

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

На правах рукопису

**СТРЕЛЬЦОВА ЮЛІЯ ВАЛЕРІЇВНА**

УДК 536.24: 536.248.2

**ХАРАКТЕРИСТИКИ МЕТАЛЕВИХ ПОРИСТИХ МАТЕРІАЛІВ:  
ВПЛИВ НА ТЕПЛОБМІН У ТЕПЛОВИХ ТРУБАХ  
ХІМІЧНО-ЕНЕРГЕТИЧНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**

Спеціальність 05.17.08 – Процеси та обладнання хімічної технології

Дисертація на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Науковий керівник  
Шаповал Андрій Андрійович,  
к.т.н, доцент

**Київ – 2017**

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, символів, одиниць і скорочень .....	4
ВСТУП.....	6
<b>1 ДВОФАЗНІ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ І ПОРИСТІ МАТЕРІАЛИ, ПРИЗНАЧЕНІ ДЛЯ ХІМІКО-ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ .....</b>	<b>15</b>
1.1 Ефективні двофазні теплопередавальні пристрої. Особливості функціонування, типи конструкцій .....	15
1.2 Характеристики металевих пористих капілярних структур.....	22
1.3 Гідродинамічні процеси у капілярних структурах теплових труб .....	26
1.4 Теплопровідність пористих капілярних структур .....	29
1.5 Термічний опір теплових труб. Інтенсивність пароутворення в зонах нагрівання теплових труб .....	33
Висновки до розділу 1 .....	39
<b>2 КИПІННЯ НА ПОРИСТИХ ПОВЕРХНЯХ .....</b>	<b>40</b>
2.1 Експериментальне визначення початку закипання та інтенсивності тепловіддачі при кипінні рідин на пористих поверхнях .....	40
2.2 Температурний напір початку закипання води на пористих поверхнях. Узагальнення експериментальних даних .....	51
2.3 Формули для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі при розвинутому кипінні рідин .....	57
2.4 Моделювання процесів кипіння рідин на пористих поверхнях .....	63
2.5 Уточнення методики розрахунків термічного опору теплової труби .....	73
Висновки до розділу 2 .....	76
<b>3 ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ МЕТАЛЕВИХ ПОРИСТИХ КАПІЛЯРНИХ СТРУКТУР ТЕПЛОВИХ ТРУБ .....</b>	<b>78</b>
3.1 Експериментальне визначення теплопровідності металевих пористих матеріалів .....	78
3.2 Отримання однофакторних залежностей для розрахунків теплопровідності капілярних структур теплових труб.....	81

3.3 Багатофакторні залежності для визначень каркасної теплопровідності капілярних структур теплових труб .....	87
Висновки до розділу 3 .....	95
4 ТЕРМІЧНІ ОПОРИ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З ПОРИСТИМИ КАПІЛЯРНИМИ СТРУКТУРАМИ .....	96
4.1 Експерименти з визначення структурних, гідродинамічних і теплофізичних властивостей капілярних структур .....	96
4.2 Формули для визначення максимальної теплопередавальної здатності теплових труб.....	110
4.3 Результати експериментів із досліджуваними тепловими трубами .....	118
Висновки до розділу 4 .....	131
ВИСНОВКИ.....	132
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ .....	135
Додаток А Похибки вимірювань отриманих результатів .....	145
Додаток Б Форма комп'ютерної програми для розрахунків за моделлю кипіння .....	154
Додаток В Приклад розрахунку термічного опору теплової труби за уточненою методикою .....	156
Додаток Г Приклади застосування теплових труб у виробничому обладнанні.....	159
Додаток Д Акт впровадження результатів роботи.....	163

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ І СКОРОЧЕНЬ

$P$	– пористість, %;
$l$	– довжина, м;
$H$	– висота капілярної рівноваги, м;
$F$	– площа, м <sup>2</sup> ;
$R$	– термічний опір, град/Вт;
$K$	– коефіцієнт капілярної проникності, м <sup>2</sup> ;
$Q$	– тепловий потік, Вт;
$T, t$	– температура, °С, К;
$C$	– теплоємність, Дж/К;
$d$	– діаметр, м;
$\rho$	– густина, кг/м <sup>3</sup> ;
$\omega$	– швидкість фільтрації рідини, м/с;
$p$	– тиск, Па;
$q$	– густина теплового потоку, Вт/м <sup>2</sup> ;
$\varphi$	– кут нахилу теплової труби відносно горизонту, °;
$\lambda$	– теплопровідність, Вт/мК;
$\sigma$	– коефіцієнт поверхневого натягу рідини, Н/м;
$\theta$	– крайовий кут змочування матеріалу, °;
$\mu$	– динамічний коефіцієнт в'язкості рідини, Па·с;
$\nu$	– кінематичний коефіцієнт в'язкості рідини, м <sup>2</sup> /с;
$\alpha$	– коефіцієнт тепловіддачі, Вт/м <sup>2</sup> К;
$\delta$	– товщина, м;
$r$	– радіус, м;
$g$	– прискорення вільного падіння, м/с <sup>2</sup> ;
$\Delta$	– різниця

## Основні індекси

в	– стосується випаровування;
к	– стосується конденсації;
з	– зовнішній;
вн	– внутрішній;
кр	– критичний;
v, п, n	– стосується пари, паропроводу;
кс	– капілярна структура;
еф	– ефективний;
р	– рідина;
г	– стосується гарячого джерела;
х	– стосується холодного джерела;
ст	– стінка;
конт	– контактний;
нас	– насичення;
ф	– стосується фазового переходу;
пух	– стосується пухирця, створеного у зоні кипіння;
max	– максимальний;
min	– мінімальний

## Основні скорочення

ТТ	– теплова труба;
ТС	– термосифон;
КС	– капілярна структура;
КПМ	– капілярно-пористі матеріали;
МВКС	– металоволокниста капілярна структура

## ВСТУП

Інтенсифікація тепломасообміну і підвищення енергетичної ефективності є основними напрямками вдосконалення конвективних теплообмінних апаратів. Мета інтенсифікації теплообміну зводиться до зменшення габаритів і маси теплообмінних пристроїв, що дозволяє знизити витрати на їх виготовлення та встановлення. При цьому постає завдання покращення з техніко-економічної точки зору організації теплообміну. Методи інтенсифікації тепловіддачі можна розділити на пасивні (що не потребують додаткових витрат енергії) і активні (потребують прямих витрат енергії) [1]. До пасивних методів належать: застосування шорстких оребрених поверхонь, використання турбулізаторів та завихрювачів та ін. Активні методи включають механічний вплив, вібрацію чи обертання поверхні теплообміну, використання електростатичного поля чи ультразвуку та ін. [2]. У багатьох випадках інтенсифікація теплообміну пов'язана зі збільшенням сумарних втрат потужності на прокачування теплоносія по тракту теплообмінника.

При конструюванні конкретного теплообмінного апарата необхідно враховувати особливості його роботи і вимоги, яким він має відповідати. Деякі з вищезазначених методів інтенсифікації важко чи недоцільно використовувати у промисловості, насамперед хімічній, тепло- чи геліоенергетиці.

У загальному випадку збільшення показників тепловіддачі можна досягти різними шляхами: вибором теплоносія, розвинутої поверхні теплообміну, оптимального гідродинамічного режиму і т. д. Найбільш вигідним у енергетичному відношенні є турбулентний режим, проте турбулентність супроводжується збільшеним гідравлічним опором. Використання звихрювачів або шнеків не призводить до істотних результатів: з їх допомогою турбулізується ядро потоку, у той час як основний термічний опір зосереджено в пристінній області.

За умовами технологічних циклів рідкі робочі тіла можуть підлягати впливам, які призводять до фазових перетворень. У результаті такого впливу крапельний потік рідини перетворюється на двофазний потік, що містить рідку і парову фази. Дослі-

дженню двофазних потоків приділяється досить багато уваги. Про це свідчить кількість монографій і статей з даної тематики [3-7 та ін.]. Увага до даної теми обумовлена її широким практичним застосуванням при роботі різних технічних систем, у тому числі теплоенергетичних комплексів, апаратів хімічної промисловості і т.д.

Як показують експерименти [8], часто в якості інтенсифікаторів у двофазному процесі доцільно використовувати поверхні з капілярно-пористими покриттями. Порівняння результатів експериментів [9], проведених із гладкою трубою та трубою з пористою вставкою, показує, що при високих значеннях масової швидкості  $\rho\omega = 2000 \text{ кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$  застосування капілярних структур (КС) значно збільшує критичний паровміст і, відповідно, розширює діапазон безкризової роботи парогенеруючих каналів. Наприклад, при  $p = 13,73 \text{ МПа}$  значення густини критичного теплового потоку  $q_{кр} = 3,45 \text{ МВт}/\text{м}^2$  у гладкій трубі було досягнуто при глибокому недогріві теплоносія (критичний паровміст  $x_{кр} = -0,09$ ), у той час як в каналі з пористою вставкою те ж значення  $q_{кр}$  було встановлене при значно більшому паровмісті ( $x_{кр} = 0,55$ ). Аналогічні результати були отримані для  $p = 9,81$  і  $p = 6,86 \text{ МПа}$ .

Механізм впливу пористої структури на значення граничного паровмісту і густину критичного теплового потоку пояснюється зміною характеру масообміну між ядром потоку і рідкою плівкою у пристінній зоні. Якщо товщина плівки менша за товщину КС, то у цьому випадку пористе покриття перешкоджає віднесенню рідини з поверхні плівки і в той же час утримує краплі рідини, що випадають з ядра потоку. Крім того, пориста структура сприяє підвищенню турбулентності потоку і збільшенню інтенсивності переносу крапель до стінки.

Теплообмінники на теплових трубах розглядаються як енергозберігаюче обладнання, яке забезпечує гарантований ресурс безаварійної роботи протягом 15-20 (та більше) років. Наприклад, у результаті проведення ресурсних досліджень [10] десяти теплових труб з металоволокнистими капілярними структурами (матеріал – мідь, теплоносієм – вода, тепловий потік – 30 Вт) було встановлено, що термічний опір восьми ТТ був практично незмінним на протязі 49 000 годин безперервної роботи.

На даний час у якості КС теплових труб, теплообмінників – випарників та інших пристроїв застосовуються капілярно-пористі структури з металевих сіток, порошоків, дискретних волокон та ін. Металеві пористі покриття і структури мають ряд фізичних характеристик (структурних, геометричних, теплофізичних), які суттєво впливають на параметри кипіння теплоносія у тепловій трубі.

На сьогодні у сфері теплових труб досягнуто значних результатів. Однак аналіз робіт показує, що далеко не в повній мірі вирішено головну проблему: створення ТТ, що здатні передавати значні теплові потоки з малим термічним опором, технологічних з точки зору їх серійного випуску, з відтворюваними, заздалегідь заданими оптимальними характеристиками. Рішення вказаних проблем можна здійснити у наступних напрямках: удосконалення існуючих конструкцій капілярних систем ТТ, покращення теплоносіїв та матеріалів ТТ, раціональне використання додаткових впливів на процеси ТТ. Із перелічених напрямів найбільш перспективним є перший, оскільки КС являється основним конструктивним елементом ТТ, в якому проходять усі визначальні процеси. Тому обійти це питання не можна навіть за умови розвитку інших напрямів удосконалення ТТ.

Капілярна структура визначає основні теплотехнічні характеристики ТТ – максимальну теплопередавальну здатність і термічний опір, можливість їх прогнозування і оптимального застосування. Конструкція капілярних структур повинна забезпечувати відтворюваність їх властивостей, без чого є неможливими серійний випуск і широке впровадження ТТ. Раціональне ж проектування ТТ на основі прогнозу і оптимізації їх характеристик потребує, в свою чергу, наявності чітких однозначних функціональних залежностей між параметрами КС та показниками ефективності ТТ.

### **Актуальність теми**

Підвищення показників ефективності систем охолодження, підігрівання та термостабілізації машин, апаратів і пристроїв промислового обладнання, зокрема хіміко-енергетичного призначення, є актуальними науково-технічними проблемами і задачами сучасного вітчизняного машинобудування. До важливих об'єктів хімічного машинобудування належать: теплообмінники, випарники, сушарки, обігрівачі, валки, каландри, пресформи та ряд інших теплонапружених апаратів і пристроїв.

Перспективними технічними рішеннями, які дають змогу покращити фізико-технічні параметри і характеристики промислових об'єктів, є застосування у конструкціях останніх двофазних теплопередавальних пристроїв: теплових труб (ТТ) і термосифонів (ТС). Розвиток довершених двофазних теплопередавальних пристроїв пов'язаний із застосуванням у їх конструкціях ефективних металевих капілярно-пористих матеріалів (МКПМ), які виконують роль як інтенсифікаторів теплообміну в зонах нагрівання та охолодження ТТ, так і одночасно роль капілярних транспортерів робочих рідин-теплоносіїв всередині таких пристроїв.

Фізико-технічні характеристики МПКМ (пористість, проникність, тепло-провідність, товщина) та інші чинники можуть істотно впливати на параметри ТТ, зокрема на термічні опори теплопровідності  $R_{\text{ТТ}}$  та на максимальну теплопередавальну здатність  $Q_{\text{max}}$ . Потребують подальших досліджень процеси теплообміну в умовах, типових для функціонування ТТ і ТС. Результати таких досліджень мають бути узагальнені у виді формул і номограм, придатних для інженерних розрахунків при конструюванні нового хімічно-енергетичного обладнання.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами**

Роботу виконано на кафедрі хімічного, полімерного та силікатного машинобудування інженерно-хімічного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» відповідно до пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 р. (Постанова Кабінету Міністрів України від 07.09.2011 р., № 942), Державної програми розвитку промисловості на 2003-2011 р. р. (Постанова Кабінету Міністрів України від 28.07.2003 р., № 1174); також відповідно до наукових планів фундаментальних та прикладних досліджень Науково-дослідного центру „Ресурсозберігаючі технології”.

### **Мета і задачі дослідження**

Метою дисертаційної роботи є визначення впливу низки параметрів і фізико-технічних характеристик металевих капілярно-пористих матеріалів на процеси теплообміну в умовах, типових для функціонування теплових труб і термосифонів. Ре-

зультати досліджень повинні стати підґрунтям для успішного застосування ефективних металевих пористих матеріалів у двофазних теплопередавальних пристроях. Однією із задач досліджень було отримання низки залежностей та номограм, необхідних для інженерних розрахунків основних параметрів і характеристик теплових труб і термосифонів низькотемпературного діапазону (до 200 °С).

Для досягнення зазначеної мети в дисертаційній роботі були поставлені такі задачі:

1. здійснити експериментальні дослідження впливу характеристик металевих волокнистих матеріалів на процеси теплопровідності в таких матеріалах. Отримати формулу для інженерних розрахунків впливу параметрів волокнистих структур на значення їх теплопровідності. Отримати відповідні графічні залежності (номограми), необхідні для практичних інженерних розрахунків теплопровідності металевих волокнистих матеріалів з урахуванням параметрів фракцій волокнистих матеріалів;

2. дослідити вплив характеристик металевих волокнистих матеріалів на процес закипання води в умовах її вільного руху на пористих поверхнях. Отримати формулу для інженерних розрахунків впливу параметрів волокнистих структур на значення температурних напорів початку закипання;

3. дослідити вплив характеристик металевих волокнистих матеріалів на процеси розвинутого кипіння води в умовах її вільного руху на пористих поверхнях;

4. уточнити фізичну модель процесів пароутворення (кипіння) на технічних поверхнях з МКПМ. Для аналізу адекватності моделі виконаним експериментальним дослідженням виконати відповідні математичні розрахунки;

5. дослідити вплив характеристик ряду металевих пористих структур (моноволокнистих і композиційних) на основні фізико-технічні характеристики теплових труб низькотемпературного діапазону;

6. порівняти фізико-технічні характеристики теплових труб з метало-волокнистими і композиційними структурами, визначити найкращі умови для застосування останніх.

*Об'єкт дослідження* – процеси теплопровідності та кипіння в умовах, типових для функціонування теплових труб і термосифонів.

*Предмет дослідження* – вплив фізико-технічних характеристик і параметрів волокнистих та композиційних капілярно-пористих матеріалів на параметри і умови функціонування двофазних теплопередавальних пристроїв.

### **Методи дослідження**

Проведені дослідження ґрунтуються: на відомих аналогічних результатах експериментальних і теоретичних досліджень теплопровідності та двофазного теплообміну у теплових трубах і термосифонах; розроблених в Україні ефективних металевих пористих матеріалах; апробованих методиках аналогічних експериментів. Результати експериментів застосовано для верифікації запропонованої напівемпіричної моделі процесів кипіння на поверхнях з пористими матеріалами. Розрахунки згідно з моделлю кипіння на пористих поверхнях виконано за допомогою комп'ютерної програми у середовищі Visual Studio 2015. Більшість графічних зображень побудовано у програмі Mathcad 15.

### **Наукова новизна одержаних результатів**

1. вперше отримано співвідношення для інженерних розрахунків значень каркасної теплопровідності металоволокнистих та композиційних матеріалів; температурних напорів під час закипання води на пористих металоволокнистих поверхнях в умовах, типових для роботи термосифонів;

2. уточнено напівемпіричну фізичну модель процесів пароутворення на технічних поверхнях з металевими пористими покриттями; підтверджено адекватність моделі щодо фізичних процесів кипіння на таких поверхнях;

3. уточнено методику розрахунку внутрішнього термічного опору теплової труби;

4. вперше порівняно максимальну теплопередавальну здатність і термічний опір теплових труб з моноволокнистими капілярними структурами та теплових труб з композиційними волокнисто-порошковими структурами; визначено умови роботи теплових труб, за яких є доцільним використання теплових труб з композиційними структурами.

### **Практичне значення одержаних результатів:**

1. цикл досліджень впливу характеристик і параметрів пористих матеріалів на їх теплопровідність дозволив отримати емпіричну формулу, придатну для розрахунків значень каркасної теплопровідності  $\lambda_{kc}$  металевих капілярно-пористих структур, призначених для застосування в теплових трубах;

2. експериментальними методами і дослідженнями впливу характеристик металевих волокнистих матеріалів на процеси закипання в умовах вільного руху рідин у капілярно-пористих структурах отримано формулу, придатну для виконання інженерних розрахунків впливу параметрів таких структур на значення температурних напорів початку закипання води;

3. запропоновано уточнену напівемпіричну модель теплообміну при кипінні рідин у зонах нагрівання теплових труб і термосифонів. Модель дозволяє інтерпретувати істотне збільшення показників інтенсивності двофазного теплообміну порівняно з аналогічними процесами на гладких технічних металевих поверхнях. За допомогою моделі можна визначити коефіцієнти тепловіддачі при кипінні води на пористих металевих поверхнях;

4. результати досліджень каркасної теплопровідності та визначення коефіцієнтів тепловіддачі покладено в основу розробленої інженерної методики розрахунку термічного опору теплових труб низькотемпературного діапазону;

5. на основі експериментів з визначення термічного опору теплових труб та розрахунку максимальної теплопередавальної здатності зроблено висновок про умови роботи теплових труб, за яких доцільно використовувати теплові труби з волокнистими та композиційними структурами;

6. результати дисертаційної роботи використовуються в навчальному процесі при виконанні дипломних проектів та магістерських робіт згідно з тематикою досліджень, що здійснюються на кафедрі хімічного, полімерного та силікатного машинобудування КПІ ім. Ігоря Сікорського.

### **Особистий внесок здобувача**

Результати експериментальних досліджень, представлені у дисертаційній роботі, отримані автором при її активній участі в експериментах [77, 86, 94, 99]. Автором запропоновано методи, за допомогою яких було створено залежності для інженерних розрахунків каркасної теплопровідності досліджуваних матеріалів [81, 84, 85-87 ] та температурного напору початку кипіння на пористих поверхнях [75], розроблено комп'ютерну програму у середовищі Visual Studio 2015. Запропоновано уточнення моделі кипіння на пористих поверхнях (модель КПП) [82]. Результати розрахунків згідно з уточненою моделлю теплообміну в зонах нагрівання теплових труб отримані автором самостійно. Також самостійно виконано ряд інженерних розрахунків згідно з отриманими у роботі експериментальними даними та відповідними формулами [78, 88, 95, 96]. Значний вклад внесено у розробку методики інженерних розрахунків основних параметрів теплових труб [62, 79, 80], створення номограм [61, 76, 97, 98 ], патенту на корисну модель [93]. Зроблено низку доповідей за результатами роботи у міжнародних науково-технічних конференціях [76, 86, 88, 96, 97, 99].

### **Апробація результатів дисертації**

Основні положення дисертації доповідалися та обговорювалися на: I-й II-й і III-й Всеукраїнській науково-практичній конференції студентів, аспірантів та науковців «Ресурсоенергоєфективні процеси, технології та обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів» (Київ, 2012-2014 рр.); VII Міжнародній науково-технічній web-конференції «Композиційні матеріали» (Київ, 2013 р.); V Міжнародній науково-технічній конференції «Нові матеріали і технології в машинобудуванні» (Київ, 2013 р.); X Міжнародній науково-практичній конференції «Вугільна енергетика: проблеми реабілітації та розвитку» (Київ, 2014 р.); I Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Тенденції та перспективи розвитку науки і освіти в умовах глобалізації» (Переяслав-Хмельницький, 2015 р.); XIII Міжнародній науково-практичній конференції аспірантів, магістрантів і студентів «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики» (Київ, 2015 р.); XIV науково-технічній конференції «Приладобудування: стан і перспективи» (Київ, 2015 р.); V Міжнародній науково-практичній конференції «Теоретические и экспериментальные исследования

в технологиях современного материаловедения и машиностроения» (Луцьк, 2015 р.); VIII Міжнародній конференції молодих учених «Зварювання та споріднені технології» (Ворзель, 2015 р.); XVI Міжнародній науково-технічній конференції «Актуальные проблемы энергетики и экологии» (Одеса, 2016 р.); III-й та IV-й Всеукраїнській науково-практичній конференції «Ефективні процеси та обладнання хімічних виробництв та пакувальної техніки» (Київ, 2016 р.).

Дисертантка взяла участь у Всеукраїнському конкурсі «Молодь – енергетиці України - 2013», за результатами якого отримала диплом за II місце.

### **Публікації**

За темою дисертації опубліковано 22 наукові праці, у тому числі: 7 наукових статей, серед яких 6 – у провідних наукових фахових виданнях України, 1 – у виданні України, що входить до наукометричних баз; у збірниках науково-технічних міжнародних та всеукраїнських конференцій опубліковано результати 14 доповідей; оформлено 1 патент України на корисну модель.

### **Структура та обсяг дисертації**

Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел літератури (99 найменувань) і п'яти додатків. Обсяг основного тексту становить 134 сторінки тексту, з яких площа 15 сторінок повністю зайнята таблицями і рисунками. Робота містить 77 рисунків і 17 таблиць. Загальний обсяг роботи – 163 сторінки тексту.

## РОЗДІЛ 1

### ДВОФАЗНІ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ПРИСТРОЇ І ПОРИСТІ МАТЕРІАЛИ, ПРИЗНАЧЕНІ ДЛЯ ХІМІКО-ЕНЕРГЕТИЧНОГО ОБЛАДНАННЯ

#### 1.1 Ефективні двофазні теплопередавальні пристрої. Особливості функціонування, типи конструкцій

##### 1.1.1 Теплові труби

Теплова труба (ТТ) є високоефективним двофазним теплопередавальним пристроєм і конструктивно представляє собою порожнистий герметичний, попередньо відвакуумований металевий корпус-оболонку 1, внутрішня поверхня якого має капілярну структуру 2, насичену рідким теплоносієм (рис.1.1).

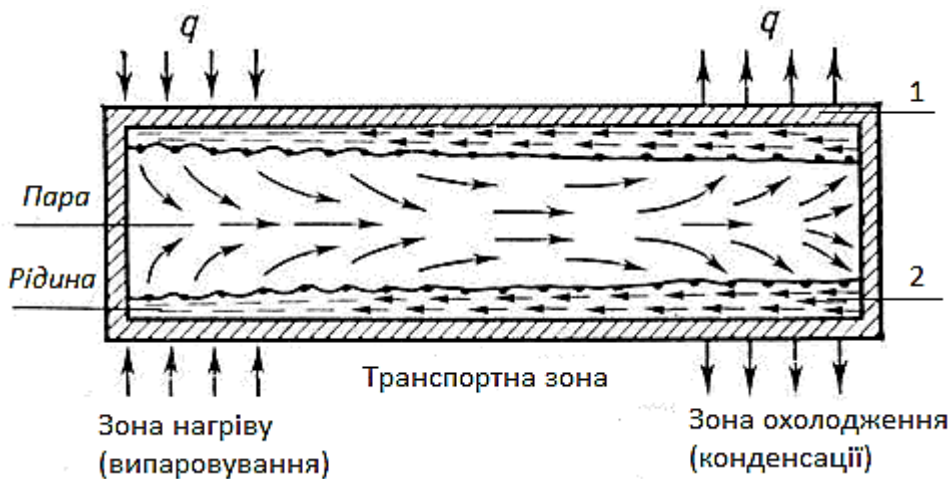


Рисунок 1.1 – Схема-ілюстрація функціонування теплової труби у її робочому стані:

1 – корпус теплової труби; 2 – капілярна структура

Теплова труба класичної конструкції складається з трьох основних елементів:

- 1) металевого герметичного корпусу;
- 2) капілярної структури (інколи вживають термін «гніт» або «фітиль»);
- 3) робочої рідини-теплоносія.

Тепловий потік підводиться до зони нагрівання ТТ. Через корпус ТТ він передається капілярній структурі (КС), приєднаній до корпусу всередині ТТ. Зовнішня поверхня КС контактує з «паровим каналом». Потік пари під дією градієнта тиску,

обумовленого різницею температур у зонах нагрівання та охолодження ТТ, переміщується по паровому каналу транспортної (практично адіабатної) зони в зону охолодження ТТ. При відведенні теплоти пар конденсується на поверхні капілярної структури у зоні охолодження ТТ. Конденсат повертається у зону нагрівання крізь капілярну структуру під дією капілярних сил і сил гравітації.

Теплові труби дозволяють ефективно вирішувати наступні технічні задачі:

- розділення джерела та стоку теплоти, тобто: організацію відведення та підведення теплоти на ділянках, які значно віддалені та вільно орієнтовані в просторі відносно одна одної;
- трансформацію густини теплового потоку, тобто: концентрацію чи деконцентрацію теплового потоку в широких межах;
- вирівнювання температурного поля та згладжування піків температури;
- регулювання та стабілізацію температури об'єктів.

До основних переваг теплових труб у порівнянні з традиційними елементами теплопередавальних систем відносять:

- простоту конструкції;
- відсутність рухомих деталей та безшумність роботи;
- відносно малі габарити;
- відсутність витрат енергії на переміщення рідини-теплоносія;
- надійність роботи;
- високу еквівалентну теплопровідність, яка є основною перевагою ТТ.

Теплові труби можна класифікувати за рядом основних ознак:

- за температурним діапазоном роботи теплової труби (табл. 1.1);
- за ступенем зміни термічного опору: ТТ розділяються на нерегульовані та регульовані;
- за конфігурацією: можна виділити власне теплові труби, у яких довжина набагато більша за еквівалентний діаметр, та теплові труби складної форми.

Таблиця 1.1 – Типи теплових труб за температурними діапазонами роботи

Типи теплових труб	Температурний діапазон, К	Літературні дані
криогенні	нижче 200	[11-13]
низькотемпературні	200-550	[1, 6, 14-18]
середньотемпературні	550-750	[19, 20]
високотемпературні	більше 750	[21, 22]

Для переміщення рідини-теплоносія в тепловій трубі, крім капілярних сил, додатково можуть використовуватися сили гравітації, електричного, магнітного поля, інерційні сили, енергія ультразвукових коливань та інші [23]. У зв'язку із зазначеним теплові труби з капілярними структурами можуть бути класифіковані за методами переміщення теплоносія на звичайні теплові труби, в яких рух теплоносія відбувається під дією капілярних сил, та труби, в яких діють гравітаційні, електродинамічні, магнітні, відцентрові та інші додаткові сили.

Розглядаючи теплову трубу як теплопередавальний елемент енергетичної системи, можна говорити про її власну (ефективну) теплопровідність та термічний опір.

Як зазначено у [10], існуючі конструкції КС можна розділити на три групи: вставні, конструкційні і комбіновані. Вставні КС – це конструктивні елементи ТТ, виконані з матеріалів і прикріплені різними способами до корпусу ТТ (за допомогою точкового зварювання, паяння, спікання, сил пружності та ін.). Конструкційні КС – це, як правило, системи пазів, виконані на внутрішній поверхні корпусу ТТ. Комбіновані КС мають капілярно-артеріальну структуру, тобто, крім КС на внутрішній поверхні корпусу, містять ще й так звані артерії, призначенням яких є покращення транспорту рідини-теплоносія.

У спечених капілярних структурах (типу а, б; рис. 1.2) основна частка теплового потоку передається теплопровідністю через металевий каркас (особливо для

структур низької пористості з відносно високою теплопровідністю матеріалу часток КС).

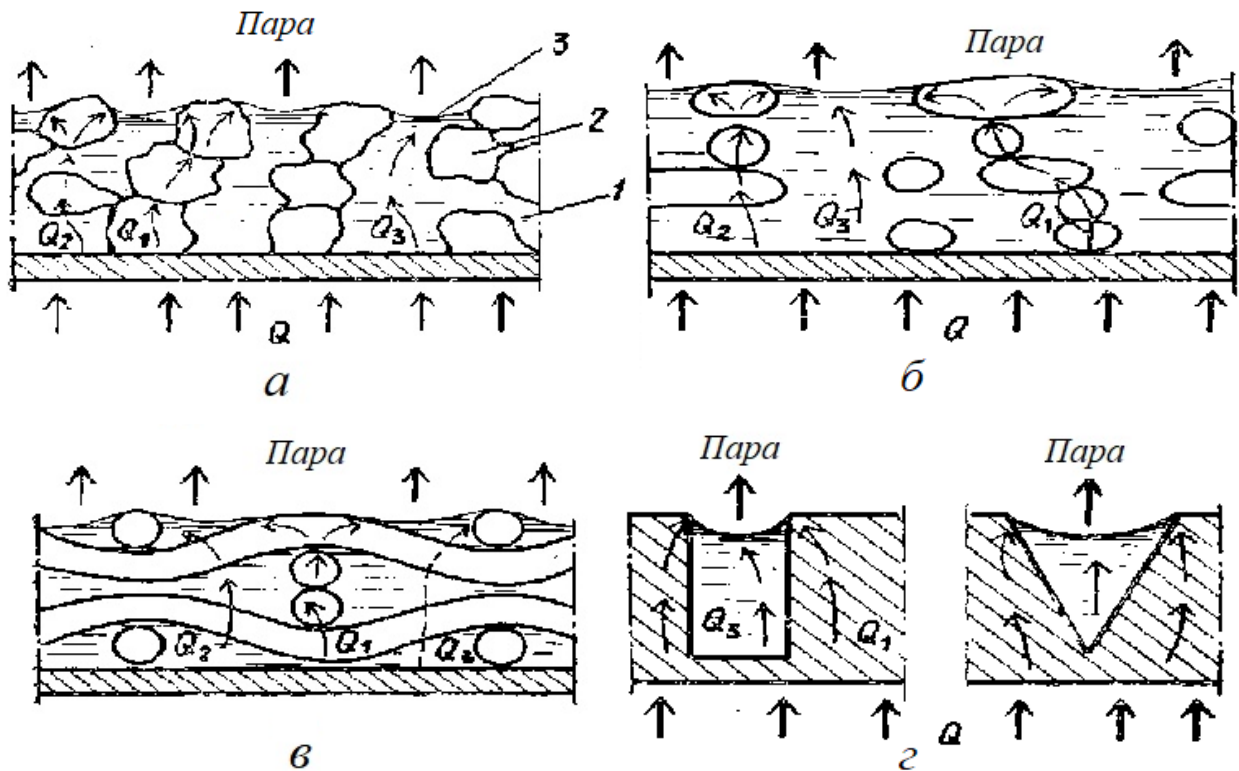


Рисунок 1.2 – Схема процесу передачі теплоти теплопровідністю в капілярних структурах:  
 а – порошкові КС; б – волокнисті КС;  
 в – сітчасті КС; г – конструкційні КС

### 1.1.2 Термосифони

Термосифони (ТС) є автономними замкнутими випарювально-конденсаційними системами (різновидами теплових труб), які забезпечують високоефективний теплоперенос за рахунок використання теплоти фазових перетворень проміжного теплоносія. Відмінність теплових труб від термосифонів полягає у способі транспорту рідкої фази теплоносія. У ТТ транспорт рідкого теплоносія може відбуватися при будь-якому положенні труби у просторі і будь-якому куті нахилу відносно горизонту. Термосифон працює при вертикальному положенні у просторі, при цьому зона нагрівання ТС знаходиться завжди нижче зони охолодження. КС, зазвичай, може бути вза-

галі відсутньою (рис. 1.3). Головною відмінністю термосифонів, порівняно з тепловими трубами, є наступна особливість: термосифони не здатні функціонувати у положеннях, коли зона їх нагрівання знаходиться вище, ніж зона охолодження (у земних умовах).

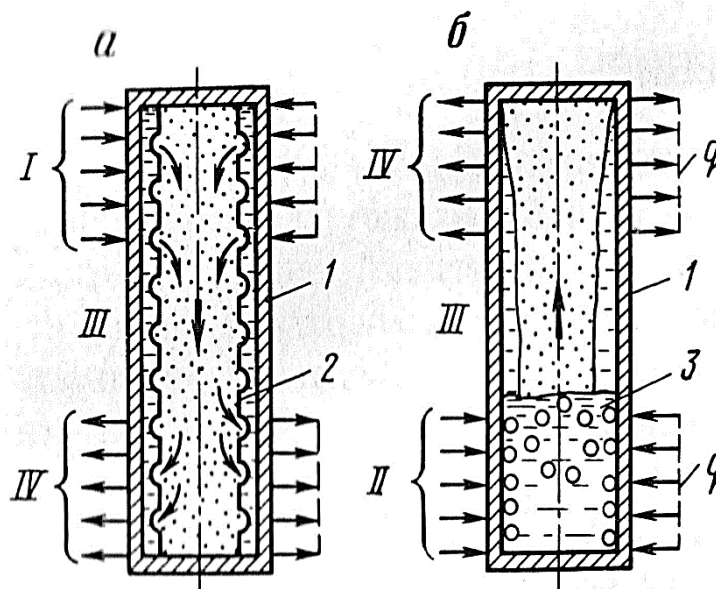


Рисунок 1.3 – Схема процесу передачі теплоти у теплових трубах (а) та у термосифонах (б):

1 – корпус ТТ і ТС; 2 – капілярна структура ТТ;

3 – кипіння теплоносія у ТС

Всередині термосифона відбувається перенесення теплоти парою уздовж замкнутого випарно-конденсаційного контуру. Замкнутий двофазний термосифон працює наступним чином. При підведенні теплоти до випарника рідина-теплоносії починає кипіти. Утворена пара прямує до конденсатора, де конденсується на стінках, віддаючи теплоту фазового переходу оточуючому середовищу. Конденсат під дією гравітаційних сил рухається до зони нагріву.

Типову конструкцію замкнутого двофазного термосифона (існують конструкції і розімкнутих ТС) наведено на рис. 1.4. Фізичні процеси у термосифоні під час його роботи проходять безперервно і дозволяють передавати значні теплові потоки при малому перепаді температур на великі відстані. Наприклад, лабораторні дослідження

термосифона [24] показали, що при передачі теплового потоку  $\sim 50$  Вт на відстань  $\sim 2$  м перепад температур між зонами нагрівання і охолодження не перевищував  $\sim 3^\circ\text{C}$ .

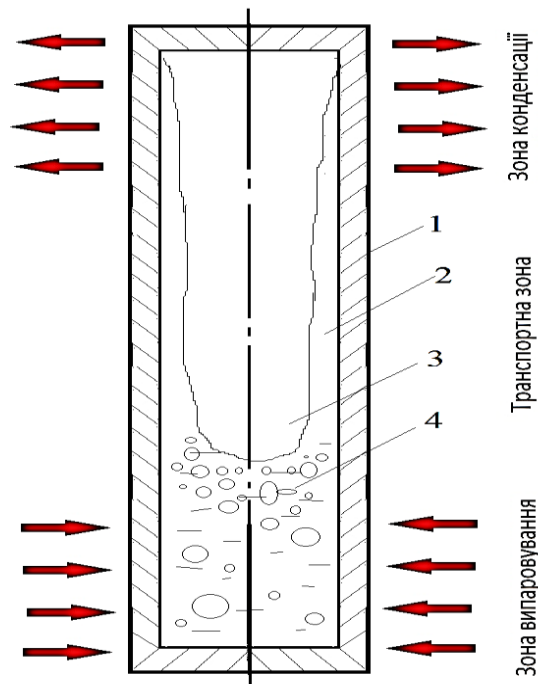


Рисунок 1.4 – Конструкція і схема роботи замкнутого двофазного термосифона:

- 1 – корпус; 2 – плівка конденсату рідини-теплоносія; 3 – пара;  
4 – рідина-теплоносій

Розрізняють ТС із бічним та торцевим підведенням теплоти. У теплообмінниках найчастіше зустрічається бічний тип підведення. У залежності від способу циркуляції теплоносія термосифони поділяють на дві групи: 1) ТС з неорганізованою циркуляцією; 2) ТС з організованою циркуляцією.

Термосифони є відносно простішими конструктивно (завдяки відсутності вставної капілярної структури), порівняно з тепловими трубами. Вони знаходять широке застосування у теплообмінних системах наземного типу [25]. Як приклади технічного рішення таких задач, можна назвати наступні розробки:

1) створення ізотермічних умов у хлібопекарських печах: ТС з діаметрами від 15 до 100 мм, заповнені на 25-30 % водою, розташовують у хлібопекарні із незначним нахилом [26]; їх довжина в печах досягає 2-6 м, робочий тиск: 3,0 - 4,0 МПа;

2) використання у повітряних підігрівачах: за даними [27] такий підігрівач із площею нагрівання  $1235 \text{ м}^2$  і продуктивністю 110 т/год пари продемонстрував, що для нагрівання повітря від  $25$  до  $100^\circ \text{C}$  необхідний рівень температури димових газів зменшився від  $200$  до  $170^\circ \text{C}$ , а втрати теплоти – на 1,6 %;

3) охолодження лопаток газових турбін;

4) відведення тепла від приладів електронної техніки.

Порівняно з власне тепловими трубами, термосифони відрізняються відносною простотою інженерних рішень, технологічністю виготовлення, складання та монтажу. Тому часто використання ТС при наявності сил гравітації є більш доцільним, ніж застосування ТТ із капілярними структурами. До того ж, граничні теплові потоки у ТТ з КС – у 1,2-1,5 разів менші, ніж у термосифонах [28], оскільки капілярна структура ТТ створює додатковий опір рухові конденсату.

Однак при похилому положенні термосифона у просторі зменшується гідростатичний напір рідини, у результаті чого процес надходження конденсату до випарника сповільнюється. Вплив цього фактора обумовлює граничну теплопередачу термосифона у діапазоні кутів нахилу  $50-60^\circ$  відносно горизонту [29]. Погіршення роботи ТС при більших кутах нахилу є їх недоліком у порівнянні з тепловими трубами. До того ж, при відносно низьких значеннях тисків у ТС різко збільшуються розміри парових пухирців. Цей фактор може стати причиною швидкого настання кризи кипіння. Приклад залежності розмірів діаметрів парових пухирців від тиску у ТС для води наведено у табл. 1.2 [30].

Таблиця 1.2 – Розміри парових пухирців води в залежності від тиску в термосифоні

$P$ , МПа	0,01	0,1	1	10
$d_{пух}$ , мм	13	2,5	0,5	0,2

## 1.2 Характеристики металевих пористих капілярних структур

### 1.2.1 Типи капілярних структур та їх теплофізичні властивості

До пористих матеріалів, що застосовуються в промисловості, належить велика група матеріалів, які представляють собою сукупність металевих фракцій у різноманітних композиціях. Такі системи називають капілярно-пористими матеріалами (КПМ). Із ряду структурних характеристик КПМ важливе значення мають пористість  $P$ , ефективний діаметр пор  $d_{\text{еф}}$ , розподіл пор за розмірами [31]. Аналіз експериментальних досліджень характеристик пористих матеріалів [8,32-48] свідчить, що найбільше на їх фізичні властивості впливає загальна пористість  $P$  (остання вимірюється у відсотках або долях).

Теплофізичними характеристиками пористого матеріалу є теплопровідність  $\lambda$ , теплоємність  $C$  і температуропровідність  $a$ . Перенесення тепла в капілярно-пористих середовищах визначається цілою низкою теплових процесів: теплопровідністю, конвекцією (у порах матеріалів) та випромінюванням.

На даний час у теплофізичних дослідженнях процесів кипіння на технічних поверхнях і в теплових трубах найчастіше застосовуються наступні типи капілярно-пористих матеріалів: 1) сітчасті; 2) порошкові; 3) волокнисті; 4) композиційні. Їх особливості і характеристики розглянуто нижче.

### 1.2.2 Сітчасті пористі матеріали

При виробництві пористих сітчастих матеріалів в основному застосовують тканинні металеві сітки. Їх виготовляють на металоткацьких верстатах, переплітаючи паралельно натягнуті поздовжні дроти (основи) поперечними дротами («вутками»). На рис. 1.5 наведено конструкцію сіток з квадратними лунками [40]. Поставляють сітки у вигляді рулонів шириною від 600 до 2000 мм і довжиною від 5 до 20 м. Змінюючи відношення діаметрів дротів, відстань між ними, а також характер переплетення вутків через основи, отримують сітки різноманітних видів і конструкцій.

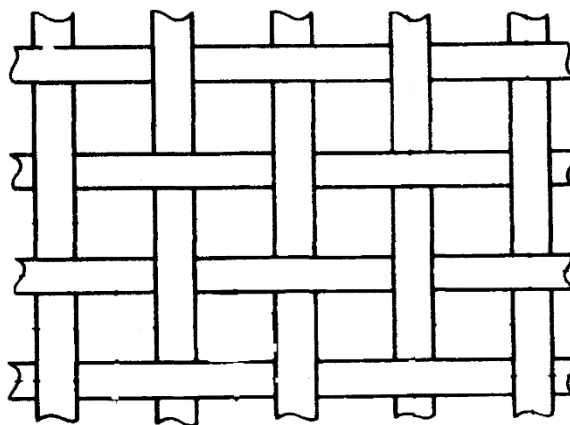


Рисунок 1.5 – Типова конструкція металевої сітки з квадратною лункою

### 1.2.3 Порошкові пористі матеріали

Важливою характеристикою порошкових матеріалів є форма частинок (рис. 1.6). Форма має значний вплив на технологічні властивості порошків (пресовуваність, насипна маса і т. п.), експлуатаційні характеристики пористих матеріалів (проникність, розмір пор, міцність і т. п.), а також на гідравлічний опір пористого матеріалу.

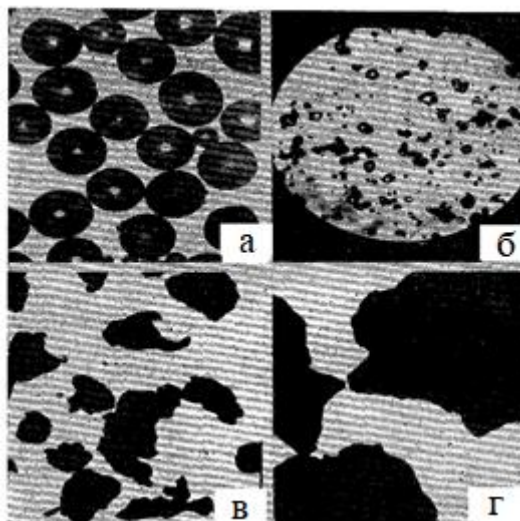


Рисунок 1.6 – Форма частинок металевих порошків:

а – сферичні частинки бронзи;

б – частинки вольфраму;

в – пелюсткові частинки заліза;

г – тарілчасті частинки заліза

Крім форми частинок, на характеристики пористого матеріалу істотно впливає гранулометричний склад порошку. Експериментальні дослідження [8, 32, 36] свідчать, що зменшення дисперсності розміру часток в порошках завжди призводить до підвищення стабільності характеристик пористих матеріалів.

#### 1.2.4 Волокнисті пористі матеріали

Волокнисті пористі матеріали формують із дискретних волокон, які отримують механічними технологічними способами з дротів або волокон (рис. 1.7). Основою виготовлення волокнистих матеріалів є технологічні процеси отримання заготовок металеві повсті; подальші процеси спікання та пресування повсті. Діаметр дискретних волокон, що зазвичай використовують у ТТ, складає від 10 до 100 мкм, довжина – від 3 до 10 мм, пористість - 40-90%, товщина КС – 0,3-3,0 мм.

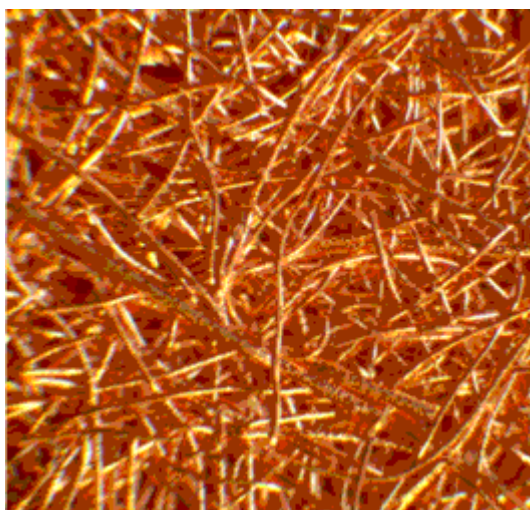


Рисунок 1.7 – Поверхня пористого металоволокнистого матеріалу  
(збільшено у 100 разів)

#### 1.2.5 Композиційні пористі матеріали

Останнім часом в Україні вперше створено нові типи пористих матеріалів, що певним чином поєднують властивості зазначених типів КПМ. Композиційні порошково-волокнисті матеріали [49], розроблені в Інституті проблем матеріалознавства ім. Францевича (Київ), є перспективними типами капілярних структур для теплових труб функціонального призначення. У таких типах КС значною мірою можуть зберігатися

переваги як пористих волокнистих, так і пористих порошкових матеріалів [50]. Для розробки зазначених матеріалів використовують лінійні (волокна) і точкові (порошок) структурні елементи [51]. При зміні співвідношення розмірів порошкових та волокнистих часток, а також товщини волокнистих і порошкових шарів, структура і фізичні властивості таких матеріалів істотно змінюються і розширюються.

