

Имя пользователя:
Баранюк Александр Владимирович

ID проверки:
1011573865

Дата проверки:
14.06.2022 11:49:37 EEST

Тип проверки:
Doc vs Internet + Library

Дата отчета:
14.06.2022 11:51:29 EEST

ID пользователя:
100007114

Название файла: TF81-ShiminCao-diploma-2022

Количество страниц: 47 Количество слов: 8199 Количество символов: 61994 Размер файла: 1.03 MB ID файла: 1011444288

17.3% Совпадения

Наибольшее совпадение: 6.49% с источником из Библиотеки (ID файла: 1008298361)

9.45% Источники из Интернета 436 Страница 49

11.5% Источники из Библиотеки 550 Страница 53

0% Цитат

Исключение цитат выключено

Исключение списка библиографических ссылок выключено

0% Исключений

Нет исключенных источников

Модификации

Обнаружены модификации текста. Подробная информация доступна в онлайн-отчете.

Замененные символы 17

РЕФЕРАТ

ДР: 61 с., 13 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., 13 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	7
ВСТУП	8
1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД	9
1.1 Загальна інформація про мікротеплові труби	9
1.2 Стан досліджень пульсаційних теплових труб	11
1.3 Стан досліджень пластинчастих теплових труб з мікропазами	13
1.4 Стан досліджень мікроконтурних теплових труб	15
1.4 Стан досліджень мікрокапілярних насосних контурів.....	17
1.5 Стан досліджень інших мікротеплових трубок	19
1.6 Дослідження застосування мікротеплових трубок	19
2 ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТА ДОСЛІДНИХ ЗРАЗКІВ ... 22	
2.1 Опис експериментальної установки	22
2.2 Опис досліджуваних теплових труб.....	24
3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ І ОБРОБКИ ДОСЛІДНИХ ДАНИХ 26	
3.1 Методика проведення дослідження	26
3.2 Обробка результатів.....	27
3.3 Оцінка похибки результатів експериментальних досліджень.....	30
4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	35
5 ОХОРОНА ПРАЦІ	42
5.1 Визначення основних потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що мають місце при виконанні науково-дослідної роботи.....	43
5.2 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки, гігієни праці та виробничої санітарії при виконанні науково-дослідної роботи	43
5.3 Допустима площа приміщення	50
5.4. Пожежна безпека та профілактика	51
ВИСНОВКИ	53
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ	55

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАК

d – діаметр, м;

l – довжина, м;

t – температура, °C;

Q – тепловий потік, Вт;

R – термічний опір, $\frac{\text{К}}{\text{Вт}}$;

α – коефіцієнт тепловіддачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$;

λ – коефіцієнт теплопровідності, $\frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$.

Індекси

відв – відведений;

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 K [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 мікроканавками, 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 конструкція пульсаційних теплових труб залежно від умов роботи встановлюються зворотні клапани [12], як показано на рис. 1.1.

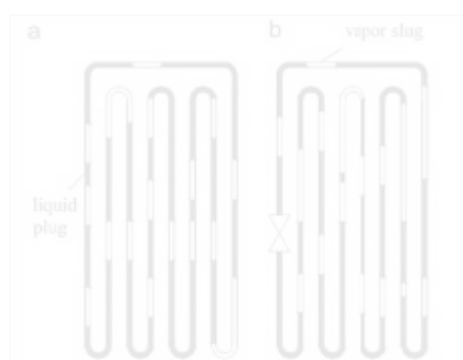


Рисунок 1.1 – Спрощений загальний вигляд пульсаційної теплової труби без зворотніх клапанів (а) та з ними (б) [12]

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 перегрівається 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 трубку 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 корпусу труби часто є плоскою [22].



Рисунок 1.2 – Принципова схема плоскої теплової трубки з прямокутними мікроканалами

Саад [23] провів чисельне дослідження пластинчастої теплової трубки 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 теплової 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, паропровод і трубопровід для рідини (див. рис. 1.3). Випаровування та конденсація робочої рідини відбуваються незалежно в випарнику і конденсаторі, капіляр забезпечує петлю живлення [30].

