визначенні максимальної теплопередавальної здатності, адже для труб з однаковим діаметром парового каналу, але різної ефективної довжини, вона буде різною (див. рис. 3.10).

Так, збільшення відношення ефективної довжини МТТ до діаметра її парового каналу призводить до зменшення лінійної густини теплового потоку, що здатна передати така МТТ.

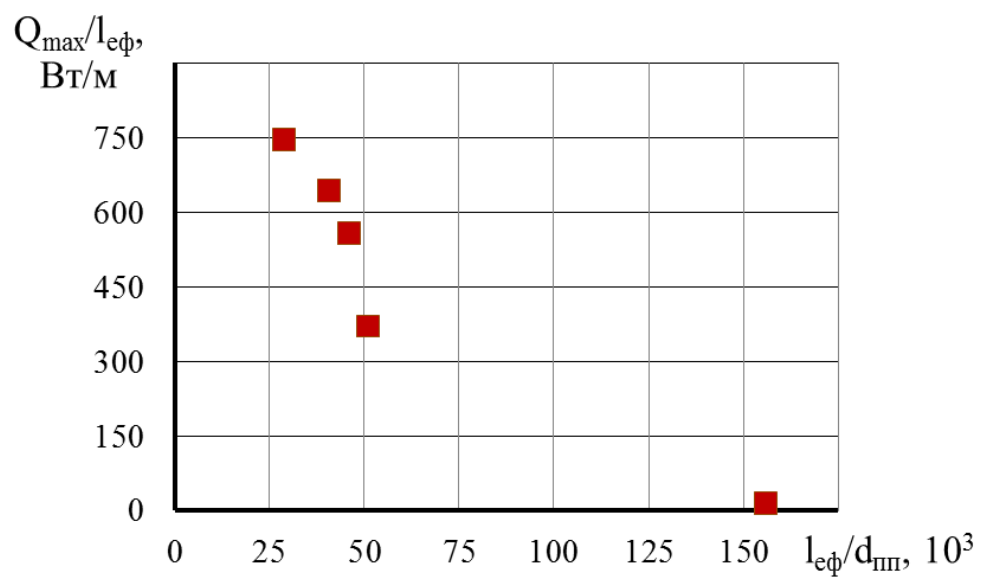


Рисунок 3.10 – Залежність максимальної лінійної густини теплового потоку від відносної ефективної довжини мініатюрної теплової труби

4 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що направлені на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

В Україні основою правових норм в сфері охорони праці є закон "Про охорону праці". Правові відносини держави, власника і робітників регламентуються законом «Про охорону праці».

Темою даної дипломної роботи є: «Вплив розміру парового простору мініатюрної теплової труби на її теплопередавальні характеристики». Виконання роботи проводилось у лабораторії теплових труб КПІ ім. Ігоря Сікорського.

Враховуючи тему дипломної роботи, в розділі охорони праці запропоновані технічні рішення та організаційні заходи із безпеки експлуатації засобів обчислювальної техніки з урахуванням вимог ДСанПІН 3.3.2.007-98 [51] та Положення «Вимоги щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями» Зареєстровано в Міністерстві юстиції України 25 квітня 2018 р. за № 508/31960 [52]. Також розглянуті питання з електробезпеки та пожежної безпеки.

В даному розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки праці при виконанні наукових дослідження з використанням засобів обчислювальної техніки, технічні рішення та організаційні заходи з гігієни праці та виробничої санітарії, і визначені основні заходи з пожежної безпеки та її профілактики.

4.1 Визначення основних потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що мають місце при виконанні науково-дослідної роботи

При виконанні науково-дослідної роботи, основними шкідливими та небезпечними виробничими факторами, які пов'язані з використанням ВДТ ПЕОМ, є наступні фактори:

- електромагнітне та рентгенівське випромінювання ВДТ, ПЕОМ;
- можливість поразки електричним струмом;
- механічні шуми, які пов'язані з роботою принтера і вентиляційної системи комп'ютера;
- знайти напруженість праці;
- електромагнітне випромінювання радіочастотного діапазону;
- наявність іонізуючого рентгенівське випромінювання (НРВ) ВДТ;
- випромінювання ВДТ оптичного діапазону (ультрафіолетове, інфрачервоне і випромінювання видимого діапазону);
- електростатичне поле;
- відблиски на екрані монітора.

