

## МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний Аерокосмічний університет ім. М.Є. Жуковського  
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра аерокосмічної теплотехніки

## Пояснювальна записка до дипломної роботи

магістра

(Освітній ступень (освітньо-кваліфікаційний рівень))

на тему: «Система забезпечення теплого режиму геостационарного  
Супутник потужністю 12 кВт на базі двофазного контуру теплопереносу»

XAI.205.268eM.8.05060102

Виконаю: студент б курсу групи № 268eM  
Спеціальність \_144 теплоенергетика \_\_\_\_\_

(Код та найменування)

Освітня програма \_теплоенергетика \_\_\_\_\_

(Найменування)

Роговий Є.Е. \_\_\_\_\_

(Прізвище й ініціали студента)

Керівник: \_Горбенко Г.О. \_\_\_\_\_

(Прізвище й ініціали)

рецензент: \_\_\_\_\_

(Прізвище й ініціали)

Харків - 2018

**Міністерство освіти и науки України**  
**Національний Аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського**  
**«Харківський авіаційний інститут»**

факультет авіаційних двигунів  
 (Повне найменування)

Кафедра аерокосмічної теплотехніки  
 (Повне найменування)

Рівень вищої освіти магістр \_\_\_\_\_

Напрямок підготовки 14 «Електрична інженерія»  
 (Код та найменування)

спеціальність 144 «Теплоенергетика»  
 (Код та найменування)

Освітньо-професійна програма - Комп'ютерний-інтегровані технології

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
**Завідувач кафедри, д.т.н., доцент**

\_\_\_\_\_ ГАКу П.Г.

«» \_\_\_\_\_ 2018 року

**завдання**  
**НА дипломного проекту (РОБОТУ) СТУДЕНТА**

\_\_\_\_\_  
 Роговому Євгену Едуардовичу

(Прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Система забезпечення теплового режиму геостаціонарного Супутник потужністю 12 кВт на базі двофазного контуру теплопереносу.

керівник роботи проф., д. т. н., Горбенко Г.О.

(Прізвище, ім'я, по батькові, науковий степеь, Вчене звання)

ЗАТВЕРДЖЕНІ наказом ВИЩОГО навчального закладу від " \_\_ " \_\_. 20\_\_ року  
 № \_\_\_\_\_

2. Строк Подання студентом роботи \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до роботи Вихідні дані для розрахунку системи  
забезпечення теплового режиму геостаціонарного Супутник були:

підведена Потужність, теплоносій, температура приборів, температура  
навколишнього середовища, відстань теплопереносу.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (ПЕРЕЛІК вопросам, Які нужно Розробити)

Лист завдання, технічне завдання, концепція двофазового контуру,  
розрахунок основних елементів системи забезпечення теплового режиму  
Геостаціонарного Супутник, дослідження нагрівача ТГА

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначеним обов'язкових креслень)

Презентація -

Пояснювальна записка -

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-теоретична частина	Горбенко Г.О., д. т. н., проф. каф. 205		
Економічна частина	Сідлярук Т.В., ст. викладач каф. 601		

Нормоконтроль \_\_\_\_\_ Горбенко Г.О. «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 р.  
(Підпис) (Ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2018 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з / п	Назва етапів дипломної роботи	Рядків Виконання етапів роботи	Примітка
1	Аналіз завдання на Виконання роботи, формулювання цілей и Завдання роботи	1-й тиждень	
2	Огляд науково-технічної літератури	3-й тиждень	
3	Підбір насоса для контуру теплопереносу	4-й тиждень	
4	Схематично моделювання контуру теплопереносу	5-й тиждень	
5	Розрахунок блоку конденсаторів	7-й тиждень	
6	Розрахунок блоку випарника	9-й тиждень	
7	Розрахунок об'єму ТГА	10-й тиждень	
8	Дослідження нагрівача ТГА	11-й тиждень	
9	Виконання економічної частини	11-й тиждень	
10	Залишкова оформлення пояснювальної записки	12-й тиждень	

студент

\_\_\_\_\_

(Підпис)

Роговий Є.Е.

\_\_\_\_\_

(Прізвище та ініціали)

Керівник роботи

\_\_\_\_\_

(Підпис)

Горбенко Г.О.

\_\_\_\_\_

(Прізвище та ініціали)

## **РЕФЕРАТ**

Дипломна робота: 80 арк. 41 іл. Дипломна робота на тему «Система забезпечення теплового режиму геостаціонарного супутника потужністю 12 кВт на базі двофазного контуру теплопереносу». Мета роботи – провести розрахунок системи забезпечення теплового режиму і ознайомитись з завданням і їх рішеннями. Дана робота складається з трьох частин які вирішують певний набір завдань. В ході роботи була розрахована система забезпечення теплового режиму, зроблена спеціальна частина, проведений розрахунок собівартості.