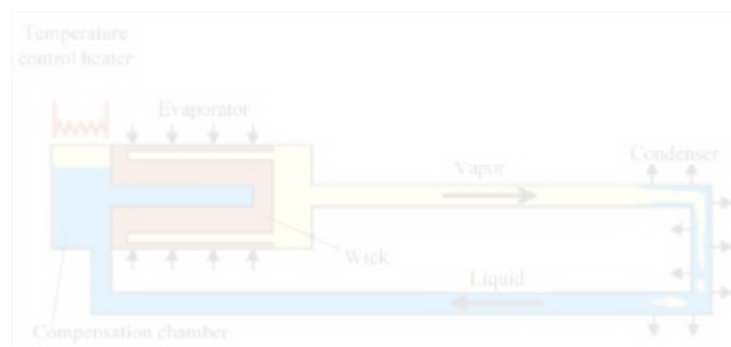


Рисунок 1.3 – Принципова схема мікроканальної теплової трубки

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

модельовання 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 модельовання показали, що збільшення перепаду висот між випарником і конденсатором призводить до збільшення максимальної потужності, що здатна передати тепла 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 насосу (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 мікроаккумулятор 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 трубі зменшується. На пускові характеристики такого насосу зміна кількості випарників практично не впливає.

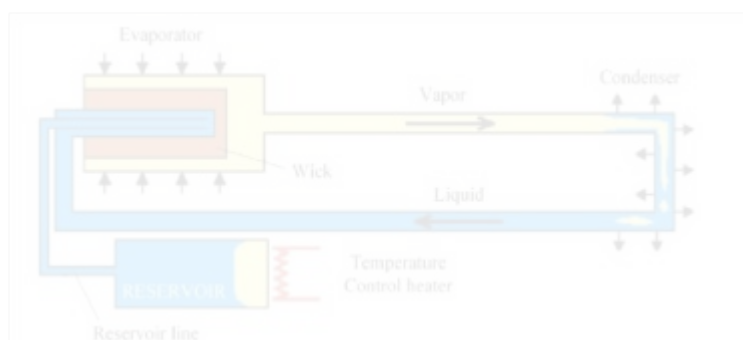


Рисунок 1.4 – Принципова схема мікрокапілярного насоса

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 багат шарова 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 показали, 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

пульсационной тепловой трубки всередине та зовні стійки. Результати експерименту показують, що при використанні пульсационной тепловой трубки можна підтримувати внутрішню температуру стійки в необхідному діапазоні та покращувати рівномірність розподілу температури.

Данг та інші [45] запропонували закриту систему охолодження ЦПУ на основі пульсационних теплових труб з внутрішніми каналами, які ефективно унікає змішування гарячого і холодного повітря, посилює теплообмін між теплообмінником і тепловою 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 пульсационну 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.

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 МГТ

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

3 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ І ОБРОБКИ ДОСЛІДНИХ ДАНИХ

3.1 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.

3.2 Обробка результатів

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

- Q_{el} - тепловий потік, що підводиться до зони нагріву МТТ, Вт;
- T_{zn} - 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_{zn} , $T_{тр}$, $T_{зк}$ 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 :

$$Q_{відв} = G \cdot c_p \cdot (T_{вих} - T_{вх}) \quad (3.1)$$

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

$$T = \frac{T_{вх} + T_{вих}}{2} \quad (3.2)$$

Термічний опір мініатюрної теплової труби визначається за формулою:

$$R_{\text{МТТ}} = \frac{T_{\text{зн}} - T_{\text{зк}}}{Q_{\text{відв}}} \quad (3.3)$$

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

$$q_{\text{зн}} = \frac{Q_{\text{відв}}}{F_{\text{зн}}} \quad (3.4)$$

Внутрішня площа зони нагріву визначається за залежністю:

$$F_{\text{зн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\text{зн}} \quad (3.5)$$