4.2 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки, гігієни праці та виробничої санітарії при виконанні науково-дослідної роботи

4.2.1 Електробезпека

Все електроустаткування в робочому приміщенні (крім монітора ПЕОМ-II клас) згідно вимог ДСТУ ІЕС 61140:2015 «Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання» [53] відноситься до I класу за електрозахистом, так як воно має робочу ізоляцію відповідно до вимог підключається до електромережі за допомогою трьох контактних вилок, один із контактів яких підключений до заземленого виводу розетки.

Приміщення лабораторії нежарке, сухе, відноситься до класу приміщень без підвищеної небезпеки поразки персоналу електричним струмом, оскільки відносна вологість повітря не перевищує 75%, а також відсутня можливість одночасного дотику до електропровідних частин корпусів електроустановок з одного боку, та до заземлених металоконструкцій будівлі – з іншого боку.

У розглянутому приміщенні електропроводка схована проведена в прорізах під штукатуркою. Штепсельні розетки встановлені на висоті одного метра від підлоги. Вимикачі на стінах розташовані на висоті 1,75 метра від підлоги.

Живлення електроприладів всередині приміщення здійснюється від трифазної мережі з глухозаземленою нейтраллю напругою 220/380 В та частотою 50 Гц із використанням автоматів струмового захисту. У приміщенні застосована система захисного заземлення типу TN (підсистеми TN-C та TN-S).

У якості PEN-провідника використовується гнучкий сплетений мідний провід перетином порядку 5 мм².

Передбачено захисне відключення напруги живлення мережі при аварійному режимі роботи устаткування.

Корпуса дисплея і клавіатури виготовлені з неметалевих деталей, що зменшує ризик ураження людини електричним струмом. Тобто, спеціальних заходів з електробезпеки при роботі з ПЕОМ застосовувати не потрібно.

Ураження людини електричним струмом може відбутися:

- у результаті дотику до відкритих струмовідних частин ЕУ;
- у результаті дотику до струмопровідних частин корпусів устаткування, що виявилися під напругою в результаті порушення робочої ізоляції чи з інших причин.

Виконаємо електричний розрахунок електромережі в робочому приміщенні на перевірку вимикаючої здатності автоматів максимального струмового захисту.

При розрахунку струму однофазного короткого замикання скористаємося формулою:

$$I_{\text{кз}} = \frac{U_{\phi}}{r_{\text{п}} + \frac{Z_{\text{Т}}}{3}} \quad (4.1)$$

де $r_{\text{п}} = r_{\phi} + r_{\text{з}}$ - сума активних опорів фазного і нульового проводів, Ом

$\frac{Z_{\text{Т}}}{3}$ - опір трансформатора, Ом.

$$U_{\phi} = 220 \text{ В};$$

$$r_{\phi} = 0,8 \text{ Ом}$$

$$r_0 = 1,0 \text{ Ом}$$

$$\frac{Z_{\text{Т}}}{3} = 0,120 \text{ Ом}$$

Підставивши ці значення у формулу, одержимо:

$$i_{\text{кз}} = 120,4 \text{ А}$$

Обчислимо необхідний номінальний струм спрацювання автоматичного вимикача.

Для надійної роботи автоматів струмового захисту необхідно виконання наступної умови:

$$I_{\text{кз}} > 1,25 \cdot i_{\text{спр}}$$

Звідки одержуємо $i_{\text{спр}} < 90 \text{ А}$

Автомати максимального струмового захисту, які використовуються у робочому приміщенні, задовольняють цій умові ($i_{\text{спр}} = 30 \text{ А}$).

Для зменшення значень напруг дотику і відповідних їм величин струмів, при нормальному й аварійному режимах роботи устаткування необхідно виконати повторне захисне заземлення PEN-провідника.

4.2.2 Теплоізоляція високотемпературних поверхонь обладнання дослідного стенду

У стенді було використано нагрівач, що нагріває термосифон до 90 °С, дотик до неізольованих частин корпусу може призвести до незначного опіку. Технічне рішення відповідає ДБН В.2.6-31:2006 [54]: для того щоб зменшити втрати теплоти і температури поверхонь, які контактують з навколишнім середовищем, застосовують ізоляцію високотемпературних елементів установки за допомогою базальтової вати. Для уникнення травматизму, під час експерименту, обмежується доступ осіб у лабораторію.