## Зміст

РЕФЕРАТ .....	4
Вступ .....	7
Вхідні дані .....	9
1 Основна частина: Розрахунок стр .....	10
1.1 Теоретичні основи .....	11
1.2 Розрахунок насосу .....	18
1.2.1 Визначення необхідної витрати теплоносія в контурі .....	18
1.2.2 Гідравлічний опір на ділянці теплопереносу контуру .....	18
1.2.3 Гідравлічний опір конденсатору .....	22
1.2.4 Гідравлічний опір блоку випарників.....	25
1.2.5 Розрахунок діаметрів дроселів в контурі.....	27
1.2.6 Підбір насоса .....	28
1.3 Розрахунок конденсаторів і радіаційних панелей.....	30
1.4 Розрахунок мережі випарників .....	38
1.5 Розрахунок гідроакумулятора .....	42
1.6 Проектування корпусу ТГА .....	44
1.6.1 Розрахунок геометричних розмірів.....	44
1.6.2 Розрахунок на міцність .....	45
1.7 Висновки за розділом 1: Розрахунок СТР .....	46
2 Науково – дослідницька частина: «Дослідження теплопровідності порошкових наповнювачів для електрообігрівача ТГА і способів її підвищення» 47	
2.1 Завдання дослідження .....	48
2.2 Опис експериментальної моделі нагрівача та стенду .....	48
2.3 Методика проведення експерименту .....	52
2.3.1 Вібровипробування .....	52
2.3.2 Визначення термічного опору сипучих наповнювачів .....	54
2.4 Математична модель теплопередачі теплопровідністю .....	55
2.5 Результати експериментального дослідження .....	57
2.5.1 Візуальне спостереження процесу віброущільнення .....	57
2.5.2 Термічний опір алюміній оксидного 3-х компонентного наповнювача при атмосферних умовах в горизонтальному положенні .....	57
2.5.3 Термічний опір 2-х компонентного мідного наповнювача при атмосферних умовах після віброущільнення в горизонтальному положенні. 58	
2.5.4 Термічний опір 3-х компонентного наповнювача після віброущільнення після спікання при атмосферних умовах, наддуванні гелієм і вакуумі. ....	59
2.5.5 Дослідження впливу абсолютної температури нагрівача на термічний опір.....	60
2.6 Мікроскопічне дослідження мідних порошоків після спікання ...	61

2.7 Висновки по розділу 2: Дослідження теплопровідності порошкових наповнювачів для електрообігрівача ТГА і способів її підвищення 70

3 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	72
3.1 Розрахунок собівартості і ціни теплообмінного апарату .....	73
3.2 Калькуляція собівартості і ціни виробу .....	73
3.3 Висновки за розділом 3: Економічна частина.....	78
Висновки за дипломом.....	79
Список використаних джерел.....	80

## Вступ

З часів запуску перших штучних супутників створена велика кількість космічних апаратів (КА). Головними завданнями безпілотних КА були дослідження і спостереження Землі та космічного простору, організація дальнього радіозв'язку, проведення технічних експериментів в космосі, дослідження Місяця та планет Сонячної системи.

Про темпи розвитку космічної техніки говорить той факт, що за один рік з моменту запуску першого штучного супутника на навколосемну орбіту було виведено 7 КА, за наступні п'ять років - 130, а за десять років - понад 600.

Система терморегулювання є однією з основних систем КА, від роботи якої залежить його нормальне функціонування. Основними методами терморегулювання, що застосовуються до теперішнього часу на КА, є пасивний спосіб перенесення тепла з використанням теплових мостів і теплових труб і, на більш потужних супутниках, примусовий спосіб перенесення тепла з використанням однофазних рідких теплоносіїв. При помірних теплових навантаженнях такі замкнуті системи з ввімкнутими в них насосами, які приводять в рух теплоносій і радіаторами, що відводять надлишкове тепло, виявилися цілком надійними.

Вагомим недоліком цих систем є те, що температура теплоносія значно змінюється в межах контуру. Теплоємності традиційних рідких теплоносіїв коливаються в діапазоні 680 ... 3600 Дж / (кг - К), а припустима зміна температури теплоносія в контурі зазвичай становить  $T < 5 \dots 10$  К. Різницю температур можна зменшити, підвищивши витрати теплоносія, однак для цього доводиться збільшувати продуктивність насоса, що неминуче веде до збільшення енергоспоживання, діаметрів трубопроводів і маси системи в цілому, при цьому, що маса СТР дуже значна і складає близько 10% від маси виведеного вантажу.

Використання однокомпонентного двухфазного теплоносія дозволяє акумулювати і переносити теплоту у вигляді прихованої теплоти пароутворення, яка на порядки більше теплоємності рідини. Тому двухфазного теплоносія потрібно витратити набагато менше, аніж теплоносія в однофазній системі, що веде до зменшення габаритів і мас трубопроводів та арматури, потужності насоса. Використання теплообміну при кипінні дозволяє підтримувати температуру термстабілізуючих елементів на всій протяжності контуру близької до температури кипіння теплоносія. Саму температуру киплячого теплоносія можна легко стабілізувати за рахунок підтримки одного рівня тиску в усіх парових магістралях за допомогою гідроакумулятора. Процеси тепловіддачі при фазових перетвореннях відбуваються значно інтенсивніше, ніж при однофазному конвективному теплообміні,

Для порівняння теплообмінних контурів з одно- і двофазним теплоносієм використовується ряд критеріїв: маса і геометричні характеристики системи, споживана потужність насоса для прокачування теплоносія при заданих тепловиділенні і відстані теплопереносу, точність термостабілізації всіх об'єктів

при будь-якої потужності і конфігурації тепловиділення і інші, що впливають з технічних вимог до СТР для конкретних КА

Технічний прогрес зумовлює збільшення потреб, що призводить до використання більшої кількості більш технічно складного обладнання, що має більшу вагу і більшу споживану потужність. Споживана приладами електрична потужність в кінцевому підсумку перетворюється в тепло, яке потрібно відвести в навколишній космічний простір випромінюванням. Збір і перенесення тепла від приладів до радіаторів-випромінювачів є однією з найважливіших цілей при розробці КА.

Зі збільшенням тепловиділення на борту КА все більш помітними стають переваги систем терморегулювання на основі теплообмінних контурів на основі теплообмінних контурів з двофазним теплоносієм (ДФК). Всі процеси теплопередачі, що проходять при зміні агрегатного стану, відбуваються значно інтенсивніше, ніж при звичайному конвективному теплообміні, тому маса теплообмінних апаратів ДФК буде значно менше їх маси в контурі з однофазним теплоносієм. Суттєве зменшення маси підсистеми перенесення тепла може бути досягнуто за рахунок меншої витрати теплоносія, неповної заправки контуру, невеликих діаметрів трубопроводів.