У табл. 1.3 наведено основні фізико-технічні особливості зазначених типів капілярно-пористих матеріалів:

Таблиця 1.3 – Фізико-технічні особливості композиційних пористих матеріалів

Тип КПМ	Переваги	Недоліки	Література
Сітчасті	Простота серійного виготовлення, висока проникність. Можливість аналітичного визначення структурних характеристик	Відсутність розподілу пор за розмірами, у результаті чого не забезпечується стабільна робота ТТ; відсутність якісного контакту між шарами сіток, а також сіток із стінками корпусу	[40]
Порошкові	Наявність розподілу пор за розмірами, завдяки чому забезпечується стабільність роботи ТТ	Наявність тупикових пор і максимальна пористість не більше 55 %, наслідком чого є недостатня проникність і тепловий гістерезис	[8,32,36]
Волокнисті	Наявність розподілу пор за розмірами, завдяки чому забезпечується стабільна робота ТТ (для більших навантажень, ніж з порошковими КПМ); відсутність тупикових пор та теплового гістерезису	Відносна складність серійного виробництва	[10,34,37]
Композиційні волокнисто-порошкові	Поєднують як переваги, так і недоліки порошкових та волокнистих матеріалів, однак можуть дати нові можливості для використання у якості КС ТТ (що потребує подальших досліджень)		

### 1.3 Гідродинамічні процеси у капілярних структурах теплових труб

Функцію рушійного напору у ТТ виконує капілярний тиск  $p_{KC}$  [Па]. Тиск утворюється при взаємодії рідин з капілярно-пористим матеріалом (у порах КС). Значення тиску залежить від ряду чинників: структурних параметрів КС, фізичних властивостей рідин-теплоносіїв та крайового кута змочування матеріалу рідиною [52]. У загальному випадку для поверхні меніска довільної форми значення капілярного тиску  $p_{KC}$  можна знайти за законом Лапласа:

$$p_{KC} = \sigma \cdot (R_1^{-1} + R_2^{-1}),$$

де  $R_1$  та  $R_2$  – головні радіуси кривизни меніска у двох взаємно перпендикулярних площинах

Для визначення значень капілярного тиску, що створюється нерегулярними структурами, зазвичай використовують рівняння Лапласа для циліндричних капілярів [10]:

$$p_{KC} = 4 \cdot \sigma \cdot \cos\Theta / d_{E\Phi},$$

де  $\cos\Theta$  – крайовий кут змочування рідини;

$d_{E\Phi}$  – ефективний діаметр пор КС

Гідродинамічні процеси всередині ТТ визначають її теплопередавальну здатність. В основі гідродинамічного аналізу роботи головною необхідною умовою є циркуляція теплоносія у всьому замкнутому контурі. Вона визначає баланс тисків у контурі циркуляції теплоносія ТТ. Умову балансу можна записати у вигляді нерівності:

$$\Delta p_{н.к} \geq \Delta p_p + \Delta p_n + \Delta p_{in} + \Delta p_m, \quad (1.1)$$

де  $\Delta p_{н.к}$  - максимальний наявний капілярний тиск у КС;

$\Delta p_p$  – в'язкісні втрати тиску у потоці рідини;

$\Delta p_n$  – в'язкісні втрати тиску у потоці пари;

$\Delta p_{in}$  – перепад тиску, обумовлений зміною кількості руху;

$\Delta p_m$  – перепад тиску, обумовлений дією масових сил

Величини  $\Delta p_p$  і  $\Delta p_n$  відображають втрати тиску у результаті впливу тертя під час проходження рідини у КС і пари в паровому каналі ТТ. Рівень цих величин залежить від режиму течії. Режим течії рідини всередині КС теплової труби – завжди ламинарний. Тому для вставних КС в'язкісні втрати тиску в рідині визначаються за допомогою рівняння Дарсі. У найпростішому випадку, коли параметри КС і рідини є незмінними у напрямку фільтрації:

$$\Delta p_p = \mu_p \omega \cdot L_E / K_{к.с} ,$$

де  $\mu_p$  – коефіцієнт термодинамічної в'язкості рідини;

$\omega$  – швидкість потоку рідини у КС;

$L_E$  – еквівалентна довжина шляху фільтрації;

$K_{к.с}$  – коефіцієнт проникності у КС

В'язкісні втрати тиску  $\Delta p_n$  у паровому каналі ТТ, зазвичай, для низькотемпературних ТТ є незначними. У загальному випадку  $\Delta p_n$  визначається за формулою:

$$\Delta p_n = \zeta_n \cdot L_E \cdot \rho_n \cdot \omega_n^2 / 2 \cdot d_n ,$$

де  $\zeta_n$  – коефіцієнт тертя;

$d_n$  – діаметр парового каналу;

$\rho_n$  – густина пари;

$\omega_n$  – швидкість пари в паровому каналі

Член  $\Delta p_{in}$  складається із значень інерційного перепаду тиску по рідині та по парі. Зазвичай, інерційні ефекти як по рідині, так і по парі, є взаємно скомпенсованими, оскільки інерційні перепади тисків у зонах випаровування і конденсації протилежні за знаком і рівні за абсолютною величиною. Тому приймають, що  $\Delta p_{in} = 0$ .

Перепад тиску  $\Delta p_m$  у ТТ викликано дією масових сил. Значення перепаду  $\Delta p_m$  може перевищувати будь-який із членів нерівності (1.1), а, щодо знаку,  $\Delta p_m$  може бути як додатнім, так і від'ємним. Це залежить від взаємного напрямку дії масових сил і руху теплоносія. У загальному випадку  $\Delta p_m$  можна визначити за рівнянням [53]:

$$\Delta p_m = \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi,$$

де  $\rho_p$  – густина теплоносія;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$L_{TT}$  – довжина ТТ;

$\sin \varphi$  – кут нахилу ТТ відносно горизонту

Фізичний зміст умови (1.1) полягає у тому, що у режимі нормального функціонування ТТ сумарні витрати тиску при циркуляції теплоносія не повинні перевищувати максимальний капілярний напір. Знак рівності у виразі (1.1) вказує на граничну ситуацію, при якій ТТ працює без порушення циркуляції теплоносія по всьому замкнутому контуру. Інакше кажучи, вираз (1.1) характеризує гідродинамічну межу теплопередавальної здатності ТТ. Рішення рівняння дозволяє визначити величину максимального теплового потоку, який може передати теплова труба у даних умовах. Зазначене обмеження роботи ТТ є важливою особливістю. Його порушення викликає розлад усієї принципової схеми функціонування ТТ.

У дослідженнях [6, 15, 23, 54-56] та інших працях гідродинамічному аналізу теплопередавальної здатності ТТ приділено значну увагу.

Варто зазначити, що для багатьох КС величини тисків  $\Delta p_{н.к}$ , отримані при піднятті рідини-теплоносія у сухій КС та при опусканні рідини у вже насиченій структурі, можуть суттєво відрізнятись. Таке явище називають капілярним гістерезисом [10, 41]. Його необхідно враховувати при використанні експериментальних даних по перепадах тиску  $\Delta p_{н.к}$ , моделюванні процесів у ТТ. Що стосується металоволокнистих капілярних структур, явище гістерезису у них є майже нульовим; тобто воно є таким незначним, що ним можна знехтувати. Це пояснюється тим, що у МВКС практично відсутні закриті та тупикові пори, а показники проникності КС – високі, існує певний розподіл пор за розмірами.

#### **1.4 Теплопровідність пористих капілярних структур**

При дослідженні теплообміну в зоні випаровування ТТ використовують результуючу характеристику теплопереносу через насичену рідиною КС – коефіцієнт ефективної теплопровідності  $\lambda_{\text{еф}}$ . Ефективна теплопровідність КС залежить від пористості матеріалу, теплопровідності його твердого скелету (каркасу), складу середовища, що заповнює пори, геометричної структури матеріалу і масообмінних процесів, що відбуваються в матеріалі.

У табл. 1.4 представлено результати порівняння коефіцієнтів ефективної теплопровідності вставних КС з іржостійкої сталі. Порівняння таких КС показує, що МВКС за своєю ефективною теплопровідністю перевершують сітчасті КС, не поступаються порошковим КС і володіють достатньо високою теплопровідністю у широкому діапазоні пористості ( $P = 0,25 - 0,95$ ), в якому створення ефективних КС ТТ з сіток і порошків неможливо.

Таблиця 1.4 – Порівняння ефективної теплопровідності КС з іржостійкої сталі

Тип КС	Матеріал	$\Pi$	$\lambda_{\text{еф}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	Літературні дані
Волокнисті	іржостійка	0,58	9,6	[57]
	сталь			
Порошкові	іржостійка	0,53	3,6	[58]
	сталь	0,59	3,4	
Сітчасті	іржостійка	0,63	4,5	[57]
	сталь			

У монографії [35] систематизовано і узагальнено результати більшості досліджень, присвячених ефективній теплопровідності композиційних матеріалів. Відомо декілька іноземних публікацій, що містять дані про теплопровідність матеріалів типу повсті [32, 55] або рекомендовані емпіричні залежності для її розрахунку [59].

Питанням аналітичного визначення модельних структур, утворених волокнами, присвячені роботи Г. Н. Дульнєва [35, 39]. Певним недоліком моделі Дульнєва з співавторами є те, що вона не враховує якості контактів між фракціями волокон у капілярній структурі ТТ.

Жодне з існуючих модельних уявлень про будову волокнистого тіла не дає значень теплопровідності, що чітко узгоджуються з експериментальними даними. Найбільш близькими до реальних значень  $\lambda$  є дані, отримані при розрахунку теплопровідності «уздовж волокон» за моделлю Сінгха [47]. Найбільші відхилення надає модель безкінечних хаотично орієнтованих циліндрів [38]. Проміжне положення займають значення теплопровідності, розраховані «поперек волокон» за моделлю Дульнєва.

Заріпов [10] (НТУУ «КПІ») запропонував модель для розрахунку ефективної теплопровідності металоволокнистих структур, яка враховує, певним чином якість контактів між волокнами КС:

$$\lambda_{ef} = \lambda_1 [(1 - \Pi)^2 M + \Pi^2 \beta + 4\beta\Pi(1 - \Pi)/(1 + \beta)],$$

$$M = y + \frac{2A\sqrt{1-y^2}(1-y)}{A\sqrt{1-y^2} + (1-y)}, \quad A = \sqrt{\pi} \frac{\beta}{1-\beta} \left( \frac{1}{1-\beta} \ln \frac{1}{\beta} - 1 \right),$$

де  $M$  – параметр, який враховує вплив якості контактів між волокнами на передачу тепла теплопровідністю в контактній зоні;

$y$  – розмір зони контакту волокон;

$$\beta = \frac{\lambda_2}{\lambda_1},$$

де  $\lambda_1$  – теплопровідність волокна КС;  $\lambda_2$  – теплопровідність теплоносія

Модель [10] найбільш повно відображає усі параметри, що впливають на значення ефективної теплопровідності МВКС. Однак вона є складною для реальних інженерних розрахунків і включає лише одну структурну характеристику КС – пористість.

У пористих матеріалах, крім ефективної теплопровідності ( $\lambda_{ef}$ ), розрізняють теплопровідність каркасу КС ( $\lambda_{kc}$ ; у подальшому – «каркасна теплопровідність») та інші умовні теплопровідності КС [33, 60]. При розрахунках характеристик ТТ у першу чергу використовують коефіцієнти каркасної теплопровідності, тому що вони не залежать від ступеня заповнення КС рідиною або парогазовою сумішшю, у той час, коли значення «ефективної» теплопровідності можуть значно змінюватися в залежності від густини підведеного теплового потоку. Створення аналітичних залежностей для визначення  $\lambda_{kc}$  на основі структурних параметрів КС (таких як пористість, довжина і діаметр волокон) і досі залишається актуальною задачею.

Вплив основних структурних характеристик металоволокнистих матеріалів, таких як пористість  $\Pi$  [%] та розміри фракцій (довжина  $l$  і діаметр  $d$  волокна), на значення каркасної теплопровідності  $\lambda_{kc}$  представлено на рис. 1.8. Теоретичні залежності авторів робіт [10, 34, 35, 60] (криві 1-3) та відомі експериментальні дані дослідників [10, 36, 60] свідчать про те, що вказані характеристики (особливо пористість  $\Pi$ ) пев-

ним чином впливають на каркасну теплопровідність пористих матеріалів, виготовлених із високотеплопровідних металів (зокрема, мідних). Зі зменшенням значень коефіцієнтів теплопровідності вихідних металів (наприклад, використання замість міді, сталі типу 09Х18Н10Т) вплив зазначених вище характеристик КС на їх каркасну теплопровідність  $\lambda_{\text{КС}}$  зменшується. Отримані у роботах [10, 36, 60] розрахункові залежності  $\lambda_{\text{КС}}$  є непростими для інженерних обчислень і, відповідно, для надійного практичного застосування. Необхідність отримання простих для практичного застосування формул, які повинні з достатньою точністю узагальнювати існуючі і отримані експериментальні результати, зумовила необхідність інших підходів щодо створення емпіричних формул, придатних для інженерних розрахунків значень каркасної теплопровідності КС.

На рис. 1.8 представлено результати ряду відомих у літературі досліджень каркасної теплопровідності різних типів металевих пористих матеріалів.

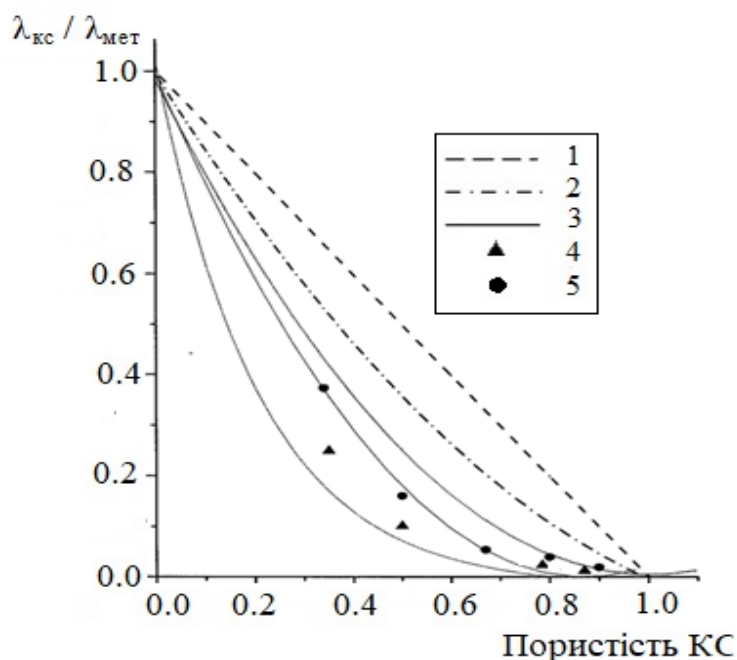


Рисунок 1.8 – Вплив пористості капілярних структур на величину каркасної теплопровідності у порівнянні із теплопровідністю матеріалу волокон:

1 – [38]; 2 – [37]; 3 – [10]; 4 – мідні КС,  $d_{\text{в}} = 20$  мкм, [34, 36];

5 – мідні КС,  $d_{\text{в}} = 40$  мкм, [34, 36]

### 1.5 Термічний опір теплових труб. Інтенсивність пароутворення в зонах нагрівання теплових труб

Вплив інтенсивності пароутворення у зоні нагріву ТТ на ефективність роботи можна простежити за допомогою визначення сумарного термічного опору теплопередачі від гарячого до холодного джерела  $R_{CVM}$  ( $m^2 \cdot K / W$ ). Останній складається із зовнішнього  $R_3$  та внутрішнього  $R_{вн}$  опору теплової труби:

$$R_{CVM} = R_3 + R_{вн}$$

$R_3$  являє собою суму термічних опорів тепловіддачі між поверхнею випарної та конденсаційної зон ТТ і гарячим та холодним потоком теплоносія. Сумарний зовнішній термічний опір ТТ, відповідно, визначається як:

$$R_3 = \frac{1}{\alpha_{\Gamma} F_{\Gamma}} + \frac{1}{\alpha_{\chi} F_{\chi}},$$

де  $\alpha_{\Gamma}$  – коефіцієнт тепловіддачі до корпусу ТТ у зоні випаровування;

$\alpha_{\chi}$  – коефіцієнт тепловіддачі від корпусу ТТ в оточуюче середовище у зоні конденсації;

$F_{\Gamma}$ ,  $F_{\chi}$  – площі зовнішньої поверхні тепловіддачі у випарній та конденсаційній зонах відповідно

Отже, чим більшим є значення  $\alpha$ , тим меншим є термічний опір тепловіддачі у відповідній зоні ТТ.

Термічний опір власне теплової труби  $R_6$  визначається за формулою [10]:

$$R_{вн} = R_B^{CT} + R_B^{\alpha} + R_{II} + R_K^{\alpha} + R_K^{CT} + 2 \cdot R_{конт},$$

де  $R_B^{CT}$  і  $R_K^{CT}$  – термічні опори теплопровідності при проходженні теплового потоку через стінку корпусу ТТ у зонах випаровування і конденсації; вони можуть бути розраховані за формулою:

$$R_B^{CT} = \frac{\delta_B^{CT}}{\lambda_B^{CT} \cdot F_B^{CT}}, \quad R_K^{CT} = \frac{\delta_K^{CT}}{\lambda_K^{CT} \cdot F_K^{CT}},$$

де  $\delta_{CT}$  – товщина стінки у відповідній зоні ТТ;

$\lambda_{CT}$  – коефіцієнт теплопровідності металевої стінки у відповідній зоні ТТ;

$F_B^{CT}$ ,  $F_K^{CT}$  – площі внутрішньої поверхні теплообміну у випарній та конденсаційній зонах ТТ, відповідно;

$R_B^\alpha$  і  $R_K^\alpha$  – термічні опори тепловіддачі у зонах випаровування і конденсації.

Значення  $R_B^\alpha$  та  $R_K^\alpha$ , у свою чергу, визначаються за формулами:

$$R_B^\alpha = \frac{\Delta T_B}{Q} = \frac{1}{\alpha_B F_B^\alpha}; \quad R_K^\alpha = \frac{\Delta T_K}{Q} = \frac{1}{\alpha_K F_K^\alpha},$$

де  $\alpha_B$  і  $\alpha_K$  – коефіцієнти тепловіддачі у зоні випаровування і конденсації відповідно;

$F_B^\alpha$  та  $F_K^\alpha$  – площі поверхонь теплообміну у зонах випаровування і конденсації, відповідно

$R_{II}$  – термічний опір у паровому каналі. Він являє собою відношення значення перепаду температур у паровому каналі ТТ до величини теплового потоку. Величину  $R_{II}$  можна визначити на основі кривої пружності пари теплоносія, знаючи гідродинамічний опір паровому потокові. Для криогенних та низькотемпературних ТТ величина  $R_{II}$ , зазвичай, є незначною.

$R_{конт}$  являє собою контактний термічний опір у місцях приєднання капілярної структури до корпусу теплової труби [61, 62].

Перенесення теплоти може мати місце як при наявності поверхневого випаровування рідини з пор КС, так і при її кипінні в порах. Ряд авторів-дослідників вважає, що процес кипіння рідини в порах є причиною обмеження максимальної потужності теплової труби внаслідок можливості настання кризи кипіння. Існує декілька теорій,

що пояснюють дане явище [63-65]. Однак Афанасьєвим Б. А. [4] було доведено, що зародження парових пухирців супроводжує не лише ті режими роботи ТТ, які є близькими до кризових, а й ті, що називають режимами пароутворення (і при яких незброєним оком пухирцеве кипіння не спостерігається). У формулюванні самого поняття кризи кипіння фігурує таке визначення як «критичний тепловий потік». Густину теплового потоку, що відповідає найбільшій інтенсивності теплообміну, за аналогією з гладкою поверхнею, можна назвати критичною густиною теплового потоку  $q_{кр}$ . У праці [66] критична густина теплового потоку визначається як максимально можлива (за даних умов) густина теплового потоку при пухирцевому кипінні. Також там наголошується, що при  $q > q_{кр}$  «чиста» форма пухирцевого кипіння неможлива.

Переміщення пухирців (рис. 1.9) у центральний поровий простір турбулізує шар рідини у пористій структурі і одночасно інтенсифікує процес теплопередачі, що, відповідно, значно збільшує коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$ . Тут є важливим також значення товщини КС: оптимальною є така, що приблизно дорівнює діаметру парового пухирця на виході з КС (рис. 1.9 II). У цьому випадку при проходженні

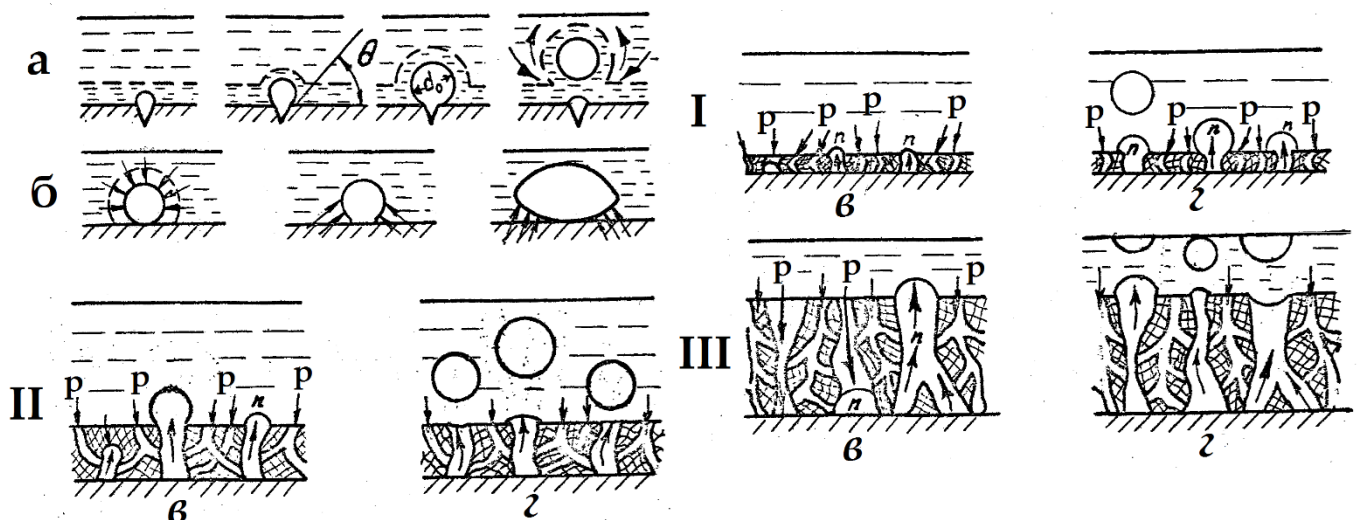


Рисунок 1.9 – Схеми пароутворення на гладких (а, б) та пористих (в, г) поверхнях:

- а – схема зростання і відриву парового пухирця; б – різні умови підведення тепла до пухирця під час його зростання; в – початок кипіння; г – розвинуте кипіння; I – за умови  $\delta_{кк} \ll d_0$ ;  
II – за умови  $\delta_{кк} \approx d_0$ ; III – за умови:  $\delta_{кк} \gg d_0$ ; p – рідина; n – пара

пухирця через пору він не втрачає свого потенціалу, як може бути при занадто великій  $\delta_{\text{кк}}$  за умови  $\delta_{\text{кк}} \gg d_0$  (рис. 1.9 III), коли у верхній частині пори починається процес, схожий на конденсацію, але й підсилюється роботою стінок пори (на яких також є окремі центри пароутворення), чого неможливо досягти при значеннях  $\delta_{\text{кк}} \ll d_0$  (рис. 1.9 I).

Спроба побудови узагальнюючої залежності для визначення інтенсивності пароутворення в пористих структурах на основі теплової моделі Д. Лабунцова була зроблена М. Семеною. Модель Лабунцова [67]:

$$\alpha = b \cdot \left( \frac{\lambda_p^2}{\nu_p \sigma T_{\text{нас}}} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot q^{\frac{2}{3}},$$

де  $b$  – константа, що залежить від умов теплообміну,

не враховувала впливу геометричних, структурних і теплофізичних характеристик поверхні з пористим покриттям. Семена і його співробітники розглянули процес кипіння в режимі ізольованих паровідвідних каналів, в які відбувається випаровування рідини з менісків у тонкоплівковій частині, прилеглої до елемента каркаса. Вони запропонували розрахункове співвідношення для інтенсивності тепловіддачі [68], яке в подальшому уточнили на підставі нових закономірностей процесу:

$$\alpha = C_\alpha q^{\frac{2}{3}} \left( \frac{\lambda_p^2}{\nu_p \sigma T_{\text{нас}}} \right)^{\frac{1}{3}} \left( \frac{d_{\text{max}}}{\delta_{\text{кк}}} \right)^{\frac{1}{3}},$$

де  $C_\alpha$  – константа, що залежить від умов теплообміну;

$d_{\text{max}}$  – максимальний діаметр пор пористого зразка;

$\delta_{\text{кк}}$  – товщина пористого зразка

При цьому не враховувалися структурні характеристики КС і вважалося, що щільність центрів паротворення пропорційна відношенню діаметра максимальних пор до діаметру критичного парового зародка.

За період 1984 –1994 рр. проф. Г. Смирновим розроблялася наближена теорія теплообміну для кипінні на поверхнях, покритих пористими структурами. На відміну від С. Ковальова і С. Соловйова, які також створили математичну модель теплообміну для кипіння на поверхнях з капілярно-пористим покриттям [42], Смирнов без протиріч пояснює всі відомі дослідні дані для даних умов в режимах, що діють до настання осушення. Його теорії передували експериментальні та теоретичні роботи, виконані учнями Смирнова.

Однак зазначені моделі не враховували структурних характеристик КС, що значним чином впливають на інтенсивність тепловіддачі. Цей недолік було подолано у [10], де представлена напівемпірична модель двофазного теплообміну в зоні випаровування ТТ:

$$\alpha = C_{\alpha} q_s^{2/3} \left( \frac{\lambda_p^2}{\nu_p \sigma T_{нас}} \right)^{1/3} \left( \frac{d_{max}}{\delta_{КС}} \right)^{1/3},$$

де  $C_{\alpha}$  – константа, що залежить від умов теплообміну;

$d_{max}$  – максимальний діаметр пор КС

Найбільш повно враховує ступені впливу на інтенсивність теплообміну основних характеристик і параметрів МВКС формула із [7]:

$$\alpha = c \cdot q^n \cdot \delta_{КС} \cdot \lambda_{КС}^{0,6} \cdot [(1 - \Pi_{max}) / (1 - \Pi)]^{0,5} \cdot d_{эф}^{0,15} \cdot [\lambda_p^2 / (\nu_p \cdot \sigma_p \cdot T_{нас})]^{0,33},$$

де  $c$  – константа, що залежить від умов теплообміну

Однак дана формула потребує спрощення через складність симплексу  $(1 - \Pi_{max}) / (1 - \Pi)$ .

Як відомо, на ефективність роботи теплової труби суттєво впливає її розташування у просторі (тобто, кут нахилу ТТ у звичайних наземних умовах). На рис. 1.10 представлено результати дослідження значень термічного опору мініатюрних теплових труб із МВКС у залежності від кута нахилу теплової труби [69]. Графічну залежність побудовано для ТТ з довжиною 100 мм та з діаметром 3 мм (ефективна довжина ТТ дорівнювала 67 мм), теплоносій – вода. Зона охолодження вищезазначених ТТ

омивалась водою з температурою  $20^{\circ}\text{C}$ . Витрата охолоджуючої води становила  $\sim 1,7 \cdot 10^{-3}$  кг/с. Орієнтація ТТ у просторі змінювалася від  $+90^{\circ}$  до  $-90^{\circ}$ . Характер кривих вказує на головний фактор, що суттєво зменшує теплопередавальну властивість труби, – протидію силам гравітації. При горизонтальному положенні ТТ теплопередавальна здатність визначалась в основному за рахунок дії капілярних сил, які, в свою чергу, залежать від конструкційних характеристик КС.

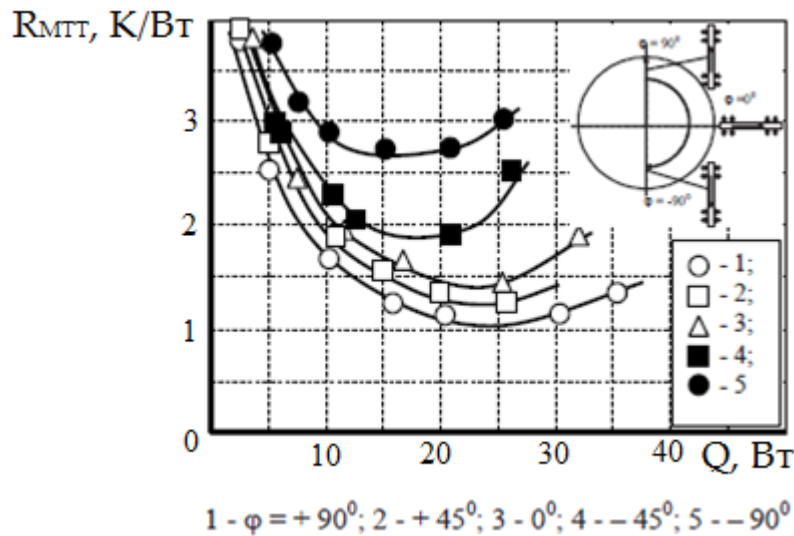


Рисунок 1.10 – Залежність термічного опору теплової труби (довжиною 100 мм та діаметром 3 мм) від теплового потоку при різній орієнтації ТТ у просторі [69]

Вплив кута нахилу ТТ на її термічний опір зменшується, відповідно, зі зменшенням значень радіуса пор КС і при збільшенні коефіцієнта поверхневого натягу рідини-теплоносія. На рис. 1.10 показано, що при розташуванні досліджуваних ТТ у положенні протидії силам гравітації ( $\varphi = -90^{\circ}$ ) мінімальне значення термічного опору становить 2,7 К/Вт при максимальному тепловому потоку  $Q = 15$  Вт. Якщо сили гравітації сприяють рухові рідини-теплоносія ( $\varphi = +90^{\circ}$ ), мінімальний опір знижується до 1 К/Вт при максимальному тепловому потоку  $Q = 25$  Вт.

## ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 1

У Розділі 1 наведено результати аналізу ряду фізико-технічних характеристик теплових труб та їх різновидів – термосифонів; надано стислу інформацію стосовно металевих пористих матеріалів, які можуть застосовуватися у якості капілярних структур теплових труб. На сьогоднішній день існують певні питання щодо результатів досліджень визначальних характеристик пористих капілярних структур; є ряд питань стосовно доцільності застосування у якості КС оптимальних структур: зокрема – композиційних волокнисто-порошкових матеріалів.

Існує необхідність подальших досліджень теплопровідності металевих пористих структур (зокрема – волокнисто-порошкових структур), а також отримання розрахункових формул для визначення каркасної теплопровідності металоволокнистих структур, які на сьогодні є ефективними капілярними структурами для теплових труб.

Результатами розділу є проведення аналізу гідродинамічних та теплофізичних характеристик теплових труб. У розділі також наведено методику для розрахунку внутрішнього термічного опору теплової труби, який є одним з об'єктів досліджень у дисертації. Є необхідним порівняння термічних опорів ТТ з металоволокнистими і композиційними структурами, на основі якого можливо зробити висновок про доцільність використання останніх у якості КС теплових труб.

Крім того, на сьогоднішній день досі відкритим питанням є моделювання процесів пароутворення (кипіння) на пористих поверхнях, що застосовуються у теплових трубах. Інтенсивність теплообміну у зоні нагрівання теплової труби є показником ефективності як теплофізичної, так і гідродинамічної складової даного процесу. Тому ці питання будуть розглянуті у подальших розділах дисертації.

## РОЗДІЛ 2

### КИПІННЯ НА ПОРИСТИХ ПОВЕРХНЯХ

При виконанні програми запланованих робіт значну увагу було приділено проведенню експериментальних досліджень фізичних процесів, типових для реальних умов функціонування двофазних теплопередавальних пристроїв, а саме – для умов роботи теплових труб та термосифонів (з капілярними структурами у зонах нагрівання). Метою експериментальних досліджень було наступне:

- визначення впливу характеристик КПМ на початок закипання води (значення температурних напорів  $\Delta t_{пз}$ );
- визначення кількісних показників (коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ ) інтенсивності теплообміну при кипінні води на пористих матеріалах, досліджуваних у роботі.

При проведенні експериментальних досліджень було приділено увагу достовірності й надійності отримуваних експериментальних даних та їх адекватності реальним умовам експлуатації ТТ і ТС.

#### **2.1 Експериментальне визначення початку закипання та інтенсивності тепловіддачі при кипінні рідин на пористих поверхнях**

2.1.1 Для дослідження теплових процесів з пористими матеріалами використано експериментальну установку, конструкцію якої зображено на рис. 2.1. Установка складається з наступних вузлів, деталей та елементів: робочої ділянки з прикріпленим зразком 4 досліджуваного капілярно-пористого матеріалу і систем: стабілізації, регулювання і вимірювання підведеної потужності 13, вимірювання температури 17, компенсації теплових втрат 12, конденсації і підігрівання рідини 14-16.

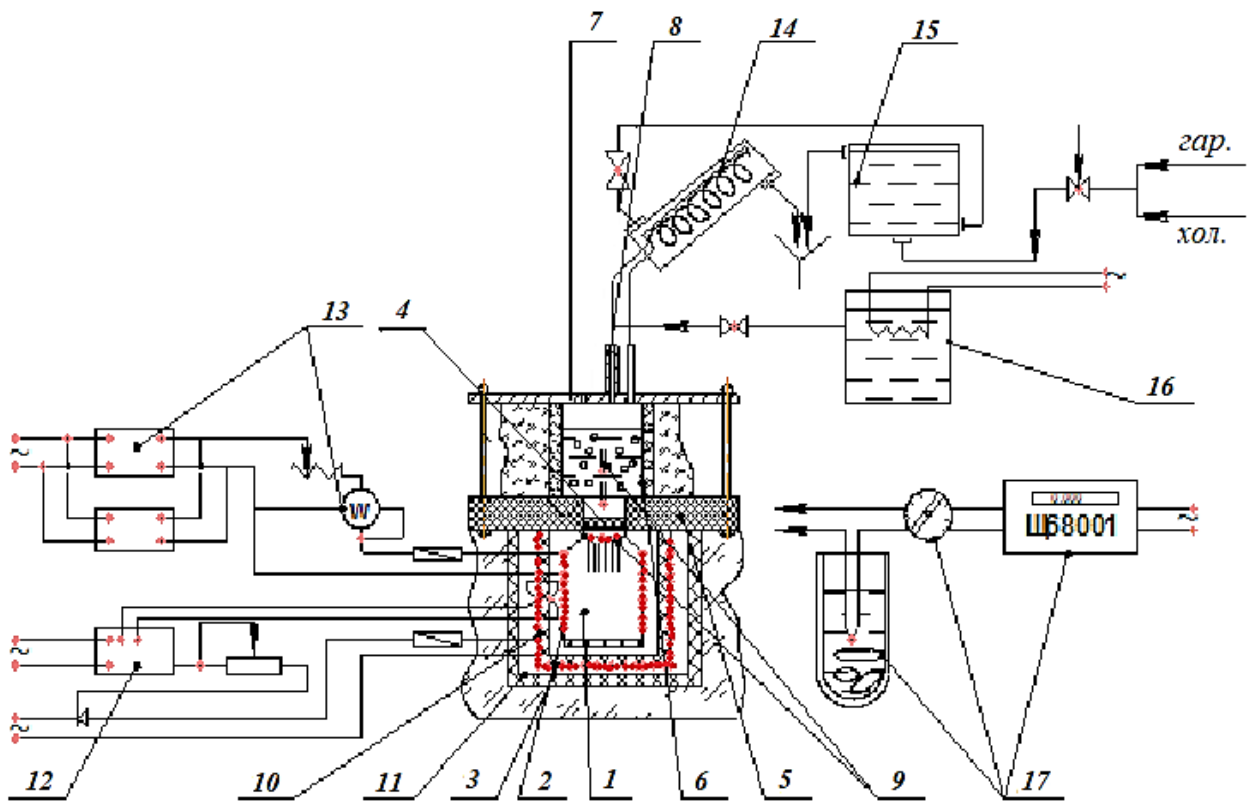


Рисунок 2.1 – Схема експериментальної установки, призначеної для досліджень процесів кипіння на поверхнях з капілярно-пористими матеріалами:

- 1 – мідний стрижень-клин; 2 – основний електронагрівач;
- 3 – охоронний нагрівач; 4 – зразок капілярно-пористого матеріалу;
- 5 – фланець; 6 – циліндр; 7 – кришка; 8 – штуцер; 9 – термопари;
- 10 – стакан (алундовий чохол); 11 – керамічний кожух; 12 – система компенсації втрат тепла з охоронним нагрівачем; 13 – система стабілізації напруги та вимірювання підведеної потужності;
- 14 – конденсатор; 15 – бак з водою; 16 – ємність для води;
- 17 – система вимірювання температури

Робоча ділянка установки призначена для досліджень двофазного теплообміну при кипінні води та органічних рідин в умовах їх вільного руху за атмосферного тиску. Вона складається з основного нагрівача, виготовленого у вигляді мідного клину

1 і ніхромового дроту 2. До торця стрижня, діаметр якого дорівнює 35 мм, легкоплавким припоєм ПОСК 50-18 ( $t_{пл} = 145^0 \text{ C}$ ) припаювали зразок КПМ 4 з попередньо закарбованими в канавках підкладки термопарами. Приєднання зразка до торця стрижня здійснювали саме припаюванням для того, щоб уникнути додаткового термічного опору, який при збільшенні густини теплового потоку істотно впливає на температурний рівень елементів робочої ділянки. Зразок КПМ можливо встановлювати з прошарком теплопровідної пасти (типу КПТ-8), однак у цьому випадку величини граничних теплових потоків знижуються через суттєвий вплив контактного термічного опору  $R_{\text{конт}}$  (більше за  $10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$ ). Цей варіант кріплення застосовували лише для робочих зразків КПМ з іржостійкими підкладками. Діаметр намотаного на стрижень ніхромового дроту  $\sim 0,9$  мм; електричний опір  $\sim 20$  Ом, крок намотування між витками дроту  $\sim 0,5$  мм. Діелектричний ізолятор дроту – один шар слюди товщиною 0,1 мм. Слюду як електроізолятор обрано (у порівнянні з іншими ізоляторами) через відносно високе значення теплопровідності ( $\lambda = 0,58 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ ) і відносно високу температуростійкість ( $t_{пл} = 750^0 \text{ C}$ ). У просторі між витками дроту намотано скляну нитку, щоб запобігти зрушенням та закорочуванням витків при великих значеннях струму. Підведення напруги до нагрівача здійснювали за допомогою мідних проводів та мідних шин, жорстко з'єднаних зі стрижнем гвинтами і хомутами з іржостійкої сталі. Кінці ніхромового дроту було приварено до шин електрозварюванням. Параметри нагрівачів розраховано для застосування стандартних приладів – лабораторного автотрансформатора типу ЛАТР і ватметра типу Д 592. Основний нагрівач вставлено в алундовий чохол 10, на який намотано охоронний нагрівач 3, призначений для компенсації втрат теплоти в навколишнє середовище. Охоронний нагрівач виготовлено аналогічним основному нагрівачеві; діаметр ніхромового дроту – 0,5 мм, значення електричного опору – 20 Ом. Вмикання охоронного нагрівача під час експерименту здійснювалось автоматично за допомогою електронної схеми 12; сигналом для вмикання слугувало значення електрорушійної сили термопар, яке відповідає перепаду температур на стінці чохла  $\sim 1,5^0 \text{ C}$ . Періодичність вмикання охоронного нагрівача залежала від значень густини основного теплового потоку. Алундовий чохол було вставлено у

керамічний кожух 11; це істотно зменшувало втрати корисної теплоти в навколишнє середовище. Ззовні кожух було додатково ізолювано скловатою. Зверху на неробочу поверхню прикріпленого зразка КПМ встановлювали фторопластовий фланець 5 товщиною  $\sim 30$  мм. Фланець призначено для кипіння рідини на поверхні зразка КПМ; він сконструйований таким чином, щоб площа його контакту з неробочою поверхнею зразка була мінімальною. Герметичність з'єднання фланця зі зразком КПМ забезпечено завдяки щільному припасуванню місць контакту та за рахунок застосування теплостійкого силоксанового герметика (типу КЛТ-30;  $t_{max} = 300^0$  C), хімічно стійкого до більшості органічних рідин.

Кипіння рідин відбувалося у просторі, обмеженому скляним циліндром 6 та кришкою 7. Кришка з'єднувалася з фторопластовими фланцями за допомогою шпильок і гумових прокладок. Циліндр було ізолювано скловатою. Кришка мала штуцер 8 для підливання рідини з ємності 16. Перепад температур між зразком КПМ і у ємності з киплячим теплоносієм вимірювали двома диференціальними термопарами 9, з'єднаними послідовно.

Система стабілізації та регулювання потужності 13 складалася з двох стабілізаторів С-0,9, з'єднаних паралельно, що забезпечували стабілізацію потужності, яка підводилася, до значення 1,8 кВт; лабораторного автотрансформатора, запобіжників і комутаційних елементів. Вимірювання потужності здійснювалося за допомогою ватметра Д 592, кл.0,1. Для робочих ділянок величина густини теплового потоку визначалася за значеннями підведеної потужності з урахуванням теплових втрат. Система підливання рідини складалася зі скляної ємності 16, у якій за допомогою електрокип'ятильника кипіла дистильована вода, трубопроводів з вакуумної гуми і вентилів. Конденсація пари здійснювалася в конденсаторі 14, охолоджуваному водопровідною водою, що надходила з бака стабілізації рівня 15. Температура води регулювалася змішувачем, її витрата – вентиляем. Система вимірювань температури 17 складалася з мідь-константових термопар діаметром 0,12 мм, нуль-термостата (термоса з льодом) та елементів комутації. Вторинним вимірювальним приладом слугував цифровий мілівольтметр (типу Щ68001, кл.0,05). Тарування термопар для зменшення похибок вимірювань було здійснено за допомогою системи комутації і вимірювального

приладу. Робоча рідина термостату – вода. Значення температури і ЕРС табульовано з інтервалом  $0,05^{\circ}\text{C}$  та  $0,005\text{ мВ}$ .

2.1.2 Специфіка розв'язуваних задач зумовила необхідність створення двох робочих дільниць установки, зображених на рис. 2.2.

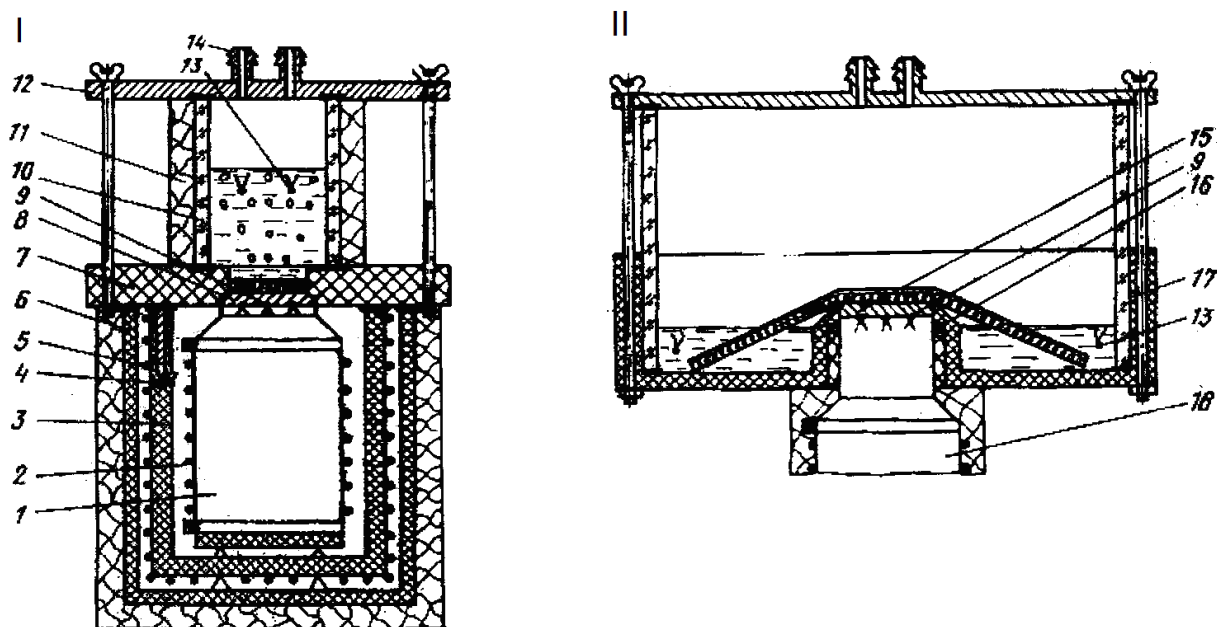


Рисунок 2.2 – Робочі дільниці експериментальної установки для досліджень теплообміну при двофазних перетвореннях рідин в умовах, типових для роботи теплових труб та термосифонів:

- 1,18 – мідний клин-теплопідвод; 2 – електроспираль;
- 3 – теплоізолюючий циліндр; 4 – диференціальна термопара;
- 5 – охоронний нагрівач; 6 – теплоізолююча оболонка;
- 7,16 – фторопластовий фланець; 8,15 – дослідний зразок пористої структури; 9 – термопари; 10, 17 – скляний циліндр;
- 11 – теплоізоляція; 12 – фланець; 13 – рідина; 14 – штуцер

Зверху на неробочу поверхню прикріпленого зразка КС встановлюється фторопластовий фланець 7 товщиною 30 мм. Він сконструйований так, щоб площа його контакту з неробочою поверхнею зразка була мінімальною. Герметичність з'єднання

фланця зі зразком забезпечена за рахунок щільного припасування місць контакту та за рахунок застосування теплостійкого силікоханового герметика КЛТ-30 ( $t_{max} = 300^{\circ}C$ ). Фланець ділянки II конструктивно виконаний інакше. Він являє собою своєрідну посудину, в якій знаходиться рідина, що підігрівається допоміжним нагрівачем до температури, що є близькою до температури насичення. Рідина у цьому випадку транспортується до поверхні нагріву за допомогою КПМ, тобто відбувається кипіння в умовах капілярного транспорту.

2.1.3 Об'єктами експериментальних досліджень у роботі були дослідні зразки МВКС. Конструкції дослідних зразків МВКС, які використовували у дослідженнях, представлено на рис. 2.3.



Рисунок 2.3 – Дослідні зразки капілярно-пористих структур різних типів

Металеві підкладки, до яких приєднували досліджувані МВКС, для зменшення похибок експериментальних досліджень виготовлено з одного листа міді (М1) для мідних зразків та з одного прутка іржостійкої сталі (9Х18Н9Т) для сталевих зразків з високим класом точності (підкладка і зразок для інших металів аналогічним чином були виготовлені з одного матеріалу). У круглих підкладках вифрезеровано канавки

(0,5x0,5 мм), призначені для закарбовування термопар. Відстань отворів для термопар від поверхні припікання МВКС складала ~0,2-0,3 мм.

Пористість МВКС задавали при виготовленні дослідних зразків. Її значення забезпечувалось точністю зважування порції металевого волокна (для цього використовували точні електронні ваги). Діапазон пористості обумовлено технологією виготовлення МВКС і можливостями пресування пористої заготовки. Додатково величину пористості перевіряли методом насичення виготовленого зразка водою з попереднім та, відповідно, наступним зважуванням.

Фізичні характеристики зразків, які було застосовано для експериментів з визначення температурного перепаду початку кипіння при вільному русі води (режим термосифону), представлено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Фізичні характеристики металоволокнистих структур, призначених для експериментів щодо початку закипання води на пористих поверхнях

Метали, з яких були виготовлені МВКС	Умови контакту МВКС з суцільними поверхнями	Густина теплового потоку $q$ , Вт/см <sup>2</sup>	Пористість зразка $П$ , %	Товщина зразка $\delta$ , мм	Теплопровідність КПМ, Вт/(м·К)	Рідина – теплоносії
мідь; іржостійка сталь; нікель; сталь 45; алюм. сплав (АМг5)	Припечені МВКС	0 – 5	40 – 80	0,2 – 4,0	0,2 – 70	Дистильована вода

Фізичні характеристики дослідних зразків МВКС, що були застосовані для експериментів з визначення коефіцієнтів  $\alpha$  на притиснутих і припечених до торця нагрівача пористих поверхнях, наведено у табл. 2.2.

Таблиця 2.2 – Фізичні характеристики МВКС для експериментів з визначення коефіцієнтів  $\alpha$

Метали, з яких були виготовлені МВКС	Умови досліджень теплообміну	Умови контакту зразків із суцільними поверхнями	Густина теплового потоку $q$ , Вт/см <sup>2</sup>	Пористість МВКС $P$ , %	Товщина КС $\delta$ , мм	Теплоносій
мідь; іржостійка сталь	Вільний рух рідини та режим капілярного транспорту	Припечені зразки	0 – 150 режим ТС;  0 – 70 режим ТТ;	40 – 87	0,2 – 10	Дистильована вода
		Притиснуті зразки	0 – 100 режим ТС;  0 – 70 режим ТТ	40 – 60	0,6 – 2,0	Дистильована вода

2.1.4 З метою забезпечення та визначення достовірності вимірювань величин теплового потоку при дослідженнях процесів двофазного теплообміну на поверхнях з МВКС здійснено калориметрування робочих ділянок.

Схему калориметрування представлено на рис. 2.4. На фланець встановлювали циліндр 6 зі штуцерами для входу та виходу води, що поступала із баку 11 стабілізації рівня. З метою зменшення теплових втрат циліндр ретельно теплоізолювали. У процесі калориметрування змінювали густина теплового потоку і витрату води; при цьому для кожного значення густини встановлювали три значення витрати води:  $G_{\min}$ ,  $G_{\text{опт}}$ ,  $G_{\max}$ . Температуру води у баці вимірювали за допомогою ртутного термометра з ціною поділки  $0,1^{\circ}\text{C}$ , температуру води на виході з циліндра – за допомогою двох термопар, розміщених всередині гумового шлангу. Тепловий баланс при калориметруванні розраховували за відомими з літератури методиками.