4.2.3 Нормування параметрів виробничого середовища на комп'ютеризованих робочих місцях. Оптичні та електромагнітні випромінювання ВДТ ПЕОМ

Санітарно-гігієнічне нормування параметрів виробничого середовища на комп'ютеризованих робочих місцях здійснюється згідно з діючими «Вимогами щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями», затвердженими у 2018 р. та ДСанПіН 3.3.2-007-98 „ Державні санітарні правила і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин” [51] з урахуванням положень міжнародних нормативно-правових актів з цих питань (директиви Ради Європейського союзу 90/270/ЄЕС, 89/391/ЄЕС, 89/654/ЄЕС, 89/655/ЄЕС, стандарти ISO, MPRII, ISO 9241-3:1992, IDT). Умови праці осіб, які постійно працюють з комп'ютерною технікою, повинні відповідати I або II класу відповідно до Гігієнічної класифікації праці за показниками шкідливості і небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості процесу праці.

Відповідно до вимог ДСанПіН 3.3.2-007–98 [51], рівні ультрафіолетового випромінювання не повинні перевищувати допустимих значень, наведених нижче.

Таблиця 4.1 - Допустима поверхнева щільність потоку енергії електромагнітних випромінювань оптичного діапазону під час роботи з ВДТ (ДСанПіН 3.3.2-007–98 [51])

Види електромагнітного випромінювання оптичного діапазону (діапазон довжин хвиль)	Допустима поверхнева густина потоку енергії, Вт/м ²
Ультрафіолетове	
УФ-С (200...280 нм)	0,001
УФ-В (280...315 нм)	0,01
УФ-А (315...400 нм)	10,0
Видиме світлове (400...760 нм)	10,0
Інфрачервоне (0,76...10,0 мкм)	35,0...70,0

Видиме електромагнітне випромінювання охоплює діапазон довжин хвиль 400...760 нм. Основний орган, на який воно впливає, – око людини. Вплив яскравих джерел світла, до яких належить і екран дисплея ВДТ, може викликати лише стомлення очей, запалення райдужної оболонки та спазм повік. Однак ці симптоми швидко минають і вплив видимого електромагнітного випромінювання не призводить до патологічних змін в органах зору у користувачів ВДТ. Вважається, що цей вид оптичного електромагнітного випромінювання не може спричинити жодної серйозної шкоди зоровому аналізатору.

Для дисплеїв ВДТ поверхнева щільність потоку енергії цього виду електромагнітного випромінювання зазвичай перебуває у межах 0,1...2,5Вт/м²,

що набагато менше допустимого рівня, а світимість становить здебільшого величину, близьку до $0,1 \text{ Вт/ср м}^2$ (ср – стерadian або тілесний кут), що відповідає рівням яскравості $(3,4 \dots 127) \text{ кд/м}^2$.

ІЧ електромагнітне випромінювання охоплює діапазон довжин хвиль від $0,76 \text{ мкм}$ до $0,54 \text{ мм}$, а енергія кванта лежить у межах $0,0125 \dots 1,25 \text{ eV}$. Ефект дії ІЧ випромінювання залежить від довжини хвилі, що зумовлює глибину його проникнення. Діапазон ІЧ випромінювань розбито на три ділянки А ($\lambda = 0,76 \dots 1,4 \text{ мкм}$), В ($\lambda = 1,4 \dots 3,0 \text{ мкм}$) і С ($\lambda > 3 \text{ мкм}$). Перша ділянка (А) має велику проникність через шкіру і належить до короткохвильового діапазону ІЧ електромагнітного випромінювання, а області В і С відносяться до довгохвильового діапазону. Необхідно пам'ятати, що більша частина біологічних матеріалів вважається „непрозорою” для ІЧ електромагнітних випромінювань з довжиною хвилі більш як $1,4 \text{ мкм}$, оскільки ці випромінювання майже повністю поглинаються водою і основна реакція під час їх поглинання біологічними матеріалами є тепловою.

Для дисплеїв ВДТ найвищі рівні поверхневої густини потоку енергії короткохвильового діапазону ІЧ електромагнітного випромінювання (ділянка А) зазвичай не перевищують $0,005 \text{ Вт/м}^2$, що набагато менше допустимого рівня. Що стосується ІЧ електромагнітного випромінювання довгохвильового діапазону (ділянки В і С), то воно практично відсутнє. Теплова емісія не досягає $32 \text{ }^\circ\text{C}$.