При розробці контуру теплопереносу ДФК виникає ряд проблем, більшість з яких не зустрічалася в системах терморегулювання з рідким однофазним теплоносієм. Теплофізичні процеси в двофазному теплоносії в невагомості і на землі відрізняються (позначається вплив сили тяжіння). Ці питання виникають як при конструюванні елементів ДФК (гідроаккумулятора, теплообмінників-випарників, конденсаторів, трубопроводів, обмежувачів витрати, насосів, регуляторів), так і при інтеграції системи (синтез схем, заправка, запусково-зупинні, регулювання, забезпечення стійкої роботи при будь-якій конфігурації і потужності тепловиділення, наземні випробування ДФК та ін.).

Розробка ДФК має більш ніж 20-и річну історію, і до цього дня створення досконалих льотних систем залишається питанням майбутнього. Дана дипломна робота присвячена розробці способу перенесення тепла з використанням ДФК.



### **Вхідні дані**

Необхідно спроектувати двофазну систему теплопереносу стаціонарного супутника зв'язку.

Вихідні дані:

1. Підводиться теплота:  $Q_p = 12000$  Вт;
2. Температура приладів:  $T_{\text{dum}} = 65$  °С;
3. Температура навколишнього середовища:  $T_{\infty} = 260$ К;
4. Відстань теплопереносу:  $L = 20$  м.
5. Теплоносій: аміак

Використовуючи задані вихідні дані необхідно:

1. Вибрати насос, виходячи з розрахунків гідравлічного опору трубопроводів системи;
2. Спроектувати випарник, конденсатор, ТГА.

# **1 ОСНОВНА ЧАСТИНА: РОЗРАХУНОК СТР**

## 1.1 Теоретичні основи

До складу найпростішого двухфазного контуру входять:

1. насос, для забезпечення циркуляції теплоносія;
2. випарники, для передачі тепла від нагріваючих елементів до теплоносія;
3. конденсатори, для передачі тепла від теплоносія до теплових труб випромінюючих панелей;
4. тепловий гідроаккумулятор для підтримки температури кипіння.

На Рисунок 1.1 та Рисунок 1.2 представлена найпростіша схема ДФК.