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

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

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

$$q_{\text{зк}} = \frac{Q_{\text{відв}}}{F_{\text{зк}}} \quad (3.6)$$

Внутрішня площа зони конденсації визначається за залежністю:

$$F_{\text{зк}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot l_{\text{зк}} \quad (3.7)$$

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 визначається за формулою:

$$\alpha_{зн} = \frac{q_{зн}}{\Delta T_{зн}} = \frac{q_{зн}}{(T_{зн} - T_{тр})} \quad (3.8)$$

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні конденсації визначається за формулою:

$$\alpha_{зк} = \frac{q_{зк}}{\Delta T_{зк}} = \frac{q_{зк}}{(T_{тр} - T_{зк})} \quad (3.9)$$

Ефективна теплопровідність мініатюрної теплової труби визначалася за залежністю:

$$\lambda_{эф} = \frac{Q_{відв} \cdot l_{эф}}{(T_{зн} - T_{зк}) \cdot F_{тр}} \quad (3.10)$$

де $l_{эф}$ – ефективна довжина теплової труби, м;

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

$$l_{эф} = \frac{l_{зн}}{2} + l_{зт} + \frac{l_{зк}}{2} \quad (3.11)$$

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

Площа поперечного перерізу теплової труби розраховувалася за формулою:

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

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.

3.3 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:

$$\delta = \frac{X_0}{A} \cdot 100\% \quad (3.13)$$

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 °C.

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 0БМІ-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 (3.5) та (3.7). 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 (3.1).

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:

$$\delta(T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}) = \frac{\Delta T \sqrt{2}}{T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}} \cdot 100\%$$

$$\delta_{\min} (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}) = \frac{\Delta T \sqrt{2}}{T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}} \cdot 100\% = \frac{0,1 \sqrt{2}}{31 - 20} \cdot 100\% = 1,29\%$$

$$\delta_{\max} (T_{\text{вих}} - T_{\text{вх}}) = \frac{\Delta T \sqrt{2}}{T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}}} \cdot 100\% = \frac{0,1 \sqrt{2}}{22,3 - 20} \cdot 100\% = 6,15\%$$

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

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

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

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

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

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

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні нагріву визначається за формулою (3.8).

Відносна похибка визначення різниці температур визначається за формулою:

$$\delta(\Delta T) = \frac{\Delta T \sqrt{2}}{T_{\text{зн}} - T_{\text{зн}}} \cdot 100\%$$

Відповідно

$$\delta_{\min}(\Delta T) = \frac{\Delta T}{T} \cdot 100\% = \frac{0,1 \cdot 2}{92 - 58} \cdot 100\% = 0,42\%$$

$$\delta_{\max}(\Delta T) = \frac{\Delta T}{T} \cdot 100\% = \frac{0,1 \cdot 2}{29 - 25} \cdot 100\% = 3,54\%$$

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 (3.3). Тоді відносна похибка ЙОГО визначення дорівнюватиме:

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

$$\delta_{\min}(R_{\text{МТТ}}) = \sqrt{(\delta_{\min}(\Delta T))^2 + (\delta_{\min}(Q_{\text{відв}}))^2} = \sqrt{0,42^2 + 1,63^2} = 1,68\%$$

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

4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

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

На рис. 4.1 представлено вплив діаметра парового каналу на розподіл середніх температур у зонах нагріву (ЗН), транспорту (ЗТ) та конденсації (ЗК) мініатюрної теплової труби.