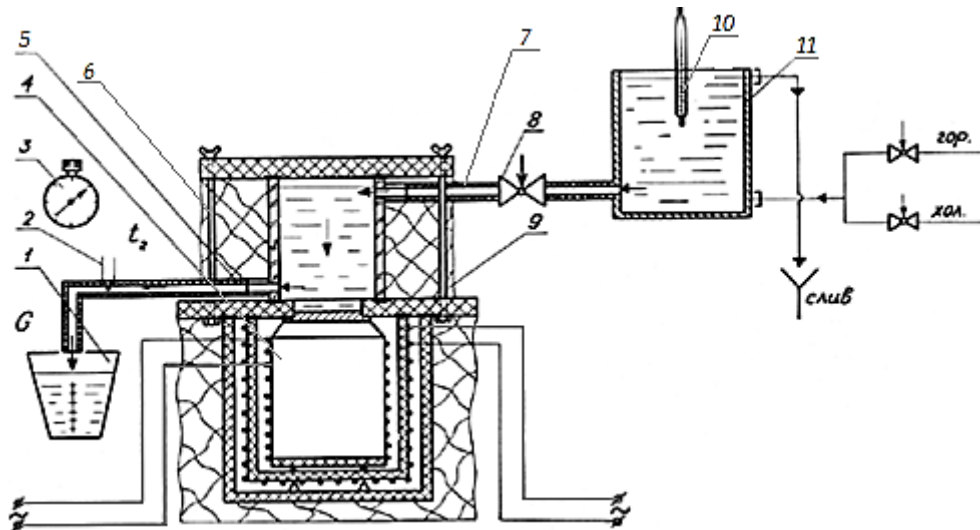


Рисунок 2.4 – Схема калориметрування робочої ділянки експериментальної установки:

- 1 – вимірювальна ємність; 2 – термопара; 3 – секундомір;  
 4 – нагрівач; 5, 7 – трубопроводи; 6 – скляний циліндр; 8 – вентиль;  
 9 – теплоізоляція; 10 – термометр; 11 – бак стабільного рівня води

Результати калориметрування (рис. 2.5) підтвердили високу достовірність отримуваних експериментальних даних.

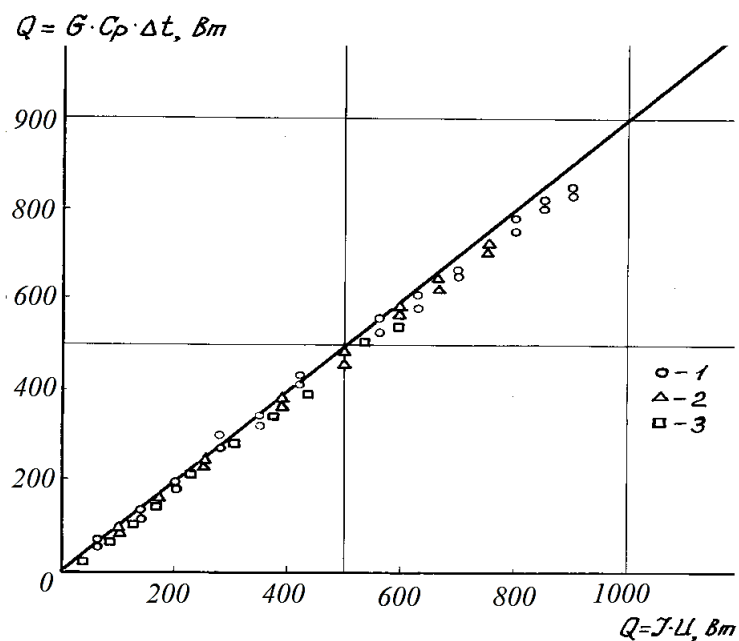


Рисунок 2.5 – Результати калориметрування дослідної установки:

1-3 – номери серій експериментів

2.1.5 Методика проведення експериментів з досліджень теплообміну при кипінні рідин-теплоносіїв на поверхнях з приєднаними капілярно-пористими структурами була наступною:

1) дослідний зразок МВКС із попередньо закарбованими у підкладці термопарами припаювали до торця клина-нагрівача. При цьому вмикали нагрівач і за його допомогою досягали на торці температури плавлення припою;

2) здійснювали монтаж-збірку робочої ділянки і підготовку всіх допоміжних систем;

3) за допомогою допоміжного нагрівача підігрівали рідину (у ємності фторопластового фланця) до температури, що майже дорівнювала температурі насичення;

4) вмикали основний електронагрівач і за допомогою лабораторного автотрансформатора встановлювали початкове значення підведеної до зразка густини теплового потоку  $q$ ; при цьому контролювали температуру підкладки зразка ( $t_{ст}$ ), температуру насичення ( $t_{нас}$ );

5) при досягненні стаціонарного теплового режиму ( $t_{ст} = const$ ) вимірювали вищезазначені параметри, використовуючи при цьому високоточний цифровий вольтметр;

б) надалі збільшували значення густини теплового потоку; процес експерименту і вимірів повторювали; збільшення теплового потоку здійснювали до значень  $q = 70 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> (режим капілярного транспорту води) та до значень  $q = 150 \cdot 10^4$  Вт/м<sup>2</sup> (режим вільного руху води, припечені зразки).

Обробку отриманих експериментальних даних здійснювали у такий спосіб:

1) використовуючи підготовлені табличні дані, за значеннями ЕРС термопар знаходили відповідне значення температури підкладки; за допомогою термопар вимірювали температуру насичення рідини (брали найближче до виміряного табличне значення температури);

2) знаючи значення підведеної до нагрівача електричної потужності (вимірюване ватметром) і площу гріючої поверхні зразка (підкладки), знаходили поточне значення густини теплового потоку  $q$  ;

3) для даного значення  $q$  (маючи знайдене експериментально значення температури води) за законом Ньютона-Ріхмана визначали коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$ ;

4) будували графічні залежності теплообміну при кипінні на поверхнях з капілярно-пористими структурами. Графічні залежності отримували у вигляді:

$\alpha = f(q)$ . Похибки визначення  $\alpha$  та інших величин при проведенні експериментів представлено у Додатку А.

2.1.6 Методика експериментальних досліджень температурного перепаду на початку кипіння рідини на пористих поверхнях полягала у наступному:

1) знаходили середнє значення електрорушійної сили (ЕРС) термопар, закарбованих у підкладці дослідного зразка ("стінки"-поверхні під капілярною структурою); також за допомогою термопар вимірювали температуру насичення рідини;

2) за середнім значенням показів термопар (що були закарбовані у підкладці) визначали середнє значення температури стінки (маючи аналогічні значення температури, що відповідали виміряним значенням ЕРС термопар); аналогічним чином визначали температуру кипіння рідини;

4) визначаючи різницю між температурою підкладки і рідини, знаходили  $\Delta t_{пз}$  – перепад температури початку кипіння рідини на пористій поверхні.

## 2.2 Температурний напір початку закипання води на пористих поверхнях.

### Узагальнення експериментальних даних

Одним із важливих чинників, що впливають на функціонування ТТ і ТС, є температурний напір  $\Delta t_{пз}$  при закипанні рідин-теплоносіїв. Останній визначається за перепадом температур між стінкою теплової труби (у місці приєднання капілярної структури до суцільної металевої стінки)  $t_{ст}$  і рідини, яку використовують у якості теплоносія  $t_{рід}$ :

$$\Delta t_{пз} = t_{ст} - t_{рід} \quad (2.1)$$

При відносно невеликих значеннях температурних напорів початку закипання теплоносіїв  $\Delta t_{пз}$  теплові труби працюють («стартують») більш ефективно.

У процесі експериментів основною змінною характеристикою КС була пористість  $П$  зразків, діапазон зміни значень якої складав від 40 до 87 %. Товщини КС

змінювалися у діапазоні  $\delta_{\text{КС}} = 0,2 - 4,0$  мм. Усі зразки були припеченими до металевих підкладок; теплові потоки досягали значень до  $10 \text{ Вт/см}^2$ . У якості теплоносія була використана дистильована вода.

Методика проведення експериментів та теплофізичних вимірювань була аналогічною до методик, які детально описано у аналогічних експериментах і працях [61]. З метою підвищення точності отримуваних результатів досліди проведено як у режимах поступового збільшення підведених значень густини теплового потоку  $q$ , так і при поступовому зменшенні таких значень. Процес початку закипання води на пористій поверхні фіксували візуально, при першому появленні парового струменя у найбільш крупних порах металевого пористого матеріалу.

Ряд отриманих іншими авторами експериментальних даних представлено на рис. 2.6 [7]. Результати досліджень засвідчили наступні факти: 1) значення температурних напорів  $\Delta t_{\text{пз}}$  є істотно нижчими порівняно з кипінням на гладких технічних поверхнях (в аналогічних умовах руху води); 2) основною характеристикою капілярної структури, що впливає на  $\Delta t_{\text{пз}}$  у даних умовах, є її пористість. Величини  $\Delta t_{\text{пз}}$  при кипінні води на відносно «гладких» технічних поверхнях становили від  $7$  до  $12^\circ\text{C}$  (за даними різних дослідників). Отриманий у наших дослідках діапазон  $\Delta t_{\text{пз}}$  для мідних пористих зразків становить  $0,5-2,0^\circ\text{C}$ . Фізична інтерпретація зменшення значень температурних напорів на пористих поверхнях полягає у наступному: каркас пористої структури у мікропорах, утворюваних у місцях приєднання КС до гладкої поверхні, інтенсивно підігріває мікрошар води за рахунок своєрідного «мікрооребрення». При цьому рідина починає закипати раніше, ніж на гладких поверхнях.

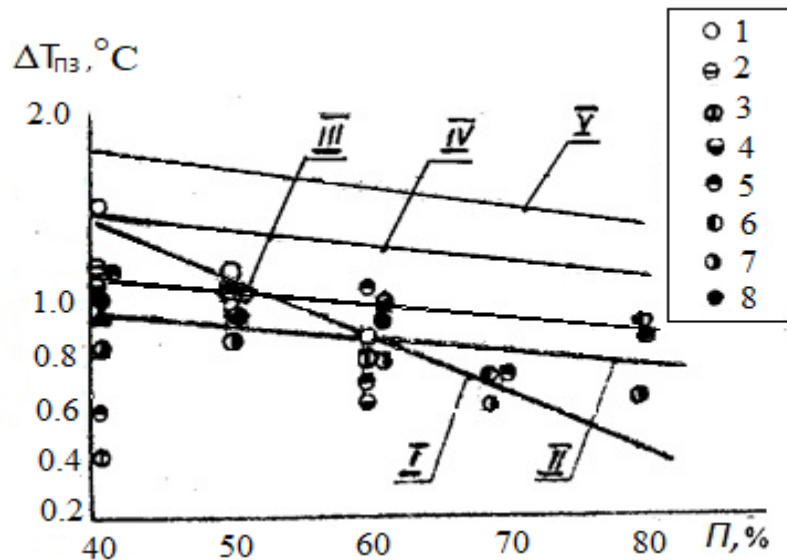


Рисунок 2.6 – Вплив характеристик МВКС на температурні напори при закипанні води на пористих поверхнях (вільний рух рідини при заливі):

результати розрахунків при  $\delta_{\text{кк}} = 1,5$  мм:

I – для мідних КС за формулою у [10];

II – для мідних КС за даними [7];

III – для алюмінієвих КС за даними [7];

IV – для сталевих КС (Ст45) за даними [7];

V – для КС з іржостійкої сталі (9X18H10T) за даними [7];

результати експерименту для різних товщин волокнистих мідних

матеріалів-покриттів: 1 – 0,1 мм; 2 – 0,2; 3 – 0,4; 4 – 0,6; 5 – 0,8;

6 – 1,0; 7 – 2,0; 8 – 4,0

Результати експериментів, проведених при закипанні води на поверхнях з МВКС в умовах вільного руху рідини, представлено на рис. 2.7 у вигляді залежності  $\Delta t_{\text{пз}} = f(\Pi)$ . Точками нанесено експериментальні дані для  $\Delta t_{\text{пз}}$  при різних товщинах капілярної структури. Результати експериментів свідчать, що вплив товщини КС на  $\Delta t_{\text{пз}}$  є неоднозначним, що пояснюється складністю фізичних процесів, які мають місце при закипанні теплоносія. Відомо, що на процеси кипіння впливають як теплопровідність пористого матеріалу дослідного зразка КС, так і гідродинамічна складова при

виході пари із приєднаної пористої структури. Можливе пояснення отриманих результатів досліджень є наступним: зі збільшенням товщини КС (при інших незмінних умовах, параметрах і характеристиках КС) необхідно більше часу для того, щоб розпочався процес кипіння, адже вихід пари по порам КС стає більш ускладненим. Відповідно, зі збільшенням товщини КС значення температурного перепаду початку кипіння також збільшується.

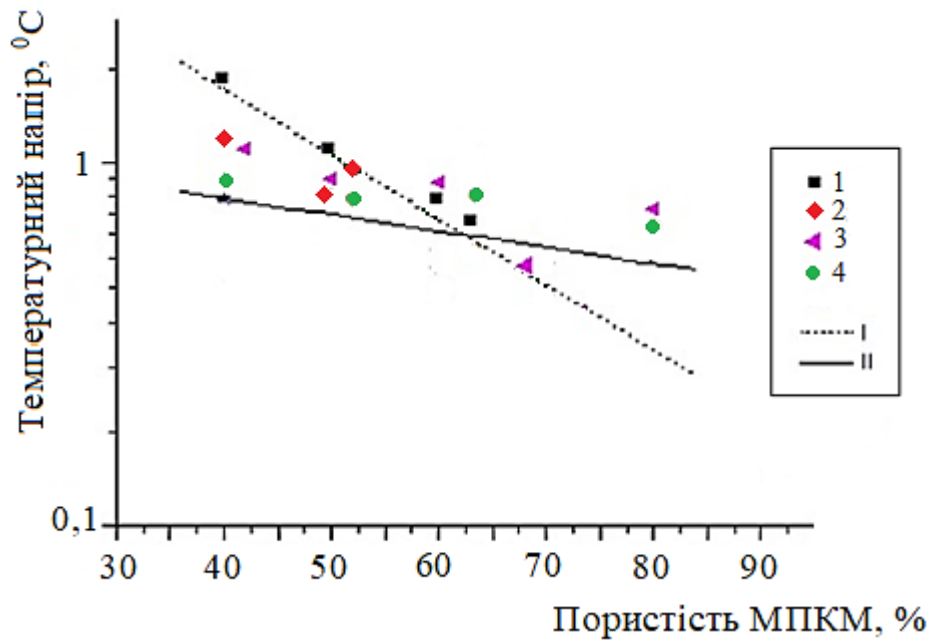


Рисунок 2.7 – Вплив характеристик МВКС на температурні напори при закипанні води на пористих поверхнях (в умовах вільного руху рідин):

товщина шару КС, мм: 1 – 0,1; 2 – 0,2; 3 – 1,0; 4 – 4,0;

прямі:

I – результати розрахунків за формулою, отриманою авторами [10];

II – розрахунки за формулою, отриманою у дисертаційній роботі для мідних МВКС (тиск повітря – атмосферний)

Як відомо, при кипінні «догрітої» до температури насичення води на гладких технічних поверхнях (в умовах вільної конвекції рідин) температурні напори, необхідні для початку закипання, знаходяться у діапазоні 7–12 °C [5, 70, 71]. В умовах наявності на технічних поверхнях пористих покриттів-структур механізми підведення тепла до рідин та до зростаючих парових пухирців певним чином змінюються.

Важливу роль у фізиці та, відповідно, теоріях закипання відіграють процеси переносу тепла через так звані «мікрошар» рідини, що знаходиться безпосередньо під пухирцем. Фракції пористих покриттів-структур, маючи різні значення коефіцієнтів теплопровідності, здатні суттєво впливати на геометричні параметри мікрошарів рідин у порах КПМ. Як свідчать результати багатьох експериментів (у тому числі – автора даної роботи), у яких досліджувались процеси закипання різних рідин, при відносно невеликих значеннях густини теплового потоку на поверхні з дослідним зразком КПМ «активуються» лише декілька крупних парових каналів. Під час руху пари через такі канали утворюються специфічні парові струмені. Для високо-пористих КПМ характерним є наявність відносно великої кількості «крупних» пор, у яких капілярні сили Лапласа є значно слабкішими у порівнянні з «мількими» порами. Дія капілярних сил істотно впливає на утворення парових пухирців та рух пари через парові канали. Одночасно на процеси пароутворення та на вихід пари через «канали» (або «стволи», як їх називають деякі дослідники), крім капілярних сил та гідравлічних опорів каналів, впливають і теплофізичні характеристики КПМ (у першу чергу – теплопровідність  $K_C$ ). При збільшенні густини теплового потоку  $q$  [ $\text{Вт}/\text{м}^2$ ] кількість парових «стволів» поступово збільшується.

Результати теоретичних розрахунків температурних напорів на початку закипання води, виконаних авторами [10] і узагальнених у вигляді кривої I на рис. 2.7, свідчать, що зі збільшенням пористості волокнистих КПМ температурні напори початку закипання зменшуються. Результати автора (крива II на рис. 2.7) демонструють, що ступінь впливу пористості КПМ є аналогічним, але меншим, порівняно з даними [10].

У результаті узагальнення отриманих експериментальних даних запропоновано емпіричну формулу, що дозволяє визначати температурні напори закипання води при її вільній конвекції (умови, типові для функціонування термосифонів) на поверхнях з волокнистими КПМ, при атмосферному тиску повітря:

$$\Delta t_{\text{пз}} = 0,7 \cdot \Delta t_{\text{зак}}^{\text{Г.П.}} \cdot \delta_{\text{КС}}^{0,1} \cdot \Pi^{-0,9} \cdot \lambda_{\text{мет}}^{-0,2}, \quad (2.2)$$

де  $\Delta t_{\text{зак}}^{\text{Г.П.}}$  – температурний напір початку закипання води на гладкій технічній поверхні;  $\delta_{\text{КС}}$  – товщина КС;  $\Pi$  – пористість КС;  $\lambda_{\text{мет}}$  – теплопровідність металу КС

Результати розрахунків  $\Delta t_{\text{пз}}$  за формулою (2.2) для КПМ, виготовлених із різних металів (міді, алюмінію, вуглецевої та іржостійкої сталі), наведено на рис. 2.8. Графічна залежність підтверджує той факт, що зі збільшенням теплопровідності металу процес кипіння настає швидше, а температурний перепад, необхідний для закипання, є, відповідно, меншим. У той же час: чим більшою є пористість КС дослідного зразка, тим швидше почнеться утворення парових пухирців, тобто: у даному випадку визначальною є гідродинамічна складова процесу. Тому зі збільшенням пористості КС температура початку кипіння дещо знижується.

На рис. 2.9 наведено результати розрахунків температурних напорів початку кипіння води у залежності від товщини капілярних структур, виготовлених з різних металів. Графічні залежності свідчать, що зі збільшенням товщини КС значення температури початку кипіння також мають збільшуватись.

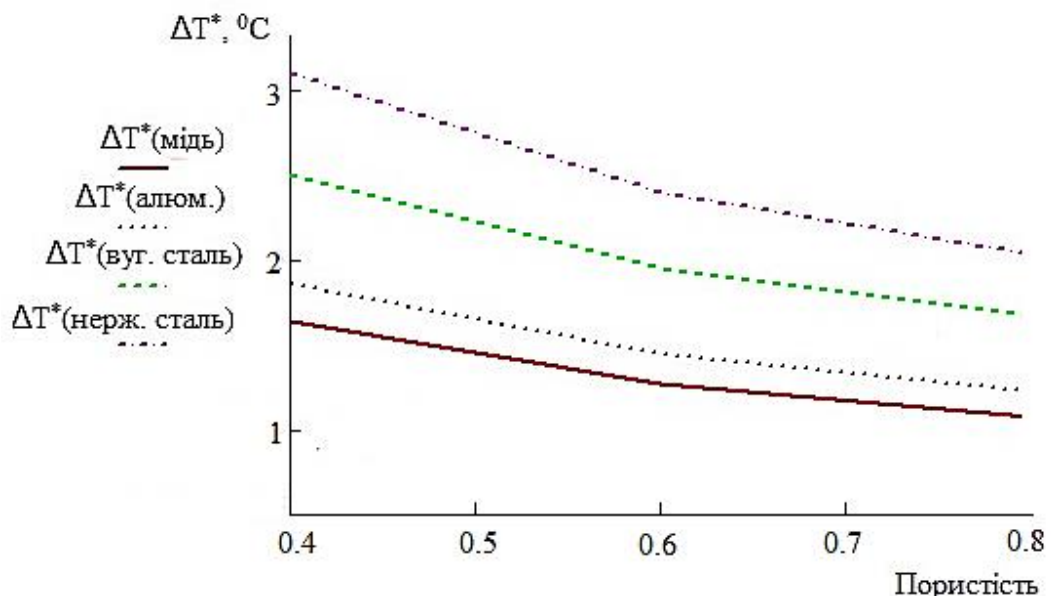


Рисунок 2.8 – Результати розрахунків температурних напорів початку закипання води в умовах її вільного руху на пористих поверхнях, утворених припіканням капілярних структур до гладкої поверхні

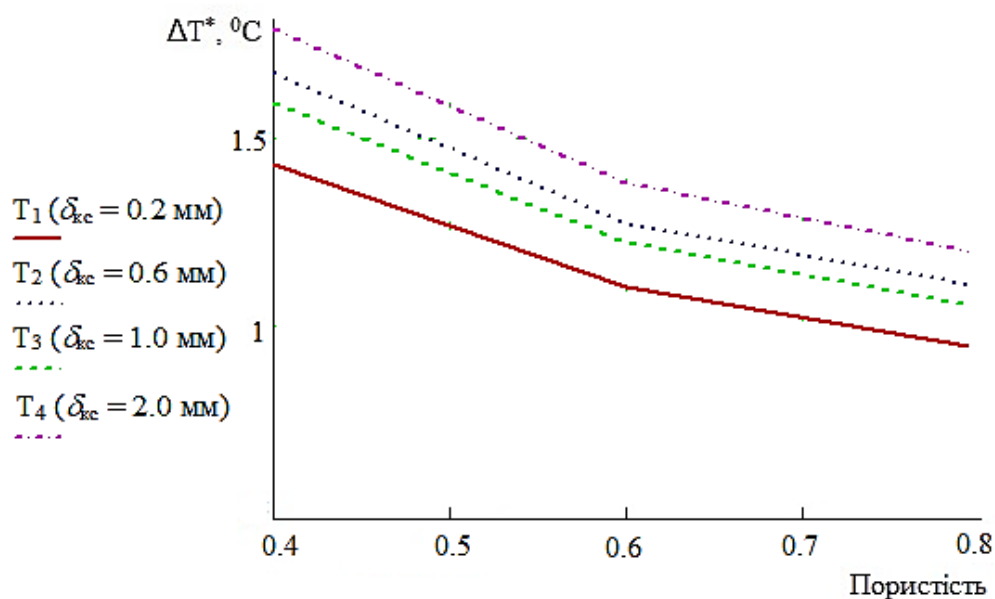


Рисунок 2.9 – Результати розрахунків температурних напорів початку закипання для різних товщин капілярної структури в умовах вільного руху води на пористих поверхнях, утворених припіканням капілярних структур

Аналіз отриманих експериментальних даних та результатів розрахунків дає підстави стверджувати, що визначальними факторами, які впливають на початок закипання рідин на пористих поверхнях є пористість та теплопровідність КС. Для КПМ з різною пористістю, виготовлених з певних металів (або сплавів), температурні напори  $\Delta t_{пз}$  збільшуються при зменшенні значень пористості  $\Pi$ . При цьому вони залишаються меншими у порівнянні з аналогічними значеннями, отриманими в умовах закипання води на гладких технічних поверхнях.

### 2.3 Формули для розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі при розвинутому кипінні рідин

Результати експериментів, проведених при кипінні води на поверхнях з МВКС в умовах вільного руху рідини та в умовах її капілярного транспорту представлено на рис. 2.10 і рис. 2.11.

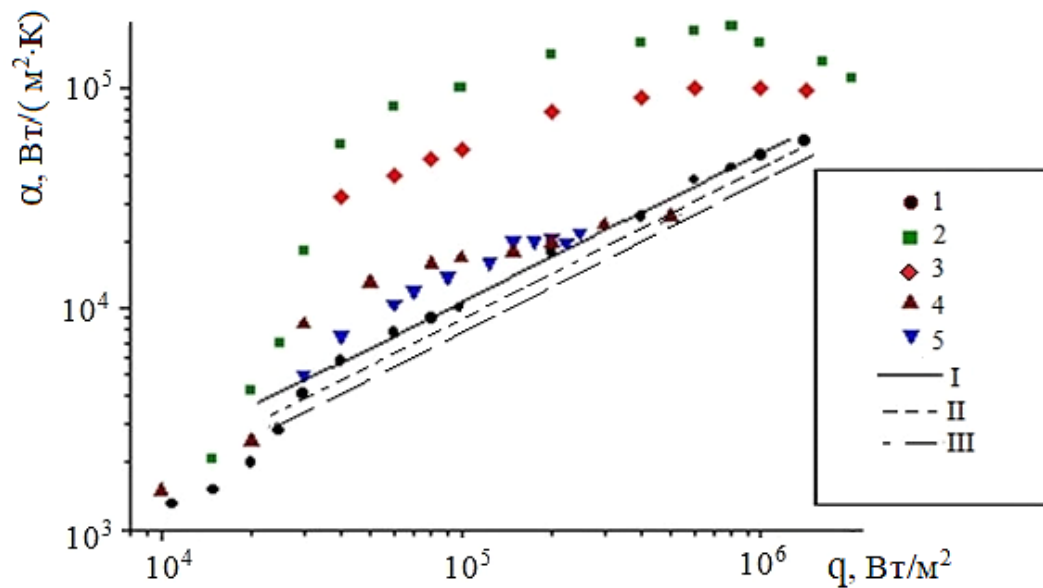


Рисунок 2.10 – Інтенсивність теплообміну при кипінні води на поверхнях з МВКС

в умовах вільного руху рідини при атмосферному тиску:

1 – гладка технічна поверхня (мідь); 2-3 – мідні волокнисті КС

( $II = 40\%$ ,  $\delta = 0,8$  мм): 2 – припечена КС; 3 – притиснута КС;

4-5 – іржостійкі КС (сталь): 4 – припечена КС:  $II = 88\%$ ;  $\delta = 0,8$  мм;

5 – притиснута КС:  $II = 84\%$ ,  $\delta = 0,4$  мм. Криві: I-III – кипіння води

на гладкій поверхні: I – за даними Толубінського [30]; II – за даними

Кутетеладзе [65]; III – дані Лабунцова [67]

Аналіз отриманих результатів свідчить про те, що мідні волокнисті структури середньої пористості ( $II = 40-50\%$ ) у діапазоні їх товщин від 0,5 до 1,0 мм дозволяють забезпечити найвищі значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ .

Ефект підвищення показників інтенсивності тепловіддачі при кипінні на пористих поверхнях, порівняно з гладкими технічними поверхнями, можна обґрунтувати, застосувавши запропоновану у [10] напівемпіричну модель двофазного теплообміну. Сутністю моделі є гіпотеза щодо істотного впливу теплофізичних властивостей капілярної структури (зокрема – її теплопровідності) на граничні умови при утворенні пухирців у порах та при формуванні парових каналів (відсутніх при кипінні на гладких поверхнях). Експериментальні дані для умов кипіння при вільному рухо-

ві води задовільно узагальнюються емпіричною формулою (2.3), яка враховує ступені впливу на інтенсивність теплообміну основних характеристик і параметрів МВКС: пористості, товщини структури, її теплопровідності, ефективних діаметрів пор та фізичних характеристик рідин (згідно з відомим комплексом Лабунцова). Формула має наступний вигляд (згідно [7]):

$$\alpha = c \cdot q^n \cdot \delta_{\text{кк}} \cdot \lambda_{\text{кк}}^{0,6} \cdot [(1 - \Pi_{\text{max}}) / (1 - \Pi)]^{0,5} \cdot d_{\text{еф}}^{0,15} \cdot [\lambda_{\text{рід}}^2 / (v_{\text{рід}} \cdot \sigma_{\text{рід}} \cdot t_{\text{нас}})]^{0,33} \quad (2.3)$$

де  $c = 2 \cdot 10^4$ ;  $n = 0,15 \cdot \delta_{\text{кк}}^{-0,14}$  при  $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{кк}} < 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

$n = 0,0535 \cdot \delta_{\text{кк}}^{-0,28}$  при  $0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{кк}} \leq 10,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

$\Pi_{\text{max}}$  – максимальна допустима пористість, виражена у долях одиниці;

$d_{\text{еф}}$  – ефективний діаметр пор (середній гідравлічний діаметр), м;

У цій та наступних аналогічних формулах значення пористості необхідно підставляти у долях одиниці,  $t_{\text{нас}}$  – у градусах Цельсія.

Аналогічні результати експериментів, проведених при кипінні води на поверхнях із МВКС в умовах її капілярного транспорту, представлено на рис. 2.11.

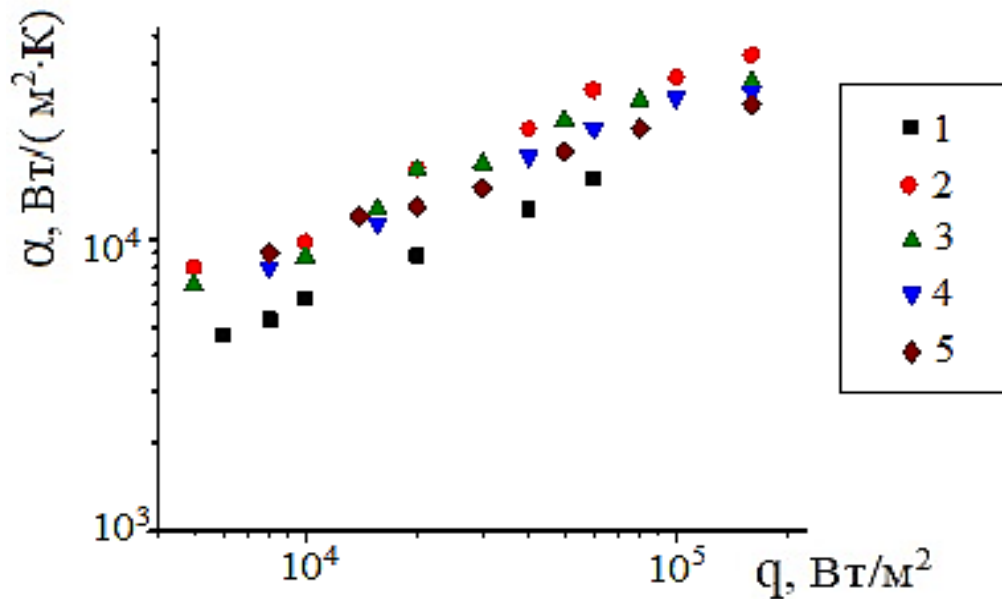


Рисунок 2.11 – Вплив характеристик МВКС на інтенсивність теплообміну при кипінні води в умовах її капілярного руху:  
 мідні волокнисті КС: 1 – притиснута КС ( $\Pi = 40\%$ ,  $\delta_{\text{КС}} = 0,8$  мм);  
 2 – припечена КС ( $\Pi = 40\%$ ,  $\delta_{\text{КС}} = 0,8$  мм);  
 3 – припечена КС ( $\Pi = 74\%$ ,  $\delta_{\text{КС}} = 0,8$  мм); іржостійкі волокнисті КС  
 (припечені,  $\delta = 0,8$  мм); 4 –  $\Pi = 40\%$ ; 5 –  $\Pi = 80\%$

В умовах капілярного транспорту рідини для високотеплопровідних металів показники інтенсивності теплообміну є дещо нижчими, порівняно з попередніми умовами. Кипіння рідини в порах відбувається у відносно невеликому діапазоні густин теплового потоку. Поки капілярна структура здатна підсмоктувати до зони нагрівання певну кількість рідини (необхідної для існування пухирців у крупних порах), то процеси пароутворення дещо схожі на кипіння (але специфічне). При збільшенні значень густини теплового потоку  $q$  при відсутності «допомоги» гравітаційних сил у капілярній структурі не вистачає кількості рідини, необхідної для інтенсивного утворення пухирців. У цьому випадку меніски рідини заглиблюються у пористу структуру, а на поверхнях капілярів, вільних від рідини, утворюється рідинна мікроплівка. Інтенсивне випаровування мікроплівки дещо компенсує нестачу потрібної кількості рідини, залишаючи значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  достатньо високими.

У таких умовах вплив вищезазначених факторів на інтенсивність теплообміну, порівняно з вільним рухом рідини, дещо слабшає, а розрахункова формула автора [7] набуває наступного вигляду:

$$\alpha = c \cdot q^{0,6} \cdot \delta_{\text{кк}}^m \cdot \lambda_{\text{кк}}^{0,25} \cdot [(1-P_{\text{max}}) / (1-P)]^{0,15} \cdot d_{\text{еф}}^{0,1} \cdot [\lambda_{\text{рід}}^2 / (v_{\text{рід}} \cdot \sigma_{\text{рід}} \cdot t_{\text{нас}})]^{0,33}, \quad (2.4)$$

де  $c = 200$ ,  $m = 0,65$  при  $0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{кк}} < 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;

$c = 0,5$ ,  $m = -0,2$  при  $\delta_{\text{кк}} > 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $20 \cdot 10^{-6} \text{ м} \leq d_{\text{еф}} \leq 230 \cdot 10^{-6} \text{ м}$

$1,0 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К}) \leq \lambda_{\text{кк}} \leq 70 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;  $40 \% \leq P \leq 91 \%$ ;

Практичне застосування формул (2.3) і (2.4) для інженерних розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі в зонах нагрівання ТТ і ТС не є достатньо зручним через певну складність розрахунків симплекса  $(1 - P_{\text{max}})/(1 - P)$ . Простішим рішенням є застосування замість зазначеного симплексу лише значення пористості МВКС.

Виконані за допомогою ЕОМ порівняльні розрахунки коефіцієнтів  $\alpha$  для обох умов руху рідин дозволили отримати аналогічні формули, які відрізняються лише деякими степенями при визначальних факторах. Отримані формули було приведено до єдиного виразу з уточненнями певних показників для режимів роботи ТС і ТТ:

$$\alpha = c \cdot q^n \cdot \delta_{\text{кк}} \cdot \lambda_{\text{кк}}^{0,6} \cdot P^w \cdot d_{\text{еф}}^{0,15} \cdot [\lambda_{\text{рід}}^2 / (v_{\text{рід}} \cdot \sigma_{\text{рід}} \cdot t_{\text{нас}})]^{0,33}, \quad (2.5)$$

для режиму ТС  $c = 2 \cdot 10^4$ ;  $w = 2,4 \cdot P$  (при  $0,4 < P < 0,8$ );

для режиму ТТ:  $c = 200$  при  $0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{кк}} < 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,

$c = 0,5$  при  $\delta_{\text{кк}} > 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $w$  визначаємо за номограмами;

для обох режимів:  $n = 0,15 \cdot \delta_{\text{кк}}^{-0,14}$  при  $0,1 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{кк}} < 0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,

$n = 0,0535 \cdot \delta_{\text{кк}}^{-0,28}$  при  $0,8 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{кк}} \leq 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Похибки розрахунків коефіцієнтів  $\alpha$ , порівняно з відповідними значеннями за формулою (2.3), не перевищують  $\pm 3 \%$  (лише для діапазону пористості  $40 \% < P < 80 \%$ ). При цьому співвідношення довжини волокон до діаметра пор (у діапазоні  $43 < l/d < 150$ ) на точність розрахунків майже не впливає.

Дещо складніше було спростити формулу (2.4). Результати розрахунків (на ЕОМ) показали, що у даному випадку значення симплекса  $l_B/d_B$  має істотний вплив на величини коефіцієнтів  $\alpha$ . Відповідно, аналогічні похибки розрахунків коефіцієнтів  $\alpha$  можуть істотно збільшитись. При капілярному транспорті рідин показники ступеня  $w$  при певному значенні пористості  $\Pi$  можуть бути визначені за допомогою номограм, розроблених і представлених на рис. 2.12. Для діапазону пористості  $35\% < \Pi < 80\%$  рекомендовано застосувати формулу (2.5) та номограму, представлену на рис. 2.12, а. Номограма слугує для визначення  $w$  (показника ступеня у формулі 2.4). Для діапазону  $(80\% < \Pi < 90\%)$  при визначенні  $w$  рекомендовано застосувати формулу (2.5) та номограму, представлену на рис. 2.12, б. За виконаними оціночними розрахунками похибки визначення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  із застосуванням формули (2.5) не перевищують  $\pm 10\%$  від дійсних значень  $\alpha$ , що можна вважати прийнятною умовою для інженерної практики.

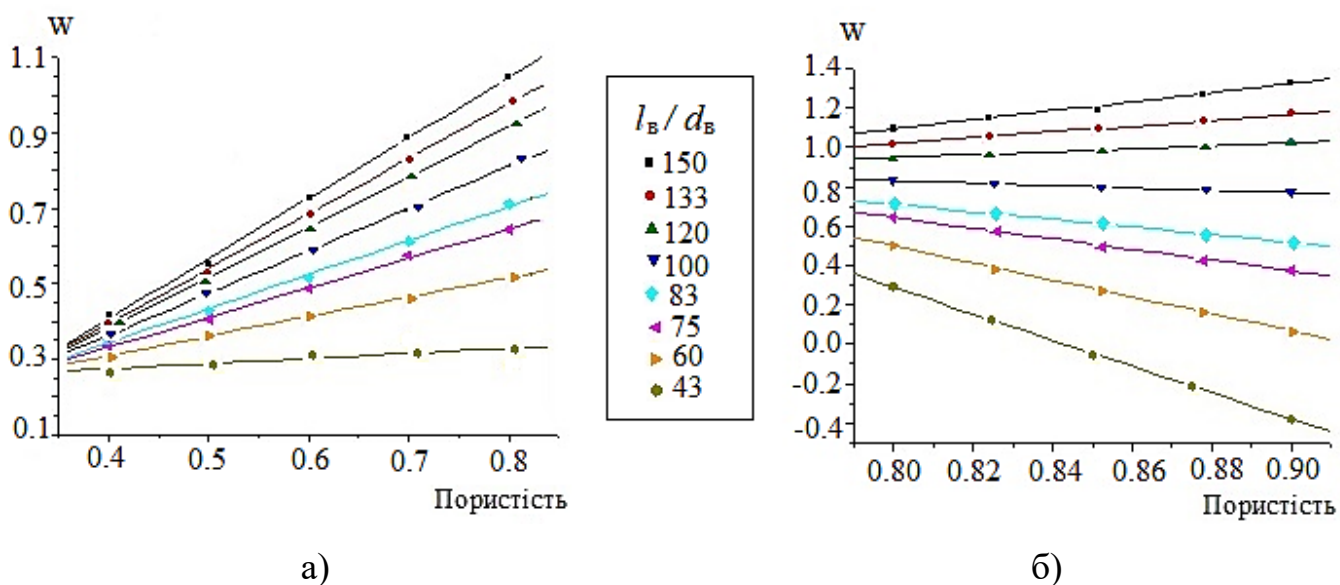


Рисунок 2.12 – Номограми для розрахунків впливу пористості МВКС на величину показника  $w$  при розрахунках значень коефіцієнтів тепловіддачі в зонах нагрівання теплових труб, функціонуючих в режимах капілярного транспорту рідин:  
 а – для діапазону пористості КС  $0,35 < \Pi < 0,8$ ;  
 б – для діапазону  $0,8 < \Pi < 0,9$

За результатами проведених експериментів було визначено, що інтенсивність теплообміну при кипінні води на поверхнях із мідними припеченими КС у діапазоні товщин пористих структур  $\delta_{\text{КС}} = 0,3-1,5$  мм є майже на порядок вищою, порівняно з технічними гладкими поверхнями.

В умовах капілярного транспорту води коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  для КС середньої пористості ( $\Pi = 40$  %) у 5-8 раз перевищують значення, типові для кипіння на технічних гладких поверхнях. Початок кипіння рідини в крупних порах КС настає при значно менших значеннях густин теплових потоків  $q$ , у порівнянні з вільним рухом води. Для високотеплопровідних матеріалів притиснуті волокнисті структури забезпечують значення коефіцієнтів  $\alpha$  на 20-30 % менші у порівнянні з аналогічними КС, якісно припеченими до гладкої поверхні.

При кипінні рідин в умовах їх вільного руху («великого об'єму») показники максимальної інтенсивності теплообміну для МВКС мають ще більші значення коефіцієнтів тепловіддачі (у 9-10 разів для води), ніж у режимі капілярного транспорту. Рідина у даних умовах додатково транспортується до центрів пароутворення за рахунок сил гравітації, які значно перевершують капілярні сили Лапласа. КС, що неідеально приєднані до гладкої поверхні, забезпечують менші значення коефіцієнтів  $\alpha$ , порівняно з надійно припеченими КС. Проте і ці значення суттєво переважають величини  $\alpha$ , які є типовими для гладких технічних поверхонь. Важливим результатом експериментальних досліджень є той факт, що інтенсивність теплообміну при кипінні на поверхнях із притиснутими (а не припеченими) пористими капілярними структурами залишається достатньо високою, порівняно з гладкою поверхнею. Така тенденція зберігається як для високотеплопровідних мідних КС, так і для низькотеплопровідних структур, виготовлених з іржостійкої сталі.

Для практичних розрахунків показників інтенсивності теплообміну на поверхнях із якісно приєднаними (припеченими) КС рекомендовано застосовувати формули типу (2.5) відповідно до умов кипіння. Для притиснутих КС отримані за розрахунками значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  потрібно зменшувати на 20-30 % в залежності від умов приєднання пористих капілярних структур до суцільної поверхні.

## 2.4 Моделювання процесів кипіння на пористих поверхнях

Основна цінність аналітичних моделей фізичних процесів полягає у тому, що за їх допомогою можна аналізувати вплив того чи іншого чинника на робочі характеристики пристроїв, у яких відбуваються такі процеси (у теплових трубах, зокрема, для нашого випадку). До найпростіших із них можна віднести, наприклад, модель авторів [72], де отримано відносно прості кореляційні залежності, запропоновані для розрахунків граничних теплових потоків у теплових трубах. Деякі моделі дозволяють лише порівнювати теплопередавальну здатність різних рідин-теплоносіїв у ТТ.

Більш широкими можливостями володіють моделі, засновані на аналітичному рішенні рівнянь, що описують, певним чином, процеси теплообміну при пароутворенні в теплових трубах. Такі моделі дають змогу оцінювати ефективність різних пористих капілярних структур у ТТ у результаті порівняння коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , які були отримані авторами цих моделей.

Запропоновані рядом авторів моделі кипіння і пароутворення на пористих поверхнях є, швидше, ідеалізованими і такими, що лише якісно інтерпретують вплив характеристик і параметрів металевих КПМ на фізичні процеси двофазного теплообміну. Більшість моделей не дозволяють здійснювати математичні розрахунки, які б враховували «основні» характеристики КПМ при розрахунках коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  у зонах теплопідведення та у зонах тепловідведення ТТ і ТС. Відомо, що на теплообмін при кипінні навіть на відносно гладких технічних поверхнях одночасно впливає ряд чинників; це практично унеможлиблює аналітичні розрахунки інтенсивності двофазного теплообміну. В літературі запропоновано ряд різних підходів до можливостей аналітичних розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні та конденсації. Відомі також рівняння подібності з різними числами подібності. Проте загальноприйняті теорії кипіння і конденсації знаходяться у стані розвитку. Пароутворення на пористих поверхнях та можливості відповідних інженерних розрахунків впливу параметрів і характеристик КПМ на коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  мають ґрунтуватися не тільки на фізичних моделях процесів, а й на надійних експериментальних результатах відповідних досліджень, інтерпретація яких є можливою при певних модельних уявленнях.

Наявність моделі процесу є необхідною для розуміння і зіставлення впливу ряду важливих факторів на процеси кипіння. Так, у ТТ важливим є розуміння впливу на коефіцієнти тепловіддачі  $\alpha$  таких характеристик, як: 1) пористість КС; 2) теплопровідність КС; 3) товщина КС та інших чинників.

Правомірним, за твердженням дослідників [30], можна вважати використання напівемпіричних моделей, які враховують надійні експериментальні дані. За результатами виконаних експериментів і розрахунків достатньо правомірно відповідає реальним фізичним процесам кипіння на пористих поверхнях модель кипіння, отримана у Київському політехнічному інституті [73]. Вона була створена на основі моделі кипіння на пористих поверхнях Г. Ф. Смирнова [74]. Проте модель Смирнова, особливістю якої є врахування істотного впливу випаровування мікроплівки рідини на бокових стінках парогенеруючих пор, дозволяє лише якісно інтерпретувати вплив товщини і теплопровідності пористих структур на підвищення показників інтенсивності теплообміну у порах КС. Дана модель не була доведеною до розрахункових виразів. Модель кипіння КПІ враховує певні положення моделі Смирнова. До того ж вона не суперечить раніше отриманим моделям кипіння [10, 17, 42, 67], а творчо їх доповнює і розвиває.

2.3.1 В основі моделі КПІ були прийняті наступні припущення:

1) реальна капілярно-пориста структура (рис. 2.13, а) замінюється на ідеалізовану. Така КС складається з ряду постійно діючих пор правильної циліндричної форми, які генерують пару, а також порового простору, який повністю заповнено рідиною-теплоносієм (рис. 2.13, б);

2) найбільш крупні пори першими генерують пару; при цьому відношення сумарної площі перерізу пор, що генерують пару, до усієї площі поверхні нагріву (позначимо це відношення як  $\varepsilon$ ) змінюється від 0 до 1;

3) теплота від поверхні нагріву відводиться за рахунок: а) ефективної теплопровідності КС і конвекції рідини ( $q_1'$ ); б) крізь мікроплівку на стінках парогенеруючих пор ( $q_1''$ ); в) за рахунок випаровування мікрошару рідини в основі парогенеруючих пор ( $q_2$ ) (рис. 2.14, б);

4) на стінках парогенеруючих пор існує мікроскопічний шар рідини, товщина якого є незмінною по висоті пори;

5) у основі парогенеруючих пор існує мікрошар рідини  $\delta_{MC}$ , товщина якого є незмінною по площі основи пори.

Для розрахунку моделі є необхідним визначення наступних даних:

- 1) термічних опорів відводу теплоти  $R'_1, R''_1, R_2$ ;
- 2) величини  $\varepsilon$ ;
- 3) температурного напору для початку кипіння:  $\Delta T^*$ .

Ключовим етапом є визначення температурного напору між грюючою стінкою і теплоносієм –  $\Delta T$  при відомих значеннях вказаних вище характеристик процесу і густини теплового потоку.