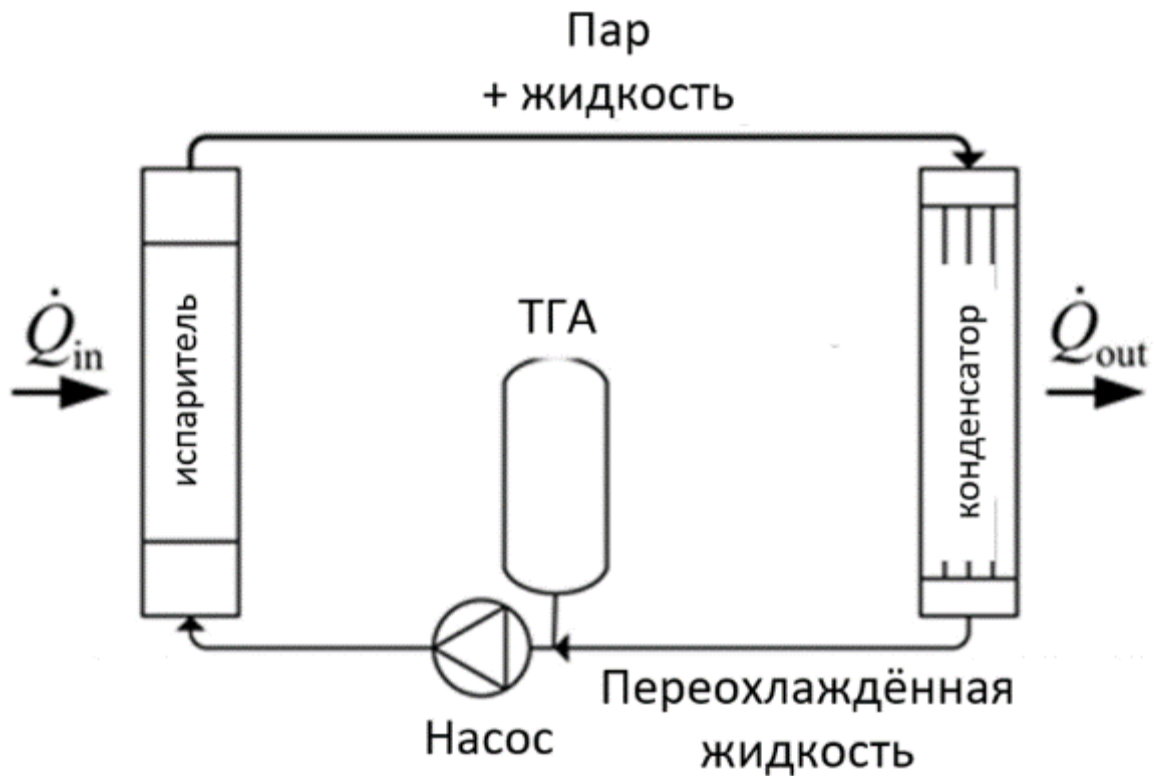


Рисунок 1.1 - Найпростіша схема ДФК

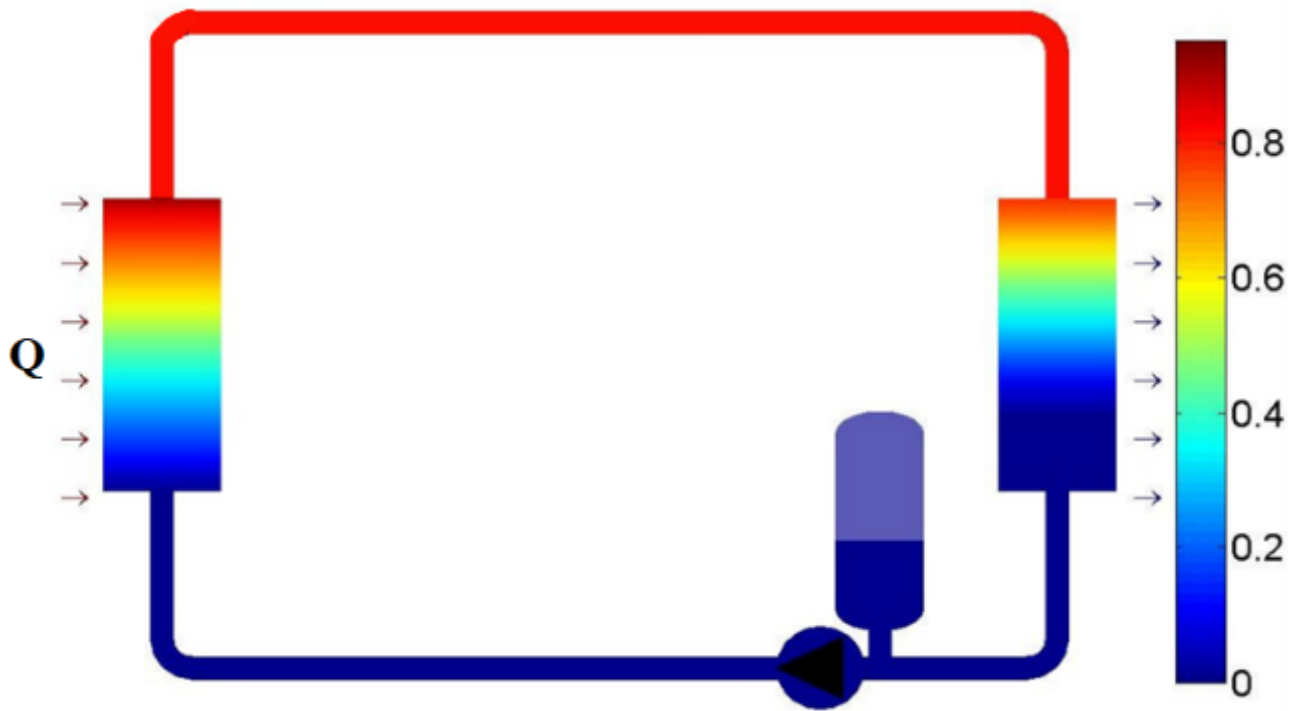


Рисунок 1.2 - Схема розподілу температур в ДФК

Розглянемо кожен елемент ДФК докладніше.

Випарні теплообмінники є ключовими елементами контуру з двофазним теплоносієм.

Вимога високої компактності змушує конструювати теплообмінники з високою питомою поверхневим тепловим потоком, який має обмеження тільки по величині допустимого перепаду температур  $\Delta T$  між теплоносієм і стінкою.

На космічній станції передбачається використовувати широкий спектр рекуперативних теплообмінників для передачі тепла від одного теплоносія до іншого і теплообмінників з механічним контактом. Останні дозволяють роз'єднувати теплообмінні системи без порушення герметичності контурів і призначені для під'єднання до центральної теплової шини різних корисних навантажень і випарників теплових труб радіаційних теплообмінників. Основна проблема їх проектування пов'язана з необхідністю забезпечити надійний тепловий контакт з поверхні роз'єму. Виконані конструкції відрізняються формою поверхні контакт.

Основні вимоги які пред'являються до теплообмінників:

- високі коефіцієнти тепловіддачі;
- низький гідравлічний опір  $\Delta P$ ;
- невеликий обсяг порожнини теплоносія;
- працездатність при нормальній гравітації і мікрогравітації;
- однозначна гідравлічна характеристика;
- достатній запас по відношенню до кризи теплообміну на всіх режимах роботи;

- можливість випробування на Землі при будь-якій орієнтації.

Для випарників істотним вимогою є недеформованість поверхні при подачі тиску в порожнину теплоносія для того, щоб не порушувався тепловий контакт з блоком приладів. Особливо це актуально при використанні аміаку в якості теплоносія, так як робочі тиску в цьому випадку при нормальному рівні температур становлять до 1.5 МПа.

У теплообмінниках передбачається зазвичай дві і більше гідравлічно незалежних порожнин теплоносія, що пов'язано з дублюванням контуру. Під час роботи одна з порожнин законсервована.

Термічний опір стінки теплообмінників в силу малої її товщини і високої теплопровідності матеріалу зазвичай незначний. Тому основні зусилля розробників спрямовані на зменшення термічного опору при передачі тепла між стінкою і теплоносієм. Традиційними способами підвищення ефективності теплообміну є додавання ребер на поверхню, нанесення мікроструктур, використання капілярних структур. Очевидно, що конструктивне оформлення проточної частини визначається перш за все, заданим граничним рівнем теплового потоку: при малих навантаженнях необхідність в ребрах або спеціальних структурах по поверхні відпадає.

Критеріями якісної оцінки виконаних конструкцій теплообмінників при заданому рівні теплової потужності є:

- показник термічного опору  $\Delta T$ ;
- гідравлічний опір  $\Delta P$ ;
- обсяг порожнини теплоносія;
- вартість;
- маса, габарити;
- жорсткість, недеформованість конструкції;
- простота і надійність технології виготовлення;
- працездатність в умовах мікрогравітації і на Землі при будь-якої орієнтації;
- запас по відношенню до кризи теплообміну при різних параметрах потоку на- вході, величиною і напрямку поля сил тяжіння;
- однозначність гідравлічної характеристики.