На робочих місцях користувачів ВДТ формується дуже складна електромагнітна обстановка, що зумовлено наявністю одночасно багатьох джерел електромагнітного випромінювання (дисплеї, системні блоки, пристрої введення/виведення інформації, сканери, принтери, мережні фільтри та ін.), частотний спектр яких знаходиться у діапазоні частот від 0 Гц до 3 ГГц . Як приклад, нижче на в табл. 4.2. наведений спектр електромагнітного випромінювання дисплея на ЕПТ (електричний складник Е) в діапазоні $10 \text{ Гц} \dots 400 \text{ кГц}$.

Таблиця 4.2 - Спектральний склад електромагнітного випромінювання (перша гармоніка) на робочому місці користувача ВДТ

Джерело	Діапазон частот (перша гармоніка)
Дисплей мережевий трансформатор блоку живлення	50 Гц
Перетворювач напруги в імпульсному блоці живлення	20 – 100 кГц
Блок кадрової розгортки і синхронізації	48 – 160 Гц
Блок рядкової розгортки і синхронізації	15 – 110 кГц
Анод дисплею (тільки для дисплеїв з ЕПТ)	0 Гц (електростатика)
Системний блок (процесор)	50Гц – 3 ГГц
Пристрої введення/виведення інформації	0 Гц (електростатика), 50 Гц
Джерела безперебійного живлення	50 Гц, 20 – 100 кГц

4.2.4 Мікроклімат робочої зони

Для забезпечення нормальних умов праці, що відповідають санітарним нормам мікроклімату виробничих приміщень ДСН 3.3.6.042-99 [55], застосовується природна вентиляція. Оскільки експерименти виконуються в стендовій залі по тяжкості відносяться до легкої категорії робіт, тому що енерговитрати не перевищують 172Дж/с (150кКал/год).

Для легкої категорії робіт нормальними вважаються параметри мікроклімату згідно ДСН 3.3.6.042-99 [55]:

- температура 19...25°C;
- відносна вологість не більше 75%;
- швидкість руху повітря не більше 0,2м/с.

Параметри мікроклімату в приміщенні:

- температура не перевищує:

- 1) в холодний період року 21°C;
 - 2) в теплий період року 25°C.
- відносна вологість не перевищує 50%;
 - швидкість руху повітря не перевищує:
 - 1) в холодний період року 0,2...0,5 м/с;
 - 2) в теплий період року 0,2...1 м/с.

Надлишки теплоти складають близько 30 Дж/м², основними джерелами якої є нагрівач. Порівнюючи нормативні значення з наведеними вище, визначаємо, що параметри мікроклімату відповідають вимогам санітарних норм мікроклімату приміщень.

4.3 Допустима площа приміщення

Виходячи з заданих умов ДСанПіН 3.3.2.007-98 [51] для даного типу приміщення (кабінети і лабораторії) найменша допустима площа приміщення на 1 робоче місце – 6 м², об'єм на 1 робоче місце – 20 м³. Для даного приміщення число робочих місць $N_p = 2$.

Розрахунок площі та об'єму на 1 робоче місце:

а) площа

$$S_p = S / N_p = 7,5 \text{ [м}^2\text{]}$$

б) об'єм

$$V_p = V / N_p = 22,5 \text{ [м}^3\text{]}.$$

Очевидно, що при цій категорії приміщення відповідає вимогам ДБН [51].

4.4. Пожежна безпека та профілактика

В учбово-дослідній лабораторії є пожежонебезпечні матеріали: столи, стільці, шафи. В залежності від характеристики речовин і матеріалів, що використовуються, виду виробництва (пожежонебезпечна) приміщення лабораторії згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2016 [56] за вибухопожежною небезпекою відносяться до категорії В, згідно з ПУЕ (НПАОП 40.1-1.32-01) [57]: клас робочих зон за пожежною безпекою П-Па (тверді спалювальні матеріали).

Передбачені наступні заходи з пожежної безпеки:

- кабелі електропроводки вибираються за струмовим навантаженням, з ізоляцією, що не горить;
- обов'язкове дотримання норм та правил при обслуговуванні обладнання;
- для захисту від коротких замикань та перевантажень електромережі внаслідок включення споживачів з потужністю вище допустимої, передбачені автоматичні вимикачі;
- в приміщенні є резервні кабельні мережі.

Існує можливість пожежі при короткому замиканні в системі електроживлення. Для усунення можливості займання, живлення електричною енергією необхідно здійснювати через щиток, на якому встановлені автоматичні вимикачі. При підвищенні струму вище допустимого значення (5 А), відбувається відключення електронної техніки від загальної мережі електроживлення.