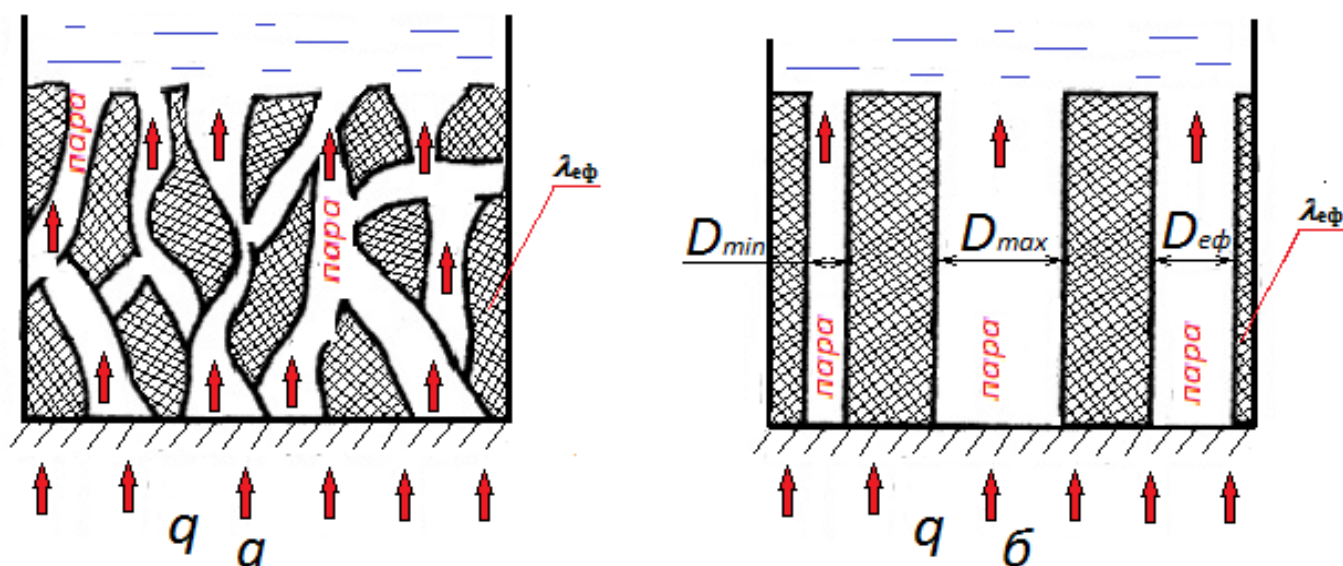


Рисунок 2.13 – Схема процесу кипіння на поверхнях з неупорядкованими пористими структурами при вільному русі рідини:

*a* – у реальних умовах;

*б* – в ідеалізованих умовах, згідно з моделлю

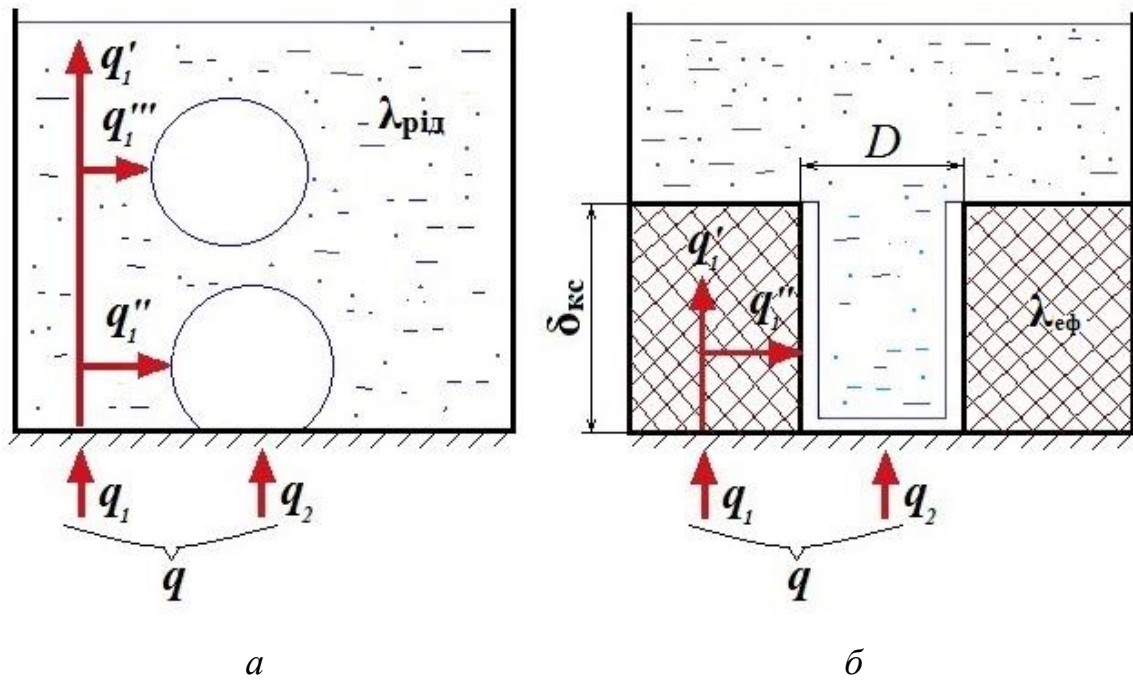


Рисунок 2.14 – Схема теплообміну при кипінні рідини в умовах вільного руху:  
 а – на гладкій технічній поверхні згідно з відомими уявленнями;  
 б – на поверхні із пористою структурою згідно з моделлю КПП

Формула для розрахунку густини теплового потоку при кипінні на пористих поверхнях, згідно з моделлю, має наступний вигляд:

$$q = q_1' + q_1'' + q_2 = \frac{\Delta T}{R_1'} \cdot (1 - \varepsilon) + \frac{\Delta T - \Delta T^*}{R_1''} \cdot (1 - \varepsilon) + \frac{\Delta T - \Delta T^*}{R_2} \varepsilon \quad (2.6)$$

Термічний опір тепловіддачі за рахунок конвекції та ефективної теплопровідності можна визначити за наступною формулою:

$$R_1' = R_{\text{конт}} + \frac{\delta_{\text{КС}}}{\lambda_{\text{эф}}} + \frac{\delta_{\text{ПШ}} - \delta_{\text{КС}}}{\lambda_{\text{р}}},$$

де  $R_{\text{конт}}$  – термічний опір контакту поверхні нагріву з КС;

$\delta_{\text{ПШ}}$  – товщина теплового приграничного шару;

$\delta_{\text{КС}}$  – товщина КС

Величина  $R_{\text{конт}}$  залежить від якості приєднання КС до поверхні.

Для досліджених МВКС величина  $R'_1$  лежить у межах: від  $3,4 \cdot 10^{-5}$  до  $3,7 \cdot 10^{-3} \left[ \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}} \right]$  (рис. 2.11).

Сумарна величина  $R_1''$ , розрахована за допомогою комп'ютерної програми для води, знаходиться у діапазоні від  $2 \cdot 10^{-6}$  до  $1 \cdot 10^{-3} \left[ \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}} \right]$  (рис. 2.15).

Величина  $R_2$  у першому наближенні може бути розрахована, якщо відоме значення товщини мікрошару у основі парогенеруючих пор. За розрахунками В. А. Григор'єва [12]  $\delta_{\text{МС}}$  дорівнює  $\sim (10 \dots 15) \cdot 10^{-6}$  м [128], а величина  $R_2$  знаходиться у діапазоні від  $7 \cdot 10^{-6}$  до  $10^{-4} \left[ \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}} \right]$  (рис. 2.11).

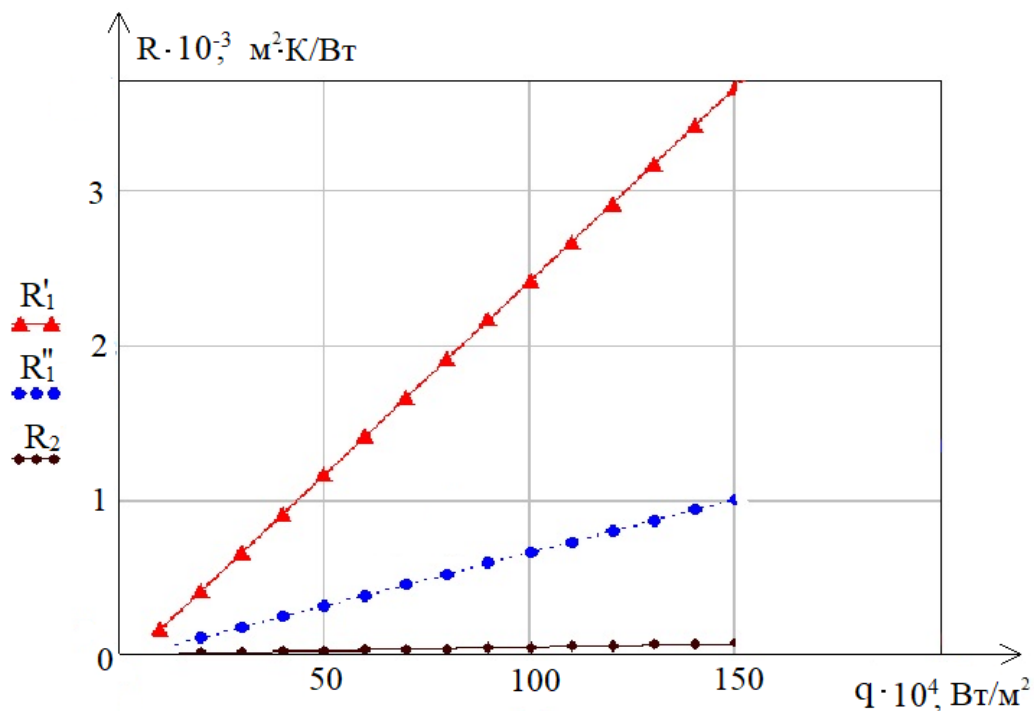


Рисунок 2.15 – Схема зміни термічних опорів теплообміну при кипінні рідини-теплоносія у ТТ, згідно з моделлю КПІ:

$R'_1$  – термічний опір тепловіддачі за рахунок конвекції та ефективною теплопровідності;  $R_1''$  – термічний опір мікроплівки на стінках парогенеруючих пор;  $R_2$  – термічний опір мікрошару рідини у основі парогенеруючих пор

Відношення площі основи парогенеруючих пор до площі поверхні нагріву  $\varepsilon$  у загальному випадку залежить від геометричних, теплофізичних і структурних характеристик КС, у тому числі розподілу пор за розмірами, а також від густини теплового потоку. Розрахунок величини  $\varepsilon$  можна здійснити за формулою:

$$\varepsilon = k \cdot q^{N_1} \delta_{KC}^{N_2} \lambda_{KC}^{N_3} \Pi^{N_4} d_{E\Phi}^{N_5} \quad (2.7)$$

де  $q$  – густина теплового потоку, Вт/м<sup>2</sup>;  $\delta_{KC}$  – товщина КС, м;

$\lambda_{KC}$  – коефіцієнт каркасної теплопровідності КС, Вт/(мК);

$\Pi$  – пористість КС (у долях одиниці);  $d_{E\Phi}$  – ефективний діаметр пор, м;

степені  $n_1 - n_5$  і стала  $k$  можуть бути визначені за допомогою методу найменших квадратів для багатофакторної степеневі регресії на основі експериментальних даних

Для мідних припечених металоволокнистих зразків і води (в якості теплоносія) у [73] були визначені степені для формули (2.7):

$$\varepsilon = 3 \cdot 10^{-3} q^{0,5} \delta_{KC}^{0,1} \lambda_{KC}^{0,2} \Pi^{0,3} d_{E\Phi}^{0,15}$$

Зміну величини  $\varepsilon$  у залежності від зміни деяких факторів, що на неї впливають (таких як густина теплового потоку, товщина КС та пористість КС), представлено на рис. 2.16 – 2.18.

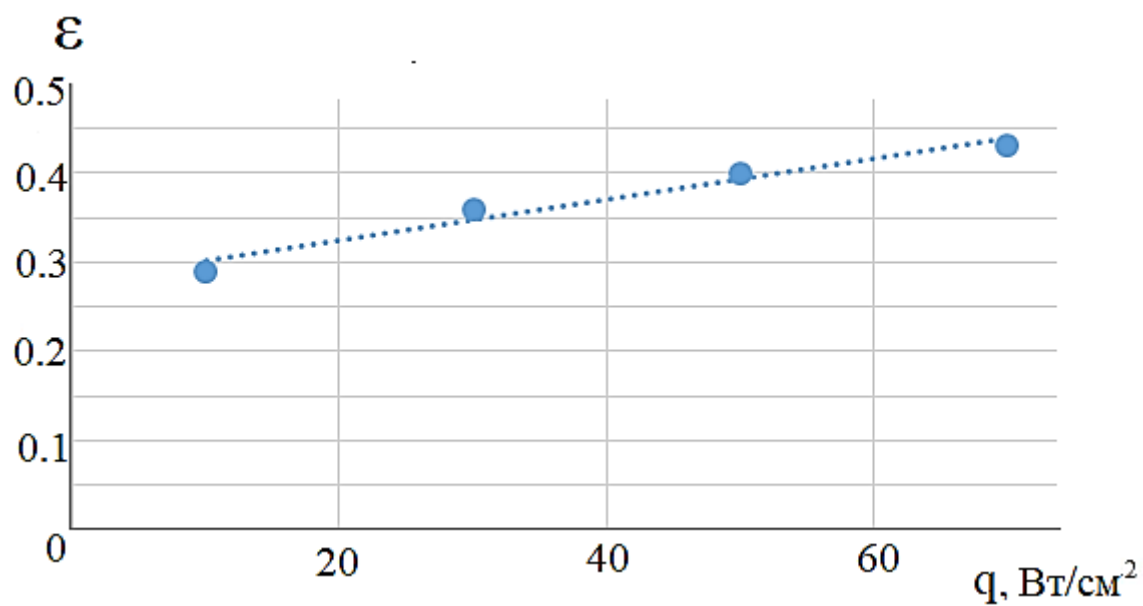


Рисунок 2.16 – Залежність розрахункового параметра  $\varepsilon$  у залежності від зміни густини теплового потоку  $q$

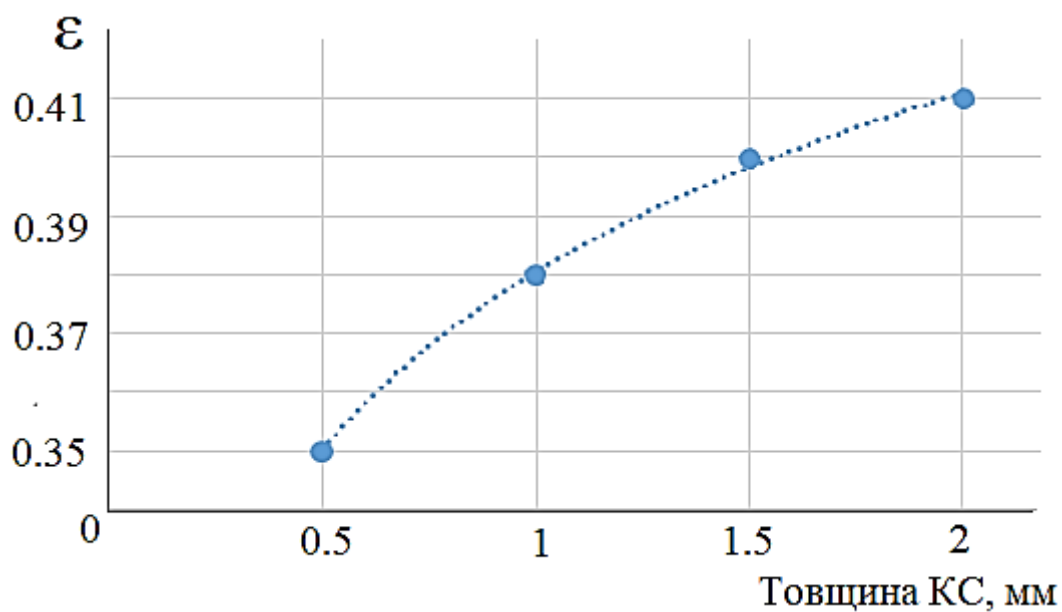


Рисунок 2.17 – Залежність розрахункового параметра  $\varepsilon$  у залежності від зміни товщини капілярної структури

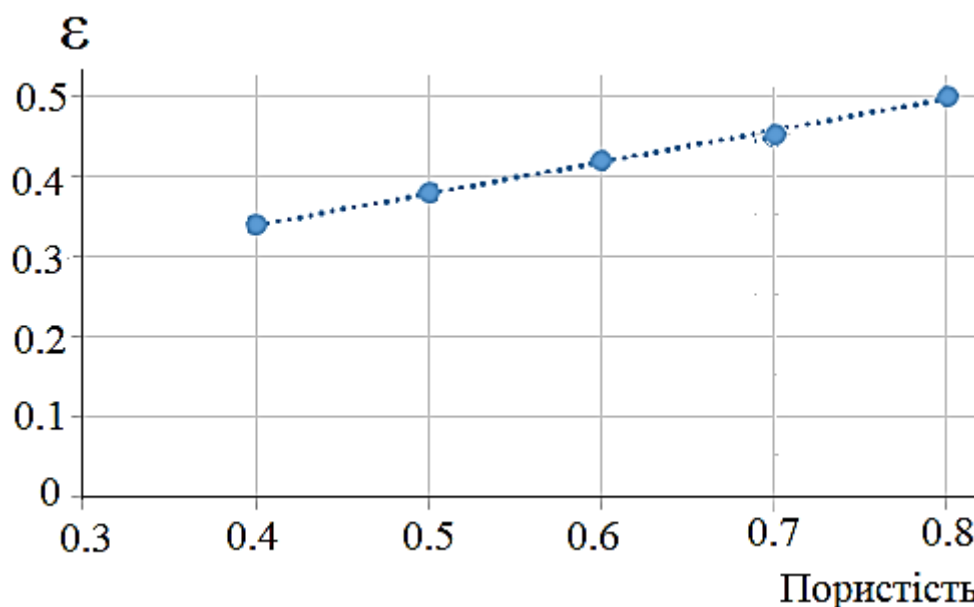


Рисунок 2.18 – Залежність розрахункового параметра  $\varepsilon$  у залежності від зміни пористості капілярних структур

В обраній моделі кипіння було застосовано отриману формулу (2.2) для початку кипіння, яка є справедливою для мідних МВКС і води у якості теплоносія.

Для прискорення аналізу обраної моделі кипіння було створено комп'ютерну програму у системі Visual Studio 2015 (див. Додаток Б).

При обробці результатів моделювання процесів кипіння і результатів ряду експериментів було зроблено висновок про значний вплив другої складової підведеного теплового потоку моделі КПІ на інтенсивність двофазного теплообміну при кипінні на пористих поверхнях, що мають певний розподіл пор за розмірами. Цей факт можна пояснити наступним: у моделі КПІ пориста структура розглядається як сукупність елементарних комірок (рис. 2.14, б), однак у випадку МВКС «одиницю» пористої структури доцільно представити у вигляді сукупності металевих волокон, з яких складаються «стінки» такої елементарної комірки. Стінки відокремлені одна від одної за допомогою пор, що мають певну звивистість (рис. 2.19). Мікрозападинки, що утворюються у результаті перетину волокон стінок, є додатковими центрами пароутворення. Тому тепловий потік, що передається через стінки парогенеруючих пор, зі зростанням густини теплового потоку збільшується (у певних межах) в геометричній прогресії.

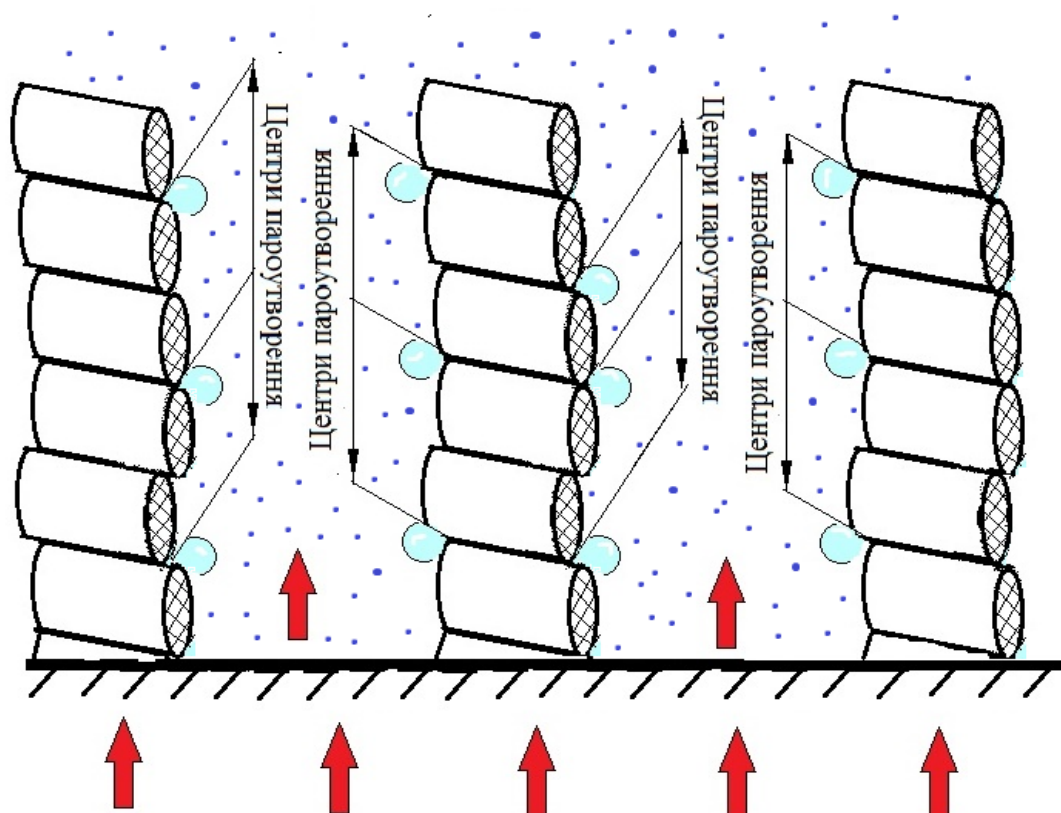


Рисунок 2.19 – Схема елементарних "комірок", які є структурними одиницями металоволокнистих пористих матеріалів-покриттів

На основі попередніх експериментальних даних значення складової  $q''$  тепловідведення у "модернізованій" фізичній моделі (порівняно з попередньою моделлю КП) було значно збільшене шляхом піднесення величини  $q''$  до квадрату:

$$q = q'_1 + (q''_1)^2 + q_2 = \frac{\Delta T}{R'_1} \cdot (1 - \varepsilon) + \left( \frac{\Delta T - \Delta T^*}{R''_1} \cdot (1 - \varepsilon) \right)^2 + \frac{\Delta T - \Delta T^*}{R_2} \varepsilon \quad (2.8)$$

Проведені експериментальні дослідження процесів пароутворення і кипіння на пористих поверхнях дозволили порівняти реальні та змодельовані за моделлю КП (див. формули (2.6) і (2.8) величини коефіцієнтів  $\alpha$  (див. рис. 2.20 та рис. 2.21).

На рис. 2.16 представлено низку експериментальних даних та результатів розрахунків коефіцієнтів  $\alpha$  з використанням "первинної" моделі КП.

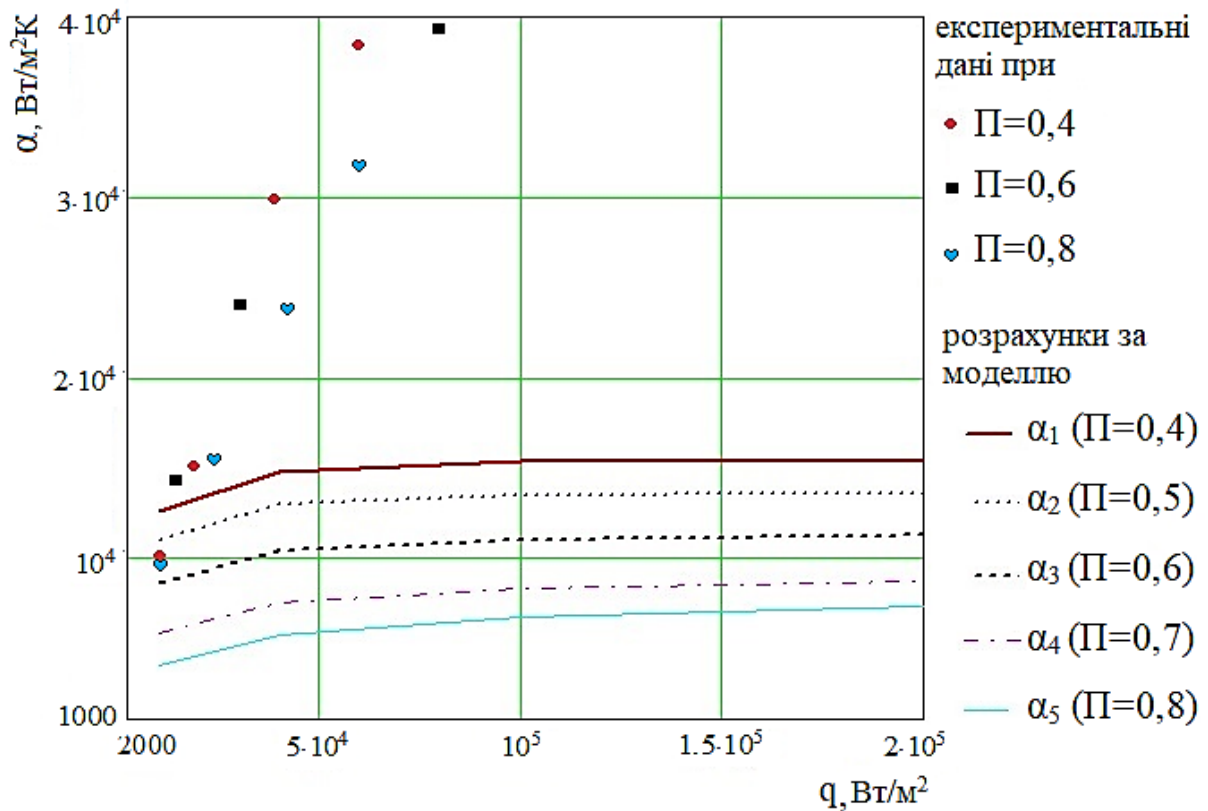


Рисунок 2.20 – Результати розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  при кипінні води за формулою (2.6) згідно з моделлю кипіння КПІ (мідні припечені МВКС)

На рис. 2.21 представлено аналогічні експериментальні дані та результати розрахунків коефіцієнтів  $\alpha$  з використанням уточненої моделі. Точками відображено експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , отримані при зміні значень густини підведеного теплового потоку  $q$  [Вт/м<sup>2</sup>]. Уточнення моделі кипіння дозволили значно наблизити змодельовані величини коефіцієнтів тепловіддачі до експериментально отриманих значень  $\alpha$ .

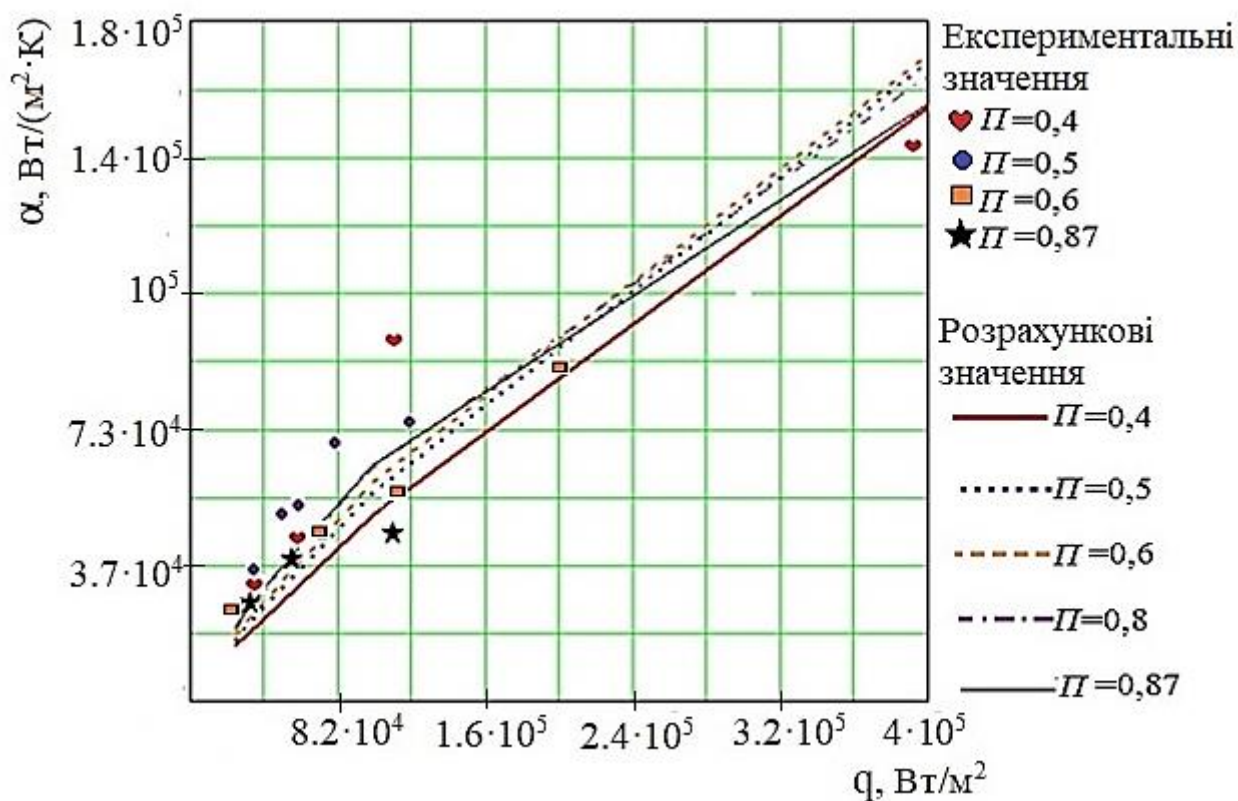


Рисунок 2.21 – Результати розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  при кипінні води за формулою (2.8) згідно з модернізованою моделлю кипіння КПІ (мідні припечені МВКС)

Аналіз отриманих експериментальних даних свідчить про те, що мідні волокнисті структури середньої пористості у діапазоні товщин КС від 0,5 до 1,0 мм дозволяють забезпечити найвищі значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ , які є на порядок вищими порівняно з умовами кипіння на гладких технічних поверхнях.

### 2.5 Уточнення методики розрахунків термічного опору теплової труби

Термічний опір  $R_{ТТ}$  є однією з основних фізико-технічних характеристик теплових труб. Чим меншими є значення термічного опору ТТ, тим кращою є конструкція теплової труби. При функціонуванні теплової труби тепловий потік  $Q$  [Вт], підведений до ТТ, долає ланцюжок термічних опорів. Схему термічних опорів при роботі ТТ представлено на рис. 2.22.

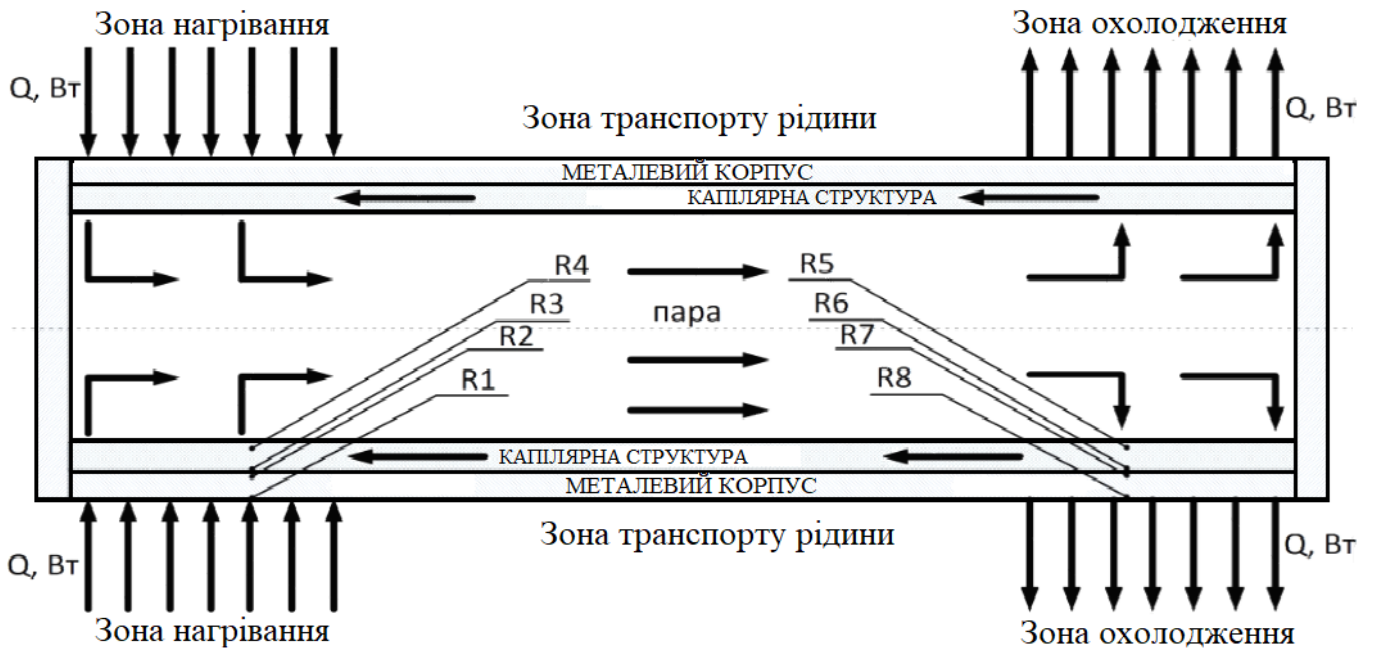


Рисунок 2.22 – Схема термічних опорів теплової труби з капілярно-пористою структурою:

$R_1, R_8$  – термічні опори тепловіддачі при функціонуванні ТТ;

$R_2, R_7$  – термічні опори теплопровідності корпусу ТТ;

$R_3, R_6$  – контактні термічні опори у місцях приєднання капілярної структури до корпусу ТТ;  $R_4, R_5$  – термічні опори теплообміну при кипінні і конденсації у капілярній структурі ТТ

Значення термічних опорів теплових труб  $R_{\text{вн}}$  [(м<sup>2</sup>·К)/Вт] із вставними МВКС (рис. 2.22) можуть бути визначеними за відомою з [10] формулою:

$$R_{\text{вн}} = R_B^{CT} + R_B^{\alpha} + R_{II} + R_K^{\alpha} + R_K^{CT} + 2R_{\text{конт}},$$

де  $R_B^{CT}$  і  $R_K^{CT}$  – термічні опори теплопровідності при проходженні теплового потоку через стінку корпусу ТТ у зонах випаровування і конденсації

Опори  $R_B^{CT}$  і  $R_K^{CT}$  можуть бути розраховані за формулою:

$$R_B^{CT} = \frac{\delta_B^{CT}}{\lambda_B^{CT}}, \quad R_K^{CT} = \frac{\delta_K^{CT}}{\lambda_K^{CT}},$$

де  $\delta_{CT}$  – товщина стінки у відповідній зоні ТТ;

$\lambda_{CT}$  – коефіцієнт теплопровідності металевої стінки (корпусу труби) у відповідній зоні ТТ;

$R_B^\alpha$  і  $R_K^\alpha$  – термічні опори тепловіддачі у зонах нагрівання та у зонах охолодження ТТ.

Значення  $R_B^\alpha$  та  $R_K^\alpha$ , у свою чергу, визначають за формулами:

$$R_B^\alpha = \frac{1}{\alpha_B}; \quad R_K^\alpha = \frac{1}{\alpha_K},$$

де  $\alpha_B$  і  $\alpha_K$  – коефіцієнти тепловіддачі у зоні випаровування і конденсації відповідно

Коефіцієнт  $\alpha_B$  знаходимо за моделлю кипіння, яку було досліджено у попередньому підрозділі, – для ТТ, що працюють у режимі термосифону або під невеликим нахилом (до  $10^\circ$ ) при умові, що зона нагрівання ТТ розташована нижче зони охолодження; в усіх інших випадках роботи ТТ  $\alpha_B$  розраховуємо за формулою (2.5) для режиму капілярного транспорту.  $\alpha_K$  для металоволокнистих або композиційних КС найбільш доцільно визначати за формулою з [10].

$R_{\text{конт}}$  – контактний термічний опір у місці приєднання капілярної структури до корпусу ТТ, його особливості досліджено у працях [61, 62].

$R_{II}$  – термічний опір у паровому каналі. Для криогенних та низькотемпературних ТТ величина  $R_{II}$ , зазвичай, є незначною. Тому в нашому випадку можна вважати, що  $R_{II} = 0$ .

Результати розрахунків внутрішнього термічного опору теплових труб  $R_{\text{вн}}$  за уточненою методикою представлено у Додатку В.

## ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 2

Дослідження температурного напору початку кипіння на пористих поверхнях дозволило визначити, що діапазон  $\Delta t_{\text{пз}}$  для пористих мідних волокнистих зразків становить  $\sim 0,5-2,0$  °С, у той час як це значення на відносно «гладких» технічних поверхнях складає від 7 до 12 °С (за даними різних дослідників). Фізична інтерпретація зменшення значень температурних напорів на пористих поверхнях полягає у наступному: каркас пористої структури у мікропорах, утворюваних у місцях приєднання КС до гладкої поверхні, інтенсивно підігріває мікрошар рідини за рахунок своєрідного «мікрооребрення». При цьому рідина починає закипати раніше, ніж на гладких поверхнях.

Аналіз отриманих експериментальних даних та результатів розрахунків [75, 76] дає підстави стверджувати, що визначальними факторами, які впливають на початок закипання рідин на пористих поверхнях, є пористість та теплопровідність пористих матеріалів.

Результати розрахунків  $\Delta t_{\text{пз}}$  підтверджують той факт, що зі збільшенням теплопровідності металу процес кипіння починається швидше, а температурний перепад, необхідний для закипання, є меншим. Для металевих КПМ з різною пористістю температурні напори  $\Delta t_{\text{пз}}$  збільшуються при зменшенні значень пористості  $\Pi$ . Тобто, чим більшою є пористість покриття-структури, тим швидше почнеться утворення парових пухирців, прискориться процес виходу бульбашок із КС і досягнення ними товщі кипіння теплоносія.

Аналіз отриманих експериментальних даних [77-80] свідчить про те, що мідні волокнисті структури середньої пористості у діапазоні товщин від 0,5 до 1,0 мм дозволяють забезпечити найвищі значення інтенсивності тепловіддачі в зонах нагрівання ТТ.

Уточнення моделі кипіння на поверхнях з КПМ (модель КПІ) дозволило значно наблизити отримані експериментальні значення  $\alpha$  до розрахункових [81, 82].

Крім того, значення  $\alpha$ , отримані за уточненою моделлю КПП, є близькими до аналогічних значень, отриманих за допомогою формули (2.5), що підтверджує достовірність як уточненої моделі кипіння, так і спрощеної формули для визначення коефіцієнтів тепловіддачі.

Розраховані за допомогою уточненої моделі КПП показники двофазного теплообміну доцільно також застосовувати у розрахунках внутрішніх термічних опорів теплових труб з МВКС.

### РОЗДІЛ 3

## ТЕПЛОПРОВІДНІСТЬ МЕТАЛЕВИХ ПОРИСТИХ КАПІЛЯРНИХ СТРУКТУР ТЕПЛОВИХ ТРУБ

### 3.1 Експериментальне визначення теплопровідності металевих пористих матеріалів

Вище було зазначено, що теплопровідність пористих матеріалів – капілярних структур ТТ відіграє важливу роль у процесах теплообміну в теплових трубах. Для експериментального визначення теплопровідності металевих пористих матеріалів було використано оригінальне устаткування, яке дозволило здійснити цикл досліджень впливу параметрів капілярно-пористих структур на значення їх каркасної теплопровідності  $\lambda_{\text{кк}}$  [83].

3.1.1 Експериментальну установку для досліджень впливу параметрів і характеристик КПМ на коефіцієнти теплопровідності  $\lambda_{\text{кк}}$  пористих матеріалів побудовано за принципом "плоскої пластини" [83]. Схему-конструкцію робочої ділянки експериментальної установки представлено на рис. 3.1.

Тепловий потік, створюваний омичним дротовим нагрівачем 2, регулювали за допомогою лабораторного автотрансформатора (типу ЛАТР). Через циліндричний стрижень 1 тепловий потік  $Q$  [Вт] підводили до дослідного зразка 4 металевих пористого матеріалу (виконаного у формі циліндра). Відведення тепла забезпечували за допомогою верхнього циліндричного блоку 6, охолодження якого здійснювали або повітряним потоком (при відносно невеликих значеннях густин теплового потоку  $q$ ), або водою 7 (при відносно великих значеннях  $q$ ) через штуцери 8.

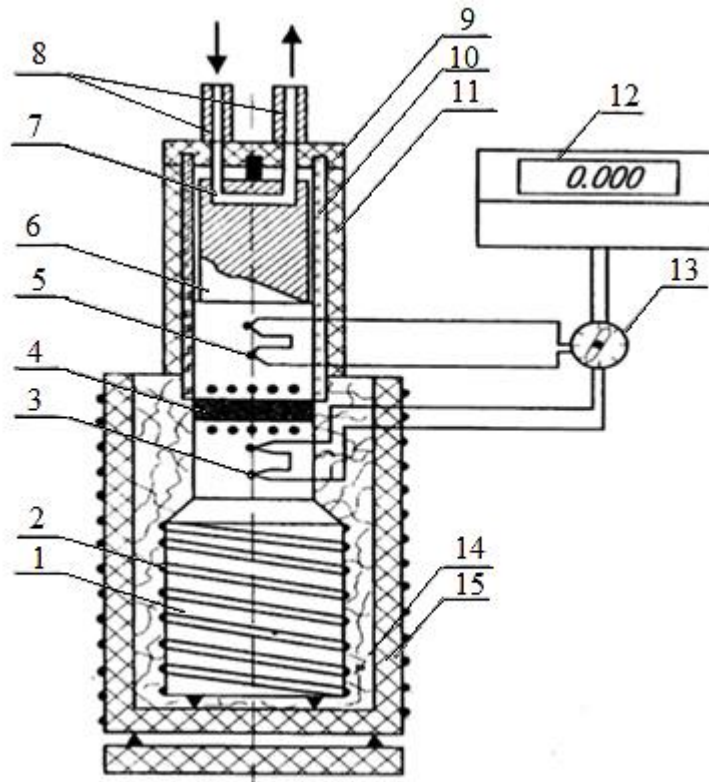


Рисунок 3.1 – Конструкція експериментальної установки, призначеної для досліджень теплопровідності пористих матеріалів:

1 – мідний стрижень; 2 – основний електронагрівач;  
 3, 5 – диференціальні термопари; 4 – дослідний зразок КС;  
 6 – притискний пристрій; 7 – канал водяного охолодження;  
 8 – штуцери підведення і відведення води; 9 – фланець;  
 10,11 – теплоізоляція верхнього циліндра; 12 – цифровий мілівольтметр; 13 – перемикач термопар; 14 – термостійкий кожух; 15 – теплоізоляція нагрівача; ● – дротовий датчик теплового потоку; ■ – охоронний нагрівач

Виміри потрібних значень температури здійснювали за допомогою термопар 3 і 5, розташованих у контрольних мікроотворах, висвердлених у циліндрах за напрямом теплового потоку, перемикача 13 та мілівольтметра 12. Датчики теплового потоку спеціальної конструкції дротового типу (розробка Інституту технічної теплофізики НАН України) встановлювали в іржостійких циліндрах: до та після зразка КІМ. За

допомогою датчиків відстежували режим нагрівання, найбільш близький до стаціонарного. Далі визначали густину теплового потоку і уточнювали на основі показів термопар, встановлених навколо мідного нагрівача, після відповідних розрахунків. Робочі спаї термопар було розташовано у центрі іржостійких циліндрів. Неробочі поверхні циліндрів теплоізолювано за рахунок скляної стрічки та базальтового волокна 10, 11, 14, 15. Для забезпечення достовірності отримуваних результатів вимірів було виконано тарувальні досліди: як без КПМ, так і з використанням еталонного металу (свинець), що має стабільні та відомі значення теплопровідності  $\lambda_{\text{КС}}$ .

3.1.2 Методика експериментів полягала у встановленні дослідного зразка КС, досягненні стаціонарного теплового режиму при заданому рівні теплового потоку  $Q$  [Вт], вимірюванні температур у контрольних точках робочої ділянки. Далі за наявності відомих значень температур до та після встановленого зразка КПМ і відомого значення густини теплового потоку  $q$  згідно із законом Фур'є розраховували значення коефіцієнта теплопровідності КС  $\lambda_{\text{КС}}$ . Отримані значення  $\lambda_{\text{КС}}$  порівнювали з відомими результатами [34, 38, 39, 60].

Основні параметри волокнистих КПМ, використаних автором у даному експерименті, були наступними:

1) металоволокнисті пористі матеріали:

метали волокон – мідь М1, нікель та іржостійка сталь 9Х18Н10Т; пористість  $P = 40-90\%$ , довжина фракцій (волокон)  $l = 3-9$  мм; діаметр волокон  $d = 30-50$  мікрон, діаметр дослідних зразків КС –  $\varnothing 20$  мм, товщина зразків – 0,2-4 мм;

2) композиційні волокнисто-порошкові каркасні структури:

метал волокон – іржостійка сталь 9Х18Н10Т, пористість 69-82%, довжина волокон  $l = 3-9$  мм, діаметр волокон  $d = 30-50$  мкм; діаметр порошку 40-80 мкм; діаметр дослідних зразків КС –  $\varnothing 20$  мм, товщина зразків – 1 мм.

### 3.2 Отримання однофакторних залежностей для розрахунків теплопровідності капілярних структур теплових труб

Значення коефіцієнтів теплопровідності необхідні для теплофізичних розрахунків параметрів і характеристик теплових труб. У більшості інженерних задач теплопровідність металів, сплавів і капілярно-пористих матеріалів визначають шляхом експериментальних досліджень.

При побудові емпіричних залежностей між шуканими та існуючими характеристиками теплових труб виникає питання оцінки впливу факторів, що були задіяні в експерименті, на визначальні характеристики теплових процесів у ТТ. Такий вплив можливо змодельовати у вигляді одно- або багатфакторної залежності, знайшовши рівняння лінійної або нелінійної регресії для обраних параметрів. Зазвичай, однофакторні моделі мають деяку залишкову помилку опису досліджуваного процесу, набагато більшу, ніж похибки багатфакторних моделей.

За допомогою експериментів було визначено значення каркасної теплопровідності  $\lambda_{КС}$  у залежності від пористості КС, що вплинула на зміну значень  $\lambda_{КС}$ . Було отримано декілька груп параметрів  $\lambda_{КС}$  для різних значень  $\Pi$ ,  $l_B$  та  $d_B$ . Для мідного матеріалу графіки залежності  $\lambda_{КС} = f(\Pi)$  для різних значень  $l_B/d_B$  зображено на рис. 3.2. У табл. 3.1 наведено значення  $\Pi$  і  $\lambda_{КС}$  для наступних параметрів КС: матеріал – мідь,  $l_B = 3\text{мм}$ ,  $d_B = 50\text{мкм}$ ,  $l_B/d_B = 60$ .

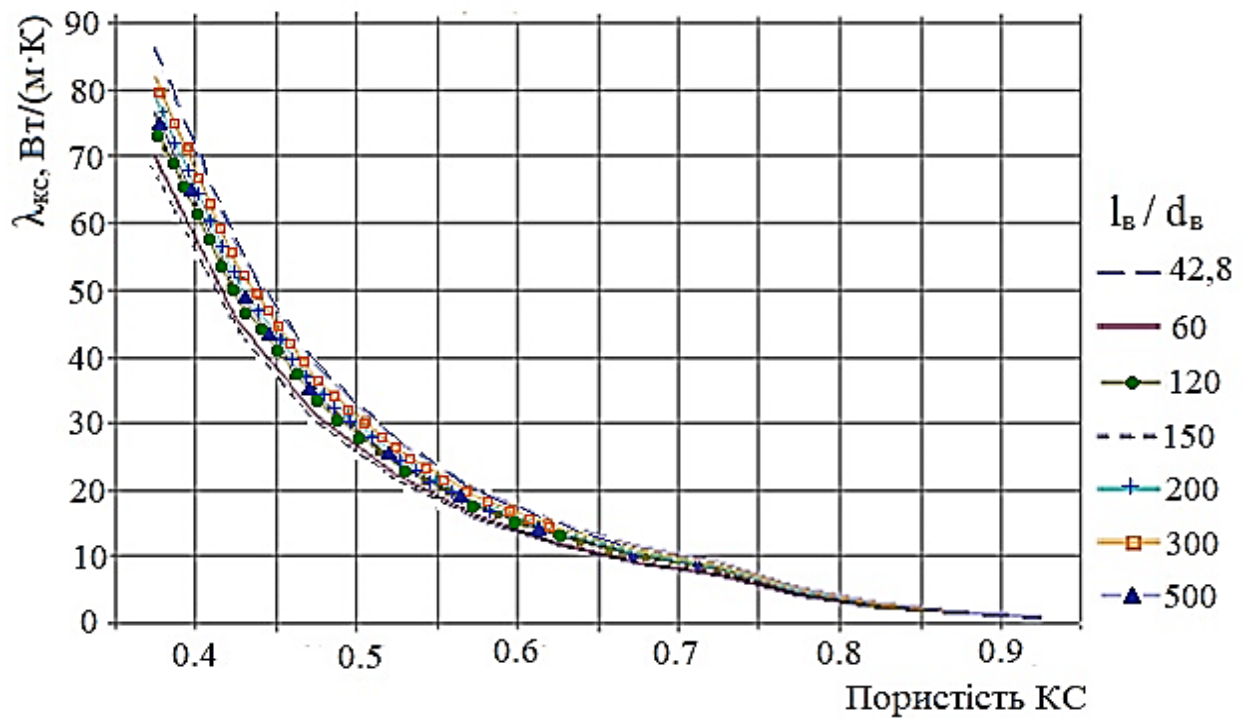


Рисунок 3.2 – Графічна залежність зміни теплопровідності мідних волокнистих матеріалів від їх пористості

Таблиця 3.1 – Розрахунок теплопровідності  $\lambda_{КС}$  мідних волокнистих зразків КС

№	$\Pi$	$\lambda_{КС}$	$\lambda_{КС\text{розр}}$	$\lambda_{КС\text{верх}}$	$\lambda_{КС\text{нижш}}$
1	0,4	69,72	65,04	77,46	52,62
2	0,45	45,62	48,55	60,17	36,93
3	0,5	31,23	35,36	46,55	24,17
4	0,55	22,16	24,57	35,76	13,38
5	0,6	16,19	15,58	27,20	3,96
6	0,65	12,14	7,97	19,42	1,01
7	0,7	9,29	9,28	9,86	8,70
8	0,75	7,25	6,83	7,35	6,31
9	0,8	4,26	4,69	5,19	4,19
10	0,85	2,47	2,80	3,32	2,28
11	0,9	1,47	1,12	1,70	0,54

Отримана залежність (рис. 3.2)  $\lambda_{KC} = f(\Pi)$  має вигляд нелінійної регресії і є близькою до гіперболи. Нелінійні регресії поділяють на два класи: регресії типу I, нелінійні відносно включених в аналіз пояснюючих змінних, але лінійні за оцінюваними параметрами (дані потребують попередньої обробки перед введенням у модель, але такі рівняння завжди можна звести до лінійного вигляду); регресії типу II, нелінійні за оцінюваними параметрами.