Для виконання даної роботи було проведено вивчення передових конструкційних рішень, і була обрана найбільш оптимальна конструкцією випарника, зображена на Рисунок 1.3

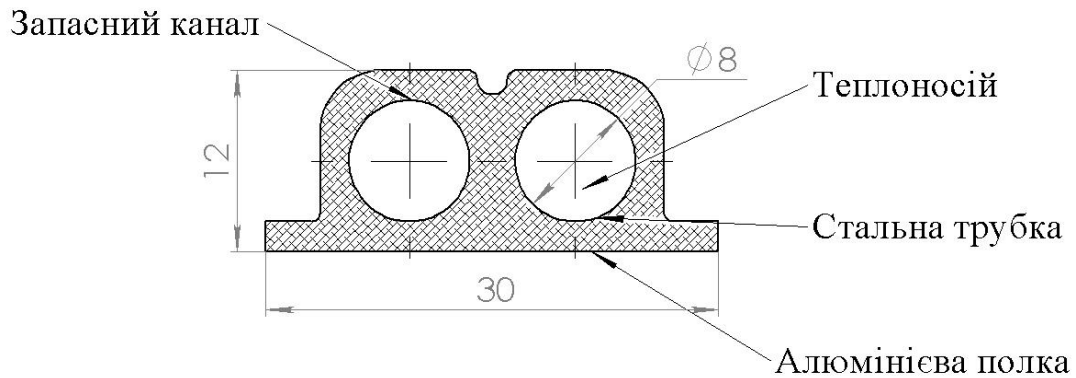


Рисунок 1.3 - Схема профілю випарника

Більшість вимог і критеріїв оцінки, що пред'являються випарним теплообмінникам і конденсаторів збігаються. Особливості ж пов'язані не з напрямком теплового потоку, а зі специфікою процесу конденсації. Відомо, що основне термічний опір при конденсації доводиться на плівку рідини, що утворюється у стінки. Тому так важливі конструктивні заходи, зменшують товщину плівки конденсату або переводять режим конденсації з плівкового в крапельний.

Зменшення товщини плівки можливо шляхом відсмоктування рідини всередину стінки через капілярні структури і спеціальні щілини для відведення рідини в ядро парового потоку за рахунок руйнування або турбулізації плівки. В останньому випадку потік повинен мати значну швидкість. Руйнування плівки, а також перекид з плівкового в крапельний режим конденсації легше здійснити при поверхні. Для інтенсифікації теплообміну при плівковій конденсації знаходять місце і такі способи зниження термічного опору, як пульсації парового потоку зі звуковою частотою, вібрації теплообмінної поверхні, штучна макрошероховатість поверхні, нанесення на неї спеціальних виступів, що сприяють зриву крапель в паровий потік, спиралевидна форма каналу, різні внутрішньо каналні вставки для перемішування і закручування потоку.

Дієвим методом потовщення плівки конденсату без ускладнення конструкції є турбулізація потоку за рахунок значного його прискорення за допомогою звуження діаметра трубки. Таким чином було вирішено прийняти конструкцію конденсатора аналогічній випарника, який показаний на Рисунок 1.4 але з меншим діаметром трубки. Схема одного профілю конденсатора представлена на Рисунок 1.4

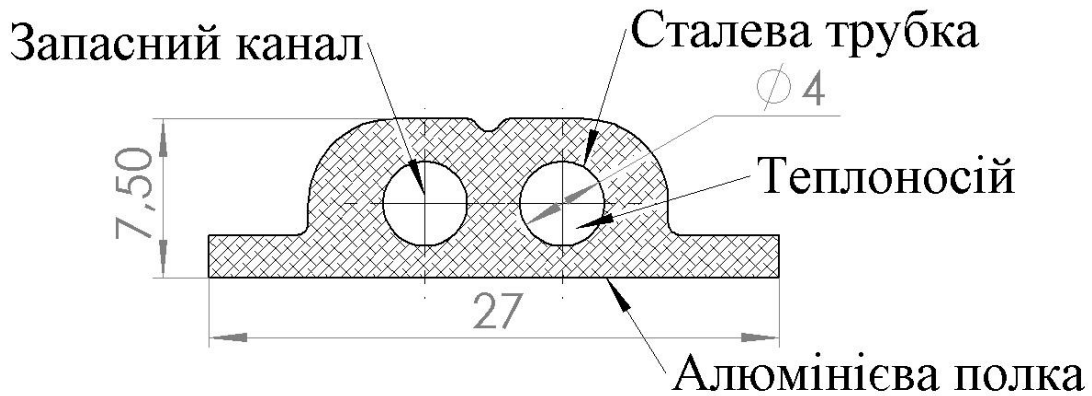


Рисунок 1.4 - Схема профілю конденсатора

Можливості ДФК багато в чому визначаються способом прокачування теплоносія. Найпоширенішим і доступним варіантом є механічні насоси. Вони споживають малу потужність і мають невелику масу. Виробники мають багатий досвід створення і експлуатації таких насосів в рідинних контурах КА. ДФК з механічним насосом стійкий, в ньому легко здійснити активне регулювання. Головним недоліком механічного насоса є його положення з точки зору надійності, так як необхідно забезпечувати стабільну роботу елементів тертя протягом десятків років.

У теплообмінних контурах стоїть завдання обмеження витрат теплоносія через одну з паралельних гілок ділянки теплосбору при різкому зниженні її гідравлічного опору. Таке зниження може статися, наприклад, через виключення теплового навантаження в цій гілці. В однофазних контурах ця проблема не стояла так гостро, так як гідравлічний опір при перебігу однофазної рідини слабо залежить від теплового навантаження. У разі ж течії двофазного потоку при знятті нагріву гідравлічний опір може змінюватися в десятки разів. Традиційно використовується в однофазних системах дросельна шайба виконує в цьому випадку роль регулятора витрати.