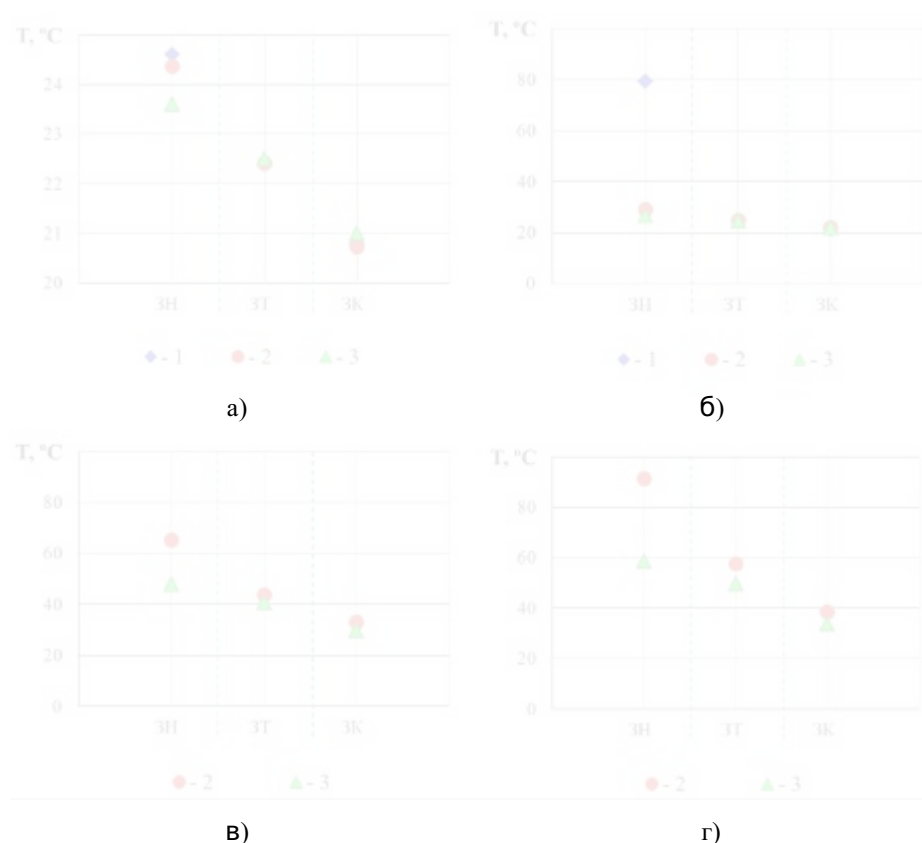


Рисунок 4.1 – Розподіл середніх температур по зонам теплової труби при переданій потужності 1,5 Вт (а), 5,0 Вт (б), 38 Вт (в) та 58 Вт (г) для теплових труб із діаметром парового каналу: 1 - 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

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.

Також було розраховано термічний опір мініатюрних теплових труб та коефіцієнти тепловіддачі у зонах нагріву та конденсації. Відповідні графіки представлені на рис. 4.2 – 4.4.

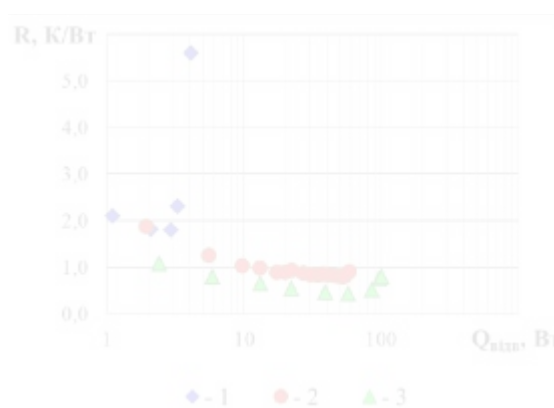


Рисунок 4.2 – Залежність термічного опору мініатюрної теплової труби від відведеної потужності при діаметрі парового каналу: 1 - 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

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.



Рисунок 4.3 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрної теплової труби від відведеної потужності при діаметрі парового каналу: 1 - 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм



Рисунок 4.4 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі в зоні конденсації мініатюрної теплової труби від відведеної потужності при діаметрі парового каналу: 1 - 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

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. 4.5.