Приклади регресій, нелінійних за пояснюючими змінними, але лінійних за оцінюваними параметрами:

— поліноми різних степенів:  $\hat{y}_x = a + b_1x + b_2x^2 + \dots + b_nx^n + \varepsilon$ ;

— рівностороння гіпербола:  $\hat{y}_x = a + b/x + \varepsilon$ .

Приклади регресій, нелінійних за оцінюваними параметрами:

— степенева:  $\hat{y}_x = ax^b \varepsilon$ ;

— показникова:  $\hat{y}_x = ab^x \varepsilon$ ;

— експоненційна:  $\hat{y}_x = e^{a+bx} \varepsilon$ .

За допомогою методу найменших квадратів (МНК) було побудовано рівняння гіперболи для заданих величин  $\Pi$  і  $\lambda_{KC}$ . Для оцінки якості побудованої моделі регресії було використано середню похибку апроксимації, що є середнім відносним відхиленням розрахункових значень від фактичних, і визначається за формулою:

$$\bar{A} = \frac{1}{n} \sum \left| \frac{y - \hat{y}}{y} \right| 100\% \quad (3.1)$$

де  $\hat{y}$ ,  $y$ ,  $n$  – відповідно розраховане і фактичне значення функції  $y$ ;

$n$  – кількість вимірів

Побудоване рівняння регресії вважається задовільним, якщо похибка апроксимації виразу (3.1) не перевищує 12 %.

Для всього досліджуваного діапазону пористості КПМ було отримано рівняння гіперболи із середньою похибкою апроксимації, що перевищувала 12 %. Цей факт при аналізі графічної залежності (рис. 3.2) вважаємо справедливим: при значенні  $P = 0,7$  (на рис. 3.2) крива дещо змінює форму. Тому значення пористості було поділено на два діапазони:  $[0,4 - 0,7]$  та  $[0,7 - 0,95]$ . Далі для кожного діапазону було побудоване власне рівняння нелінійної регресії.

У результаті обчислень (з використанням МНК) для діапазону пористості  $[0,4 - 0,7]$  отримано рівняння гіперболи, що має наступний вигляд:

$$\lambda_{KC} = 59,35/P - 83,34,$$

де середня похибка апроксимації складає  $\sim 12$  %

Для діапазону пористості КПМ  $[0,7 - 0,95]$  було знайдено аналогічне рівняння гіперболи виду  $\lambda_{KC} = 25,72/P - 27,46$ , яке описує зв'язок між параметрами із похибкою  $\sim 10$  %. Довірчий інтервал до знайденого рівняння було визначено за формулою:

$$\lambda_{ГРАНИЧНЕ\_i} = \lambda_{РОЗРАХ\_i} \pm t\{1 - \alpha / 2; n - 2\} S_{\lambda} \sqrt{1 + \frac{1}{n} + \frac{(\Pi_i - \bar{\Pi}_i)^2}{\sum (\Pi_i - \bar{\Pi}_i)^2}}, \quad (3.2)$$

де  $\lambda_{РОЗРАХ\_i}$  – розрахункове точкове значення теплопровідності, що виступає у якості математичного очікування;

$t\{1 - \alpha / 2; n - 2\}$  – квантіль розподілу Стьюдента, числове значення якого у даному випадку дорівнює 2,228 для числа ступенів свободи  $n = 6 + 6 - 2 = 10$  та рівня статистичної значимості 0,05. Тут  $n$  – кількість наявних експериментальних даних;

$S_{\lambda} = \sqrt{\frac{\sum (\lambda - \hat{\lambda})^2}{n - 2}}$  – середньоквадратичне відхилення фактичних величин теплопровідності від її розрахункових значень

Розраховані межі довірчого інтервалу (3.2) для  $\lambda_{KC}$  наведено у табл. 3.1. Як видно із розрахунків, для першої групи пористості границі довірчого інтервалу мають більш широкий розкид, ніж для групи [0,7 – 0,9], оскільки друга гіперболічна залежність описує процес із меншою похибкою апроксимації.

Аналогічні функції були побудовані:

- 1) для нікелю ( $l_B = 3\text{мм}$ ,  $d_B = 50\text{мкм}$ ,  $l_B / d_B = 60$ ) з діапазоном пористості [0,4 – 0,65] – рівняння виду  $\lambda_{KC} = 12,5/P - 17,55$  із похибкою 12 %;
- 2) для нікелю з діапазоном пористості [0,7 – 0,9] – рівняння виду  $\lambda_{KC} = 5,42/P - 5,79$  із похибкою 10 %;
- 3) для іржостійкої сталі ( $l_B = 3\text{мм}$ ,  $d_B = 50\text{мкм}$ ,  $l_B / d_B = 60$ ) з діапазоном пористості [0,4 – 0,65] – рівняння виду  $\lambda_{KC} = 2,34/P - 3,29$  із похибкою 12,4 %;
- 4) для іржостійкої сталі з діапазоном пористості [0,7 – 0,9] – рівняння виду  $\lambda_{KC} = 8,06P^2 - 15P + 7,2$  із похибкою 4,2 % (рис.3.3).

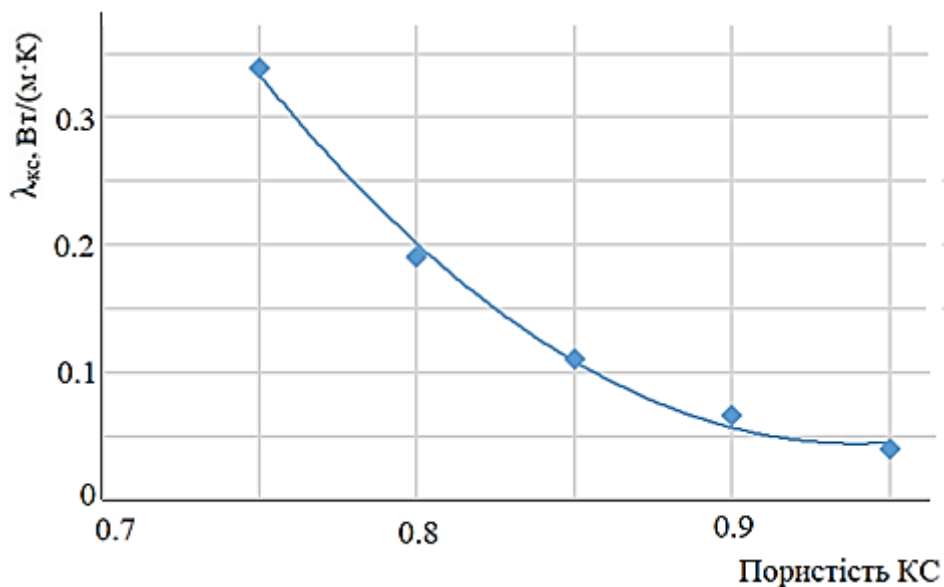


Рисунок 3.3 – Графічна залежність зміни теплопровідності іржостійких волокнистих матеріалів від їх пористості

У таблиці 3.2 наведено результати розрахунків значень каркасної теплопровідності і пористості композиційних волокнисто-порошкових зразків. У результаті обчислень отримано поліном другого степеню (рис. 3.4):

$$\lambda_{КС} = 7,038P^2 - 11,571P + 4,89,$$

що узагальнює експериментальні дані із похибкою 9,2%.

Таблиця 3.2 – Значення  $P$  і  $\lambda_{КС}$  для композиційних зразків з іржостійкої сталі

Каркасна теплопровідність, Вт/мК	Пористість КС	Розрахована каркасна теплопровідність, Вт/мК
0,27	0,693	0,25
0,21	0,7	0,24
0,18	0,76	0,16
0,14	0,762	0,16
0,13	0,82	0,13

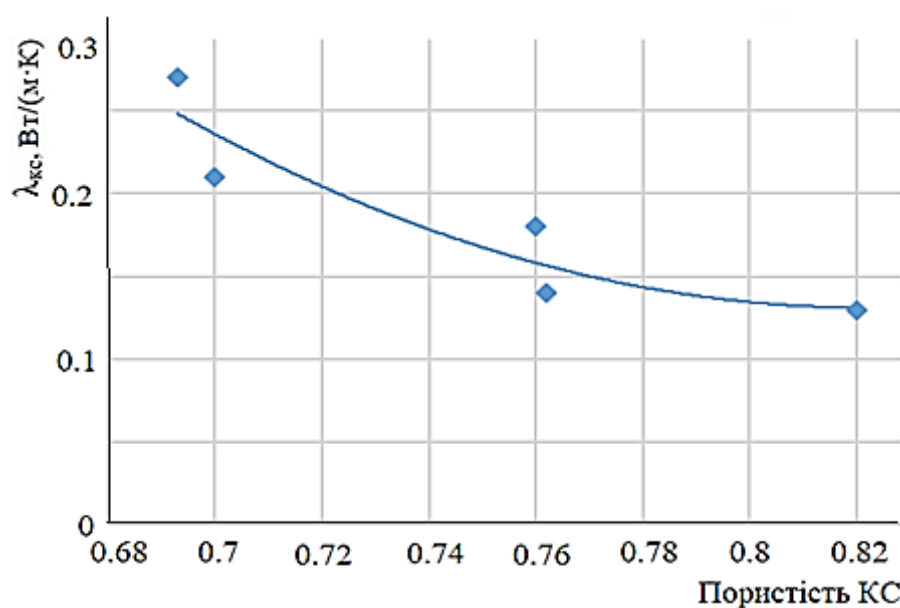


Рисунок 3.4 – Графічна залежність зміни теплопровідності іржостійких волокнисто-порошкових матеріалів від пористості

При порівнянні узагальнюючих кривих для волокнистих та композиційних зразків з іржостійкої сталі (для однакових діапазонів пористості) можна побачити, що вони мають схожі графічні залежності, причому значення каркасної теплопровідності композиційних структур є незначно меншою, у порівнянні з теплопровідністю волокнистих зразків (рис. 3.5.).

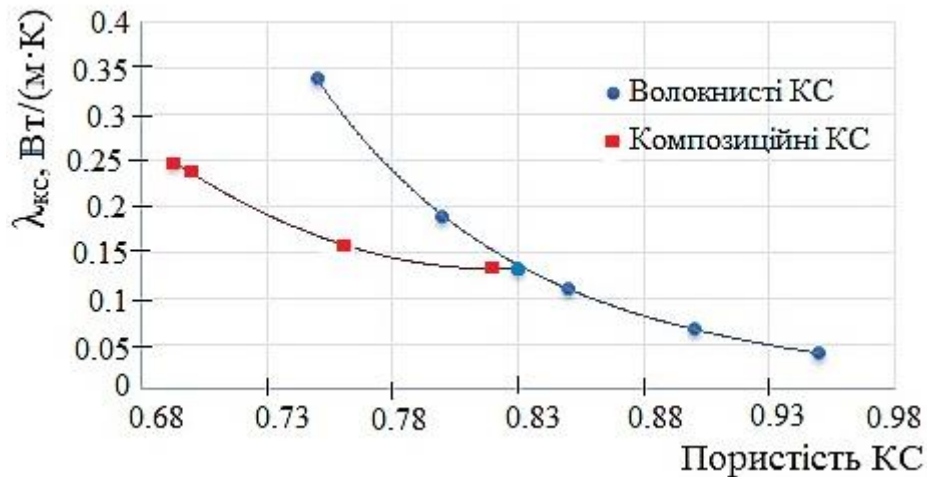


Рисунок 3.5 – Графічна залежність зміни теплопровідності іржостійких волокнистих та композиційних матеріалів від їх пористості

### 3.3 Багатофакторні залежності для визначень каркасної теплопровідності капілярних структур теплових труб

У підрозділі 3.2 наведено результати отриманих однофакторних залежностей каркасної теплопровідності  $\lambda_{кc}$  досліджуваних у роботі волокнистих капілярних структур від пористості. При побудові множинної регресії було враховано сукупний вплив на теплопровідність КС пористості  $P$  та відношення довжини до діаметра волокна  $l_\phi/d_\phi$ , які є важливими структурними характеристиками волокнистих матеріалів. У табл. 3.3–3.8 представлено визначальні дані, необхідні для розрахунків теплопровідності каркасу зразків (колонка 1), які було отримано у результаті експерименту. За основу було взято степеневу функцію та застосовано метод найменших квадратів. Після введення заміни та логарифмування кожного табличного значення було отримано

функцію для визначення каркасної теплопровідності від зазначених вище факторів. Далі було знайдено розрахункові значення каркасної теплопровідності (четверта колонка таблиць 3.3–3.8). Порівнюючи експериментальні дані з розрахованими значеннями теплопровідності, можливо констатувати, що вони є майже ідентичними (тобто отримані формули дають незначну похибку розрахунків, не більше 0,02 %).

Таблиця 3.3 – Експериментальні та розраховані дані для мідних КС ( $II < 70$  %)

$\lambda_{\text{КС}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$II$ (%)	$\frac{l_B}{d_B}$	$\lambda_{\text{КС\_розрах}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
67,42	0,4	42,85	67,42512
45,63	0,45	60	45,63343
33,47	0,5	120	33,46375
24,28	0,55	150	24,28029
18,27	0,6	200	18,26814
14,26	0,65	300	14,25998
11,49	0,7	500	11,49146

Таблиця 3.4 – Експериментальні та розраховані дані для іржостійких КС ( $II < 70$  %)

$\lambda_{\text{КС}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$II$ (%)	$\frac{l_B}{d_B}$	$\lambda_{\text{КС\_розрах}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
2,661	0,4	42,85	2,660841
1,801	0,45	60	1,800511
1,321	0,5	120	1,321216
0,958	0,55	150	0,958383
0,721	0,6	200	0,721029
0,563	0,65	300	0,561097
0,454	0,7	500	0,453902

Таблиця 3.5 – Експериментальні та розраховані дані для КС із нікелю ( $\Pi < 70\%$ )

$\lambda_{\text{КС}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\Pi (\%)$	$\frac{l_B}{d_B}$	$\lambda_{\text{КС\_розрах}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
14,193	0,4	42,85	14,19322
9,606	0,45	60	9,605964
7,046	0,5	120	7,045748
5,112	0,55	150	5,112025
3,840	0,6	200	3,846289
0,003	0,65	300	3,002679
2,420	0,7	500	2,420122

Таблиця 3.6 – Експериментальні та розраховані дані для мідних КС ( $\Pi > 75\%$ )

$\lambda_{\text{КС}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\Pi (\%)$	$\frac{l_B}{d_B}$	$\lambda_{\text{КС\_розрах}}, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
7,369	0,75	42,85	7,369513
4,264	0,8	60	4,263726
2,648	0,85	120	2,648034
1,619	0,9	150	1,618796
1,024	0,95	200	1,024111

Таблиця 3.7 – Експериментальні та розраховані дані іржостійких КС ( $\Pi > 75\%$ )

$\lambda_{КС}, Вт/(м \cdot К)$	$\Pi (\%)$	$\frac{l_B}{d_B}$	$\lambda_{КС\_розрах}, Вт/(м \cdot К)$
0,291	0,75	42,85	0,291083
0,168	0,8	60	0,168052
0,104	0,85	120	0,104218
0,064	0,9	150	0,063584
0,040	0,95	200	0,040154

Таблиця 3.8 – Експериментальні та розраховані дані для КС із нікелю ( $\Pi > 75\%$ )

$\lambda_{КС}, Вт/(м \cdot К)$	$\Pi (\%)$	$\frac{l_B}{d_B}$	$\lambda_{КС\_розрах}, Вт/(м \cdot К)$
1,551	0,75	42,85	1,550666
0,898	0,8	60	0,898201
0,557	0,85	120	0,557027
0,341	0,9	150	0,341045
0,216	0,95	200	0,215959

Як і у випадку з однофакторною регресією, розрахункові залежності були отримані для двох діапазонів пористості кожного з трьох металів (мідь, іржостійка сталь та нікель):

1) для міді із діапазоном пористості 40 - 70%:  $\lambda_{КС} = 1,715 \cdot \Pi^{-3,6} \cdot (l_B / d_B)^{0,099}$ ;

2) для іржостійкої сталі із діапазоном пористості 40 - 70 %:

$$\lambda_{КС} = 0,067 \cdot \Pi^{-3,6} \cdot (l_B / d_B)^{0,102}$$

3) для нікелю із діапазоном пористості 40 - 70 %  $\lambda_{КС} = 0,36 \cdot \Pi^{-3,6} \cdot (l_B / d_B)^{0,1}$ ;

4) для міді із діапазоном пористості 75 - 95 %:  $\lambda_{КС} = 0,379 \cdot \Pi^{-9} \cdot (l_B / d_B)^{0,1}$ ;

5) для іржостійкої сталі із діапазоном пористості 75 - 95 %:

$$\lambda_{KC} = 0,015 \cdot \Pi^{-9} \cdot (l_B / d_B)^{0,1};$$

б) для нікелю із діапазоном пористості 75-95 %:  $\lambda_{KC} = 0,083 \cdot \Pi^{-9} \cdot (l_B / d_B)^{0,1}$ .

Таким чином, після введення у кожену формулу значень теплопровідності металу волокна, отримано наступні вирази:

1) для міді, з діапазоном пористості 40 -75 %:  $\lambda_{KC} = 0,0043 \cdot \lambda_{міді} \cdot \Pi^{-3,6} \cdot (l_B / d_B)^{0,1}$ ;

2) для іржостійкої сталі, з діапазоном пористості: 40 -75 %:

$$\lambda_{KC} = 0,0038 \cdot \lambda_{нерж.сталі} \cdot \Pi^{-3,6} \cdot (l_B / d_B)^{0,1};$$

3) для нікелю, з діапазоном пористості 40 -75 %:

$$\lambda_{KC} = 0,0042 \cdot \lambda_{нікеля} \cdot \Pi^{-3,6} \cdot (l_B / d_B)^{0,1};$$

4) для міді, з діапазоном пористості 75 - 95%:

$$\lambda_{KC} = 0,00096 \cdot \lambda_{міді} \cdot \Pi^{-9} \cdot (l_B / d_B)^{0,1};$$

5) для іржостійкої сталі, з діапазоном пористості 75 – 95 %:

$$\lambda_{KC} = 0,00086 \cdot \lambda_{нерж.сталі} \cdot \Pi^{-9} \cdot (l_B / d_B)^{0,1};$$

б) для нікелю, з діапазоном пористості 75-95%:

$$\lambda_{KC} = 0,00098 \cdot \lambda_{нікеля} \cdot \Pi^{-9} \cdot (l_B / d_B)^{0,1}.$$

Згрупувавши формули, отримаємо:

1) для МВКС з пористістю 40 -75 %:

$$\lambda_{KC} = c_1 \cdot \lambda_{металу} \cdot \Pi^{-3,6} \cdot (l_B / d_B)^{0,1}, \quad (3.2)$$

де  $c_1$  – константа, різна для кожного металу:

для міді  $c_1 = 0,0043$ ; для нікелю  $c_1 = 0,0042$ ; для іржостійкої сталі  $c_1 = 0,0038$ ;

2) для МВКС з пористістю 75 - 95 %:

$$\lambda_{KC} = c_2 \cdot \lambda_{металу} \cdot \Pi^{-9} \cdot (l_B / d_B)^{0,1}, \quad (3.3)$$

де  $c_2$  – константа, різна для кожного металу:

для міді  $c_2 = 0,00096$ ; для нікелю  $c_2 = 0,00098$ ; для іржостійких сталей  $c_2 = 0,00086$ .

Вплив пористості  $P$  [%] на значення каркасної теплопровідності  $\lambda_{\text{КС}}$  представлено на рис. 3.6. Теоретичні залежності авторів робіт [10, 34, 35, 60] (криві 1-3) та відомі експериментальні дані дослідників [10, 36, 60] свідчать про те, що пористість  $P$  значно впливає на каркасну теплопровідність пористих матеріалів, виготовлених із високотеплопровідних металів (зокрема, мідних). Зі зменшенням значень коефіцієнтів теплопровідності вихідних металів (наприклад, використання, замість міді – сталі типу 09Х18Н10Т) вплив пористості КС на їх каркасну теплопровідність  $\lambda_{\text{КС}}$  зменшується.

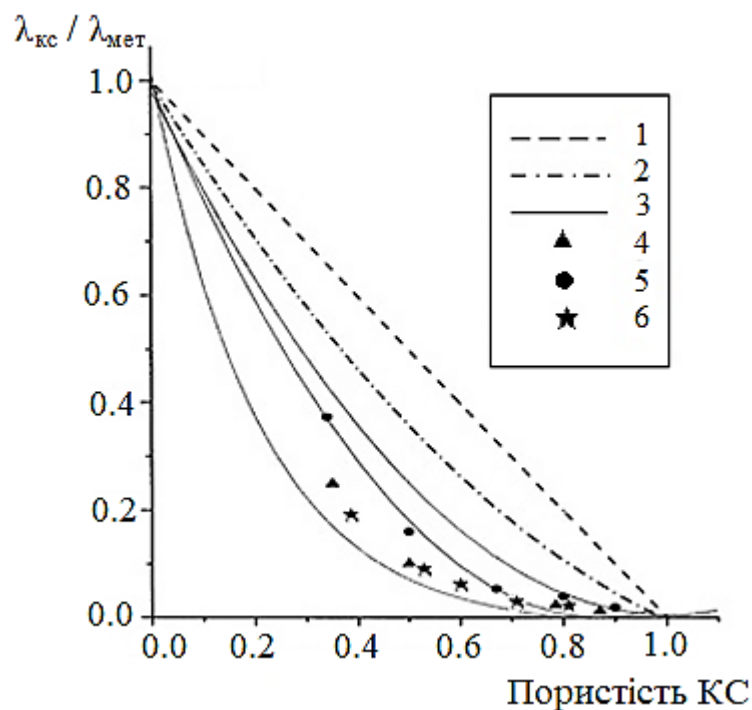


Рисунок 3.6 – Вплив пористості капілярних структур на величину каркасної теплопровідності (у порівнянні із теплопровідністю металу):

1 – [37]; 2 – [38]; 3 – [10]; 4 – мідні КС:  $d_g = 20$  мкм, [34, 36];

5 – мідні КС,  $d_g = 40$  мкм, [34, 36]; 6 – результати автора;  $d_g = 20$  мкм

Вплив металоволокнистих КС на їх каркасну теплопровідність (для міді і сталі) представлено на рис. 3.7.

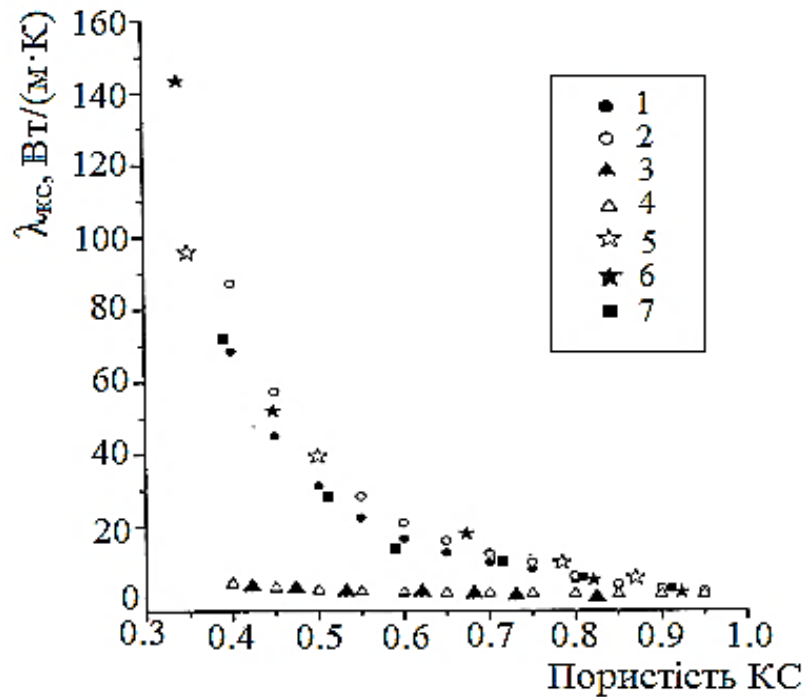


Рисунок 3.7 – Результати експериментальних досліджень впливу структурних характеристик МВКС на їх каркасну теплопровідність:

- 1 – 4 – результати автора: 1 – мідь,  $l_\theta/d_\theta = 43$ ; 2 – мідь,  $l_\theta/d_\theta = 200$ ; 3,4 – іржостійка сталь; 5 – мідь [36];  
6 – мідь  $l_\theta/d_\theta = 143$  [10]; 7 – результати автора (мідь  $l_\theta/d_\theta = 60$ )

Відомі та отримані у роботі результати розрахунків та досліджень свідчать про те, що каркасна теплопровідність  $\lambda_{\text{КС}}$  металоволокнистих структур залежить в основному від наступних факторів: 1) теплопровідності металу; 2) пористості; 3) відношення довжини дискретних волокон  $l_\theta$  до їх діаметру  $d_\theta$  ( $l_\theta/d_\theta$ ); 4) якості контактів між фракціями волокон. Збільшення пористості зменшує величину каркасної теплопровідності; у той же час збільшення співвідношення  $l_\theta/d_\theta$  збільшує величину  $\lambda_{\text{КС}}$ .

Запропоновані для розрахунків каркасної теплопровідності МВКС емпіричні формули (3.2 та 3.3) враховують вищевказані фактори, простим чином узагальнюючи результати як відомих, так і власних досліджень.

Результати розрахунків  $\lambda_{кс}$ , що були виконані для вказаних вище діапазонів пористості  $P$  та співвідношення  $l/d_e = 43-500$ , за допомогою формул (3.2) та (3.3) задовільно кореспондуються з відомими вітчизняними і зарубіжними даними.

Отримані результати підтвердили, що вплив на  $\lambda_{кс}$  розмірів волокон є приблизно однаковим як для діапазону середніх значень пористості ( $P = 40-70\%$ ), так і для високопористих структур; як для високотеплопровідних (мідь), так і для низькотеплопровідних структур (іржостійка сталь). У високопористих структурах величина пористості впливає на значення каркасної теплопровідності майже у 3 рази більше, ніж у випадку структур із невисокою та середньою пористістю.

### ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 3

У результаті проведених експериментів з досліджень каркасної теплопровідності металоволокнистих і композиційних матеріалів [84-88] було створено однофакторні та багатofакторні залежності, призначені для розрахунків  $\lambda_{\text{КС}}$ .

Отримані однофакторні залежності виду  $\lambda_{\text{КС}} = f(\Pi)$  дозволили порівняти теплопровідність волокнистих і композиційних структур. У результаті було встановлено, що композиційні КС мають дещо нижчі значення  $\lambda_{\text{КС}}$ , порівняно з МВКС, для однакових діапазонів пористості. Однак розходження у значеннях  $\lambda_{\text{КС}}$  є незначним. Певні відмінності пояснюються наявністю порошку у структурі композиційних КС, відтак – більшим термічним опором пористих структур, ніж у металоволокнистих КС.

Отримані у роботі результати, розрахунки та аналіз відомих досліджень свідчать про те, що каркасна теплопровідність  $\lambda_{\text{КС}}$  металоволокнистих структур залежить від наступних факторів: 1) теплопровідності металу; 2) пористості; 3) відношення довжини дискретних волокон  $l_v$  до їх діаметра  $d_v$  ( $l_v/d_v$ ); 4) якості контактів між фракціями волокон. На основі отриманих результатів створено багатofакторні залежності для  $\lambda_{\text{КС}}$ , які дозволяють здійснювати достатньо точні інженерні розрахунки.

Виявлено, що збільшення пористості  $\Pi$  КС зменшує величину каркасної теплопровідності; у той же час збільшення співвідношення  $l_v/d_v$  збільшує величину  $\lambda_{\text{КС}}$ .

Запропоновані для розрахунків теплопровідності металоволокнистих структур формули (3.2) та (3.3) враховують вказані фактори, простим чином узагальнюючи результати як відомих, так і власних досліджень.

Отримані результати підтвердили, що вплив на  $\lambda_{\text{КС}}$  розмірів волокон є майже однаковим: як для діапазону середніх значень пористості ( $\Pi = 40-70\%$ ), так і для високопористих структур, причому – як для високотеплопровідних (мідь), так і для низькотеплопровідних структур (іржостійка сталь).

## РОЗДІЛ 4

### ТЕРМІЧНІ ОПОРИ ТЕПЛОВИХ ТРУБ З ПОРИСТИМИ КАПІЛЯРНИМИ СТРУКТУРАМИ

#### 4.1 Експерименти з визначення структурних, гідродинамічних і теплофізичних властивостей капілярних структур

4.1.1 На даний час існує широка номенклатура пористих порошкових і волокнистих матеріалів, кожний з яких має свої переваги і недоліки. Так, зокрема, пористі волокнисті матеріали перевершують порошкові за проникністю і пластичністю, але поступаються їм у жорсткості [32]. Значний інтерес у матеріалознавців викликають проникні комбіновані (композиційні) волокнисто-порошкові матеріали, у яких певним чином зберігаються переваги як волокнистих пористих, так і порошкових пористих матеріалів [32, 35]. Використання комбінованих лінійних (волокна) і точкових (порошинки) структурних елементів відкриває великі можливості для варіювання макро- і мікроструктури КС та створення пористих матеріалів, що мають керовані капілярно-транспортні характеристики.

Композиційні волокнисто-порошкові матеріали [89], що застосовувалися у якості КС ряду ТТ, були розроблені і досліджувались в Інституті проблем матеріалознавства ім. Францевича (Київ). Для розробки композиційних КС використано матеріали, що містили лінійні (волокна) і точкові (порошок) структурні елементи [90]. У залежності від співвідношення розмірів порошкових та волокнистих часток-фракцій і товщини волокнистих і порошкових шарів структура і фізичні властивості таких матеріалів істотно змінювались і розширювались.

Композиційні матеріали виготовляли з металевих порошків і волокон методами гравітаційного формування. Листові зразки матеріалів одержували пошаровим осадженням при дії вібрації волокон і порошку. Проведені дослідження показали, що в залежності від співвідношення розмірів порошкових ( $d_p$ ) і волокнистих ( $d_b$ ) часток, а також – від товщини порошкових і волокнистих шарів, формуються різні типи мак-

роструктури матеріалів. Структури з окремих волокнистих і порошкових шарів формуються при співвідношенні  $d_{п} / d_{в} > 2$  (рис. 4.1). При значеннях  $d_{п} / d_{в} < 2$  порошок частково або повністю осаджується в попередньо сформований високопористий волокнистий каркас. Такі композиції найбільш перспективні з погляду використання їх у якості КС для ТТ (рис. 4.2 і 4.3).

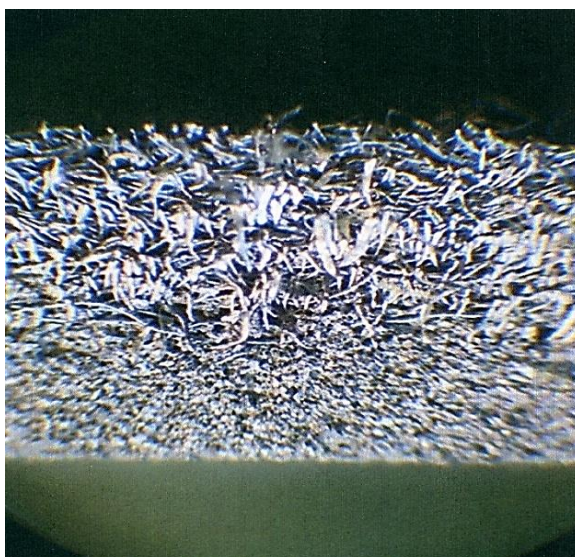


Рисунок 4.1 – Шарувата волокнисто-порошкова структура

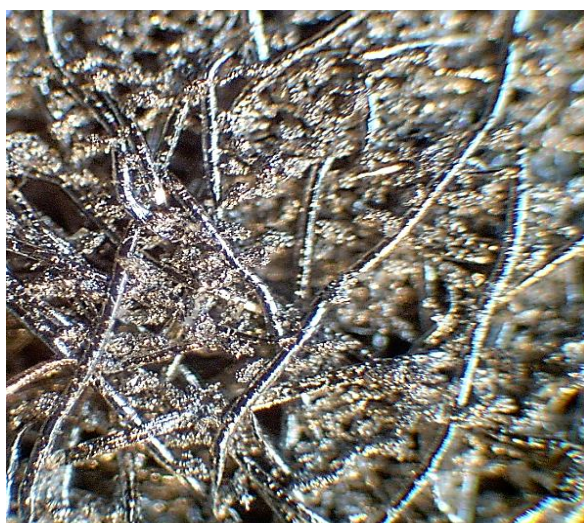


Рисунок 4.2 – Каркасна пориста волокнисто-порошкова структура

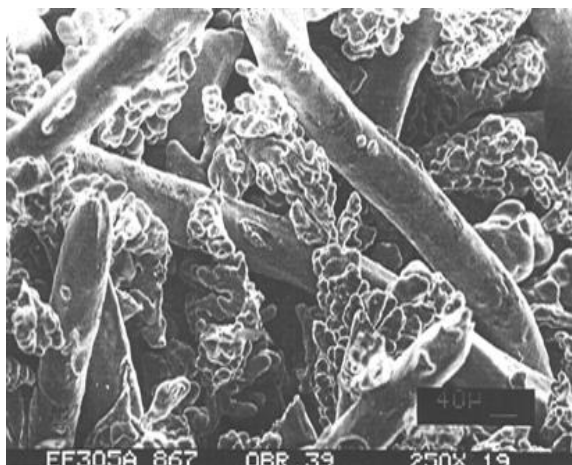


Рисунок 4.3 – Топограма каркасного волокнисто-порошкового композиту

4.1.2 Об'єктом дослідження слугували власне волокнисті матеріали та каркасні волокнисто-порошкові композиції у вигляді волокнистого каркасу з волокон діаметром 50 і 30 мкм, заповненого частково порошком з дисперсністю 40 і 80 мкм.

Технологію виготовлення досліджуваних зразків матеріалів можна поділити на два етапи. На першому етапі виготовляли листові заготовки розміром (1-3)х(100-350) мм шляхом рівномірного і пошарового віброосадження волокон і порошоків, подальшого їх спікання і прокатки. Другий етап передбачав одержання зі спечених листових заготовок із заданими структурними характеристиками зразків для дослідження кінетики капілярного всмоктування.

Аналіз процесів, що відбуваються в теплових трубах, свідчить, що ідеальний проникний матеріал для капілярної структури повинен задовольняти ряд вимог, часом суперечливих, а саме:

- 1) можливість реалізації та зміни в широкому діапазоні структурних, гідродинамічних і фізико-механічних характеристик;
- 2) можливість виготовлення тонколистових заготовок великих розмірів із рівномірною пористою структурою;
- 3) забезпечення максимальної теплопровідності пористого каркасу;
- 4) відтворюваність властивостей і можливість їхнього кількісного прогнозування.

При цьому основними характеристиками будь-якого пористого матеріалу, який застосовується в якості КС, є пористість, коефіцієнт проникності і середній (або ефективний) розмір пор; зазначені характеристики істотно впливають на швидкість плинину рідини-теплоносія.

Середній діаметр пор у зразках розраховували за двома експериментальними характеристиками матеріалу – пористістю і повітропроникністю. Для розрахунків прийнято наступні допущення: 1) порові канали – циліндричної форми; 2) вони рівнобіжні один одному; 3) канали мають постійний перетин і пронизують матеріал паралельно його поверхні. Дослідні зразки (діаметр –  $\varnothing$  20 мм, товщина – 1 мм) затискували у спеціальній обоймі і продували повітрям.

Визначення коефіцієнта повітропроникності проводили на установці для неруйнівного контролю плоских пористих зразків. Для нагнітання повітря було використано компресор з ресивером, які забезпечували можливість подачі повітря з тиском до 5 атм. Перепад тиску до і після зразка визначали манометрами. Об'ємна швидкість повітряного потоку визначалася ротаметрами. Для виключення просочування повітря між зразком і тримачами, за допомогою яких він був зафіксований, застосовували дві кільцеві гумові прокладки та кільце для ущільнення бокової поверхні зразка. Площа поверхні досліджуваного зразка була встановлена перпендикулярно до напрямку руху повітряного потоку.

Розрахунки коефіцієнтів проникності пористих матеріалів були проведені за допомогою формули Дарсі, оскільки розмір пор у даному матеріалі значно перевищував середній вільний пробіг молекули повітря:

$$\frac{\Delta p}{h} = \frac{V \cdot \mu}{F \cdot K}, \quad (4.1)$$

де  $\Delta p$  – перепад тиску на пористому зразку;  $h$  – товщина пористого зразка;

$V$  – об'ємна швидкість течії повітря;  $\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості повітря;

$F$  – площа поверхні пористого зразка, перпендикулярна потоку повітря;

$K$  – коефіцієнт проникності матеріалу

Отримавши значення коефіцієнта проникності  $K$  та пористості  $P$ , визначали середній діаметр пор:

$$d_{\text{cp}} = 55,56 \sqrt{\frac{K}{P}}, \quad (4.2)$$

де  $K$  – коефіцієнт повітропроникності, ( $\times 10^{-12}$ ), м<sup>2</sup>;

$P$  – пористість, %

Як випливає з результатів експериментів щодо визначення середніх розмірів пор досліджуваних капілярно-пористих структур ТТ (рис. 4.4), зразки, що містять шар із волокон діаметром 50 мкм і шар із порошку діаметром 80 мкм при пористості 80 %, у порівнянні з одношаровими і двошаровими власне волокнистими зразками, мають пори в 1,2 і 2,2 рази меншого розміру. Зі зниженням пористості і підвищенням дисперсності волокон і порошоків розміри пор у волокнистих зразках знижуються, але значень, властивих волокнисто-порошковим композитам, вони не досягають.

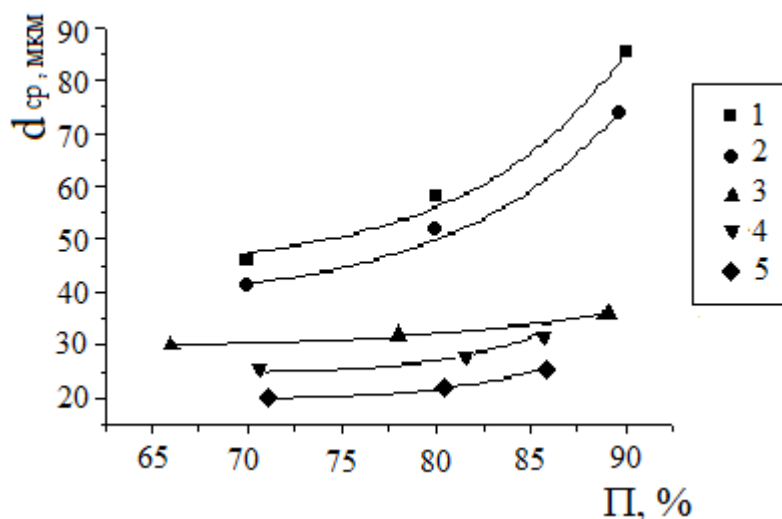


Рисунок 4.4 – Залежність середнього розміру пор від пористості матеріалів із волокон та порошків іржостійкої сталі:

- 1 – шар з волокон 50 мкм; 2 – шар з волокон 30 мкм;
- 3 – композит: шар з волокон 50 мкм і шар з волокон 30 мкм;
- 4 – композит: каркас з волокон 50 мкм, частково заповнений порошком з дисперсністю 80 мкм; 5 – композит: каркас з волокон 30 мкм, частково заповнений порошком з дисперсністю 40 мкм

Розходження, що спостерігаються у розмірах пор у досліджуваних пористих матеріалах, обумовлені насамперед різною щільністю укладки металевих волокон і порошків без навантаження та особливостями їх ущільнення при навантаженні.

Процес осадження порошку у волокнистий каркас супроводжується утворенням нових чисельних волокнисто-порошкових контактів. Цим обумовлена неоднозначна залежність провідності і пружності таких матеріалів від пористості. В області високої пористості, коли можливості для утворення якісних міжчасткових контактів – незначні, каркасні матеріали поступаються за провідністю і пружністю моноволокнистим матеріалам. В області низької пористості структур із підвищенням якості контактів каркасні композиції перевершують за електропровідністю і пружністю моноволокнистим матеріалам.

Обмеження теплопередавальної здатності через транспортні властивості не є одним з основних для роботи низькотемпературних теплових труб (ТТ). Транспортні властивості КС, обумовлені проникністю, середнім розміром пор і розподілом пор у матеріалі, оцінюються в остаточному підсумку за швидкістю плинину і граничною висотою піднімання рідини-теплоносія. На швидкість і висоту піднімання рідин впливає також крайовий кут змочування, проте останній залежить лише від поверхневих явищ на межі розділу «матеріал КС – рідина-теплоносій».

4.1.3 Гідродинамічні властивості зразків МВКС та композиційних КС вивчали за допомогою спеціальної експериментальної установки (рис. 4.5, 4.6). Зразок пористої структури за допомогою направляючого стрижня встановлювали вертикально в робочій камері. Смужки із сухого гігроскопічного матеріалу притискали до поверхні пористого зразка затискувачами, послідовно підключеними до багатоканального сигналізатора рівня і цифрового вольтметра. Робоча камера з підсвічуванням дозволяла візуально стежити за переміщенням фронту робочої рідини при тиску, створюваному парю дослідної рідини. Через мірну бюретку установку заповнювали рідиною до визначеного рівня. Для контакту з рідиною зразок пористої структури опускався вниз за допомогою сільфона. При підніманні рідини під дією капілярних сил по черзі до кожного з датчиків відбувалося замикання електричного ланцюга, що було зафіксовано сигналізатором рівня і цифровим вольтметром.

Об'єктом дослідження слугували високопористі шаруваті волокнисті і каркасні волокнисто-порошкові зразки, виготовлені з іржостійкої сталі у виді смужок  $(1-2) \times (20-300)$  мм. У якості робочої рідини використовували етанол. Капілярне транспортування етанолу досліджували при тисковій насиченій парі в камері до повного просочення зразка (з довжиною 300 мм). У залежності від параметрів пористої структури матеріалу час просочення складав від 3 до 10 годин.

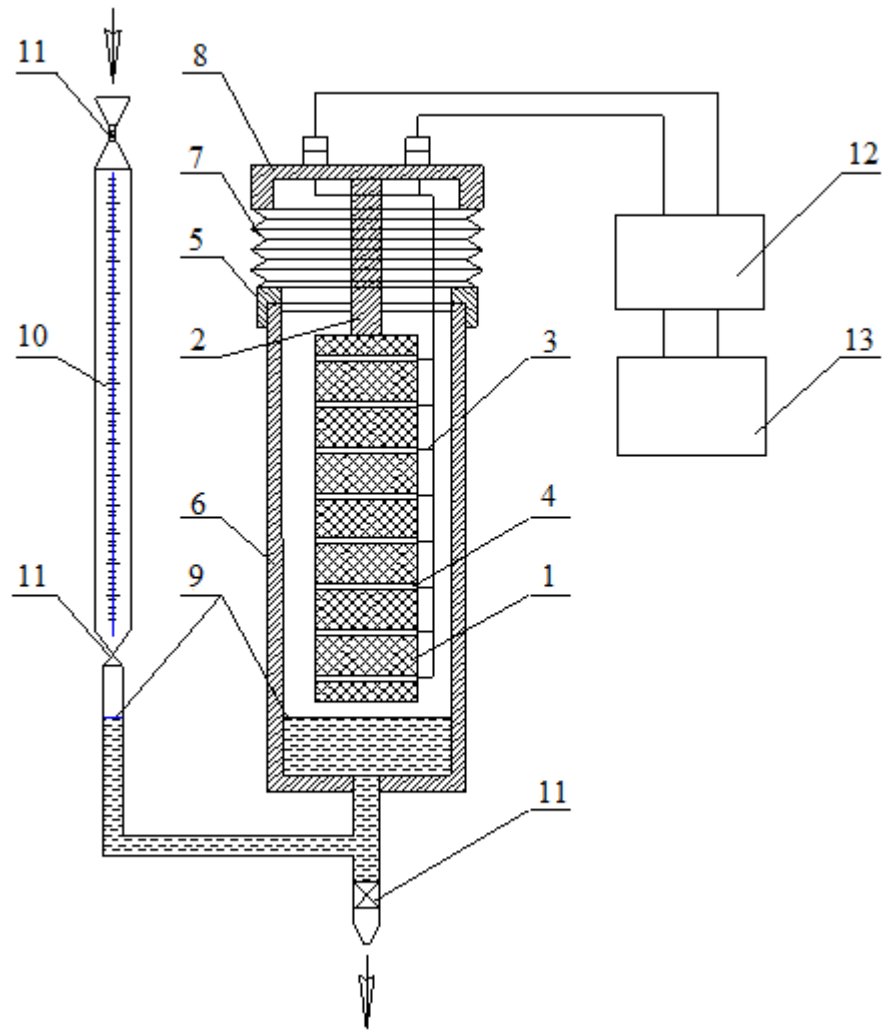


Рисунок 4.5 – Схема конструкції експериментальної установки для досліджень гідродинамічних характеристик пористих матеріалів:

1 – зразок КС; 2 – направляючий стрижень; 3 – затискувачі  
 4 – датчики; 5 – прокладка; 6 – камера; 7 – сильфон; 8 – кришка;  
 9 – рівень рідини; 10 – бюретка; 11 – вентиль; 12 – сигналізатор рівня;  
 13 – цифровий вольтметр

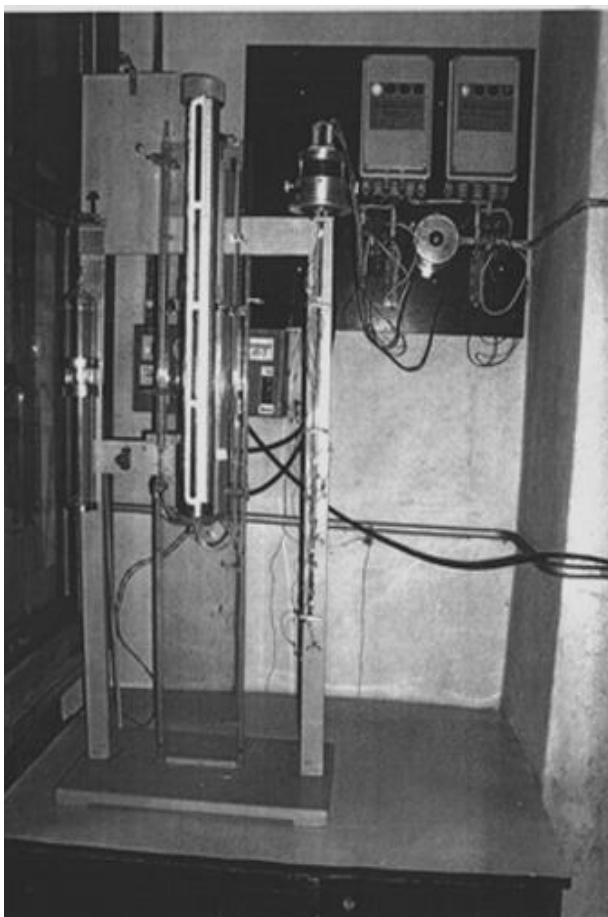


Рисунок 4.6 – Експериментальна установка для досліджень гідродинамічних характеристик пористих матеріалів (загальний вигляд)

Результати експериментальних досліджень кінетики капілярного всмоктування етанолу розробленими пористими матеріалами представлено на рис. 4.7 та у табл. 4.1.