При поділі двофазного потоку в трійниках мають місце сепараційні ефекти, які спотворюють представницьке розподіл потоку по гілках (з однаковим паровмістом). Передбачити сепараційні ефекти дуже важко, тому що вони залежать від багатьох факторів: конструкції трійника, параметрів потоку на вході, г гілок, наявності гравітації і ін. Усувається ризик непредставницьким поділу двофазного потоку шляхом установки дистриб'юторів. У цьому випадку поділ потоку стає добре передбачуваним як на землі, так і в невагомості.

Нерівномірний розподіл паровмісту по гілках негативно позначається на розподілі витрат теплоносія і інші параметри мережі конденсаторів:

- збільшується нерівномірність розподілу витрат по паралельних гілках;
- збільшується ймовірність проходження пара через частину гілок і його конденсація в вихідному колекторі на переохолоджених струменях;

- збільшується гідравлічний опір мережі;
- росте тиск (температура) на вході.

В однофазних контурах використовують гідроаккумулятори з газовою подушкою. Типова конструкція такого акумулятора є ємність, розділена рухомою перегородкою (сильфоном, мембраною з малою жорсткістю) на дві частини: з одного боку, знаходиться рідина, з іншого - пружне середовище (газ, пар). До контуру гідроаккумулятор може приєднуватися до або після насосу. Гідроаккумулятор з газової подушкою досить складний, має велику масу і недостатню надійність.

У двофазних контурах (ДФК) доцільно використовувати гідроаккумулятор без розділової мембрани з парою цього ж теплоносія (ТГА). Такі акумулятори повинні мати можливість нагріву / охолодження теплоносія всередині для забезпечення необхідного тиску в контурі. Перевагами ТГА в порівнянні з мембранними гідроаккумуляторами є відсутність газової порожнини і мембрани, простота управління тиском в контурі.



Рисунок 1.5 - Зовнішній вигляд ТГА

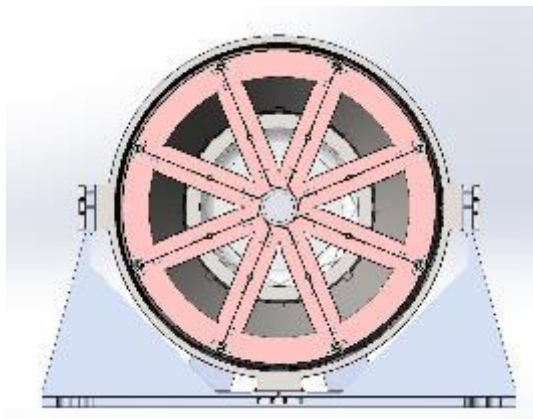


Рисунок 1.6 - ТГА в розрізі

Основними функціями ТГА в складі двухфазного контуру теплопереносу (ДФК) є:



- відведення / підведення рідкого теплоносія в ДФК при зміні теплового навантаження, орбіти, режимів роботи;
- забезпечення необхідного рівня тиску в контурі. Побічно цим забезпечується необхідна температура кипіння / конденсації теплоносія в контурі і необхідний кавітаційний запас на вході в насос.

## 1.2 Розрахунок насосу

Насоси підбираються по графічній характеристиці відображає залежність напору, що розвивається насосом від витрати теплоносія проходить через нього. На графічну характеристику насоса наносять робочу точку системи, яка знаходиться на перетині розрахункового витрати та напору. Робоча точка системи повинна перебувати або на кривій насосної характеристики, або трошки вище неї і якомога ближче до точки насосної характеристики з максимальним ККД. Якщо кілька насосів відповідає заданим характеристикам, слід віддати перевагу насосу меншої потужності, а якщо витрата буде змінюватися в широкому діапазоні слід вибрати насос з пологою робочою характеристикою.

### 1.2.1 Визначення необхідної витрати теплоносія в контурі

Для початку проектувального розрахунку КА необхідно визначити потреби витрачається теплоносія з рівняння теплового балансу:

$$Q_{in} = m_k (Cp_{NH3} \cdot \Delta T_{sab} + r_{NH3} \cdot x_{ex})$$

де,  $-Q_{in}$  підведена теплота, Вт

-  $Cp_{NH3}$  теплоємність рідини, 5063 Дж / кг·К

-  $\Delta T_{sab}$  переохолодження, К

-  $r_{am}$  прихована теплота пароутворення, Дж / кг

-  $x_{ex}$  паровміст

Паровміст на виході з випарника рекомендується приймати в діапазоні  $x_{ex} = 0,3 \dots 0,6$

Приймаємо  $x_{ex} = 0,4$

$\Delta T_{sab} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

$$m_k = \frac{Q_{in}}{Cp_{NH3} \cdot \Delta T_{sab} + r_{NH3} \cdot x_{ex}} = \frac{12000}{5063 \cdot 10 + 1,05 \cdot 10^6 \cdot 0,4} = 0,025 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

### 1.2.2 Гідравлічний опір на ділянці теплопереносу контуру

Рух теплоносія в трубопроводах здійснюється за рахунок енергії, яка передається теплоносію при проходженні його через насоси. Повідомлена теплоносія енергія йде на подолання опору, руху та енергії поверхневих сил в енергії теплового руху внаслідок прояву в'язкості середовища.

Розрізняють два основних види опорів:

- Опору, який проявляються по всій довжині потоку, обумовлений силами в'язкого тертя частинок рідини одна об одну і об стінки, що обмежують потік. Ці втрати звуться шляховими витратами.