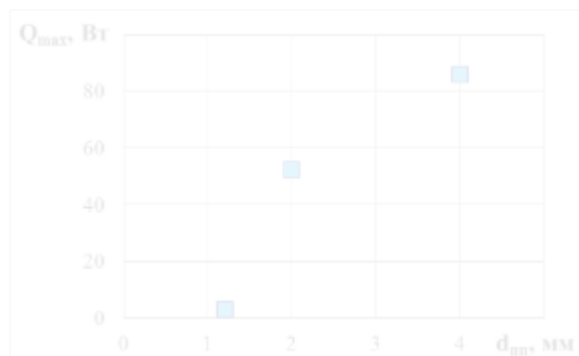


Рисунок 4.5 – Вплив діаметра парового простору мініатюрної теплової труби на її максимальну тепло передавальну здатність

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. 4.6), що обумовлено суттєвим впливом як площі поперечного перерізу такої труби, так і ефективної довжини теплової труби.



Рисунок 4.6 – Залежність коефіцієнта ефективної теплопровідності мініатюрної теплової труби від відведеної потужності при діаметрі парового каналу: 1 - 1,2 мм; 2 - 2 мм; 3 - 4 мм

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. 4.7).

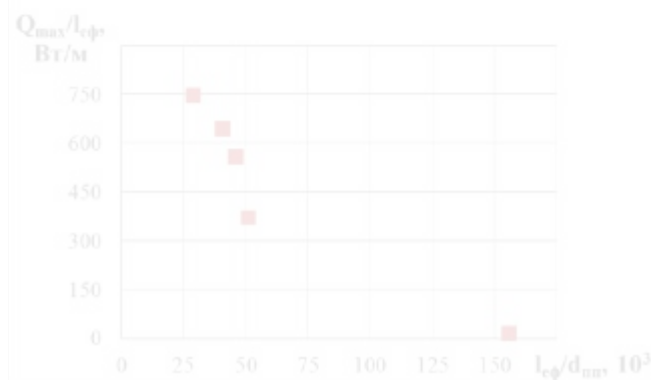


Рисунок 4.7 – Залежність максимальної лінійної густини теплового потоку від відносної ефективної довжини мініатюрної теплової труби

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

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 передався. 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: Tsukuba – 1985 – 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, Zaghoudi 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 правила 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, IDT) 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/normativity/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 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)

Совпадения

Источники из Интернета

436

6	https://www.mdpi.com/1996-1073/11/9/2480/htm	9 источников	0.89%
9	http://www.ksau.kherson.ua/files/konferencii/%D0%BC%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BC%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8%...	46 источников	0.79%
11	http://elartu.tntu.edu.ua/handle/lib/30638?locale=en	7 источников	0.74%
15	https://zp.edu.ua/sites/default/files/konf/konspekt_lekcij_opg_2020_menedzhment.pdf		0.66%
16	https://repository.sspu.edu.ua/bitstream/123456789/10906/1/%d0%90%d0%9f%d0%9f%d0%9c%d0%9e_2%2816%29	2 источника	0.54%
17	https://www.semanticscholar.org/paper/Experimental-analysis-on-the-loop-heat-pipes-with-Zhang-Xia/bc7d371903	7 источников	0.54%
18	https://econom.lnu.edu.ua/wp-content/uploads/2018/07/Nazarova.-Ekonomika-pratsi_2019.pdf	15 источников	0.54%
19	https://nubip.edu.ua/sites/default/files/u145/dis_cheban.pdf	24 источника	0.51%
20	http://arvc.umh.es/listado_papers_i3e.php		0.49%
21	https://www.sciencegate.app/keyword/445953		0.45%
22	https://www.dl.begellhouse.com/journals/49dcde6d4c0809db,13a5713769b737e8,70c6c1f806f3bc15.html	4 источника	0.44%
23	https://donnaba.edu.ua/docs/kafedry/kafedra-promyslove-ta-tsyvilne-budivnytstvo/2021/kvalifikatsiini-roboty/1/Un	2 источника	0.44%
24	https://bg.nmu.org.ua/ua/4stud/files-to-downloud/magisters/BGGM_Metod-192_bakalavr_diplom.pdf		0.43%
26	http://lnau.edu.ua/lnau/attachments/5554_%D0%9C%D0%B0%D1%82%D0%B5%D1%80%D1%96%D0%B0%D0%BB%D0%B8%...		0.41%
27	http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/12819/1/Kochetkova_dyp_2020.pdf	2 источника	0.41%
28	https://www.semanticscholar.org/paper/Thermal-Analysis-of-a-Water-Filled-Micro-Heat-Pipe-Hung-Tio/f1f5a0483c46	3 источника	0.41%
29	http://eadnurt.diit.edu.ua/bitstream/123456789/13005/1/Novikov_dyp_2020.pdf	2 источника	0.41%
31	https://dbn.co.ua/load/normativy/dbn/1-1-0-88	2 источника	0.4%
32	https://www.semanticscholar.org/paper/Experimental-investigation-on-thermal-of-a-pumped-Odagiri-Nagano/6c9d	2 источника	0.39%
33	https://www.semanticscholar.org/paper/Experimental-investigations-of-flat-plate-heat-with-Lef%C3%A8vre-Conrard	2 источника	0.39%
34	https://www.semanticscholar.org/paper/Pore-scale-simulation-of-evaporation-in-a-porous-of-Li-Hong/3fe89a35c568587e8c6db...		0.39%