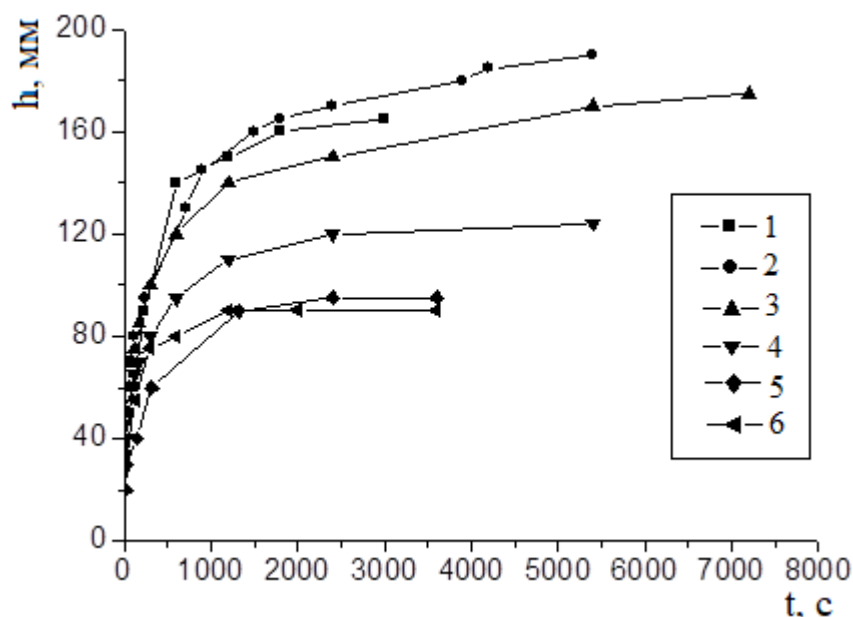


Рисунок 4.7 – Зміна висоти капілярного підняття етанолу в матеріалі (волокно + порошки з іржостійкої сталі) в залежності від часу:

- 1 – композиція: волокно 50 мкм + порошок 80 мкм,  $\Pi = 81,4 \%$ ;
- 2 – композиція: волокно 50 мкм + порошок 80 мкм,  $\Pi = 67,5 \%$ ;
- 3 – композиція: волокно 30 мкм + порошок 40 мкм,  $\Pi = 65 \%$ ;
- 4 – композиція: волокно 50 мкм + порошок 80 мкм,  $\Pi = 85,6 \%$ ;
- 5 – композиція: волокно 50 мкм + волокно 30 мкм,  $\Pi = 85 \%$ ;
- 6 – шар волокон 30 мкм,  $\Pi = 82 \%$

Щодо отриманих результатів (рис. 4.7 і табл. 4.1) можливо зробити наступні висновки: 1) пористі волокнисто-порошкові композиції характеризуються високою капілярно-транспортною здатністю; 2) такі матеріали-структури перевершують пористі одношарові і двошарові моноволокнисті матеріали за швидкістю та висотою підняття етанолу в умовах протидії силам гравітації. Композиції з волокон діаметром 50 мкм і порошку з дисперсністю 80 мкм, що відрізняються кращим сполученням характеристик проникності і розмірів пор, забезпечують найкращі показники капілярного переносу етанолу.

Таблиця 4.1 – Результати досліджень гідродинамічних характеристик високопористих волокнисто-порошкових композицій, виготовлених з іржостійкої сталі (шар волокон  $\varnothing$  30 мкм, товщиною 1 мм)

Пористість, %	Середній гідрравлічний розмір пор, мкм	Коефіцієнт проникності $\times 10^{-12}$ , м <sup>2</sup>	Висота підняття етанолу протягом однієї години, мм
78	45	50	90
67	30	20	90
78	32	25	80
88	36	32	70
70	25	17	180
81	28	21	160
86	31	26	115
70	20	12	150
80	23	17	130
86	26	22	100

Проведені дослідження дозволяють зробити певні висновки щодо перспективності використання пористих волокнисто-порошкових композицій у якості ефективних капілярних структур теплових труб.

Дослідження фізичних властивостей і характеристик теплових труб низькотемпературного діапазону з композиційними КС стало важливою частиною дисертаційної роботи.

4.1.4 До складу експериментального стенду, призначеного для досліджень теплофізичних характеристик теплових труб 5 (рис. 4.8, 4.9), входили системи:

1) підведення, регулювання та вимірювання потужності теплового потоку: електронагрівач 2, регулятор напруги 11, стабілізатор напруги 12 та ватметр 13;

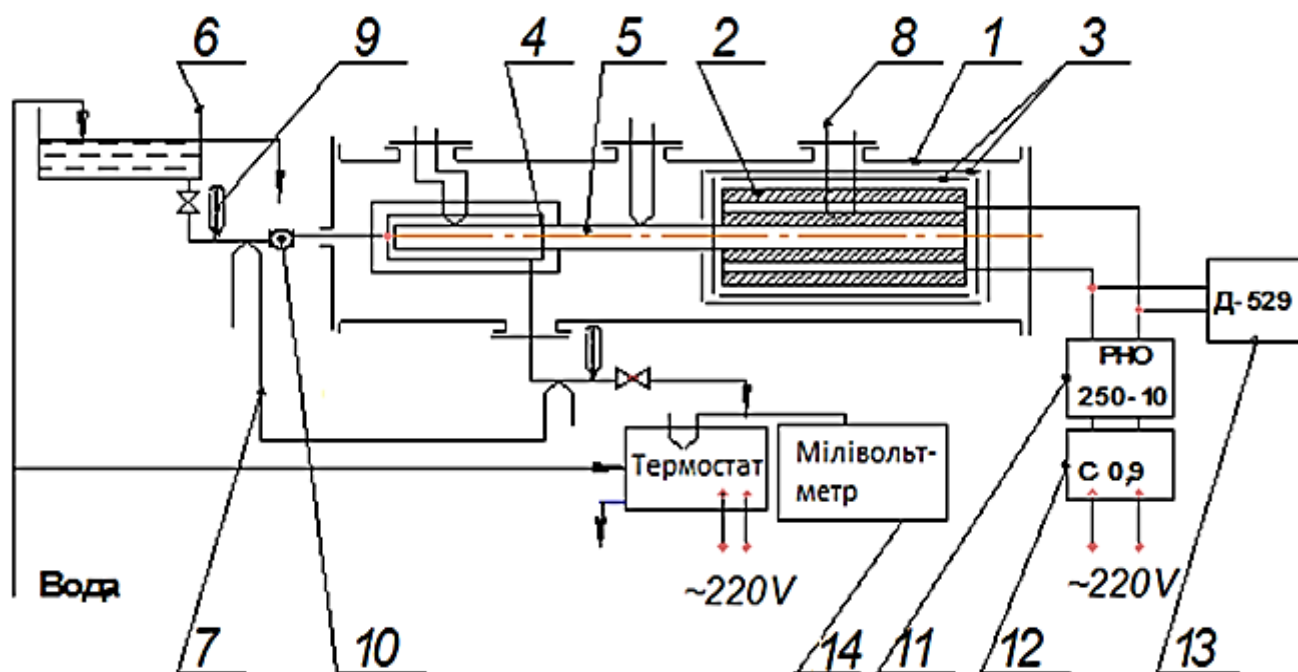


Рисунок 4.8 – Схема експериментальної установки для випробувань дослідних теплових труб та для досліджень їх теплофізичних характеристик:  
 1 – теплозахисна оболонка; 2 – електронагрівач; 3 – захисні екрани; 4 – кожух водяної системи охолодження; 5 – теплова труба; 6 – резервуар зі стабільним рівнем води; 7, 8 – термопари; 9 – ртутний термометр; 10 – витратомір; 11 – регулятор електронапруги; 12 – стабілізатор напруги; 13 – ватметр; 14 – цифровий мілівольтметр

- 2) вимірювання температур поверхонь ТТ: термопари 7, 8 і термометр 9, цифровий мілівольтметр 14;
- 3) забезпечення й вимірювання параметрів тепловідведення: кожух водяної системи охолодження 4, резервуар зі стабільним рівнем води 6, витратомір 10;
- 4) теплоізоляції: теплозахисна оболонка 1, захисні екрани 3.



Рисунок 4.9 – Загальний вигляд експериментальної установки, призначеної для досліджень характеристик теплових труб

4.1.5 В експериментах було досліджено одну ТТ з металоволокнистою капілярною структурою та вісім ТТ з композиційними волокнисто-порошковими капілярними структурами (трубу з МВКС було досліджено для порівняння з характеристиками інших теплових труб).

У табл. 4.2 представлено характеристики типів капілярних структур, з якими проводилися експерименти. Наведені у таблиці капілярні структури виготовлено з іржостійкої сталі (марка 9Х18Н10Т). Усі композиційні структури, досліджені у експериментах, – каркасного типу.

Таблиця 4.2 – Характеристики капілярних структур теплових труб

№ ТТ	Матеріал капілярної структури	Пористість КС, %	Товщина КС, мм
1	Волокно діаметром 50 мкм;	71	1
2	порошок 80 мкм	74	1
3	Волокно діаметром 30 мкм;	79	1
4	порошок 40 мкм	78	1
5	Волокно діаметром 50 мкм;	85	0,8
6	порошок 80 мкм	85	0,8
7	Волокно діаметром 30 мкм;	83	0,8
8	порошок 40 мкм	85	0,8
9	Волокно діаметром 80 мкм	89	0,8

4.1.6 Дослідження характеристик теплових труб (теплоносій – етанол) проводилося за наступною схемою:

1. Дослідний зразок теплової труби попередньо готували до випробувань. Для цього на зовнішній поверхні корпусу теплової труби по його довжині встановлювали ряд термопар: № 1 – поблизу електронагрівника; № 2 і № 3 – по довжині транспортної зони теплової труби; № 4 – поблизу водяного охолоджувача; № 5 – за водяним охолоджувачем (для розрахунків це значення не використовували). Таким чином, у процесі вимірів одержували розподіл температур по довжині теплової труби при різних значеннях підведеного до ТТ теплового потоку і при різному положенні ТТ у гравітаційному полі.

2. Після попередньої підготовки теплову трубу встановлювали у робоче положення і під'єднували пристрій водяного охолодження ділянки відведення теплоти від ТТ. При цьому забезпечували фіксоване значення витрати води, яка охолоджувала ТТ. Потім підмикали систему з електричним нагрівачем. Значення підведеного до теплової труби теплового потоку  $Q$  (Вт) змінювали в діапазоні 0-70 Вт за допомогою

лабораторного автотрансформатора з інтервалом зміни потужності 10 Вт. При встановленні теплової труби в положення "зона нагрівання ТТ – зверху" тепловий потік змінювали в діапазоні 0-20 Вт з інтервалом зміни потужності 5 Вт.

Випробування теплової труби здійснювали за наступних умов:

- 1) горизонтальне положення (кут нахилу теплової труби до горизонту складав не більше  $+1^{\circ}$ );
- 2) вертикальне положення ("нагрівання ТТ – знизу"; кут нахилу теплової труби до горизонту:  $\varphi = -90^{\circ}$ );
- 3) вертикальне положення ("нагрівання ТТ – зверху"; кут нахилу теплової труби до горизонту:  $\varphi = +90^{\circ}$ ).

3. Після досягнення тепловою трубою стаціонарного теплового режиму при певному значенні підведеного теплового потоку, що фіксували за показниками термопар, здійснювали наступні виміри: 1) підведеної потужності  $Q$  (Вт); 2) температури  $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) поверхні теплової труби; 3) температури  $t$  ( $^{\circ}\text{C}$ ) води на вході і виході з водяного охолоджувача.

4. Використовуючи одержані експериментальні дані, визначали значення термічних опорів випробовуваних теплових труб  $R_{\text{ТТ}}$  (відповідні формули і методика визначення наведені у [43, 55]). Дані експериментів і відповідних розрахунків наведено у підрозділі 4.3 дисертаційної роботи.

У процесі експериментів, крім зміни вищезазначених умов дослідів, змінювали також: 1) значення витрати охолоджувальної води; 2) температуру охолоджувальної води.

## **4.2 Формули для визначення максимальної теплопередавальної здатності теплових труб**

Розрахунки теплопередавальної здатності теплових труб  $Q_{\text{max}}$  є важливими у практиці розробки і конструювання реальних теплових труб хіміко-енергетичного призначення. Проаналізуємо відомі формули ряду авторів-дослідників ТТ, які можливо застосовувати в інженерній практиці. Для кожної формули побудуємо графічні залежності при однакових умовах роботи ТТ.

4.2.1 Формула Косторнова [36]: головною умовою є припущення, що діаметр парового каналу є набагато більшим за рівноважну величину середнього гідравлічного діаметра пор:

$$Q_{\max} = \frac{\pi \delta \cdot (\delta + d_{\Pi}) \cdot (\Pi - \Pi^*) (D_{\text{гидр}}^{\text{ривн}})^2}{4 (L_B + L_k + 2L_T) B^2} \cdot \frac{\sigma \rho r}{\mu} \cdot \left( \frac{1}{D_{\text{гидр}}^{\text{ривн}}} - \frac{1}{d_{\text{ЕФ}}} \right)$$

де  $\delta$  – товщина КС;

$d_{\Pi}$  – діаметр парового каналу у циліндричній ТТ;

$\Pi$  – пористість капілярної структури;

$\Pi^*$  – відносний об'єм пор у КС, що не приймає участі у транспорті теплоносія, в умовах повного насичення КС = 0;

$D_{\text{гидр}}^{\text{ривн}}$  – рівноважна величина середнього гідравлічного діаметра пор:

$$D_{\text{гидр}}^{\text{ривн}} = B \left( \frac{32K_{\text{КС}}}{\Pi - \Pi^*} \right)^{0.5}, \text{ де}$$

$B$  – ширина одиничної структурної величини КС (діаметр волокна);

$K_{\text{КС}}$  – коефіцієнт рідинної проникності повністю насиченої КС;

$L_B, L_k, L_T$  – відповідно довжини зон випаровування, конденсації і транспорту теплоносія ТТ;

$r$  – питома теплота пароутворення;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини;

$\rho_p$  – густина рідини;

$\mu_p$  – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини;

$d_{\text{ЕФ}}$  – ефективний діаметр пор КС.

На рис. 4.10 представлено графік залежності максимальної теплопередавальної здатності ТТ від коефіцієнта проникності КС для чотирьох оптимальних товщин КС (режим роботи термосифона):

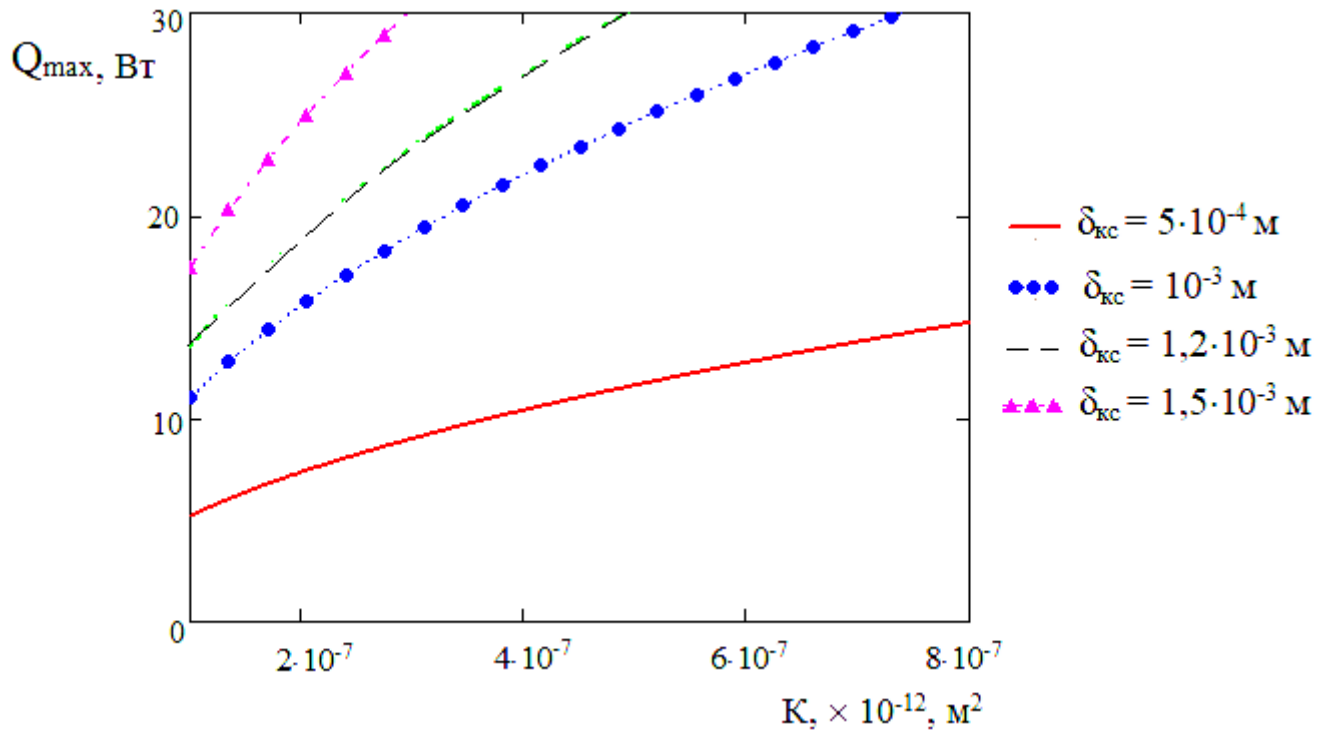


Рисунок 4.10 – Залежність  $Q_{\max}$  від коефіцієнта проникності КС ТТ за формулою Косторнова

Суттєвим недоліком формули Косторнова є відсутність умов для розрахунку впливу масових сил на роботу теплової труби, тому будь-які обчислення за даною формулою доцільно проводити лише для вертикального положення ТТ, коли зона конденсації знаходиться вище зони випаровування (положення термосифона).

4.2.2 Формула Вороніна і Сасіна [91] : головною умовою є припущення про відносну ізотермічність ТТ, тобто градієнт температури по довжині ТТ – набагато менший у порівнянні з загальним температурним рівнем роботи:

$$Q_{\max} = \frac{\frac{2\sigma}{R(L_s)} - \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi}{(L_K + 2L_T + L_B) \cdot \left( \frac{\mu_p}{2 \cdot K_{KC} \cdot \rho_p \cdot F_\phi \cdot r} + \frac{16 \cdot \mu_{II}}{\rho_{II} \cdot d_{II}^2 \cdot F_{II} \cdot r} \right)},$$

де  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини-теплоносія;

$R(L_0)$  – радіус пор у зоні випаровування, або мінімальний радіус пор;

$\rho_p$  – густина рідини-теплоносія;  $g$  – прискорення вільного падіння;

$L_{TT}$  – довжина теплової труби;  $\sin \varphi$  – синус кута нахилу ТТ до обрію;

$L_B, L_K, L_T$  – відповідно довжини зон випаровування, конденсації і транспорту теплоносія ТТ;  $\mu_p$  – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини-теплоносія;

$K_{KC}$  – коефіцієнт рідинної проникності повністю насиченої КС;

$F_\phi$  площа перерізу поверхні фазового переходу  $= \pi R_{зовн}^2$

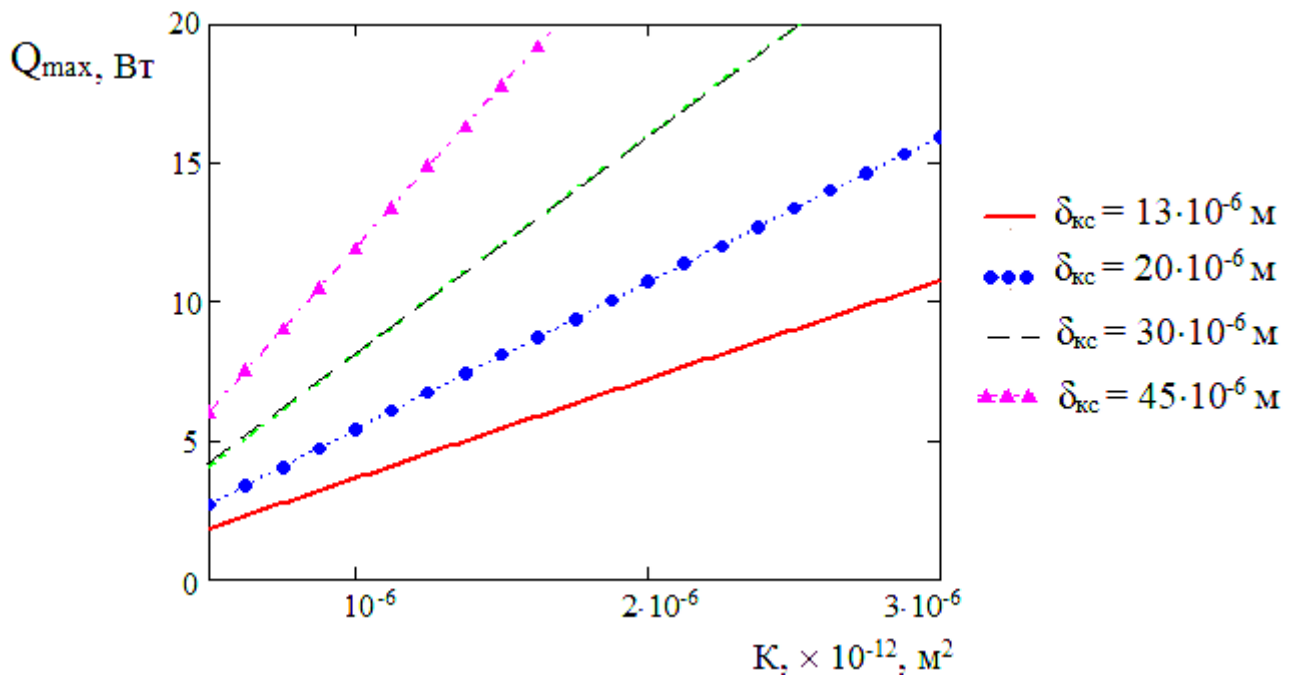
(без урахування товщини корпусу ТТ);

$r$  – питома теплота пароутворення;  $\mu_n$  – динамічний коефіцієнт в'язкості пари;

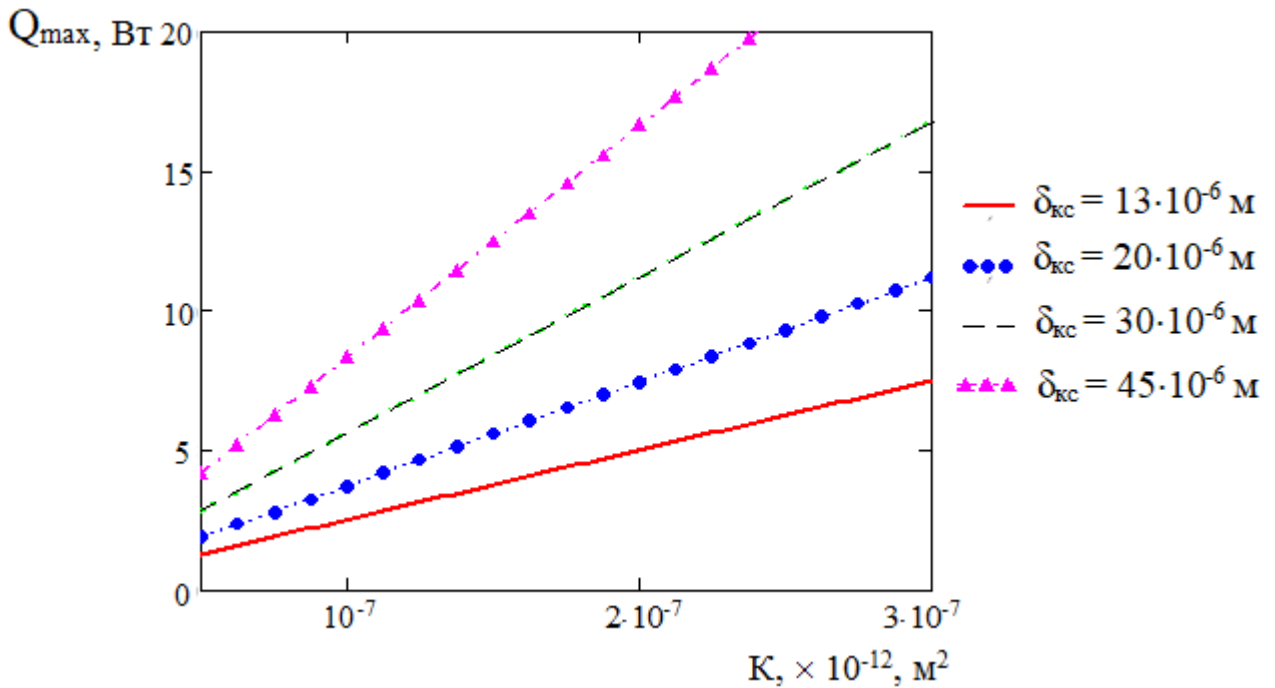
$\rho_n$  – густина пари;  $d_n$  – діаметр парового каналу;

$F_n$  – площа перерізу парового каналу.

Для режиму роботи ТТ у вертикальному положенні (режим ТС – рис. 4.11, а) і при нульовому куті нахилу ТТ до обрію (режим ТТ – рис. 4.11, б) номограми є результатом розрахунків за вищенаведеними формулами і мають наступний вигляд:



а)



б)

Рисунок 4.11 – Залежність  $Q_{\max}$  від коефіцієнта проникності (при різній товщині КС) для режиму ТС (а) та для режиму ТТ (б) за формулою Вороніна і Сасіна

4.2.3 Формула Семени, Гершуні [10] (за умови перепаду тиску у паровому каналі, визначеного для ламінарного одномірного потоку, для вставної КС):

$$Q_{\max} = r \left( \frac{4 \cdot \sigma \cdot \cos \Theta}{d_{\text{ЕФ}}} - \rho_p \cdot g \cdot L_{\text{ТТ}} \cdot \sin \varphi \right) / L_{\text{ТТ}} \left( \frac{\mu_p}{K_{\text{КС}} \cdot F_{\text{КС}} \cdot \rho_p} + \frac{32 \cdot \mu_n}{d_n^2 \cdot F_n \cdot \rho_n} \right), \quad (4.3)$$

де  $r$  – питома теплота пароутворення;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини-теплоносія;

$\cos \Theta$  – косинус крайового кута змочування рідини-теплоносія;

$d_{\text{ЕФ}}$  – ефективний діаметр пор КС;

$\rho_p$  – густина рідини-теплоносія;

$g$  – прискорення вільного падіння;

$L_{\text{ТТ}}$  – довжина теплової труби;

$\sin \varphi$  – синус кута нахилу ТТ до обрїю;

$\mu_p$  – динамічний коефіцієнт в'язкості рідини-теплоносія;

$K_{КС}$  – коефіцієнт рідинної проникності повністю насиченої КС;

$F_{КС}$  – площа перерізу КС;

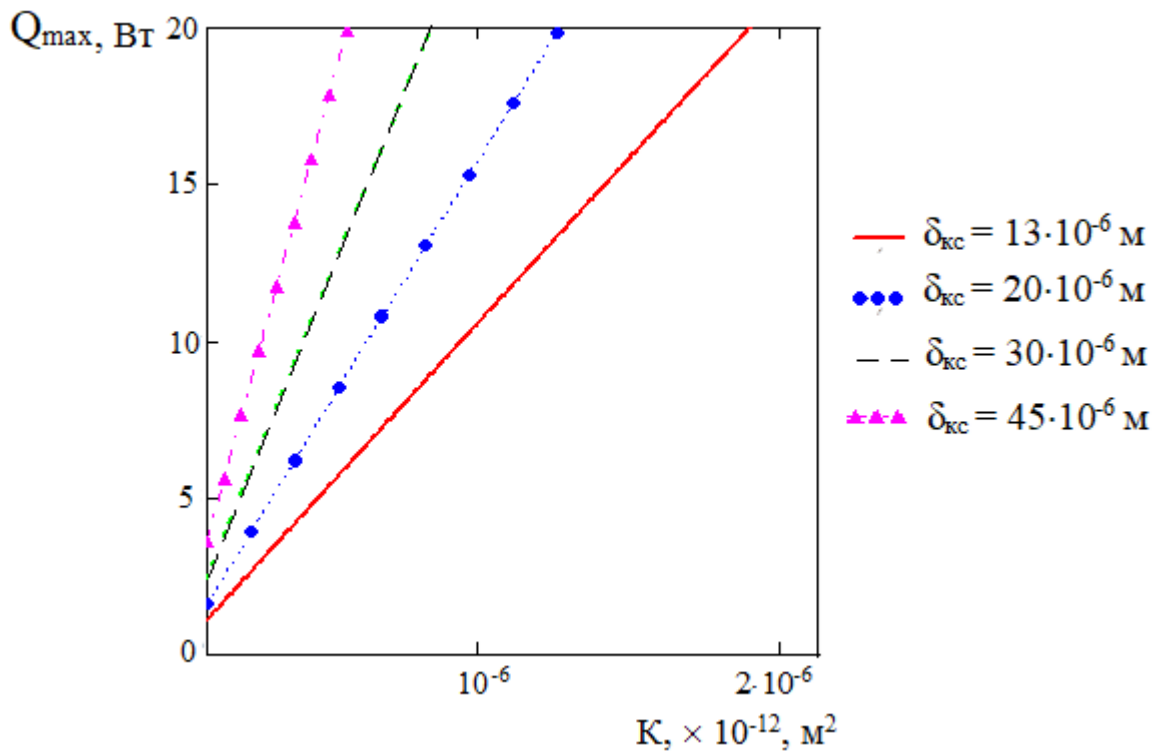
$\mu_n$  – динамічний коефіцієнт в'язкості пари;

$d_n$  – діаметр парового каналу;

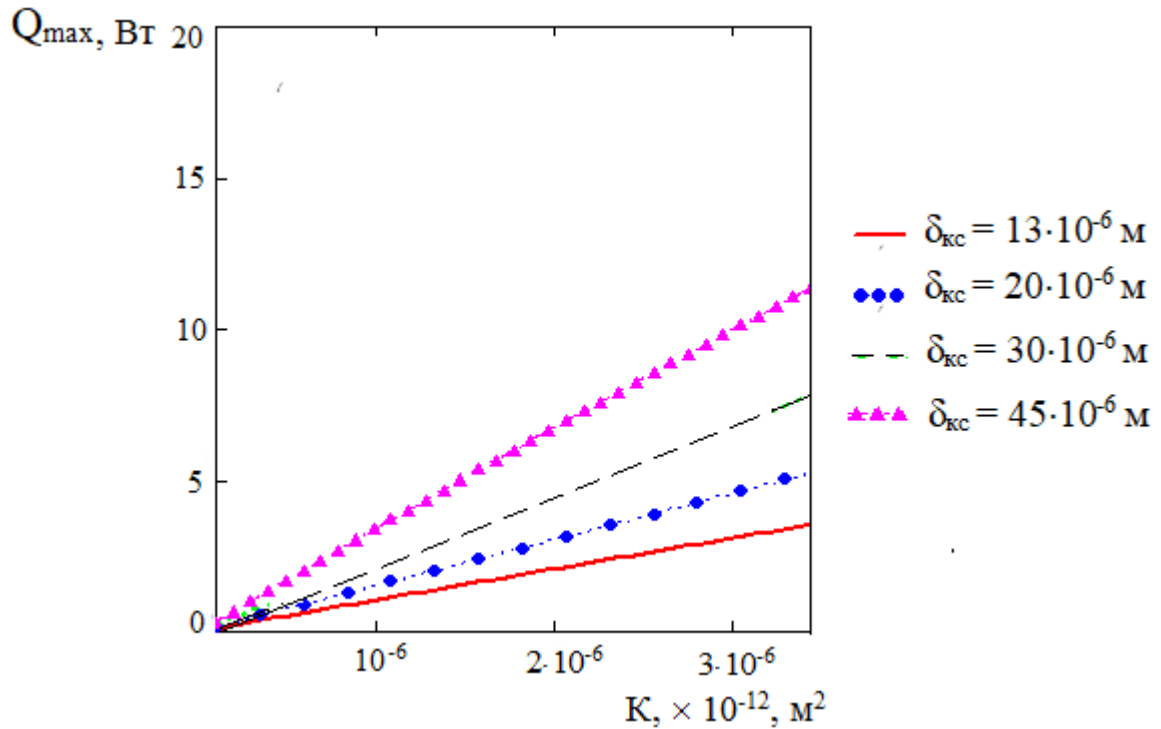
$F_n$  – площа перерізу парового каналу;

$\rho_n$  – густина пари.

Для режиму роботи у вертикальному положенні (режим ТС – рис. 4.12, а) і при нульовому куті нахилу ТТ до обр'ю (режим ТТ – рис. 4.12, б) розрахункові номограми мають наступний вигляд:



a)



б)

Рисунок 4.12 – Залежність  $Q_{\max}$  від коефіцієнта проникності (при різній товщині КС) для режиму ТС (а) та для режиму ТТ (б) за формулою Семени і Гершуні

4.2.4 Формула авторів [33]: головною умовою досягнення ідеального змочування ( $\cos\Theta=1$ ):

$$Q_{\max} = 2 \cdot \frac{\sigma \cdot \rho_l \cdot \Delta h_v}{\eta_l} \cdot \frac{K_{KC} \cdot A}{r_\sigma \cdot Z_{eff}},$$

де  $\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу рідини-теплоносія;

$\rho_l$  – густина рідини;  $\Delta h_v$  – теплота фазового переходу;

$\eta_l$  – динамічна в'язкість рідини;

$K_{KC}$  – коефіцієнт проникності КС;

$A = F_{KC}$  – площа перерізу МВКС;

$r_\sigma = R_{\min}$  – мінімальних радіус капілярів КС;

$Z_{eff}$  – ефективна довжина теплової труби (без урахування товщини корпусу ТТ).

На рис. 4.13 представлено графік залежності максимальної теплопередавальної здатності ТТ від коефіцієнта проникності КС для чотирьох оптимальних товщин КС (режим роботи термосифона). Аналогічно до моделі Косторнова, головним недоліком розрахунку  $Q_{\max}$  за [33] є відсутність врахування впливу кута нахилу на роботу теплової труби. Тому будь-які обчислення за даною формулою доцільно проводити лише для вертикального положення ТТ, коли зона конденсації знаходиться вище зони випаровування (положення «термосифон»).

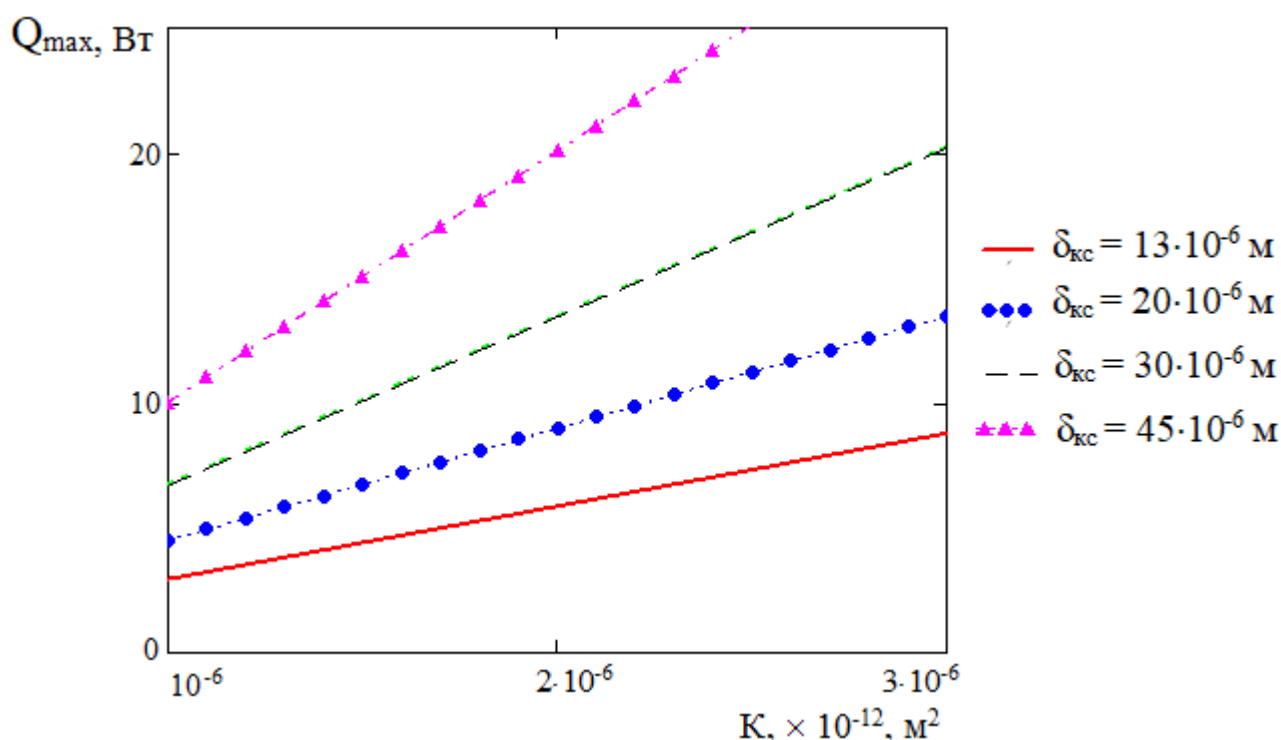


Рисунок 4.13 – Залежність  $Q_{\max}$  від коефіцієнта проникності для режиму ТТ за формулою з [33]

Аналіз гідродинамічного балансу тисків у тепловій трубі, умовою якого є застосування формули (1.1), дає можливість отримати формулу для розрахунків теплопередавальної здатності теплових труб. Оскільки для низькотемпературних ТТ втрати у паровому потоці  $\Delta p_n$  є малими, а інерційні втрати  $\Delta p_{in}$  – взаємно скомпенсованими (у нашому випадку вони дорівнюють нулю), то рівняння балансу тисків зводиться до вигляду:

$$\Delta p_{pk} = \Delta p_p + \Delta p_m = \frac{\mu_p w L_E}{K_{kc}} + \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi,$$

де  $L_E$  – еквівалентна довжина шляху фільтрації;

$K_{kc}$  – коефіцієнт проникності КС;

$L_{TT}$  – довжина ТТ;

$\sin \varphi$  – кут нахилу ТТ відносно горизонту;

$w$  – швидкість фільтрації рідини:  $w = \frac{Q_{\max}}{r F_{kc} \rho_p}$

Тоді:

$$\Delta p_{pk} = \frac{\mu_p Q_{\max} L_E}{K_{kc} r \cdot F_{kc} \rho_p} + \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi \Rightarrow Q_{\max} = \frac{(\Delta p_{pk} - \rho_p \cdot g \cdot L_{TT} \cdot \sin \varphi) K_{kc} r \cdot F_{kc} \rho_p}{\mu_p L_E}$$

Очевидно, що на величину максимальної теплопередавальної здатності ТТ суттєво впливають масові сили, тобто: має бути враховано вплив кута нахилу теплової труби до обрію. Серед розглянутих вище формул такими є моделі Вороніна, Сасіна та Семени, Гершуні. Формула Семени і Гершуні (4.3) була підтверджена експериментальними дослідженнями, які проводилися з металоволокнистими матеріалами у якості капілярних структур ТТ. Тому в наших подальших розрахунках  $Q_{\max}$  ТТ ми використовуємо саме формулу (4.3).

### 4.3 Результати експериментів із досліджуваними тепловими трубами

Згідно з програмою робіт було проведено експерименти із досліджуваними зразками теплових труб (ТТ № 1 – ТТ № 9). На основі проведених експериментів отримано ряд графічних залежностей, що ілюструють особливості впливу структурних характеристик «композиційних» КС нових типів на фізико-технічні характеристики ТТ. Отримані експериментальні дані є важливими для інженерної практики розробки і конструювання ТТ з новими типами ефективних КС.

На рис. 4.14 – 4.31 представлено результати досліджень теплових труб низькотемпературного діапазону з моноволокнистими і композиційними волокнисто-порошковими КС. Основні характеристики КС представлено в табл. 4.2. Параметри досліджених ТТ – наступні: діаметр ТТ – 10x1 мм, довжина ТТ – 294 мм, довжина зони нагрівання  $L = 35$  мм, довжина зони охолодження  $l = 80$  мм; пористість волокнистих КС  $P = 71-89\%$ , робоча рідина-теплоносій – етанол.

Теплові труби досліджено у трьох робочих положеннях: 1) зона нагрівання – внизу ТТ; 2) ТТ розташована горизонтально; 3) зона нагрівання – угорі ТТ.

У першій серії експериментів досліджено теплову трубу № 9 з капілярною структурою, виготовленою лише зі сталевих іржостійких волокон. Першу експериментальну точку отримували за показами термопари, встановленої на початку транспортної зони після нагрівача. Робочий спай термопари щільно контактував з металевою поверхнею корпусу ТТ. Термопари № 2 і № 3 було встановлено на поверхні транспортної зони, на відстані ~30 мм і 60 мм від термопари № 1. Термопару № 4 встановлювали наприкінці транспортної зони, поруч з корпусом водяного охолоджувача.

Результати досліджень характеристик ТТ № 9 представлено на рис. 4.14 – 4.16 у вигляді залежності  $t = f(Q)$ . Наступні результати досліджень представлено в аналогічному вигляді.

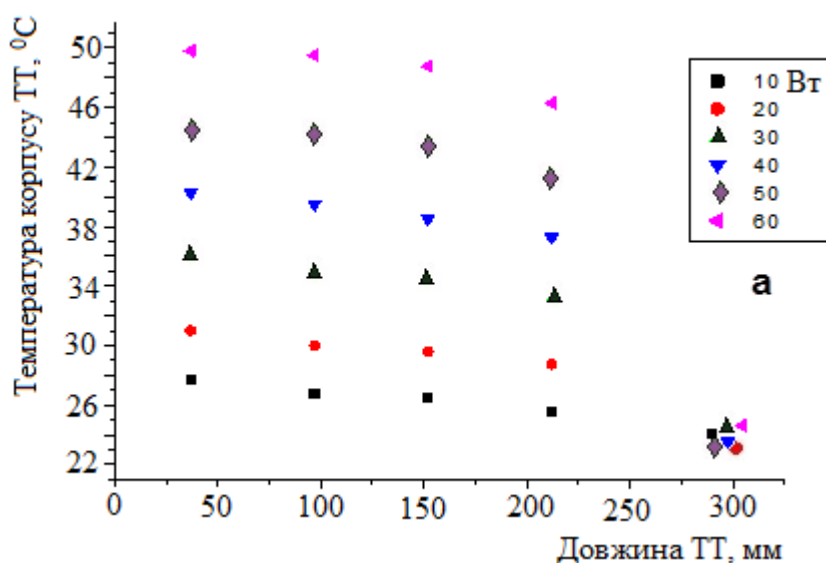


Рисунок 4.14 – Зміна температури по довжині ТТ № 9 (з волокнистою КС) в залежності від теплованавантаження. Режим роботи ТТ – «термосифон»

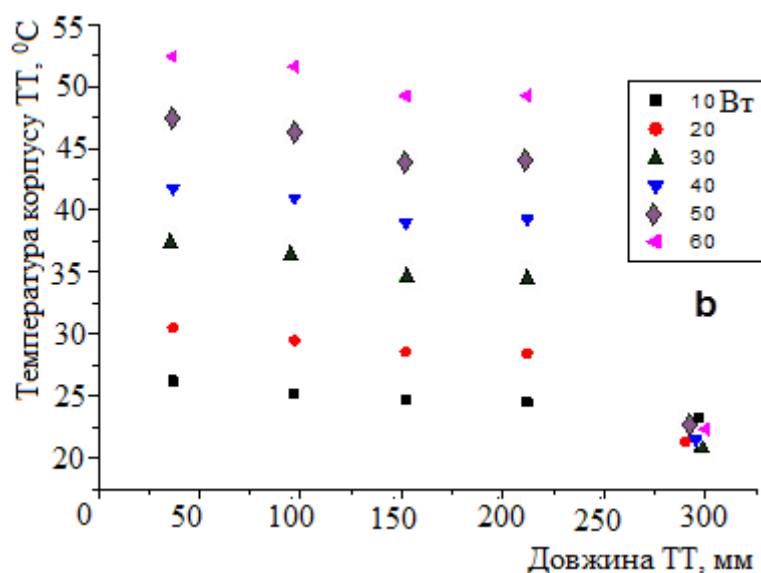


Рисунок 4.15 – Зміна температури по довжині ТТ № 9 (з волокнистою КС) в залежності від тепловантаження. ТТ – в горизонтальному положенні

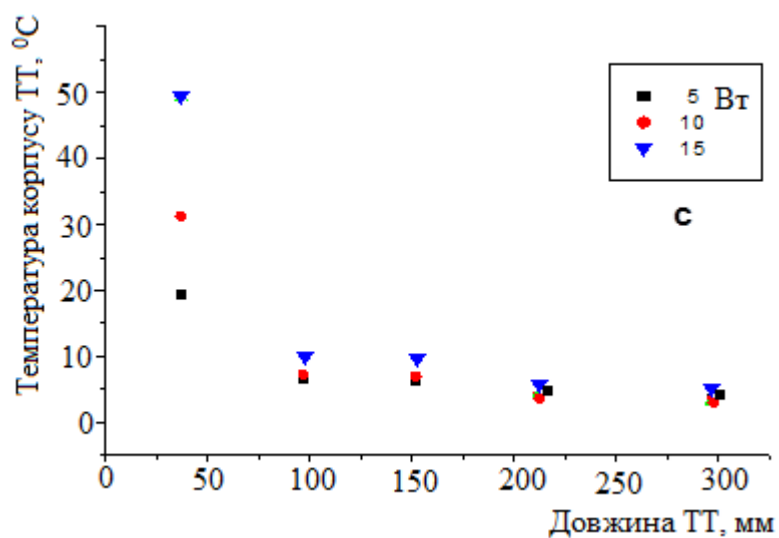


Рисунок 4.16 – Зміна температури по довжині ТТ № 9 (МВКС) в залежності від тепловантаження. ТТ у «перевернутому» вертикальному положенні (протидія сил гравітації)

На рисунках 4.17 – 4.19 представлено результати досліджень двох ТТ із композиційними КС (№ 1 і № 2) із незначними відмінностями характеристик їх капілярних структур. ТТ мали пористі структури з пористістю 71 % та 74 % відповідно.

Результати експериментів засвідчили, що в положенні «термосифону» при розташуванні зони нагрівання внизу та у горизонтальному положенні досліджувані теплові труби забезпечують стійкий і стабільний рівень роботи. Рівень температур транспортної зони знаходиться у діапазоні, подібному до температурного діапазону теплових труб з металоволокнистими КС.

У положеннях ТТ з наявністю протидії силам гравітації вищезазначені теплові труби забезпечують вищі значення теплового потоку, тобто характеризуються кращою теплопередавальною здатністю ( $Q_{\max} = \sim 25$  Вт), порівняно з тепловими трубами, що мають моноволокнисті капілярні структури. Останні здатні передавати кількості тепла (потужність) лише до 15 Вт. Цей факт можна пояснити присутністю порошкового компонента у волокнистій капілярній структурі, що призводить до більшої щільності структурних одиниць КС. Відтак забезпечуються більші діапазони зміни величини пор у зонах нагрівання і охолодження, а в цілому – зменшення розмірів пор по всій довжині ТТ. Завдяки цьому факту в таких КС виникають більші сили Лапласа, ніж у моноволокнистих КС. Останній факт забезпечує стабільну циркуляцію рідин-теплоносіїв і, відповідно, кращу роботу ТТ.