- Місцеві гідравлічні опори викликають місцеві втрати напору. Причиною останніх є різного роду конструктивні вставки (коліна, трійники, звуження і розширення потоку, гідродроселі), необхідність установки яких викликається умовами спорудження та експлуатації трубопроводу.

Місцеві гідравлічні опори викликають зміну швидкості руху рідини по величині (звуження і розширення), напрямку (коліно) або величині і напрямкові одночасно (трійник). Тому часто говорять про аналогії між явищами, що відбуваються в місцевих опорах і явищем удару в твердих тілах, яке з механічної точки зору також характеризується раптовою зміною швидкості.

Повна втрата напору при наявності опору обох видів дорівнюватиме сумі колійних і місцевих втрат.

Прийняті допущення:

- модель двофазного потоку - гомогенна, тобто швидкості пару і рідини рівні;
- при розрахунку втрат тиску прийнятий дисперсно - кільцевий режим течії.

Визначимо потрібні діаметри труб для однофазного і двофазного потоків.

Площа поперечного перерізу всередині труби для однофазного ділянки:

$$A_{1f} = \frac{m_k}{w_{1f} \cdot \rho_{1f}} = \frac{0.025}{0.9 \cdot 562,863} = 5,033 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$$

де,  $w_{1f}$  - швидкість течії однофазного потоку приймається за рекомендацією  $<1$  м / с

- $\rho_{1f}$  густина однофазної рідини, кг / м<sup>3</sup>

Внутрішній діаметр труби для однофазного ділянки:

$$d_{1f} = \sqrt{\frac{A_{1f} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{5,033 \cdot 10^{-5} \cdot 4}{\pi}} = 8,005 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

У даному випадку діаметр максимально приближений до 8 мм, тому можна прийняти внутрішній діаметр труби для однофазного потоку згідно сортаменту рівним  $d_{1f} = 0,008$  м

Перерахована площа поперечного перерізу всередині труби для однофазного ділянки:

$$A_{1f} = \frac{\pi \cdot d_{1f}^2}{4} = 5,027 \cdot 10^{-5}, \text{ м}^2$$

Визначимо необхідний діаметр труби для двофазного потоку.

Для розрахунків гідравлічного опору двофазного потоку прийнято користуватися масовим паровмістом. Масовий і об'ємний паровміст пов'язані між собою співвідношенням:

$$\alpha_2 = \frac{1}{1 + \frac{1 - x_{ex}}{x_{ex}} \cdot \frac{\rho_{2f}}{\rho_{1f}}} = \frac{1}{1 + \frac{1 - 0,4}{0,4} \cdot \frac{15,78}{562,86}} = 0,96$$

де, -  $\rho_{2f}$  густина пару, кг / м<sup>3</sup>

-  $\rho_{1f}$  густина однофазної рідини, кг / м<sup>3</sup>

Густина двофазного потоку:

$$\begin{aligned} \rho_{sm} &= \alpha_2 \cdot (\rho_{2f} - \rho_{1f}) + \rho_{1f} = 0,96 \cdot (15,785 - 562,863) + 562,863 \\ &= 37,869 \text{ кг/м}^3 \end{aligned}$$

Внутрішній діаметр труби для двофазного потоку:

$$d_{2f} = \sqrt{\frac{m_k \cdot 4}{\rho_{sm} \cdot \pi \cdot w_{2f}}} = \sqrt{\frac{0,025 \cdot 4}{37,896 \cdot \pi \cdot 19}} = 7,101 \cdot 10^{-3}, \text{ м}$$

де,  $w_{2f}$  - швидкість двофазного потоку, яка приймається відповідно до рекомендації  $< 20$  м/ с

По сортаменту труб приймаємо найближчий більший внутрішній діаметр труби. Для двофазного потоку  $d_{1f} = 0,008$ м

Площа поперечного перерізу каналу для двофазного потоку:

$$A_{2f} = \frac{\pi \cdot d_{2f}^2}{4} = 5,027 \cdot 10^{-5}, \text{ м}^2$$

Визначившись з діаметром трубопроводу приступаємо до розрахунку гідравлічного опору.

Гідравлічний опір ділянки трубопроводу для однофазного потоку.

Число Рейнольдсу однофазного потоку:

$$Re_{1f} = \frac{w_{1f} \cdot d_{1f} \cdot \rho_{1f}}{\mu_{liq}} = \frac{0,85 \cdot 0,008 \cdot 562,863}{103,789 \cdot 10^{-6}} = 39050$$

де,  $\mu_{liq}$  динамічна в'язкість рідини, Па·с

Коефіцієнт тертя:

$$\xi_{1f} = \frac{0.3164}{Re_{1f}^{0.25}} = \frac{0.3164}{36880^{0.25}} = 0,023$$

Втрати тиску в трубопроводі для однофазної ділянки:

$$\begin{aligned} \Delta P_{1f} &= \xi_{1f} \cdot \frac{L}{d_{1f}} \cdot \frac{m_k^2}{2 \cdot \rho_{1f} \cdot A_{1f}^2} = 0,023 \cdot \frac{20}{0,008} \cdot \frac{0,025^2}{2 \cdot 562,863 \cdot (5,027 \cdot 10^{-5})^2} \\ &= 128600 \text{ Па} \end{aligned}$$

де,  $L$  - довжина ділянки трубопроводу з однофазної рідиною, м

Розрахунок гідравлічного опору для двофазної ділянки.