35	http://eir.zntu.edu.ua/bitstream/123456789/4236/1/MR_Demchenko.pdf	3 источника	0.38%
36	http://eir.zntu.edu.ua/bitstream/123456789/4469/1/MR_Vorotnikova.pdf		0.38%
37	https://kneu.edu.ua/userfiles/Economic_Department_APK/diplom%20spec%25D1%2596a%25D1%2596sta/Maket_U	5 источников	0.38%
38	https://www.semanticscholar.org/paper/A-novel-dual-diameter-closed-loop-pulsating-heat-a-Aref-Fallahzadeh/9fbc0	2 источника	0.38%
41	https://www.intechopen.com/chapters/50421		0.37%
42	https://core.ac.uk/download/pdf/231910618.pdf		0.35%
43	https://www.scirp.org/journal/papercitationdetails.aspx?paperid=29404&JournalID=691	2 источника	0.35%
44	http://eir.zntu.edu.ua/bitstream/123456789/6837/1/MR_Kraskovskiy.pdf		0.34%
45	https://www.semanticscholar.org/paper/An-overview-on-the-developing-trend-of-pulsating-Bastakoti-Zhang/dd6eb7	2 источника	0.34%
46	https://donntu.edu.ua/wp-content/uploads/2019/05/%D0%A2-3.-%D0%A1%D0%B5%D0%BA%D1%86%D1%96%D1%8F-3.pdf		0.33%
47	https://dse.org.ua/arhcive/36/_10.pdf		0.33%
48	https://publications.waset.org/10387/flat-miniature-heat-pipes-for-electronics-cooling-state-of-the-art-experimental-and-theor...		0.33%
49	https://cpnu.cn.ua/wp-content/uploads/2021/06/innovacijnyj-potencial-soczialnoyi-roboty_maket2406.pdf		0.33%
50	http://www.knuba.edu.ua/ukr/wp-content/uploads/2019/02/Zbirnik_materialiv_konferentsii_Prostorove_planuvannia_2021_Cha...		0.33%
51	https://pprime.fr/bertin-yves	2 источника	0.33%
52	https://www.hneu.edu.ua/wp-content/uploads/2020/05/OPP-125-Kiberbezpeka-Bakalavr-2020.pdf	24 источника	0.33%
53	https://www.semanticscholar.org/paper/An-experimental-investigation-on-capillary-pumped-Yu-Chen/a86ba855a35ee03dbea2...		0.32%
56	http://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/30677/3/dyplom_Yurchenko_K_2020.pdf		0.32%
58	https://thermalscience.vinca.rs/2019/2/125	2 источника	0.3%
59	http://search.ligazakon.ua/l_doc2.nsf/link1/RE31960.html		0.3%
60	https://libgen.ggfwsz.net/journal/5278/56/3	3 источника	0.3%
61	https://jphystap.journaldephysique.org/en/component/citedby/?doi%3D10.1051%2Fjphystap%3A019100090045700%26task%...		0.3%
63	https://openarchive.nure.ua/bitstream/document/9679/1/Jakovlev_mon_19.pdf		0.29%