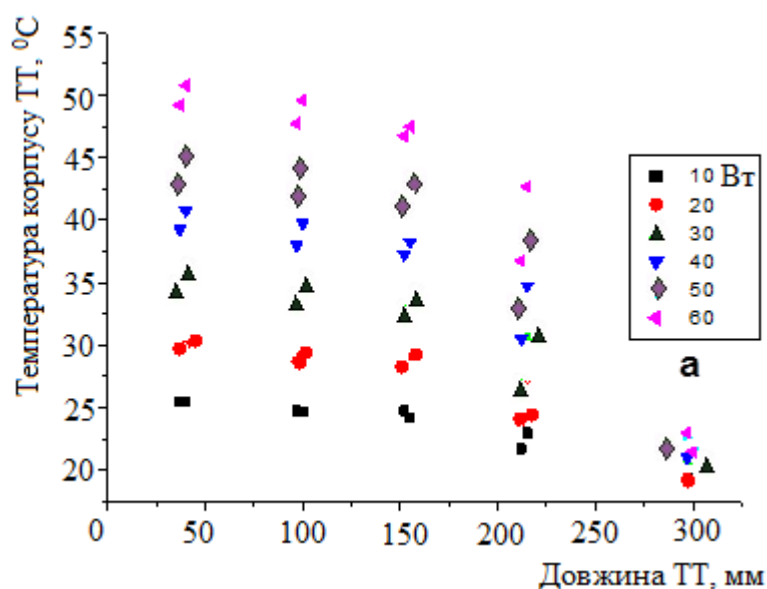


Рисунок 4.17 – Зміна температури по довжині ТТ № 1 і ТТ № 2 (з композицій ними КС) в залежності від теплонавантаження. Режим ТТ – «термосифон»

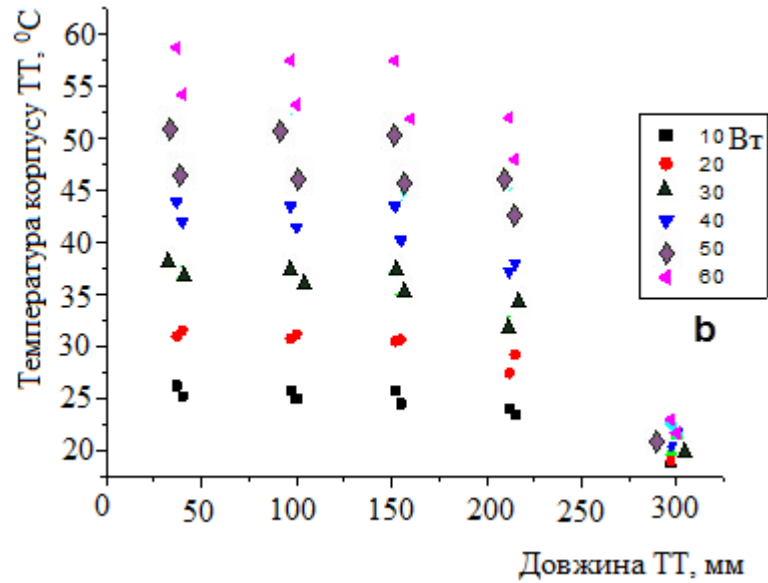


Рисунок 4.18 – Зміна температури по довжині ТТ № 1 і ТТ № 2 (з композиційними КС) в залежності від теплонавантаження. ТТ розташовано у горизонтальному положенні

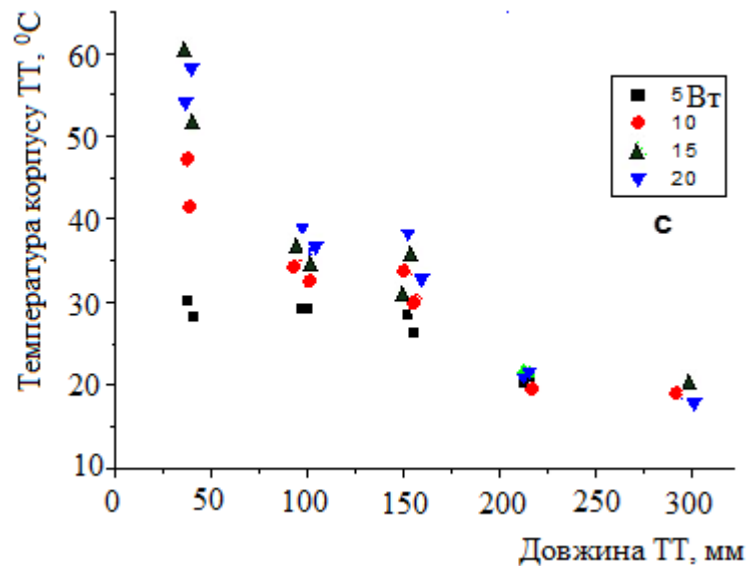


Рисунок 4.19 – Зміна температури по довжині ТТ № 1 і ТТ № 2 (з композиційними КС) в залежності від теплонавантаження. ТТ розташовано у «перевернутому» вертикальному положенні (протидія сил гравітації), зона нагрівання розташована вгорі

На рис. 4.20 – 4.22 представлено результати досліджень ТТ № 3 і №4 з незначними відмінностями характеристик їх капілярних структур. Як випливає з таблиці характеристик, такі ТТ мають капілярні структури з дещо більшими значеннями пористості (79% і 78% відповідно); при цьому їх структурними елементами КС є волокна і порошки. Незначне збільшення температури по довжині теплових труб спостерігається у результаті зменшення проникності таких КС при їх розташуванні у горизонтальному положенні. Відповідно, у результаті зменшення ефективного діаметра пор спостерігається певна тенденція до зниження температури по довжині теплової труби, у режимі протидії гравітаційних сил.

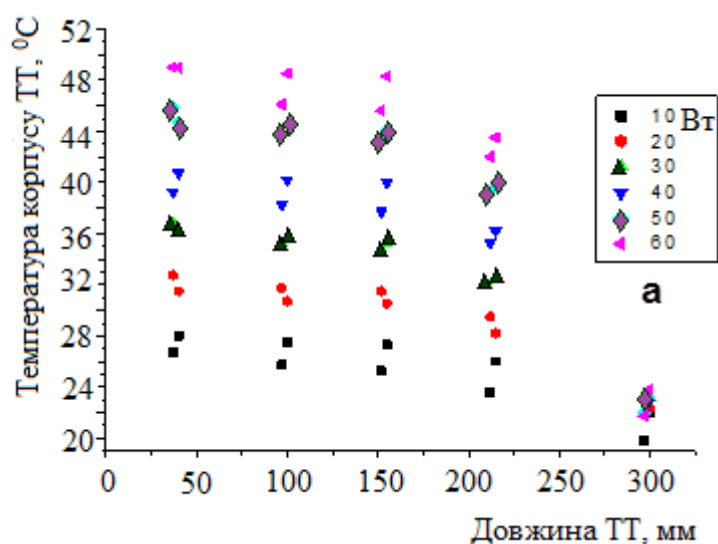


Рисунок 4.20 – Зміна температури по довжині ТТ № 3 і ТТ № 4 (з композиційними КС) в залежності від теплонавантаження. Режим «термосифону»

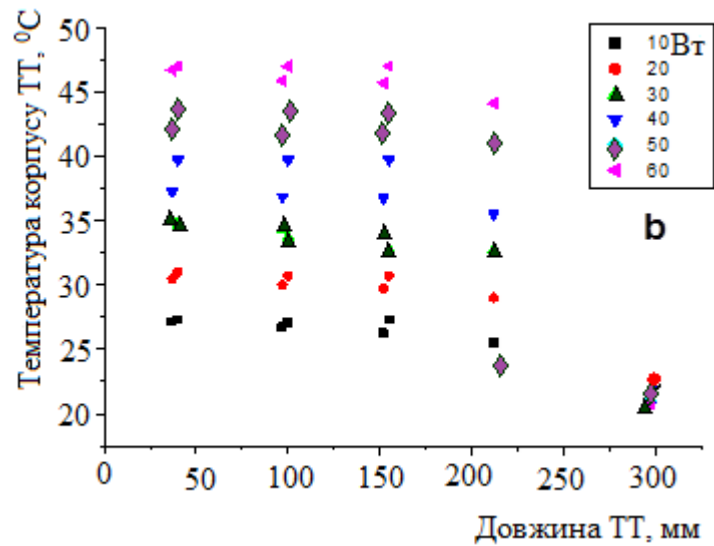


Рисунок 4.21 – Зміна температури по довжині ТТ № 3 і ТТ № 4 (з композиційними КС) в залежності від тепловантаження. ТТ розташовані горизонтально

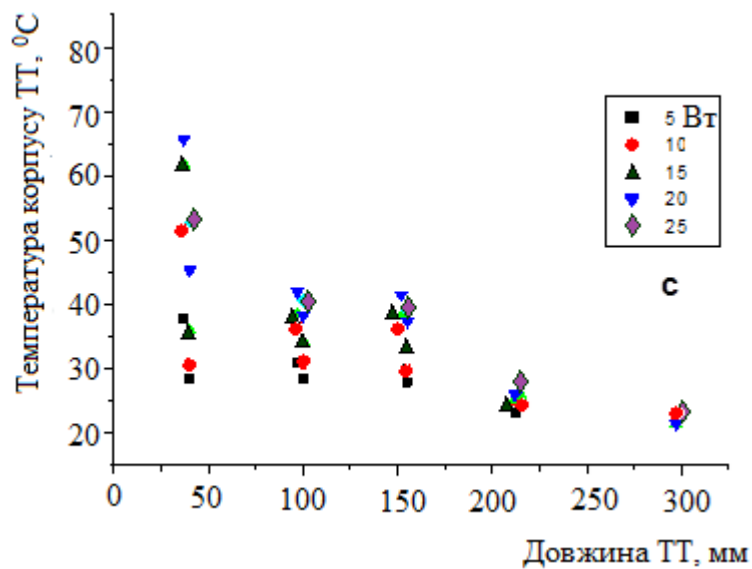


Рисунок 4.22 – Зміна температури по довжині ТТ № 3 і ТТ № 4 (з композиційними КС) в залежності від тепловантаження. ТТ розташовано у «перевернутому» вертикальному положенні (протидія силам гравітації); зона нагрівання ТТ розташована вгорі

На рис. 4.23 – 4.25 представлено результати досліджень ТТ № 5, № 6. КС ТТ виготовлено з максимальними значеннями пористості ( $\Pi = \sim 85\%$ ).

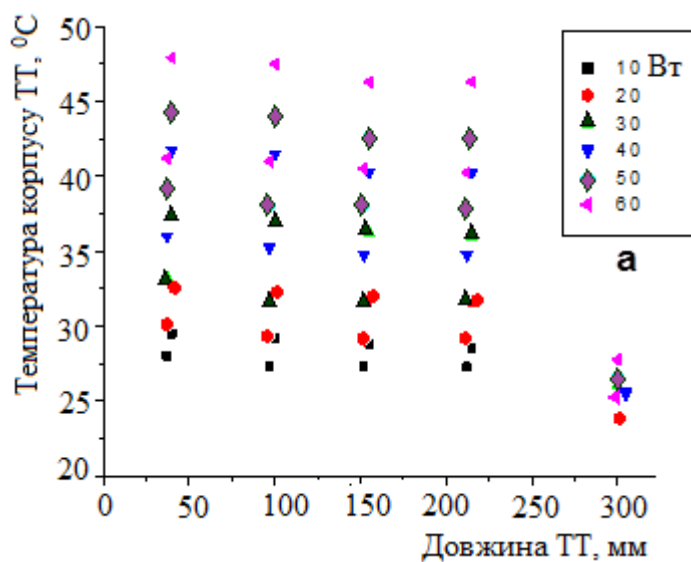


Рисунок 4.23 – Зміна температури по довжині ТТ № 5 і ТТ № 6 (з композиційними КС) в залежності від тепловантаження. Режим ТТ – «термосифон»

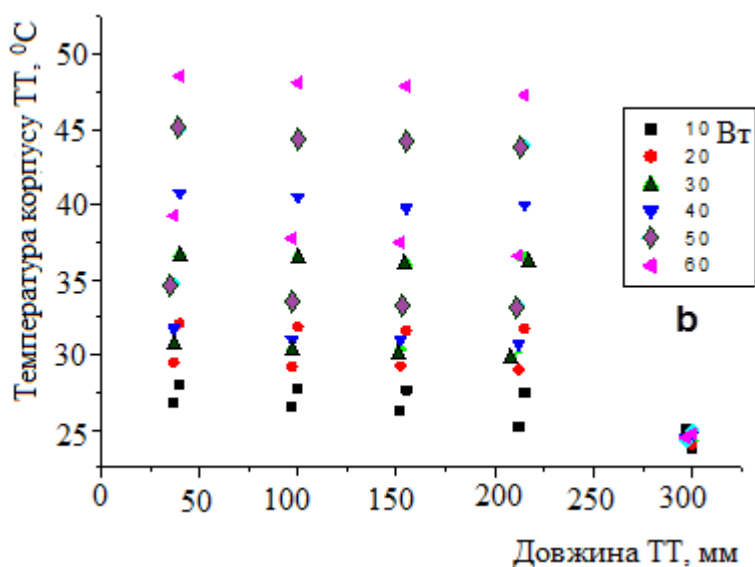


Рисунок 4.24 – Зміна температури по довжині ТТ № 5 і ТТ № 6 (з композиційними КС) в залежності від тепловантаження, горизонтальне положення

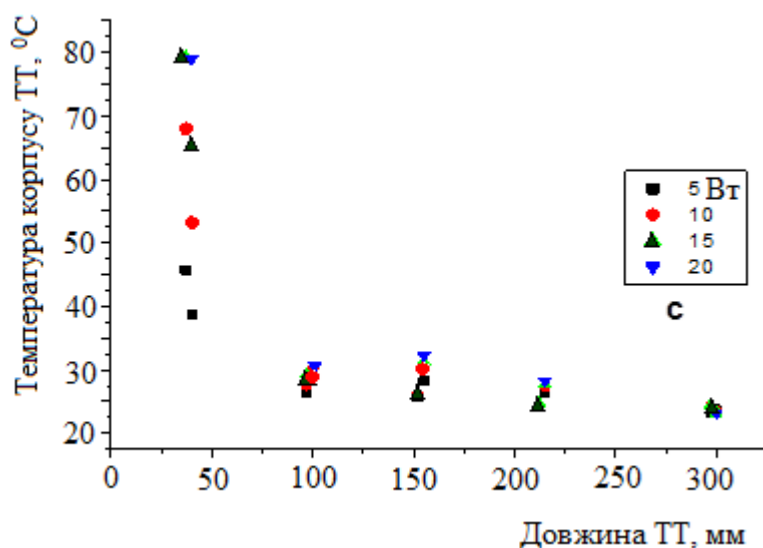


Рисунок 4.25 – Зміна температури по довжині ТТ № 5 і ТТ № 6 (з композиційними КС) в залежності від тепловантаження, «перевернуте» вертикальне положення (протидія силам гравітації); зона нагрівання розташована вгорі

На рис. 4.26 – 4.28 представлено результати досліджень ТТ № 7 та № 8. Максимальні значення пористості КС – 85 %.

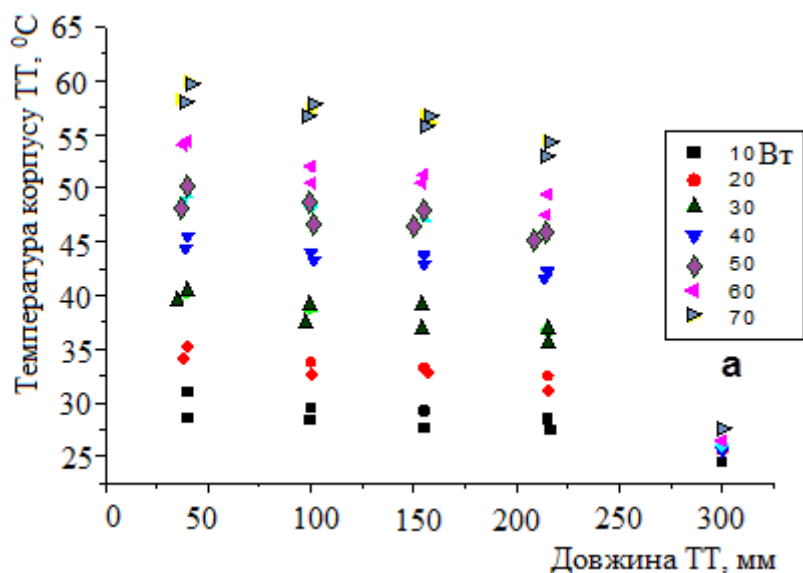


Рисунок 4.26 – Зміна температури по довжині ТТ № 7 і ТТ № 8 (з композиційними КС) в залежності від тепловантаження. Режим ТТ – «термосифон»

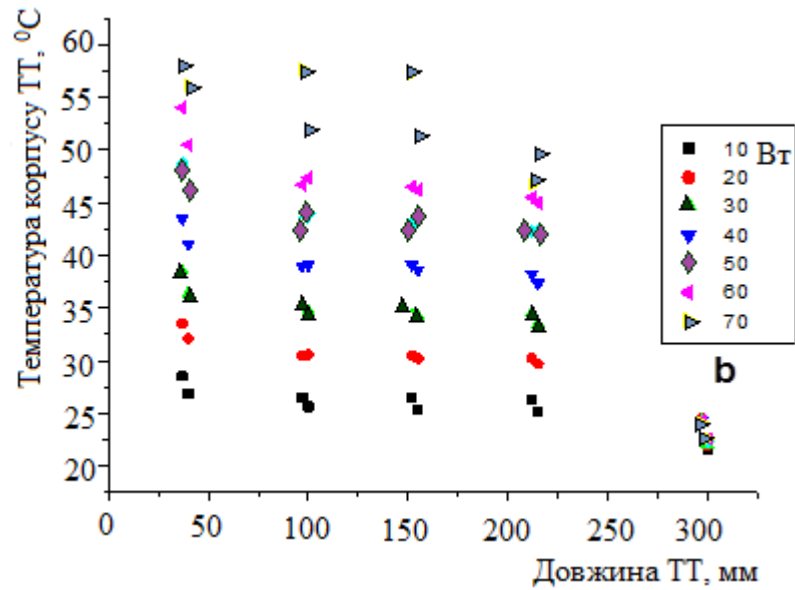


Рисунок 4.27 – Зміна температури по довжині ТТ № 7 і ТТ № 8  
(з композиційними КС) в залежності від теплонавантаження.  
Режим ТТ – горизонтальне положення

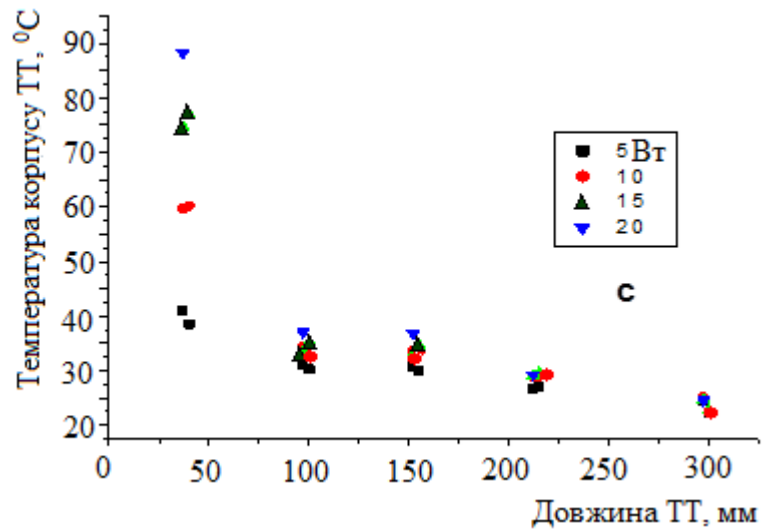


Рисунок 4.28 – Зміна температури по довжині ТТ № 7 і ТТ № 8  
(з композиційними КС) в залежності від  
теплонавантаження.  
Режим ТТ – перевернуте вертикальне положення  
(проти дія сил гравітації); зона нагрівання – вгорі

Термічний опір теплових труб було обчислено як відношення перепаду температур по довжині транспортної зони ТТ до величини теплового потоку. Графіки залежностей термічного опору досліджених ТТ від величини теплового потоку зображено на рис. 4.29 – 4.31. Зі збільшенням теплового потоку  $Q$  величина термічного опору ТТ зменшувалася, що можна пояснити збільшенням рівней інтенсивності теплообміну. Як свідчать результати досліджень, термічні опори теплових труб з композиційними (ТТ1 – ТТ8) і металоволокнистими (ТТ9) КС є співмірними.

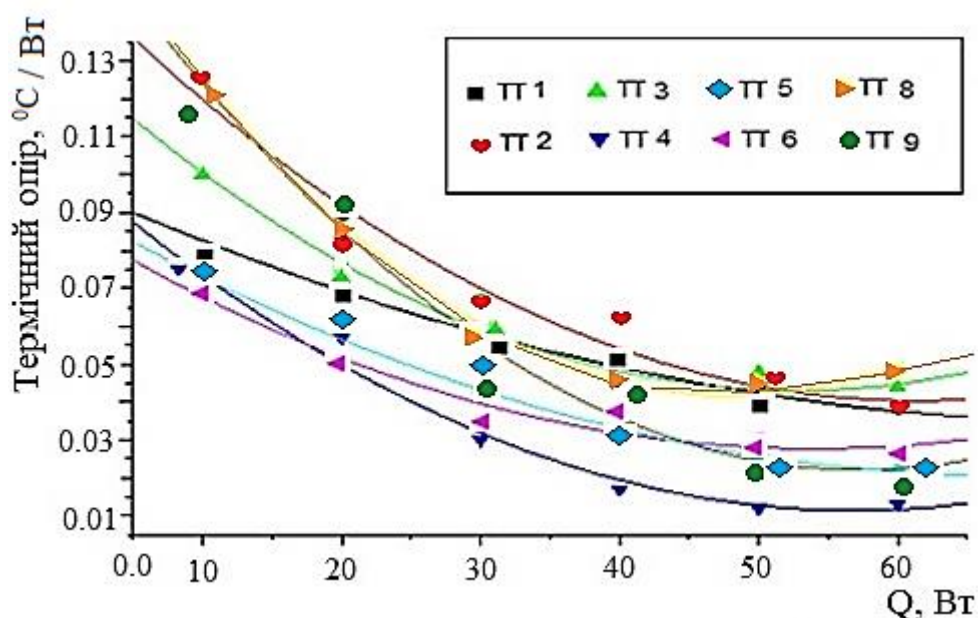


Рисунок 4.29 – Залежність термічних опорів транспортної зони ТТ від величини теплового потоку  $Q$ . Положення ТТ у просторі вертикальне, «режим термосифона» (зона нагрівання – нижче зони охолодження)

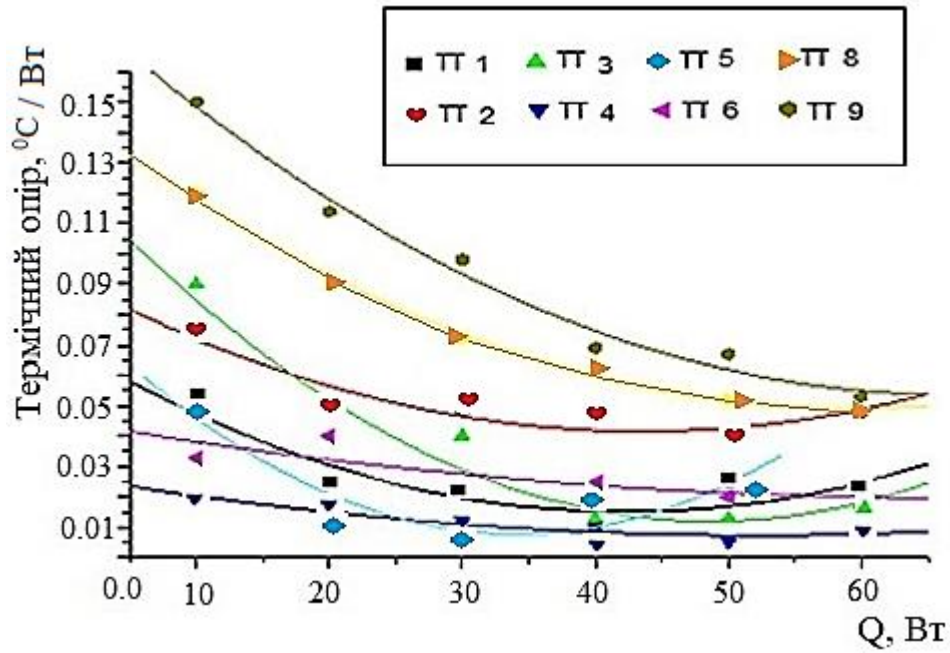


Рисунок 4.30 – Залежність термічного опору транспортної зони ТТ від величини теплового потоку  $Q$ . Положення ТТ у просторі – горизонтальне

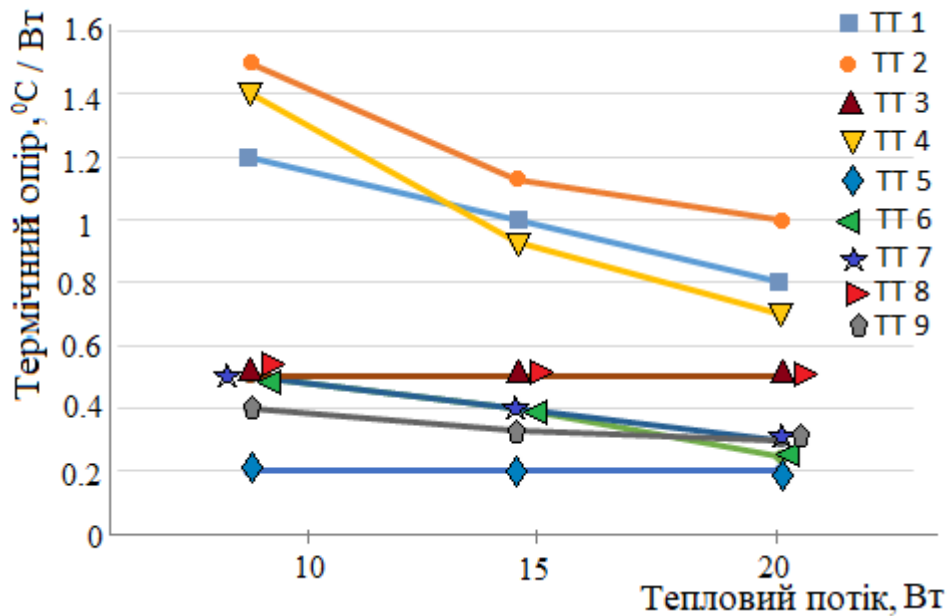


Рисунок 4.31 – Залежність термічного опору транспортної зони ТТ від величини теплового потоку  $Q$ . Положення ТТ у просторі – «перевернуте» (зона нагрівання вища, ніж зона охолодження; ТТ працює в умовах протидії гравітації)

У літературі з теплових труб [10, 33, 91, 92] наведено ряд формул, призначених для розрахунків максимальних теплових потоків  $Q$  (Вт), які здатні передавати ТТ при різних положеннях у гравітаційному полі. Найбільш прийнятною щодо умов досліджень, виконаних автором, є формула Семени і Гершуні (4.3), наведена у підрозділі 4.2 даної дисертації. За її допомогою у роботі були обчислені чисельні показники теплопередавальної здатності досліджених теплових труб.

У горизонтальному положенні та у положенні «термосифону» теплові труби з композиційними структурами забезпечують стабільне функціонування у діапазоні теплових потоків до 70 Вт, причому значення термічних опорів таких труб є близькими до аналогічних значень термічних опорів ТТ із моноволокнистими структурами. У положенні, коли зона нагрівання ТТ розташована вище, ніж зона конденсації, композиційні капілярні структури забезпечують стабільне функціонування для значень теплових потоків до  $\sim 25$  Вт. Це значення є вищим, ніж у ТТ з власне металоволокнистими капілярними структурами, які стабільно функціонують при теплових потоках до 15 Вт. Таким чином, композиційні КС є більш ефективними, ніж моноволокнисті КС, особливо для випадків «важких» станів (розташувань) теплових труб у гравітаційному просторі (в земних умовах).

Результати розрахунків підтверджують той факт, що високопористі структури забезпечують передачу відносно великих теплових потоків при положеннях ТТ, близьких до горизонтального. Структури із середньою пористістю ( $\sim 40\%$ ), у порівнянні з високопористими КС, краще працюють у «важких» положеннях «нагрівання ТТ – угорі». Необхідно зазначити, що розрахунки за формулою (4.3) засновані на припущенні про повне насичення рідиною капілярної структури ТТ. У реальних умовах функціонування ТТ з КС може мати місце часткове осушення КС (у випадку розташування зони нагрівання ТТ вище зони її охолодження).

ТТ із застосуванням композиційних КС можуть бути більш перспективними, ніж ТТ з МВКС у різних сферах промисловості, наприклад, у авіації і космосі. Прикладом ТТ з двома зазначеними типами КС у хімічному та енергетичному машинобудуванні можуть бути сушарки та теплотрубно обігрівачі [93] (Додаток Г).

## ВИСНОВКИ ДО РОЗДІЛУ 4

Новий тип пористих волокнисто-порошкових композиційних матеріалів характеризується високою капілярно-транспортною здатністю і перевершує моноволокнисті матеріали за швидкістю та висотою піднімання етанолу при роботі структур проти сил гравітації.

Композиції, що містять шар з волокон  $\varnothing 50$  мкм та шар з порошку з дисперсністю 80 мкм, пористістю 67,5 %, у яких найкраще поєднуються характеристики проникності і розмірів пор, перевершують за висотою піднімання рідини (етанол) при роботі проти сил гравітації моноволокнисті пористі структури у 2 рази.

Проведені експерименти по визначенню термічного опору восьми теплових труб з композиційним типом КС та порівняння їх з ТТ з моноволокнистою КС [94-96] підтвердили доцільність розробки і створення капілярних структур шляхом поєднання волокнистих і порошкових структурних елементів.

Виконаний цикл експериментальних досліджень ТТ з композиційними КС показав: при роботі в горизонтальному положенні вони не поступаються за основними характеристиками (максимальною теплопередвальною здатністю  $Q_{\max}$  (Вт) і термічним опором  $R_{\text{ТТ}}$  (К/Вт) тепловим трубам з найбільш ефективними волокнистими капілярними структурами і на 30% перевершують останні при роботі проти сил гравітації [97-99].

Отримані результати дозволяють створювати теплові труби з поліпшеними і керованими структурними і теплофізичними характеристиками у порівнянні з існуючими ТТ на основі капілярних структур традиційних типів.

## ВИСНОВКИ

1. У результаті проведеного літературного аналізу фізико-технічних характеристик теплових труб та їх різновидів – термосифонів надано стислу інформацію стосовно металевих пористих матеріалів, які можуть застосовуватися в якості капілярних структур у теплових трубах; надано відомості щодо теплофізичних та гідродинамічних властивостей труб із зазначеними капілярними структурами. Поставлено завдання порівняти показники ефективності теплових труб з моноволокнистими і композиційними волокнисто-порошковими матеріалами, оцінити доцільність застосування останніх у якості капілярних структур теплових труб.

2. Проведено експериментальні дослідження щодо визначення температурних напорів початку кипіння  $\Delta t_{\text{пз}}$  та коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  при кипінні води на металоволокнистих пористих поверхнях. Створено багатофакторну залежність для визначення  $\Delta t_{\text{пз}}$  на основі відомих структурних характеристик пористих матеріалів, спрощено формули для визначення  $\alpha$  у теплових трубах із зазначеним типом капілярних структур. Аналіз отриманих експериментальних даних засвідчив, що мідні волокнисті структури середньої пористості (40-50 %) у діапазоні товщин від 0,5 до 1,0 мм дозволяють забезпечити найвищі значення інтенсивності двофазного теплообміну, у порівнянні з іншими досліджуваними матеріалами.

3. Уточнення моделі кипіння рідин на пористих поверхнях (модель КПІ) дозволило наблизити отримані експериментальні значення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$  до розрахункових. Крім того, значення  $\alpha$ , отримані за уточненою моделлю КПІ, є близькими до значень  $\alpha$ , отриманих за допомогою спрощеної формули для визначення  $\alpha$ , що підтверджує достовірність як уточненої моделі кипіння, так і спрощеної формули для визначення коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha$ .

4. Розраховані за допомогою уточненої моделі КПІ значення інтенсивності тепловіддачі було застосовано у розрахунках внутрішнього термічного опору теплових труб і, таким чином, уточнено методику розрахунків внутрішнього термічного опору теплових труб.

5. У результаті проведених експериментів по дослідженню каркасної теплопровідності  $\lambda_{\text{КС}}$  металоволокнистих і композиційних матеріалів було створено аналітичні залежності для розрахунку коефіцієнтів каркасної теплопровідності  $\lambda_{\text{КС}}$  капілярних структур. Однофакторні функції виду  $\lambda_{\text{КС}} = f(\Pi)$  дозволили порівняти теплопровідність композиційних та моноволокнистих структур. У результаті було встановлено, що композиційні сталеві структури мають дещо нижчі значення коефіцієнтів  $\lambda_{\text{КС}}$ , ніж моноволокнисті (для однакових діапазонів пористості). Розходження у значеннях  $\lambda_{\text{КС}}$  є незначним. Отримані багатфакторні залежності дозволяють із високою точністю розраховувати значення  $\lambda_{\text{КС}}$  на основі відомих значень структурних характеристик моноволокнистих матеріалів ( $\Pi$  та  $l_{\text{в}}/d_{\text{в}}$ ). Отримані у роботі результати, розрахунки та аналіз відомих досліджень свідчать про те, що каркасна теплопровідність  $\lambda_{\text{КС}}$  металоволокнистих структур залежить від наступних факторів: 1) теплопровідності металу; 2) пористості; 3) відношення довжини дискретних волокон  $l_{\text{в}}$  до їх діаметра  $d_{\text{в}}$  ( $l_{\text{в}}/d_{\text{в}}$ ); 4) якості контактів між фракціями волокон.

6. Експериментальні дослідження показали, що новий тип пористих волокнисто-порошкових композиційних матеріалів характеризується високою капілярно-транспортною здатністю і перевершує моноволокнисті матеріали за швидкістю та висотою піднімання робочих рідин (зокрема, етанолу) при роботі структур в умовах протидії силам гравітації. Проведені експерименти підтвердили доцільність розробки і створення капілярних структур шляхом поєднання волокнистих і порошкових структурних елементів. Виконаний цикл експериментальних досліджень теплових труб з композиційними і моноволокнистими капілярними структурами показав: при роботі в горизонтальному положенні композиційні КС не поступаються за основними характеристиками (максимальною теплопередавальною здатністю  $Q_{\text{max}}$  (Вт) і термічним опором  $R_{\text{ТТ}}$  (К/Вт) тепловим трубам з волокнистими капілярними структурами і на  $\sim 30\%$  перевершують останні в умовах протидії силам гравітації.

7. Отримані результати дозволяють створювати теплові труби з поліпшеними і керованими структурними і теплофізичними характеристиками, у порівнянні з існуючими.

ючими тепловими трубами, на основі капілярних структур традиційних типів. Теплові труби із застосуванням композиційних структур можуть бути більш перспективними, ніж їх аналоги з моноволокнистими капілярними структурами у тих інженерних задачах, де доцільним є використання труб у «перевернутому положенні», коли зона нагрівання знаходиться вище зони охолодження теплової труби, або коли положення труби у просторі постійно змінюється. Крім хімічно-енергетичного обладнання, це може бути авіаційне, транспортне, сільськогосподарське приладобудування та ряд інших галузей.

8. Враховуючи світову тенденцію до здорожчання енергоносіїв, теплові труби з волокнистими і композиційними капілярними структурами доцільно застосовувати у альтернативній енергетиці та господарствах, що застосовують альтернативні види енергозабезпечення (наприклад, у сонячних колекторах, виробничих і домашніх обігрівачах). Сонячні сушильні установки із застосуванням вказаних типів теплових труб можуть бути ефективними і доцільними як у окремих бізнес-проектах, так і у проектах державного рівня (наприклад, у хімічній технології та сільському господарстві).

**ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ**

1. Интенсификация теплообмена при кипении низкотемпературных жидкостей в условиях малых плотностей теплового потока / Г. Н. Данилова и др. // Теплообмен. ч. 1. Минск: Наука и техника, 1976. С. 22—31.
2. Присняков В. Ф., Луценко В. И., Наврузов Ю. В. Процессы переноса тепла и массы в тепловых трубах. К.: Наук. думка, 1992. 160 с.
3. К расчётам интенсивности теплообмена при кипении на поверхностях с пористыми покрытиями / А. А. Шаповал, В. К. Зарипов и др. // Известия АН СССР. Энергетика и транспорт. 1989. № 3. С. 63—68.
4. Афанасьев Б. А., Смирнов Г. Ф. Исследование теплообмена и предельных тепловых потоков при кипении в капиллярно-пористых структурах // Теплоэнергетика. 1979. № 5. С. 67—69.
5. Экспериментальное исследование теплообмена при кипении жидкости в высокотеплопроводных капиллярных структурах / Л. Л. Васильев, С. В. Конев, П. Штульц и др. // Инж.-физ. журнал. 1982. № 6. С. 893—898.
6. Баум Я. М., Сорокин В. П., Юров С. С. Экспериментальное изучение особенностей тепло- и массообмена в двухкомпонентной низкотемпературной тепловой трубе // ИФЖ. 1978. № 6. С. 1034—1043.
7. Шаповал А. А., Зарипов В. К., Семена М. Г. Исследование интенсивности теплообмена при кипении на поверхности с металловолокнистыми пористыми покрытиями // Теплоэнергетика. 1983. № 12. С. 63—65.
8. Вишенский С. А., Каштан В. С. Характеристики капиллярно-пористых материалов. К.: Вища школа, 1988. 168 с.
9. Кутепов А. М., Стерман Л. С., Стешин Н. Г. Гідродинаміка і теплообмін при пароутворенні. М.: Наука и техника, 1986. 325 с.
10. Семена М. Г., Гершуни Л. Н., Зарипов В. А. Тепловые трубы с металловолокнистыми капиллярными структурами. К.: Вища школа, 1984. 184 с.
11. Интенсификация теплообмена при кипении криогенных жидкостей ниже атмосферного давления / В. К. Орлов и др. // Теплоэнергетика. 1980. № 4. С. 62—64.

12. Григорьев В. А., Павлов Ю. М., Аметистов Е. В. Кипение криогенных жидкостей. М.: Энергия, 1977. 289 с.
13. Интенсификация теплообмена в испарителях холодильных машин / А. А. Гоголин и др. // Легкая и пищевая промышленность. М.: 1982. 224 с.
14. Гракович А. П. Двухкомпонентные тепловые трубы. Низкотемпературные тепловые трубы и пористые теплообменники // Ред. Васильев Л. Л. Минск: Изд-во ИТМО им. Лыкова АН БССР, 1981. С. 82—91.
15. Быстров П. И., Ивлютин А. И., Шульц А. Н. О физических механизмах переноса тепла, массы и импульса в короткой низкотемпературной тепловой трубе // Инженерно-физический журнал. 1991. № 2. С. 211—217.
16. Васильев Л.Л. Низкотемпературные трубы и пористые теплообменники. Минск: Наука и техника, 1977. 177 с.
17. Кузнецов Г. В., Ситников А. Е. Численное моделирование тепломассопереноса в низкотемпературной тепловой трубе // Инженерно-физический журнал. 2002. Т. 75, № 4. С. 58—64.
18. Безродный М. К. О верхней границе максимальной передающей способности испарительных термосифонов // Теплоэнергетика. 1978. № 8. С. 63—68.
19. Polasek F., Stulc P. Heat pipe for the temperature range from 200 to 600 °C // In: Proc. Second Intern. Heat Pipe Conf. Bologna, Italy, 1976. – V 2. – P. 711.
20. Katzoff S. Heat pipes and vapor – chambers for thermal control of spacecraft / S. Katzoff // In: Proc. AIAA Therm. Spec. Conf. 1967. P. 67—310.
21. Кузнецов Г. В., Ситников А. Е. Численный анализ основных закономерностей тепломассопереноса в высокотемпературной тепловой трубе // Теплофизика высоких температур. 2002. Т. 40, № 6. С. 964—971.
22. Москвин Ю. В., Филиппов Ю. Н. Тепловые трубы. // Теплофизика высоких температур. 1969. №4. С. 766—775.
23. Ferrell J., Dawis W., Winston H. Heat transfer in heat pipe wicks materials // Proc. Intern. Heat Pipe Conf. Stuttgart, 1973. P. 64.
24. Коленко Е. А., Вердиев М. Г. Использование термосифонов в термоэлектрическом приборостроении // Гелиотехника. 1973. №1. С.10—12.

25. Савченков Г. А., Кунаков В. Г. Исследование кризиса теплопереноса в низкотемпературных испарительных термосифонах // ИФЖ. 1979. Т. 37, №2. С. 214—228.
26. Михелев А. А. Нагревательные трубы для хлебопекарных печей. К.: Изд-о ремесленного училища, 1949. 26 с.
27. Родителей А. А. Бочеров Ю. Н. Опыт эксплуатации воздухоподогревателя с промежуточным теплоносителем на котле фирмы Рилей-Стокер // Пром. Энергетика. 1974. №10. С. 15—16.
28. Пиоро Л. С. Двухфазные термосифоны и их применение в промышленности. К.: Наукова думка, 1988. 136 с.
29. Mozumder A. K., Chowdhury M. S. H., Akon A. F. Characteristics of Heat Transfer for Heat Pipe and Its Correlation // ISRN Mechanical Engineering. 2011. Vol. 2011. P.1—7.
30. Толубинский В. И. Теплообмен при кипении. К.: 1980. 316 с.
31. Белов С. В. Пористые металлы в машиностроении // Машиностроение. М.: Наукова думка, 1981. 247 с.
32. Косторнов А. Г. Материаловедение дисперсных и пористых металлов и сплавов. К.: Наукова думка, 2003. Т. 2. 550 с.
33. Справочник по теплообменникам: В 2-х т. Т. 2 // Пер. с англ. под ред. О. Г. Мартыненко и др. М.: Энергоатомиздат, 1987. 352 с.
34. Косторнов А. Г. Проницаемые металлические волокновые материалы. К.: Техніка, 1983. 128 с.
35. Дульнев Г. Н., Заричняк Ю. П. Теплопроводность смесей и композиционных материалов. Л.: Энергия, 1974. 264 с.
36. Косторнов А. Г., Галстян Л. Г. Теплофизические свойства пористых волокновых материалов // Порошковая металлургия, 1984. № 3. С. 88—92.
37. Lichtenecker. Zur Widerstandsberechnung der kristallfreier Legierungen // Physic. Zeit. 1929. Bd 30, N 22. P. 805—810.
38. Скороход В. В. Некоторые физические свойства высокопористых тел // Порошковая металлургия. 1967. № 6. С. 33—38.

39. Дульнев Г. Н., Заричняк Ю. П., Муратова Б. Л. Теплопроводность упорядоченных волокнистых систем // Тепло- и массоперенос. Минск, 1968. №7. С. 82—89.
40. Синельников Ю. И., Третьяков А. Ф. Пористые сетчатые материалы. М.: Металлургия, 1983. 64 с.
41. Лаймен Куанг. Анализ распределения температуры в фитилях тепловых труб // Тепловые трубы. Под ред. Шпильрайна Э. Э. М.: Мир, 1972. 420 с.
42. Ковалев С. А., Соловьёв С. Л. Теплообмен при испарении и кипении жидкости на пористой поверхности // Тепломассообмен-VII: Пробл. докл. VII Всесоюз. конф. по тепломассообмену. Минск: ИТМО АН БССР, 1985. Ч. 2. С. 3-12.
43. Технологические основы тепловых труб / М. Н. Ивановский, В. П. Сорокин, Б. А. Чулков, И. В. Ягодкин. М.: Атомиздат, 1980. 160 с.
44. Хейфец Л. И., Неймарк А. В. Многофазные процессы в пористых средах. М.: Химия, 1982.
45. Ferrell I. K., Alexander E. G. Vaporization heat transfer in heat pipe wick materials // AIAA Paper. 1972. P. 11.
46. Soliman M. M., Grauman D. W., Berenson P. I. Effective thermal conductivity of dry and liquid-saturated fibre metal wicks // ASME Paper. 1970. P.9.
47. Singh B. S., Dybbs A., Lyman F. A. Experimental study of the effective thermal conductivity of liquid saturated sintered fibre metal wicks // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1973. P. 1—12.
48. Карпинос Д. М. Исследование физических свойств волокнистого вольфрама с ориентированной структурой. К.: Наук. думка, 1971. С. 95—100.
49. Кравец В. Ю. Исследование характеристик миниатюрных тепловых труб для охлаждения микроэлектронной аппаратуры // Технология и конструирование в электронной аппаратуре. 2001. № 3. С. 31—35.
50. Косторнов А. Г. Материаловедение дисперсных и пористых металлов и сплавов. К.: Наукова думка, 2003. Т. 2. 550 с.
51. Фирстова С., Шлесар М. Структура и прочность порошковых материалов. К.: Наукова думка, 1993. 290 с.

52. Современная теория капиллярности / Под ред. А. И. Суханова (СССР), Ф. Ч. Гудрича (США) // Лен-д: Химия, 1980. 343 с.
53. Дан П., Рэй Д. Тепловые трубы. М.: Энергия, 1979. 272 с.
54. Васильев Л. Л. Теплообменники на тепловых трубах. Минск: Наука и техника, 1981. 144 с.
55. Ивановский М. Н., Сорокин В. П., Ягодкин И. В. Физические основы тепловых труб. М.: Атомиздат, 1978. 256 с.
56. Францевич И. Н., Карпинос Д. М. Композиционные материалы волокнистого строения. Киев: Наукова думка, 1970. 403 с.
57. Ferrell J. K., Alexander E. G. Vaporization heat transfer in heat pipe wick materials // AIAA Paper. 1972. № 256. P. 1—14.
58. Keser D. Experimental determination of properties of saturated wicks // Proc. Int. Heat Pipe Conf. Stuttgart, 1973. P. 1—22.
59. Варгафтик Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. М.: Наука, 1972. 364 с.
60. Каркасная теплопроводность металловолокнистых фитилей тепловых труб / М. Г. Семена, А. Г. Косторнов, В. К. Зарипов, А. Л. Мороз, М. С. Шевчук // Порошковая металлургия. 1976. №4. С. 581—586.
61. Вплив умов приєднання пористих структур до суцільних поверхонь на двофазний теплообмін та контактний термічний опір / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, К. І. Скрипка, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), Арт. А. Шаповал // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2012. №1 (19). С. 5—9.
62. Контактний термічний опір капілярних структур і теплообмін у теплових трубах та термосифонах / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, К. І. Скрипка, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), Арт. А. Шаповал // Ресурсоенергоєфективні процеси, технології та обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів: Наук.-практ. конф.: тез. докл. и сообщ. Київ, 2012. С. 40—42.
63. Распределение паросодержания при поверхностном кипении воды методом бета-просвечивания / Е. И. Невструева и др. // Теплоэнергетика. 1960. №9. С. 34—39.

64. Rohsenow W., Griffith P. Correlation of maximum heat transfer for boiling of saturated liquids // Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. 1956. №18. P. 47—49.

65. Кутетеладзе С. С. Гидродинамическая модель кризиса теплообмена в кипящей жидкости при свободной конвекции // Журн. Техн. Физики. 1950. №11. С. 1389—1392.

66. Петухов Б. С. Теория теплообмена: Терминология // Сборники рекомендуемых терминов: Комитет научно-технической терминологии. Научный совет по комплексной проблеме «Теплофизика». М.: Наука, 1971. 80 с.

67. Лабунцов Д. А. Современные представления о механизме пузырькового кипения жидкостей // Теплообмен и физическая гидродинамика. М.: Наука, 1974. С. 98—115.

68. О переходе от испарения к режиму кипения в низкотемпературных тепловых трубах с металловолоконистыми фитилями / М. Г. Семена и др. Минск: Тепломассообмен, 1980. Т. 4, ч. 2. С. 117.

69. Кравец В. Ю., Некрашевич Я. В., Гончарова А. П. Исследование термического сопротивления миниатюрных тепловых труб // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. 2011. № 49. С. 55—60.

70. Шаповал. А. А., Косторнов А. Г. О влиянии характеристик пористых структур из металловолокон на закипание воды в условиях, характерных для тепловых труб и термосифонов // Тепломассообмен ММФ-2000: Тепломассообмен в двухфазных системах. Минск, 2000. С. 348—351.

71. Григорьев О. П. Опыт ПО «Ижорский завод» по техническому перевооружению и модернизации теплоиспользующего оборудования // Промышленная энергетика. 1986. № 8. С. 4—6.

72. Silverstein C. C. Correlation of heat pipe heat transport limits with vapor pressure // AIAA Pap. 1985. № 939. P. 25—34.

73. Шаповал А.А. Исследование теплообмена при кипении воды и ацетона на поверхности с металловолоконистыми пористыми покрытиями: автореф. дис. канд. техн. наук, Киев.1985. 23 с.

74. Смирнов Г. Ф. Наблизена теорія теплообміну при кипінні на поверхнях, вкритих капілярно-пористими структурами // Теплоенергетика. 1977. №9. С.77—80.