Приміщення, в яких розташовані кабельні комунікації, мають II ступінь вогнестійкості з межею вогнестійкості 0,75 год. У повітрі приміщення немає ніяких вибухонебезпечних паро- і газо-повітряних сумішей.

Для евакуації з приміщення лабораторії застосовується один вихід, подальших шлях евакуації людей при пожежі відповідно до схеми евакуації для поверху, наявної на вхідних дверях лабораторії.

Відповідно до діючих вимог, дане приміщення категорії «В» не входить до переліку приміщень, які підлягають обладнанню автоматичними установками пожежогасіння. Необхідні засоби пожежогасіння в приміщенні: вуглекислотні

вогнегасники типу ВВ-5, якими дозволяється гасіння електрообладнання під напругою (клас пожежі «Е»). Кількість, умови розташування та умови зберігання вогнегасників відповідають вимогам ДСТУ 3675-98 та ISO 3941-2007 [58]. Пожежна безпека в робочому приміщенні забезпечена згідно до вимог НАПБ А.01.001-2004 [59] «Правила пожежної безпеки в Україні».

У випадку виникнення пожежі, в лабораторії є план евакуації. Максимальна віддаленість робочих місць від евакуаційних виходів і ширина евакуаційних проходів відповідають вимогам ДБН В.2.5-56-2014 та ДБН В 1.1-7-2016 [60, 61].

ВИСНОВКИ

В результаті роботи над бакалаврською роботою було виконано огляд літератури на основі якого обґрунтовано актуальність обраної теми, визначено об'єкт та предмет дослідження, а також обрано метод дослідження.

Розроблено і представлено принципову схему експериментальної установки для визначення тепло транспортних характеристики мініатюрних теплових труб.

Результати досліджень показали:

1) Зменшення діаметру парового каналу від 4 до 1,2 мм призвело до зростання середньої температури у зоні нагріву мініатюрної теплової труби на 20-40 градусів в залежності від величини теплового потоку, що передавався. В той же час зростання температури у зонах транспорту не перевищувало 10 градусів, а температура зони конденсації лишалася на одному температурному рівні.

2) Чим більшим був діаметр парового простору у мініатюрній тепловій трубі, тим меншого значення набував її термічний опір. Так, для труб діаметром 1,2 мм термічний опір був в 3,5 рази вищим, ніж для труб з діаметром парового каналу 4 мм.

3) Збільшення діаметра парового каналу мініатюрної теплової труби дозволяє розширити робочий діапазон потужностей, що пов'язано зі зміною швидкості руху парової фази теплоносія.

4) На інтенсивність тепловіддачі у зоні нагріву МТТ суттєво впливає діаметр парового каналу. В той же час, коефіцієнт тепловіддачі у зоні конденсації більшою мірою залежить від площі поверхні.

5) Зменшення діаметра парового каналу від 4 до 1,2 мм призводить до зростання коефіцієнта ефективної теплопровідності МТТ більше, ніж в 2,5 рази.

6) Дослідження показали, що вплив діаметра парового простору необхідно вивчати з врахуванням впливу інших геометричних факторів, зокрема ефективної довжини теплових труб.

У роботі також розглянуті питання охорони праці та безпеки в надзвичайних ситуаціях при виконанні експериментальних досліджень при роботі у лабораторії.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

- 1 Naqiuddin N. H. Overview of micro-channel design for high heat flux application [текст] / Naqiuddin N H, Saw L H, Ming C Y, et al. // Renewable and Sustainable Energy Reviews. – 2018. – No. 82. – P.901-914
- 2 Chang F. L. The coupled effects of working fluid and solid wall on thermal performance of micro heat pipes [текст]/ Chang F L, Hung Y M. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2014. – No. 73. – P.76-87
- 3 Lin Z. Heat transfer characteristics and LED heat sink application of aluminum plate oscillating heat pipes [текст]/ Lin Z, Wang S, Huo J, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2011. – No. 31. – P. 2221–2229
- 4 Qu J. Recent advances in MEMS-based micro heat pipes [текст] / Qu J, Wu H, Cheng P, et al. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2017. – No. 110. – P. 294-313.
- 5 Cotter T. P. Principles and prospects of micro heat pipes [текст]. / Cotter T. P. // In: Proceeding of the 5th International Heat Pipe Conference. Japan: TsukubaЮ – 1985Ю – P. 416-420.
- 6 Peterson G. P. An introduction to heat pipes: Modeling, testing, and applications [текст]. - New York: John Wiley and sons, 1994. – 368 p.
- 7 Chen J. Research progress in flat plate heat pipes [текст] / Chen J, Wang S. // Chemical Industry and Engineering Progress. – 2009. – No. 28(12) . – P. 2105-2108.
- 8 Zhang F. Research analysis and development review of micro heat pipe [текст] / Zhang Fangli, Yang Qing // Energy Conservation. – 2019. – No. 5 . – P. 171-174.
- 9 Qu J. Recent advances in MEMS-based micro heat pipes [текст] / Qu J, Wu H, Cheng P, et al. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2017. – No. 110. – P. 294-313.