64	https://zakon.help/files/article/11173/2_nstrukts_ya_EP_aparat_DPS_117.doc	3 источника	0.29%
65	https://www.semanticscholar.org/paper/Experimental-investigations-of-flat-plate-heat-with-Wang-Liu/d6f1727f6f162ea8985c7...		0.29%
66	https://www.dl.begellhouse.com/pt/journals/46784ef93dddf27,0b7ac7f033eb81b6,06b701df62916c23.html		0.28%
67	http://elartu.tntu.edu.ua/bitstream/lib/29703/5/puliak_l_y.pdf	2 источника	0.27%
70	https://yurist-online.org/DBN/dbn_v.22-20-2008.pdf	3 источника	0.27%
71	https://zavantag.com/docs/611/index-1262104.html?page=13	6 источников	0.26%
72	https://mdpi-res.com/bookfiles/book/3572/Thermal_Systems.pdf?v=1644033669		0.26%
73	https://ideas.repec.org/a/eee/appene/v84y2007i5p553-564.html	7 источников	0.26%
74	https://zp.edu.ua/sites/default/files/konf/metodychka_dyplomuvannya_dlya_magistriv_tf_275.02-03.pdf		0.26%
75	https://www.semanticscholar.org/paper/Double-condenser-pulsating-heat-pipe-cooler-Torresin-Agostini/9fe78eba2...	4 источника	0.26%
76	https://booksc.org/journal/1798/114	6 источников	0.24%
79	https://vestnik.kpi.kharkov.ua/mmtt/wp-content/uploads/sites/7/2019/07/Bulletin-8-1333-2019-1.pdf		0.22%
80	http://www.compancommand.com/Bezopasn/Pojarn_bezop/Prikazy/MVD_Ukr_30_12_2014_1417_Pravila_poj_Bez.doc	2 источника	0.22%
82	https://anc-project.com/ua/dbn1/dbn-v.1.1-7-2016-pozhezhna-bezpeka-obektiv-budivnictva.html		0.21%
84	http://pa.stateandregions.zp.ua/archive/2_2019/2_2019.pdf	6 источников	0.2%
85	http://dspace.pdaa.edu.ua:8080/bitstream/123456789/7881/1/alsw-4.pdf		0.2%
86	http://ir.znau.edu.ua/bitstream/123456789/3473/1/Tsyvilnyi_zakhyst.pdf		0.2%
87	http://www.knuba.edu.ua/ukr/wp-content/uploads/2019/02/%D0%A0%D0%B5%D0%B3%D1%96%D0%BE%D0%BD%...	3 источника	0.2%
88	http://phd.znu.edu.ua/page/dis/07_2021/lanushevych.pdf	30 источников	0.2%
89	https://op.edu.ua/sites/default/files/files/opscans/proj/2021_opp_161_mag_himichni_tehnologiyi_organichnyh_rechovyn.pdf		0.2%
90	https://booksc.org/journal/1798/149	4 источника	0.2%
91	http://www.f-mx.ru/bezopasnost_zhiznedeyatelnosti/oxorona_praci_pri_roboti_z_personalnim.html	26 источников	0.17%
92	http://normativ.info/norms/dstu/dstu.shtml	19 источников	0.16%