75. Шаповал А. А., Панов Є. М., Стрельцова Ю. В. Закипання води на пористих поверхнях: експерименти та інженерні розрахунки // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2016. № 1. С. 50—54.

76. Shapoval A. A., Streltsova Yu. V., Panov Ye. N. To engineering calculation of the influence of porous structure-coating characteristics on the beginning of water boiling // Теоретические и экспериментальные исследования в технологиях современного материаловедения и машиностроения: V Междунар. наук.-практ. конф.: сб. трудов. Луцк, 2015. С. 177—180.

77. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В. Исследование характеристик низкотемпературных тепловых труб для энергосберегающего оборудования // Технологический аудит и резервы производства. 2016. №3/1(29). С. 74—78.

78. Коефіцієнти тепловіддачі при кипінні води і органічних рідин на пористих поверхнях в умовах, типових для теплових труб низькотемпературного діапазону / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, Ю. В. Сауліна (Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук, Арт. А. Шаповал // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2014. № 2. С. 44—49.

79. Shapoval A. A., Saulina Yu. V. (Streltsova Yu. V.) The calculations and research of thermal characteristics and heat transfer in heat pipes for effective heat exchangers // Вугільна енергетика: проблеми реабілітації та розвитку: X Міжнар. наук.-практ. конф.: зб. праць. Київ, 2014. С. 21—23.

80. До розрахунків коефіцієнтів тепловіддачі в зонах нагрівання теплових труб і термосифонів з металевими високопроникними капілярними структурами / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук, Арт. А. Шаповал // Ресурсоенергоефективні процеси, технології та обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів: наук.-практ. конф.: тез. доп. і повід. Київ, 2014. С. 5—6.

81. Шаповал А. А., Сауліна Ю. В. (Стрельцова Ю. В.) Расчёты и исследования теплофизических характеристик и теплообмена в тепловых трубах, предназначенных для эффективных теплообменников // Новини енергетики. 2015. №3. С. 20—22.

82. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В., Руденок М. В. До проблем моделювання процесів кипіння води та органічних рідин на металевих пористих поверхнях // Ефективні процеси та обладнання хімічних виробництв та пакувальної техніки: IV Всеукр. наук.-практ. конф.: тез. доп. і повід. Київ, 2016. С. 16—18.

83. Экспериментальное исследование тепло- и электропроводности материалов из металлических волокон / А. Г. Косторнов, М. С. Шевчук, Ф. Ф. Леженин, И. М. Федорченко // Порошковая металлургия. 1973. №3 (71). С. 45—49.

84. Визначення теплопровідності металоволокнистих матеріалів, призначених для хімічного та енергетичного обладнання / А. А. Шаповал, Є. М. Панов, Ю. В. Сауліна (Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук, Арт. А. Шаповал // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2013. № 1. С. 22—26.

85. Теплопровідність пористих металоволокнистих матеріалів для хімічного обладнання: дослідження і методика визначення / А. А. Шаповал, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук, Арт. А. Шаповал // Композиційні матеріали: VII Міжнар. наук.-техн. web-конф.: зб. праць. Київ, 2013. С. 6.

86. Обладнання і методика розрахунків теплопровідності металоволокнистих і композиційних матеріалів / А. А. Шаповал, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук, Арт. А. Шаповал // Нові матеріали і технології в машинобудуванні: V Міжнар. наук.-техн. конф.: зб. праць. Київ, 2013. С. 117—118.

87. До розрахунків теплопровідності пористих матеріалів, призначених для енергозберігаючих пристроїв / А. А. Шаповал, Ю. В. Сауліна (Ю. В. Стрельцова), О. М. Левківська, Б. В. Романчук // Ресурсоенергоєфективні процеси, технології та обладнання хімічних виробництв і підприємств будівельних матеріалів: наук.-практ. конф.: зб. праць. Київ, 2013. С. 32—35.

88. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В., Панов Є. М. Теплові труби низькотемпературного діапазону з композиційними капілярними структурами для хімічного та

енергетичного обладнання // Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: XIII Міжнар. наук.-практ. конф.: зб. праць. Київ, 2015. С. 78.

89. Способ изготовления проницаемых слоистых материалов из металлического волокна и порошка: пат. 49874 Украина. Опубл. 15.10.2002, Бюл. № 10.

90. Косторнов А. Г., Федорова Н., Чернышов Л. Высокопористые композиционные волокново-порошковые материалы // Порошковая металлургия. 1983. № 4. С. 53—56.

91. Низкотемпературные тепловые трубы для летательных аппаратов / В. Г. Воронин и др. Машиностроение, 1976. 200 с.

92. Экспериментальные исследования ресурсных характеристик тепловых труб с волокновыми капиллярными структурами / А. Г. Косторнов, М. И. Черкасов, А. Л. Мороз, Н. Э. Скрынская // ИФЖ. 1988. Т. 54, №3. С.508—509.

93. Теплотрубний обігрівач: пат. на корисну модель 116040 України. № u 2016 10197; заявл. 07.10.2016, опубл. 10.05.2017, Бюл. № 9. 4 с.

94. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В. Ресурсні характеристики і технологічні особливості виготовлення низькотемпературних теплових труб // Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. 2015. № 2. С. 7—10.

95. Шаповал А. А., Сауліна Ю. В. (Стрельцова Ю. В.) Капілярно-пористі матеріали для ефективних двофазних теплопередавальних пристроїв // Тенденції та перспективи розвитку науки і освіти в умовах глобалізації: I Міжнар. наук.-практ. конф.: тез. доп. і повід. Переяслав-Хмельницький, 2015. С. 435—438.

96. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В., Панов Є. М. Теплові труби з ефективними капілярними структурами для охолодження приладів // Приладобудування: стан і перспективи: XIV Наук.-техн. конф.: тез. доп. і повід. Київ, 2015. С. 58.

97. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В., Панов Є. М. Металопористі функціональні матеріали для двофазних теплопередавальних пристроїв // Зварювання та споріднені технології: VIII Міжнар. конф. молодих учених: тез. доп. і повід. Ворзель, 2015. С. 181.

98. Дослідження термічних опорів теплових труб з комбінованими капілярними структурами / А. А. Шаповал, Ю. В. Стрельцова, М. В. Руденок, О. Мандрійчук

// Ефективні процеси та обладнання хімічних виробництв та пакувальної техніки: III Всеукр. наук.-практ. конф.: тез. доп. і повід. Київ, 2016. С. 7—10.

99. Шаповал А. А., Стрельцова Ю. В. Экспериментальные исследования теплофизических характеристик низкотемпературных тепловых труб с композиционными капиллярными структурами // Актуальні проблеми енергетики та екології: XVI Між-нар. наук.-техн. конф.: тез. доп. і повід. Одеса, 2016. С. 201—203.

## Додаток А

### Похибки вимірювань і отриманих результатів

Точність отриманих у роботі результатів залежала від декількох факторів:

- 1) конструкції експериментальної установки;
- 2) методики проведення експерименту;
- 3) системи вимірювань фізичних величин;
- 4) обробки даних вимірювань.

Високої точності результатів роботи було досягнуто завдяки виконанню наступних умов:

1) створення раціональної конструкції експериментальної установки, простоти виконання вузлів теплопідводу, зведення до мінімуму втрат теплоти;

2) забезпечення стаціонарних умов проведення експериментів за допомогою стабілізації підведеної потужності;

3) оптимально спланованої програми проведення експерименту, де були досліджені ідентичні зразки пористих структур, що змінювалися лише у діапазоні визначальних параметрів;

4) тарування термопар разом із вимірювальною системою, застосування точних сучасних вимірювальних пристроїв.

Величини, визначені в роботі, можна розділити на дві групи:

- 1) величини, вимірювання яких проводилося до початку експерименту;
- 2) величини, вимірювання яких відбувалося по ходу експерименту.

До першої групи належать виміри геометричних та структурних параметрів КС –  $\delta_{КС}$ ,  $l_B$ ,  $d_B$ ,  $\Pi$ ,  $d_{КС}$  (Таблиця А.1). До другої групи належать фізичні параметри ( $T_{ст}$ ,  $T_{рідини}$ ,  $q$ ), що змінюються у процесі проведення експерименту. Загальна похибка вимірювань залежить як від першої, так і від другої групи величин.

Розрахунок похибок величин з першої групи пов'язаний із застосуванням точних вимірювальних приладів, оцінкою можливості їх використання, ретельністю зва-

жування волокон при виготовленні пористих зразків, виготовленням підкладок зразків і матриць для спікання, а також зі знанням точності розрахункових формул, що використовуються для визначення структурних і теплофізичних характеристик дослідних зразків.

Таблиця А.1 – Виміряні характеристики пористих зразків

№	По- зна- чен- ня	Діапазон вимірювання	Абсолютна похибка		Відносна похибка		Метод визна- чення
			$\Delta_{MIN}$	$\Delta_{MAX}$	$\sigma_{MIN}$	$\sigma_{MAX}$	
1	$l_B$	3...12 мм	5 мкм	5 мкм	0,042%	0,17%	За допомогою мікрометра (ціна поділки 10 мкм)
2	$d_B$	30...50 мкм	5 мкм	5 мкм	10%	16,7%	
3	$\delta_{KC}$	0,2...10 мм	5 мкм	5 мкм	0,05%	2,5%	
4	$d_{KC}$	20...50 мм	5 мкм	5 мкм	0,01%	0,025%	
5	$\Pi$	35...95%	5 мг	5 мг	0,27%	3,6%	Ваго-розраху- нковим мето- дом за допо- могою елект- ронних вагів. Маса наймен- шого різнови- ска 10 мг

Розрахунок похибок величин другої групи пов'язаний із точністю вимірювань густини теплового потоку, температури підкладки (стінки) і рідини (насичення), тиску, оцінкою теплових втрат у оточуюче середовище і по рідині. Методика проведення експерименту має зводити до мінімуму випадкові похибки вимірювань і, по можливості, переводити їх у систематичні. Тому в роботі були проведені такі заходи: 1) усі підкладки для зразків були виготовлені з одного листа чи прутка металу, що й зразки; МВКС – із волокна одного типу; 2) термопари виготовлялися із одних партій мідного і константанового дроту; 3) вимірювальні прилади та комутаційні елементи залишалися незмінними; вимірювальні прилади проходили періодичну перевірку; 4) термопари тарувалися разом із системою комутації і вимірювальними приладами; результати тарування були протабульовані з інтервалом  $0,05 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Методика розрахунку похибки визначення пористості КС є наступною. Маса зразка КС визначається за формулою:  $m = V \cdot \rho = \pi R^2 h \rho = \pi R^2 \delta_{КС} \rho$ . Для мідного зразка діаметром 20 мм і товщиною 0,25 мм маса становить 2,8 г. Маса зразка із пористістю 35% дорівнює 1,82 г, із пористістю 95% – 0,14 г. Відносна похибка визначення пористості для цих даних визначається за формулою:

$$\sigma_{\Pi} = \frac{\Delta_m}{m} \cdot 100\% ;$$

$$\sigma_{\Pi\_МАКС} = \frac{5}{140} \cdot 100\% = 3,6\% ;$$

$$\sigma_{\Pi\_МИН} = \frac{5}{1820} \cdot 100\% = 0,27\% .$$

Оцінка похибок вимірювань теплового потоку здійснювалась у такій послідовності. У налагоджувальних дослідах на зразках із гладкою технічною поверхнею визначалася величина теплових втрат через ізоляцію та дно нагрівача, а також крізь фторопластовий фланець до киплячої рідини (рис. А.1). Для цього температура ізоляції і фланця вимірювалась у різних точках за допомогою термопар. За законами Фур'є та Ньютона-Ріхмана визначалися теплові потоки у необхідних точках і порівнювались зі значенням потужності нагрівача.

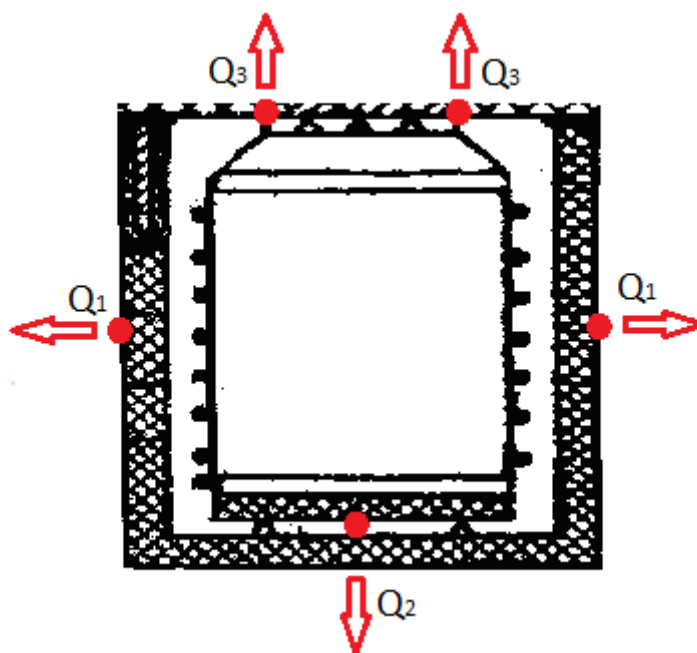


Рисунок А.1 – Зображення втрат тепла нагрівача експериментальної установки

Охоронний нагрівач при цьому відключався. Завдяки високій якості теплоізоляції, втрати теплоти нагрівача не перевищили 8%, а втрати крізь фланець становили менше 3%.

Калориметрування робочих ділянок підтвердило високу точність отриманих результатів. (рис. А.2)

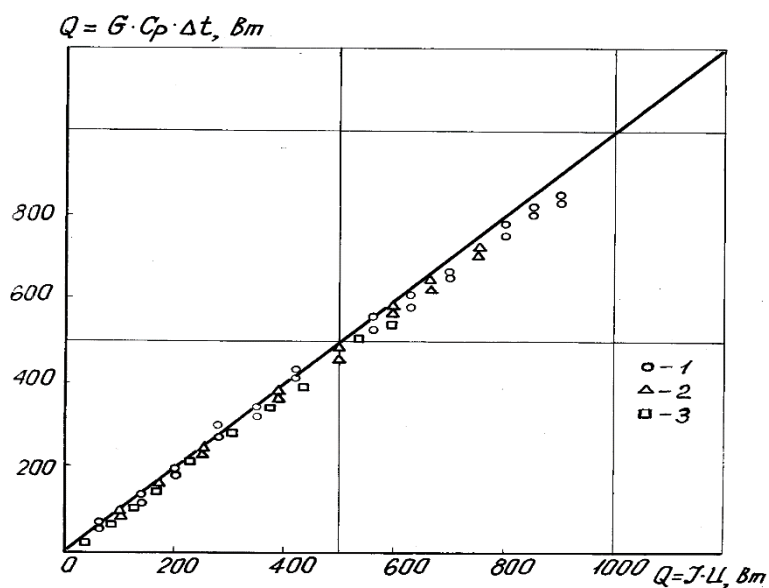


Рисунок А.2 – Результати калориметрування робочої ділянки експериментальної установки: 1 – 3 – номери серій експериментів

Компенсація втрат теплоти у значній мірі була забезпечена включенням охоронного нагрівача. Крім того, точність визначення  $q$  залежить від якості стабілізації навантаження, класу точності ватметра, похибок відліку показів ватметра, похибки визначення площі зразка МВКС та якості його приєднання до торця нагрівача. У процесі проведення експериментів виявилось, що за рахунок використання стабілізаторів змін напруги практично помічено не було, тому цією похибкою можна знехтувати. Похибкою показів ватметра Д 592, що має світловий вказівник величини вимірюваної потужності і розширені шкали відліку, також можна знехтувати через її незначну величину. Клас даного ватметра 0,1; похибкою вимірювань потужності, у порівнянні із втратами теплоти, також можна знехтувати.

Похибка визначення площі поверхні МВКС залежить від якості її виготовлення і точності вимірювальних приладів. Площа циліндра (який являє собою пористий зразок) визначається за формулою:  $F = 2\pi Rh + 2\pi R^2$ , де висота циліндра  $h = \delta_{KC}$ . Для зразків з робочими діаметрами 20 мм і 50 мм, які були виміряні за допомогою мікрометра з ціною поділки 10 мкм, відносна похибка визначення поверхні складається з похибки визначення діаметру і товщини зразка:

$$\sigma_s = \frac{\Delta d_{KC} + \Delta \delta_{KC}}{D} \cdot 100\% ;$$

$$\sigma_{s\_МАКС} = \frac{(5 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3}) \cdot 100\%}{20} \approx 0,05\% ;$$

$$\sigma_{s\_МИН} = \frac{(5 \cdot 10^{-3} + 5 \cdot 10^{-3}) \cdot 100\%}{50} \approx 0,02\% .$$

Похибка впливу на густину теплового потоку якості приєднання зразка до торця нагрівача зведена до мінімуму за рахунок припаювання зразка (у дослідженнях інтенсивності тепловіддачі).

Враховуючи усі похибки визначення густини теплового потоку і компенсацію втрат теплоти через ізоляцію (охоронний нагрівач), максимальну відносну похибку

можна оцінити як:  $\sigma_{IP} = \sigma_{Q3} + \sigma_s + \sigma_{in}$ , де  $\sigma_{Q3}$  – похибка через втрати теплоти крізь фланець;  $\sigma_s$  - похибка через неточність визначення площі зразка МВКС,  $\sigma_{in}$  – інші перелічені похибки. У нашому випадку максимальна похибка не перевищує 5%.

Сумарна похибка вимірювань температури стінки і рідини залежить від ряду факторів: похибки, що обумовлена способом виготовлення термопар; їх таруванням; похибки вимірювання показів термопар, що залежить від класу точності вимірювального приладу; помилки у відліку показів приладу.

Похибка визначення температури стінки залежить від ряду факторів: похибки від зачеканення термопар з урахуванням товщини підкладки, кількості термопар. Величина помилок вимірів температури залежить від інтервалу змін останньої. Тому оцінку похибок проведемо для мінімальних та максимальних значень температури, що були виміряні в роботі:  $t_{CT\_MIN} = 101^\circ C$ ,  $t_{CT\_MAX} = 150^\circ C$ .

Усі термопари перед таруванням пройшли перевірку на однорідність. Для цього гарячі спаї термопар поміщалися у термостат і показання порівнювались. Термопари, покази яких відрізнялися від середнього значення більше, ніж на  $0,2^\circ C$ , були замінені. Відносну похибку через неоднорідність термопар у діапазоні температур  $101...150^\circ C$  можна оцінити, як:

$$\sigma_{t\_CT} = \frac{\Delta_t \cdot 100\%}{t};$$

$$\sigma_{t\_CT\_MAX} = \frac{0,2 \cdot 100\%}{101} = 0,2\% ;$$

$$\sigma_{t\_CT\_MIN} = \frac{0,2 \cdot 100\%}{150} = 0,13\% .$$

При таруванні термопар абсолютна похибка у вимірах температури залежить від точності ртутного термометра, класу точності цифрового вольтметра та похибки осереднення кривої залежності  $t = f(E)$ , що була отримана в результаті тарування. Під час тарування був застосований ртутний термометр з ціною поділки  $0,1^\circ C$  та цифровий мілівольтметр кл. 0,05 (границя виміру = 1000 мВ).

Абсолютні похибки при використанні цих приладів у діапазоні температур 101...150 °С дорівнюють:

$$\Delta t_{\text{ТЕР-А}} = 0,05^\circ \text{С};$$

$$\Delta t_{\text{МАХ-ВОЛ.}} = \frac{0,05 \cdot 1000}{100\%} = 0,5 \text{ мВ}.$$

Похибку осереднення тарувальної залежності  $t = f(E)$  (температура змінюється по параболі за формулою  $t = aE^2 + bE + c$ ) можна оцінити як:  $\Delta t_{\text{ОЦЕР-МАКС}} = 0,3^\circ \text{С}$  при  $t = 150^\circ \text{С}$ .

Відносні похибки тарування термопар дорівнюють:

$$\sigma_{\text{Тарув}} = \frac{\Delta t_{\text{ТЕР-А}} + \Delta t_{\text{ВОЛ.}} + \Delta t_{\text{ОЦЕР}}}{t} \cdot 100\%;$$

$$\sigma_{\text{Тарув-МАКС}} = \frac{(0,05 + 0,5 + 0,3) \cdot 100\%}{101} = 0,84\%;$$

$$\sigma_{\text{Тарув-МИН}} = \frac{(0,05 + 0,5 + 0,3) \cdot 100\%}{150} = 0,57\%.$$

Визначити похибку від зачеканення термопар найбільш складно. У результаті великої кількості проведених тарувальних дослідів можна прийти до висновку, що максимальна помилка від зачеканення термопар не перевищує 1% від максимального значення вимірюваної температури стінки.

Величина  $\Delta t_{\text{ЗАЧЕК}}$  зумовлена точністю виготовлення канавок для термопар у підкладках зразків та ретельністю зачеканки спаїв термопар, що мають, зазвичай, однаковий діаметр спаю. На рис. А.3 представлено зображення підкладки із термопарами, де  $\delta_{\text{СТ-1}}$  – фактична товщина підкладки,  $\delta_{\text{СТ-2}}$  – відстань між термопарами і поверхнею підкладки.

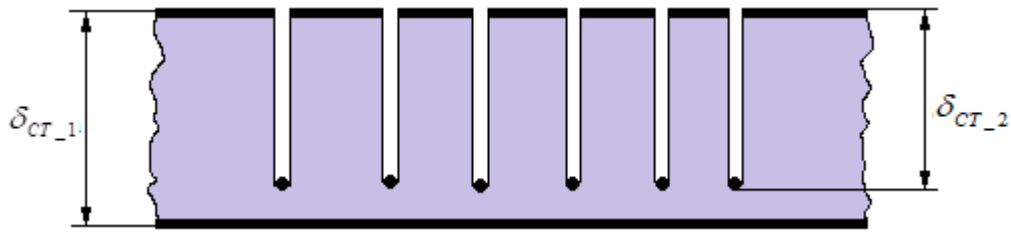


Рисунок А.3 – Зображення підкладки із зачеканими термопарами

Таким чином, максимальна та мінімальна похибки при вимірюванні температури стінки дорівнюють:

$$\sigma_{T_{CT}} = \sigma_{t_{CT}} + \sigma_{T_{арус}} + \sigma_{ЗАЧЕК};$$

$$\sigma_{T_{CT\_МАКС}} = 0,2\% + 0,84\% + 1\% = 2,04\%;$$

$$\sigma_{T_{CT\_МИН}} = 0,13\% + 0,57\% + 1\% = 1,7\%.$$

Усі експерименти проводилися за умови, що тиск дорівнював атмосферному (760 мм рт. ст.). Оскільки в реальних умовах значення тиску знаходилося у діапазоні [735; 760] мм рт. ст., то максимальна відносна похибка визначення тиску, дорівнює:

$$\sigma_{МАКС}(P) = \frac{760 - 735}{760} 100\% = 3,3\%$$

Похибка визначення  $\alpha$  залежить від відносних похибок вимірів густини теплового потоку і температурного напору. Максимальна відносна похибка вимірювання  $q$  оцінена раніше як  $\sigma_{МАКС}(q) \leq 5\%$ .

Похибка при вимірюванні температури рідини також визначається похибками термопар і складає:

$$\sigma_{T_p} = \frac{(0,85 + 0,2) \cdot 100\%}{100} = 1,05\% .$$

Отже, в даному випадку максимальна відносна похибка визначення  $\alpha$  становить:

$$\sigma(\alpha)_{МАКС} = 2,04\% + 3,3\% + 5\% + 1,05\% = 11,4\% ,$$

що входить у допустиму норму, максимум якої складає 15%.

Значення сумарної похибки визначення каркасної теплопровідності капілярних структур (з Розділу 3) складається зі значень похибок термопар; вимірювання густини теплового потоку; теплових втрат установки; контактного термічного опору притиснення зразків циліндрами установки; заповнення пористого зразку повітрям, а не вакуумом (при розрахунках  $\lambda_{КС}$  вважаємо, що поровий простір заповнено вакуумом). Але теплопровідність повітря є невисокою, у порівнянні з теплопровідністю металу КС, а похибка на  $R_{\text{конт}}$  є незначною, у порівнянні з похибками термопар. Теплові втрати установки вдалося мінімізувати завдяки застосуванню терmostійкого кожуха. Підвищити точність визначення густини теплового потоку вдалося завдяки застосуванню в установці датчиків теплового потоку та стабілізатора напруги, а точність вимірювання перепаду температури зразка – завдяки диференціальним термопарам. Таким чином, похибка експериментального визначення  $\lambda_{КС}$  складала не більше 3%.

Значення сумарної похибки визначення термічного опору теплопровідності теплової труби (з Розділу 4) складається зі значень похибок термопар; теплових втрат установки; вимірювання густини теплового потоку, стабілізації напруги. Теплові втрати установки вдалося мінімізувати завдяки застосуванню теплозахисної оболонки, досягти стабільного значення теплового потоку – завдяки застосуванню стабілізатора напруги. Сумарна похибка визначення  $R_{\text{ТТ}}$  не перевищувала 10%.

## Додаток Б

### Форма комп'ютерної програми для розрахунків за моделлю кипіння КП

Програма для уточненої моделі виконана у Visual Studio 2015:

**Введіть значення параметрів**

$\delta_{кс}$	0.001	м
$q$	500000	Вт/м <sup>2</sup>
$\Pi$	0.6	от 0 до 1
$l$	0.003	м
$d$	50	мм
$\lambda_1$	392	Вт/м <sup>2</sup> К
$\lambda_2$	0.033	Вт/м <sup>2</sup> К
$\lambda_p$	0.68	Вт/м <sup>2</sup> К
$\mu_p$	0.000282	Па <sup>0.5</sup>
$\sigma_p$	0.0583	Н/м
$q_{к}$	30000	Вт/м <sup>2</sup>
$r_n$	2260000	Дж/кг
$\cos\varphi$	1	
$R_2$	0.00007	м <sup>2</sup> К/Вт
$d_{эф}$	0.000036	м
$\rho_n$	0.59	кг/м <sup>3</sup>
$C$	0.031	
$\Delta t_{пз}$	8	°C
$R_1$	0.001	м <sup>2</sup> К/Вт

**Результати розрахунків**

$\lambda_{кс}$	0	Вт/м <sup>2</sup> К
$d_{min}$	0	м
$d_{max}$	0	м
$W_n$	0	м/с
$\delta_{пз}$	0	м
$\epsilon$	0	
$R_{конт}$	0	м <sup>2</sup> К/Вт
$y$	0	
$A$	0	
$M$	0	
$\lambda_{эф}$	0	Вт/м <sup>2</sup> К
$R_1'$	0	м <sup>2</sup> К/Вт
$\Delta T^*$	0	°C
$\Delta T$	0	°C
$\alpha$	0	Вт/м <sup>2</sup> К

**Розрахувати**

Рисунок Б.1 – Вигляд форми із заданими значеннями вхідних величин

Температура

### Введіть значення параметрів

$\delta_{кс}$	0.001	м
$q$	500000	Вт/м <sup>2</sup>
$\Pi$	0.6	от 0 до 1
$l$	0.003	м
$d$	50	мм
$\lambda_1$	392	Вт/м <sup>2</sup> К
$\lambda_2$	0.033	Вт/м <sup>2</sup> К
$\lambda_p$	0.68	Вт/м <sup>2</sup> К
$\mu_p$	0.000282	Па <sup>2</sup>
$\sigma_p$	0.0589	Н/м
$q_k$	30000	Вт/м <sup>2</sup>
$r_n$	2260000	Дж/кг
$\cos\varphi$	1	
$R_2$	0.00007	м <sup>2</sup> К/Вт
$d_{эф}$	0.000036	м
$\rho_n$	0.59	кг/м <sup>3</sup>
$C$	0.031	
$\Delta t_{ПЗ}^{гр}$	8	°C
$R_1^{гр}$	0.001	м <sup>2</sup> К/Вт

### Результати розрахунків

$\lambda_{кс}$	16.7097212253361	Вт/м <sup>2</sup> К
$d_{min}$	0.0000162009064728157	м
$d_{max}$	0.0000972943303369344	м
$W_n$	0.793571607297076	м/с
$\delta_{ПЗ}$	0.00000781264257247472	м
$\epsilon$	0.434300197368535	
$R_{конт}$	0.00005	м <sup>2</sup> К/Вт
$y$	0.272711113447836	
$A$	0.00125099148044592	
$M$	0.275114284205864	
$\lambda_{эф}$	17.2987252389084	Вт/м <sup>2</sup> К
$R_1'$	0.000107807727805841	м <sup>2</sup> К/Вт
$\Delta T^*$	1.29536466159226	°C
$\Delta T$	2.50888961554672	°C
$\alpha$	199291.350604536	Вт/м <sup>2</sup> К

**Розрахувати**

Рисунок Б.2 – Вигляд форми із заданими значеннями вхідних величин і розрахованими вихідними величинами

## Додаток В

### Приклад розрахунку термічного опору теплової труби за уточненою методикою

Термічний опір власне теплової труби  $R_{\text{вн}}$  визначається за формулою:

$$R_{\text{вн}} = R_B^{CT} + R_B^\alpha + R_{\Pi} + R_K^\alpha + R_K^{CT} + 2 \cdot R_{\text{конт}},$$

У даній формулі:

1)  $R_B^{CT}$  і  $R_K^{CT}$  – термічні опори теплопровідності при проходженні теплового потоку через стінку корпусу ТТ у зонах випаровування і конденсації; вони можуть бути розраховані наступним чином:

$$R_B^{CT} = \frac{\delta_B^{CT}}{\lambda_B^{CT}}, \quad R_K^{CT} = \frac{\delta_K^{CT}}{\lambda_K^{CT}}, \quad [(m^2 \cdot K)/W]$$

де  $\delta_{CT}$  – товщина стінки у відповідній зоні ТТ,

$\lambda_{CT}$  – коефіцієнт теплопровідності металеві стінки у відповідній зоні ТТ

2)  $R_B^\alpha$  і  $R_K^\alpha$  – термічні опори тепловіддачі у зонах випаровування і конденсації.

Значення  $R_B^\alpha$  та  $R_K^\alpha$ , у свою чергу, визначаються за формулами:

$$R_B^\alpha = \frac{1}{\alpha_B}; \quad R_K^\alpha = \frac{1}{\alpha_K}, \quad [(m^2 \cdot K)/W]$$

де  $\alpha_B$  і  $\alpha_K$  – коефіцієнти тепловіддачі у зоні випаровування і конденсації відповідно

3)  $R_{\Pi}$  – термічний опір у паровому каналі; Для криогенних та низькотемпературних ТТ величина  $R_{\Pi}$ , зазвичай, є незначною, тому у нашому випадку приймаємо, що  $R_{\Pi} = 0$ ;

4)  $R_{\text{конт}}$  являє собою контактний термічний опір у місцях приєднання капілярної структури до корпусу теплової труби. Його можна визначити за допомогою формули [68]:

$$R_{\text{конт}} = 55 \cdot 10^{-5} \cdot P^{-0,9}, \quad [(\text{м}^2 \cdot \text{К})/\text{Вт}],$$

де  $P$  – пористість капілярної структури

5)  $R_{\text{повзд}}$  – термічний опір уздовж корпусу теплової труби:  $R_{\text{повзд}} = 3\% \cdot R_{\text{ст}}$ .

Для мідної ТТ товщиною корпусу 1 мм ( $\lambda_B^{CT}$  при 393 К = 392 (Вт/м·К):

$$1. R_B^{CT} = \frac{\delta_B^{CT}}{\lambda_B^{CT}} = \frac{10^{-3}}{392}, \quad R_B^{CT} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

$$R_B^{CT} = R_K^{CT} = 2,5 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

$$2. R_B^\alpha = \frac{1}{\alpha_B}, \quad \text{де за [83]: } \alpha = c \cdot q^n \cdot \delta_{\text{КС}} \cdot \lambda_{\text{КС}}^{0,6} \cdot P^w \cdot D_{\text{эф}}^{0,15} \cdot [\lambda_{\text{рід}}^2 / (v_{\text{рід}} \cdot \sigma_{\text{рід}} \cdot T_{\text{нас}})]^{0,33}.$$

Розрахунок робимо для наступних умов: КС – мідь,  $P=0,6$ ,  $l_B = 3$  мм,  $d_B = 50$  мкм,  $\delta_{\text{КС}} = 1$  мм,  $d_{\text{эф}} = f(P) = 36$  мкм.

Комплекс Лабунцова для води  $[\lambda_{\text{рід}}^2 / (v_{\text{рід}} \cdot \sigma_{\text{рід}} \cdot T_{\text{нас}})]^{0,33} = 594$ ,  $q = 500000$  Вт/м<sup>2</sup>.

Для КС із пористістю  $P = 40\text{-}75\%$  було визначено, що:

$$\lambda_{\text{КС}} = c_1 \cdot \lambda_{\text{металу}} \cdot P^{-3,6} \cdot (l_B / d_B)^{0,1} \quad c_1 = 0,0045 \cdot P^{-1,6}. \quad \text{Для пористості } 60\% \text{ знаходимо, що}$$

$$\lambda_{\text{КС}} = 16,7 \text{ (м} \cdot \text{К)/Вт}.$$

2.1. Для режиму вільного кипіння за розрахунками за уточненою моделлю КПП (за допомогою комп'ютерної програми, форму якої представлено у додатку Б) :

$$\alpha = 199291 \text{ (Вт/ м}^2 \cdot \text{К)}. \quad R_B^\alpha = 1/(199291) = 5,02 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

2.2. Для режиму капілярного транспорту:  $c = 200$ ,  $n = 0,37$  при  $0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м} \leq \delta_{\text{КС}} < 1,3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; степінь  $w$  для даної формули знаходимо за номограмами (рис. 2.12);

$$\alpha = 200 \cdot (5 \cdot 10^5)^{0,37} \cdot 0,001 \cdot 16,66^{0,6} \cdot 0,6^{0,4} \cdot (36 \cdot 10^{-6})^{0,15} \cdot 594 = 14201 \text{ (Вт/м}^2 \cdot \text{К)};$$

$$R_B^\alpha = 1 / 14201 = 7 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}.$$

$$3. R_K^\alpha = R_{\text{нл}} + \frac{\delta_{\text{КС}}^K}{\lambda_{\text{ЕФ}}}$$

$$3.1. R_{nl} = \frac{\delta_{nl}}{\lambda_{\text{води}}} = \frac{10 \cdot 10^{-6}}{67.4 \cdot 10^{-2}} = 1.48 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт,}$$

де  $\lambda_{\text{води}} (t = 353\text{К}) = 67.4 \cdot 10^{-2} \text{ (Вт/м} \cdot \text{К)}$ .

$$3.2. \text{ За формулою з [10] } \lambda_{E\Phi} = 17,3 \text{ (Вт/м} \cdot \text{К)}$$

$$3.3. R_K^\alpha = 1.48 \cdot 10^{-5} + 6 \cdot 10^{-5} = 7,5 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт.}$$

$$4. R_{\text{конт}} = 55 \cdot 10^{-5} \cdot \Pi^{-0,9} = 55 \cdot 10^{-5} \cdot 60^{-0,9} = 1.3 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт.}$$

$$5. R_{\text{повзд}} = 3\% \cdot R_{\text{вн}}.$$

Таким чином, для:

1) режиму ТС – внутрішній сумарний термічний опір теплової труби становить:  $11,6 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт} + 3,5 \cdot 10^{-6} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт} = 11,9 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$ ;

2) режиму ТТ – внутрішній сумарний термічний опір теплової труби становить:  $18,1 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт} + 5,4 \cdot 10^{-6} = 18,64 \cdot 10^{-5} \text{ (м}^2 \cdot \text{К) / Вт}$ .

## Додаток Г

### Приклади застосування теплових труб у виробничому обладнанні

#### Г.1 Геліосушарка із застосуванням теплових труб

Пристрій для сушіння різних матеріалів і об'єктів (наприклад, сільськогосподарського призначення) за рахунок використання сонячного, інфрачервоного чи іншого тепла (рис. Г.1).

Геліосушарка складається зі стійки-каркасу 1 з боковими полицями-упорами 3, на яких розташовуються рухомі металеві полиці 2; в останніх знаходяться матеріали та об'єкти, що підлягають сушінню; рухомі полиці щільно контактують з нерухомими металевими полицями, до яких щільно приєднано ряд теплових труб 4; останні нагрівають вищезазначені матеріали та об'єкти шляхом теплопередачі.

Основне джерело нагрівання ТТ – сонячне випромінювання. З метою ефективного нагрівання матеріалів та об'єктів ТТ у місцях їх входу в нерухомі полиці зігнуто під певним кутом. ТТ зігнуті таким чином, щоб поверхня зон підведення сонячного, інфрачервоного чи іншого тепла знаходилась у положенні, близькому до перпендикулярного відносно напрямку падаючих променів.

Замість теплових труб можуть застосовуватися термосифони. Теплонагрівальні поверхні труб (або термосифонів) можуть мати різні геометричні розміри. Зони теплопідведення ТТ можуть знаходитися у герметичних, прозорих для променів оболонках. На поверхні зон нагрівання ТТ можуть бути нанесені теплопоглинаючі покриття. ТТ можна повертати (безперервно або дискретно, вручну або автоматично) при зміні геометричного положення джерела нагрівання. Рухомі полиці з висушуваними матеріалами або об'єктами видаляють (замінюють) з будь-яких сторін сушарки, крім тієї сторони, з якої виходять нагрівальні частини теплових труб.

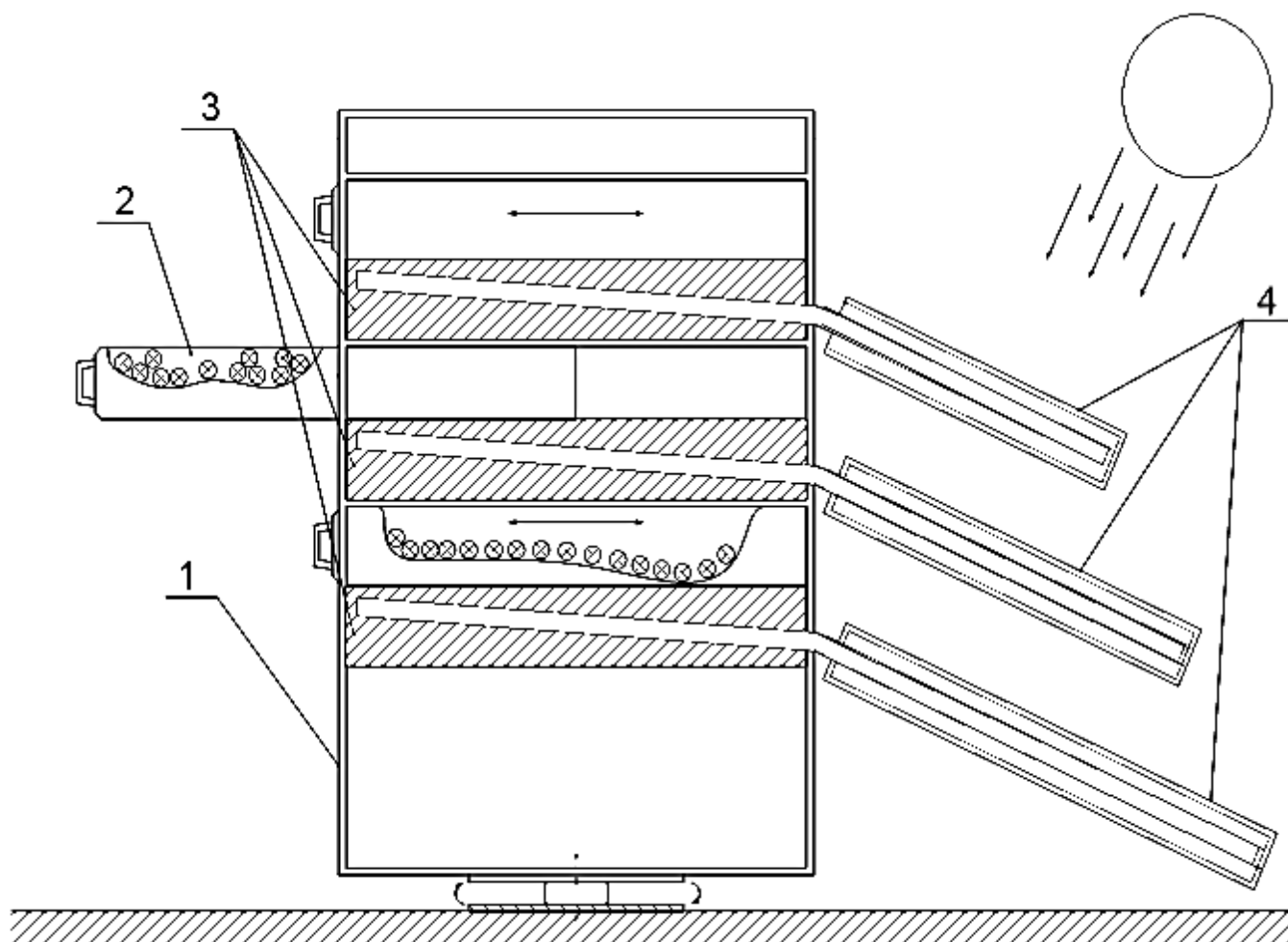


Рисунок Г.1 – Схема геліосушарки із застосуванням теплових труб:

1 – каркас-стійка; 2 – рухома полиця з висушуванням матеріалом; 3 – нерухомі полиці; 4 – теплові труби

## Г.2 Теплотрубний обігрівач

Пристрій відноситься до галузі теплотехніки, зокрема до конструкцій обігрівачів-конвекторів, призначених для нагрівання повітря у побутових та виробничих приміщеннях (рис. Г.2).

Теплотрубний обігрівач складається з герметичного корпусу 1, що має патрубки 5 та фланці 2, за допомогою яких до обігрівача надходить гарячий теплоносій (рідина або газ). Приєднання трубопроводів, які підводять до обігрівача та відводять від нього

гарячий теплоагент, може бути фланцевим, штуцерним або інших типів. Корпус пронизаний рядом металевих труб 3, розташованих вертикально; при цьому приєднання труб до корпусу забезпечує герметичність конструкції.

Для збільшення площі зовнішньої поверхні теплообміну обігрівача ця поверхня може мати орєбрення (у вигляді ребер традиційної чи оригінальної форми).

Металеві труби 3, що пронизують корпус теплотрубного обігрівача, призначені, в першу чергу, для встановлення у їх внутрішній об'єм вставних (знімних) термосифонів або власне теплових труб 4.

Знімні теплові труби (термосифони) 4, які вставляються у стаціонарні труби обігрівача, можуть мати різні довжини та різні розміри і форму поверхні теплообміну.

Для покращення теплового контакту у місцях приєднання знімних теплових труб (термосифонів) зовнішні поверхні як теплових, так і стаціонарних труб, можуть мати різьбу певних параметрів. У такому випадку теплові труби (термосифони) не вставляються у труби обігрівача, а вкручуються.

Пристрій працює наступним чином:

При відносно невеликих потребах отримання певної кількості тепла від теплотрубного обігрівача він функціонує без вставних теплових труб (термосифонів). Нагрівання повітря у місці розташування обігрівача відбувається за рахунок теплообміну між гарячою зовнішньою поверхнею обігрівача та холодним повітрям.

При зменшенні температури атмосферного повітря у випадку, якщо теплотрубний обігрівач без вставлених у нього теплових труб (термосифонів) не здатен достатньо підігріти повітря у приміщенні і забезпечити мінімально необхідну робочу температуру, у стаціонарні металеві труби необхідно вставити певну кількість теплових труб (термосифонів). Останні, маючи надвисоку ефективну теплопровідність, суттєво збільшують розміри поверхні теплообміну.

Головні переваги теплотрубного обігрівача полягають у наступному:

1) застосування обігрівача не змінює гідродинамічні параметри і характеристики системи рідинного (чи парового) опалення;

2) теплотрубний обігрівач дозволяє простим чином істотно збільшувати кількість тепла для нагрівання повітря;

3) система обігрівання з теплотрубними обігрівачами має високі показники надійності, ремонтоздатності та техніко-економічні показники при її функціонуванні.

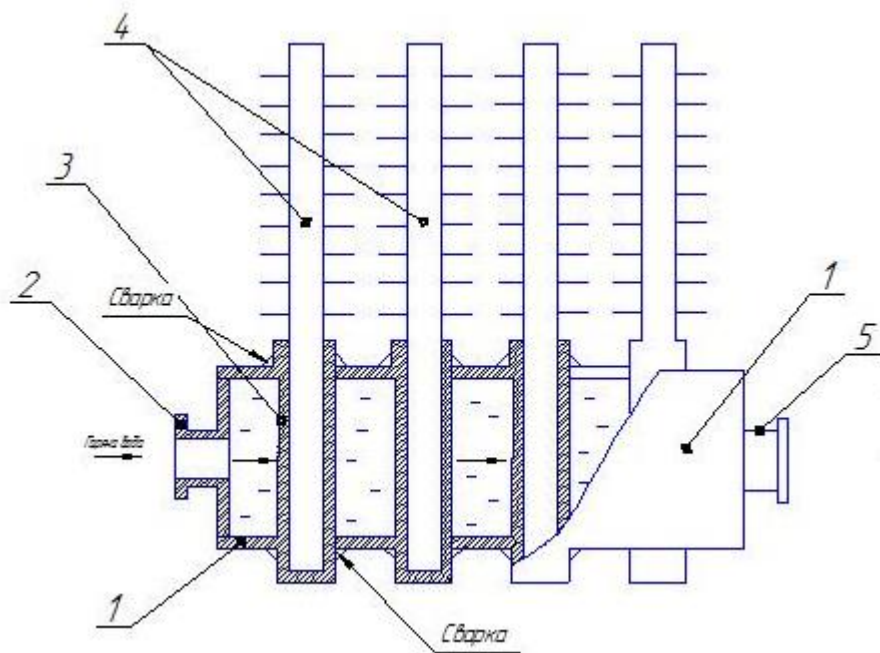


Рисунок Г.2 – Схема теплотрубного обігрівача:

1 – герметичний корпус; 2 – фланець;

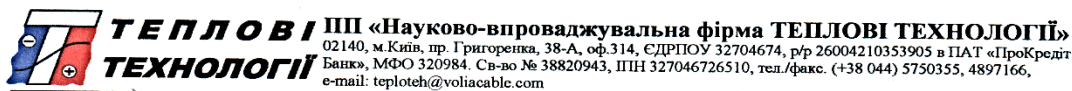
3 – нерухомі металеві труби;

4 – вставні теплові труби;

5 – патрубок

## Додаток Д

## Акт впровадження результатів роботи



25 квітня 2017 № 03

## А К Т

впровадження результатів науково-технічних досліджень і розробок кафедри ХПСМ Інженерно-хімічного факультету НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського», виконаних аспірантом Стрельцовою Ю.В. під керівництвом доц. Шаповала А.А.

Акт складено про те, що на ПП «Науково-впроваджувальна фірма Теплові Технології», (м.Київ) в період з 05.11.2015 р. по 30.10.2016 р. здійснено дослідно-промислове впровадження технічних рекомендацій та результатів досліджень, що стосуються інженерно-технічних розрахунків та можливостей промислового виробництва обладнання та устаткування, виготовлюваного на основі застосування двофазних теплопередавальних пристроїв – теплових труб з ефективними пористими матеріалами (капілярними структурами).

На основі даних, отриманих науковцями ІХФ НТУУ «КПІ» в особі Стрельцової Ю.В. та Шаповала А.А., були отримані наступні позитивні результати:

- 1) покращено конструкцію стола преса-ламінатора;
- 2) покращено характеристики поверхні стола, зокрема – характеристики ізотермічності поверхні, а саме: на площі 600x1800 мм ізотермічність становила  $\pm 1,5$  °С;
- 3) вирішено технічну задачу забезпечення оптимальних теплових режимів стола пресу, призначеного для ламінування фотоперетворювачів сонячних батарей.

Встановлено, що використання теплових труб з новими конструкціями капілярних структур дозволяє застосувати такі труби в умовах їх різної орієнтації у складних умовах конкретного розташування теплопередавальних пристроїв.

Останнє дозволило покращити, як теплові режими функціонування ламінатора, так і вирішити ряд проблем нерівномірності температурного поля поверхні стола пресу.

Розроблені нові технічні рішення і методики розрахунків теплофізичних параметрів та визначальних характеристик двофазних теплопередавальних пристроїв (теплових труб) можуть бути успішно використані у ряді подальших розробок нової техніки та обладнання, для умов ефективного відведення та підведення корисної та некорисної теплоти.

Акт не є підставою для пред'явлення фінансових вимог.

Директор



Олефіренко Д.М.