10 Fatemeh T. Analysis of critical thermal issues in 3D integrated circuits [текст] / Fatemeh T, Siavash E, Shujuan W, Kambiz V. // International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016. – No. 97. – P. 337-352.

11 Chen X. Nanowire-based gas sensors[текст] / Chen X, Wong C K Y, Yuan C A, et al. // Sensors and Actuators B:Chemical. – 2013. – No. 177. – P. 178-195.

12 Durga B. An Overview on the Developing Trend of Pulsating Heat Pipe and its Performance [текст] / Durga B, Hongna Z, Da L, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2018. – No. 141. – P. 305-332.

13 Yang H.H. Operational limit of closed loop pulsating heat pipes [текст] / // Yang HH, Khandekar S, Groll M. // Applied Thermal Engineering. – 2008. – No. 28(1) . – P. 49–59.

14 Yang H. H. Performance characteristics of pulsating heat pipes as integral thermal spreaders [текст] / Yang HH, Khandekar S, Groll M. // International Journal of Thermal Sciences. – 2009. – No. 48(4) . – P. 815–824.

15 Wang X. Predicting of thermal resistances of closed vertical meandering pulsating heat pipe using artificial neural network model[текст] / Wang X, Li B, Yan Y, et al // Applied Thermal Engineering. – 2019. – No. 149. – P. 1134-1141.

16 Mobadersani F. Entropy generation analysis in a single-turn pulsating heat pipe considering phase change modeling[текст] / Mobadersani F, Hesari A R. // European Physical Journal Plus. – 2021. – No. 136. – P. 333.

17 Jang D. S. Flow patterns and heat transfer characteristics of flat plate pulsating heat pipes with various asymmetric and aspect ratios of the channels[текст] / Jang D S, Lee J S, Ahn J H, et al // Applied Thermal Engineering. – 2017. – No. 114. – P. 211-220.

18 Zhang W. Flow and heat transfer characteristics of a two-diameter pulsating heat pipe[текст] / Zhang Wang, Lu Xiaojian, Xu Guoliang, et al. // Journal of Aerodynamics. – 2020. – No. 35(11). – P. 136-142.

19 Chen X. Study on heat transfer characteristics of ethane pulsating heat pipe in middle-low temperature region[текст] / Chen X, Lin Y, Shao S, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2019. – No. 152. – P. 697-705.

20 Noh H. Y. Numerical simulation of pulsating heat pipes: Parametric investigation and thermal optimization[текст] / Noh H Y, Kim S J. // Energy Conversion and Management. – 2020. – No. 203. – P. 112237.

21 Torresin D. Double Condenser Pulsating Heat Pipe Cooler[текст] / Torresin D, Agostini F, Mularczyk A, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2017. – No. 126. – P. 1051-1057.

22 Huang G. Thermal Characterisation of Micro Flat Aluminium Heat Pipe Arrays by Varying Working Fluid and Inclination Angle[текст] / Huang G, Tang Y, Wang P, et al. // Applied Sciences. – 2018. – No. 8(7). – P. 1052.

23 Saad I. Combined Effects of Heat Input Power and Filling Fluid Charge on the Thermal Performance of an Electrohydrodynamic Axially Grooved Flat Miniature Heat Pipe[текст] / Saad I, Maalej S, Zaghdoudi M C. // Applied Thermal Engineering. – 2018. – No. 134. – P. 469-483.

24 Cui Zh. Visualization of flow and heat transfer characteristics of rectangular microchannel flat heat pipe[текст] / Cui Zhuo, Jia Li, Huang Dou, et al. // Scientific Bulletin. – 2020. – No. 65(17). – P. 151-160.

25 Fang W. Z. Numerical simulations of the liquid-vapor phase change dynamic processes in a flat micro heat pipe[текст] / Fang W Z, Tang Y Q, Yang C, et al. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – No. 147. – P. 119022.