2	TF91mp-MykhailykVY-thesis-2020-2	ID файла: 1005717060	Учебное заведение: National Technical Unive	3 Источник	2.2%
3	TF51-DatsenkoOO-diploma-2019	ID файла: 1000054852	Учебное заведение: National Technical University of Ukra...		1.5%
4	TereschenkoDV_Rlg61_bachelor_2020	ID файла: 1004123574	Учебное заведение: National Technical Uni	27 Источник	1.4%
5	TF-91mn-LipnitskiyLV-diploma-2021	ID файла: 1007843677	Учебное заведение: National Technical University of U...		1.18%
7	shulga1	ID файла: 1000068452	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polyte	2 Источник	0.89%
8	TF81mp-ZhurakivskiyAV-thesis-2019-2	ID файла: 1000800629	Учебное заведение: National Technical University o...		0.8%
10	TF51-ShulgaMV-diploma-2019	ID файла: 1000074819	Учебное заведение: National Technical University of Ukrain...		0.79%
12	TF01mn-Tsarenko-diploma-2022	ID файла: 1011235711	Учебное заведение: National Technical University of Ukra...		0.73%
13	TF91mp-BachencoAO-thesis-2020	ID файла: 1005656201	Учебное заведение: National Technical University of Ukr...		0.71%
14	Дзюба_РК51	ID файла: 1000066144	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv	4 Источник	0.7%
25	Мищенко_РТФ	ID файла: 1000782353	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polyte...		0.43%
30	TF91mn-YudinII-diploma-2021	ID файла: 1007854427	Учебное заведение: National Technical University of Ukrain...		0.4%
39	TF91mp-SviderskiiAV-thesis-2020	ID файла: 1005755968	Учебное заведение: National Technical Universi	6 Источник	0.37%
40	Цветков_рк51	ID файла: 1000084945	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polyte...		0.37%
54	коваленко	ID файла: 1000085968	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytechn...		0.32%
55	2018-Думанський-бак	ID файла: 6005281	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv P...		0.32%
57	ТҮа81mp-TyshkoVU-thesis-2019	ID файла: 1000815476	Учебное заведение: National Technical University of Ukra...		0.3%
62	Ковбич. Моделювання електромагнітокристалічних фільтрів	ID файла: 5664337	Учебное заве	15 Источник	0.29%
68	ДРОЗДОВ_РК-51	ID файла: 1000066746	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "	3 Источник	0.27%
69	Мельник, РТФ	ID файла: 8395381	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv	21 Источник	0.27%
77	ТҮА71mn-YankovskyiVG-thesis-2019	ID файла: 11989520	Учебное заведение: National Technical University of Uk...		0.23%
78	ТҮа81-KovalenkoOV-diploma-2022	ID файла: 1011420005	Учебное заведение: National Technical University of Uk...		0.22%
81	Студенческая работа	ID файла: 1000752614	Учебное заведение: Cherkasy State Technological University		0.21%

83	TF81-RomashenkoMD-diploma-2022	ID файла: 1011420066	Учебное заведение: National Technical University of U...	0.2%
98	Артеменко РК-51	ID файла: 1000092792	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Po...	0.12%
103	Дорошенко О.О.ТС-51	ID файла: 1000066553	Учебное заведение: National Technical University of Ukr 2 Источник	0.11%
105	Лемеха Дипломна	ID файла: 1000089196	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv P...	0.1%
106	Грищенко PI-г61-2	ID файла: 1000094223	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv P...	0.1%
107	TF41-ChervonyukAO-diploma-2018	ID файла: 5946561	Учебное заведение: National Technical University 2 Источник	0.1%
108	Студенческая работа	ID файла: 1005731416	Учебное заведение: National Aviation University 2 Источник	0.1%
110	Disser_Vozniuk_20210208	ID файла: 1006526593	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Ку...	0.1%
111	Студенческая работа	ID файла: 1008435980	Учебное заведение: Odesa National University of Technology	0.1%
112	ДП Артем'єв	ID файла: 1004032907	Учебное заведение: National Technical University of Ukraine "Kyiv Polytech...	0.1%
123	Студенческая работа	ID файла: 1009720954	Учебное заведение: National Aviation University	0.1%