26 Wang C. Experimental investigations of flat plate heat pipes with interlaced narrow grooves or channels as capillary structure[текст] / Wang C, Liu Z, Zhang G, et al // Experimental Thermal and Fluid Science. – 2013. – No. 48. – P. 222–229.

27 Do K. H. A mathematical model for analyzing the thermal characteristics of a flat micro heat pipe with a grooved wick[текст] / Do K H, Kim S J, Garimella S V. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2008. – No. 51(19-20). – P. 4637-4650.

28 Wong S. C. Visualization experiments on flat-plate heat pipes with composite mesh-groove wick at different tilt angles [текст] / Wong S C, Liao W S. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2018. – No. 123. – P. 839-847.

29 Zhang S. Experimental study on the thermal performance of a novel ultra-thin aluminum flat heat pipe [текст] / Zhang S., Chen J, Sun Y, et al. // Renewable Energy. – 2019. – No. 135. – P. 1133-1143.

30 Chen X. A review of small heat pipes for electronics [текст] / Chen X, Ye H, Fan X, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2016. – No. 96. – P. 1-17.

31 Ghajar M. Evaporative heat transfer analysis of a micro loop heat pipe with rectangular grooves [текст] / Ghajar M, Darabi J. // International Journal of Thermal Sciences. – 2014. – No. 79. – P. 51-59.

32 Zhang Y. Experimental analysis on the loop heat pipes with different microchannel evaporators [текст] / Zhang Y, Xia Z, Song B, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2020. – No. 178. – P. 115547.

33 Tian W. Experimental investigation of a miniature loop heat pipe with eccentric evaporator for cooling electronics [текст] / Tian W, He S, Liu Z, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2019. – No. 159. – P. 113982.

34 Lu D. Operation characteristics of multi-evaporator low temperature loop heat pipe [текст] / Lu Depu, Xie Rongjian, Wen Jiajia // Progress in Chemical Industry. – 2020. – No. 39(4). – P. 1235-1244.

35 Yu M. Analytical study of impact of the wick's fractal parameters on the heat transfer capacity of a novel micro-channel loop heat pipe [текст] / Yu M, Diallo T, Zhao X, et al. // Energy. – 2018. – No. 158. – P. 746-759.

36 Odagiri K. Experimental investigation on thermal characteristics of a capillary pumped loop with different reservoir locations [текст] / Odagiri K, Nagano H, Ogawa H. // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2020. – No. 158. – P. 119964.

37 Blet N. Experimental analysis of a capillary pumped loop for terrestrial applications with several evaporators in parallel [текст] / Blet N, Bertin Y, Ayel V, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2016. – No. 93. – P. 1304-1312.

38 Boubaker R. Dynamic model of heat and mass transfer in an unsaturated porous wick of capillary pumped loop [текст] / Boubaker R, Platel V, Berges A, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2015. – No. 76. – P. 1-8.

39 Boubaker R. Dynamic Model of Capillary Pumped Loop with Unsaturated Porous Wick for Terrestrial Application [текст] / Boubaker R, Platel V. // Energy. – 2016. – No. 111. – P. 402-413.

40 Lachassagne L. Experimental study of capillary pumped loop for integrated power in gravity field [текст] / Lachassagne L, Ayel V, Romestant C, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2012. – No. 35. – P. 166-176.

41 Kaled A. Experimental study of a Capillary Pumped Loop for cooling power electronics: Response to high amplitude heat load steps [текст] / Kaled A, Dutour S, Platel V, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2015. – No. 89. – P. 169-179.

42 Chang Y. CFD simulation on the heat transfer and flow characteristics of a microchannel separate heat pipe under different filling ratios [текст] / Chang Y, Zhang Q, Zhai Z, et al. // Applied Thermal Engineering. – 2018. – No. 139. – P. 25–34.

43 Enke C. Transient response of an axially-grooved aluminum-ammonia heat pipe with the presence of non-condensable gas [текст] / Enke C, Júnior JB, Vlassov V. // Applied Thermal Engineering. – 2021. – No. 183. – P. 116135.

44 Lu Q. Experimental study on rack cooling system based on a pulsating heat pipe [текст] / Lu Q, Jia L. // Journal of Thermal Science. – 2016. – No. 25(1). – P. 60-67.

45 Dang C. Investigation on thermal design of a rack with the pulsating heat pipe for cooling CPUs [текст] / Dang C, Jia L, Lu Q. // Applied Thermal Engineering. – 2017. – No. 110. – P. 390-398.

46 Meena P. Application of closed-loop oscillating heat-pipe with check valves (CLOHP/CV) air-preheater for reduced relative-humidity in drying systems [текст] / Meena P, Rittidech S, Poomsa-Ad N. // Applied Energy. – 2007. – No. 84(4). – P. 363-373.

47 Kargarsharifabad H. Experimental investigation of the effect of using closed-loop pulsating heat pipe on the performance of a flat plate solar collector [текст] / Kargarsharifabad H, Mamouri S J, Shafii M B, et al. // Journal of Renewable and Sustainable Energy. – 2013. – No. 5(1). – P. 1753-1766.

48 Han X. Investigations on the heat transport capability of a cryogenic oscillating heat pipe and its application in achieving ultra-fast cooling rates for cell vitrification cryopreservation [текст] / Han X, Ma H, Jiao A, et al. // Cryobiology. – 2008. – No. 56(3). – P. 195-203.

49 Гортышов Ю.Ф., Дресвянников Ф.Н., Идиатуллин Н.С. и др. Теория и техника теплофизического эксперимента / под ред. Щукина В.К. М.: Энергоатомиздат. - 1985. - 360 с.

50 Зейдель А.Н. Погрешность измерений физических величин. – Л.: Наука. – 1985. – 256 с.

51 Про затвердження Державних санітарних правил і норми роботи з візуальними дисплейними терміналами електронно-обчислювальних машин (ДСанПН 3.3.2.007-98) [Електронний ресурс] : Наказ МОЗ України від 10.12.98 р. № 7 : станом на 12 черв. 2011 р. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0007282-98#Text> (дата звернення: 07.05.2022).

52 Про затвердження Вимог щодо безпеки та захисту здоров'я працівників під час роботи з екранними пристроями(НПАОП 0.007-7.15.18) [Електронний ресурс]: Зареєстровано в Міністерстві юстиції України: 25.04.2018 за № 508/31960- Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0508-18#Text> (дата звернення: 07.05.2022).

53 ДСТУ ІЕС 61140:2005 (ІЕС 61140:2001, ІДТ) Національний стандарт України. Захист проти ураження електричним струмом. URL: <https://metrology.com.ua/ntd/skachat-iso-iec-ohsas/eea/dstu-iec-61140-2005/> (дата звернення: 07.05.2022)

54 ДБН В.2.6-31:2016 Теплова ізоляція будівель [Електронний ресурс] Чинні від 2007-04-01; URL: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-13> (дата звернення: 07.05.2022).

55 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень (ДСН 3.3.6.042-99) [Електронний ресурс] : Наказ МОЗ України від 01.12.99 р. № 42 Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99#Text> (дата звернення: 07.05.2022).

56 Визначення категорій приміщень, будинків, установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою (ДСТУ Б В.1.1-36:2016) [Електронний ресурс] : Чинний з 1 січня 2017 р. - Режим доступу: https://dbn.co.ua/load/normativy/dstu/dstu_b_v_1_1_36/5-1-0-1759 (дата звернення: 07.05.2022).

57 Про затвердження Правил будови електроустановок. електрообладнання спеціальних установок ПУЕ (НПАОП 40.1-1.32-01) [Електронний ресурс] : Наказ Міністерство праці та соціальної політики України від 21.16.2001 р. № 272 – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0272203-01#Text> (дата звернення: 07.06.2022).

58 Пожежна техніка. Вогнегасники переносні. Загальні технічні вимоги та методи випробувань (ДСТУ 3675-98) Чинний від 01.01.1999 Режим доступу: https://dnaop.com/html/41026/doc-%D0%94%D0%A1%D0%A2%D0%A3_3675-98 (дата звернення: 07.06.2022).

59 Про затвердження Правил пожежної безпеки в Україні (НАПБ А.01.001-2004) [Електронний ресурс] : Міністерство України з питань надзвичайних ситуацій від 19.10.2004 р. № 126 . – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z1410-04#Text> (дата звернення: 07.06.2022).

60 Системи протипожежного захисту (ДБН В.2.5-56-2014): URL: <http://kbu.org.ua/assets/app/documents/dbn2/98.1.%20ДБН%20В.2.5-56~2014.%20Системи%20протипожежного%20захисту.pdf> (даа звернення: 15.06.2022)

61 Державні будівельні норми України, Пожежна безпека об'єктів будівництва (ДБН В.1.1.7-2016) . URL: <https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-88> (дата звернення: 07.05.2022)