Число Рейнольдсу для двофазного ділянки:

$$Re_{2f} = \frac{m_k \cdot d_{2f}}{\mu_{liq} \cdot A_{2f}} = \frac{0,025 \cdot 0,008}{103,789 \cdot 10^{-6} \cdot 5,027 \cdot 10^{-5}} = 39100$$

Коефіцієнт тертя для двофазної ділянки:

$$\xi_{2f} = \frac{0.3164}{Re_{2f}^{0.25}} = \frac{0.3164}{39100^{0.25}} = 0.023$$

Параметр двофазовості для дисперсно-кільцевого режиму:

$$\begin{aligned} \Phi_{lo} &= \left[ 1 + 0.5 \cdot \left( \frac{\rho_{1f}}{\rho_{2f}} - 1 \right) \right]^{0.75} \cdot \left[ 1 + 0.5 \cdot \left( \frac{\rho_{1f} \cdot \mu_{vap}}{\rho_{2f} \cdot \mu_{liq}} - 1 \right) \right]^{0.25} \\ &= \left[ 1 + 0.5 \cdot \left( \frac{562,863}{15,785} - 1 \right) \right]^{0.75} \\ &\quad \cdot \left[ 1 + 0.5 \cdot \left( \frac{562,863 \cdot 10,673 \cdot 10^{-6}}{15,785 \cdot 103,789 \cdot 10^{-6}} - 1 \right) \right]^{0.25} = 9,076 \end{aligned}$$

де,  $\mu_{vap}$  - коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с

Втрати тиску в трубопроводі для двофазної ділянки:

$$\begin{aligned} \Delta P_{2f} &= \Phi_{lo} \cdot \xi_{2f} \cdot \frac{L}{d_{2f}} \cdot \frac{m_k^2}{\rho_{1f} \cdot 2 \cdot A_{2f}^2} \\ &= 10,948 \cdot 0,023 \cdot \frac{20}{0,008} \cdot \frac{0,025^2}{562,863 \cdot 2 \cdot (5,027 \cdot 10^{-5})^2} = 116700 \text{ Па} \end{aligned}$$

Сумарний гідравлічний опір трубопроводу:

$$\Delta P_f = \Delta P_{1f} + \Delta P_{2f} = 128600 + 116700 = 245300 \text{ Па}$$

### 1.2.3 Гідравлічний опір конденсатору

Інтенсивність відводу тепла на різних ділянках радіаційних панелей може бути не однакою. Тому блоки конденсаторів працюватимуть в неоднакових умовах. Існує небезпека прориву бульбашок пари з конденсаторів з поганими умовами тепловідведення у вихідний колектор і далі до насоса. Це негативне явище може призвести до кавітації насоса. За рахунок встановлення дроселів на виході з блоків конденсаторів обмежується можливість проходу великої кількості пара через нього, тому що при попаданні бульбашок пару в дросель його гідравлічний опір різко зростає і відбувається перерозподіл потоків в мережі конденсаторів. Більша витрата направляється в конденсатори з хорошим умовою тепловідведення. Гідравлічний опір дроселя в цьому випадку в рідинному режимі складає близько 10% від перепаду тиску всього конденсатора.

Схема конденсатора спроектована таким чином, що складається з 16 паралельних гілок. Тиск на вході і на виході для кожної гілки однаково, тому досить порахувати гідравлічний опір однієї гілки.

На Рисунок 1.7 зображена гілка КК. Видно кількість і довжини прямих ділянок і поворотів.

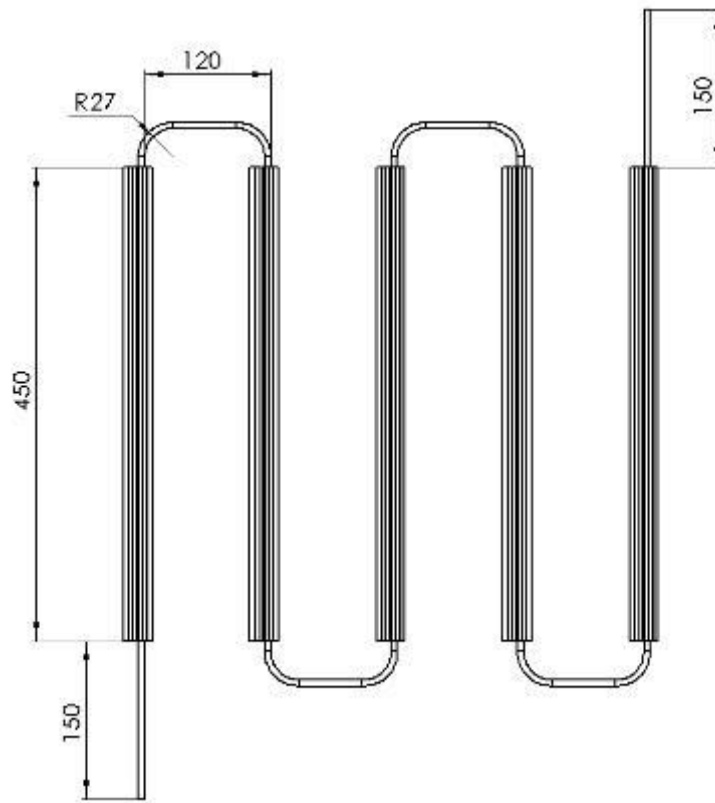


Рисунок 1.7 - Схема гілки конденсатора

Порахуємо загальну довжину прямих ділянок

$$L_{vcc} = n_{vcc} \cdot L_{CC} + L_{tcc} \cdot 2 = 5 \cdot 0,45 + 0,15 \cdot 2 = 2,55 \text{ м}$$

Число Рейнольдса:

$$Re_{cc} = \frac{m_{cc} \cdot d_{cc}}{\mu_{liq} \cdot A_{cc}} = \frac{1.15 \cdot 10^{-3} \cdot 0.004}{103.789 \cdot 10^{-6} \cdot 1,257 \cdot 10^{-5}} = 4792$$

де, -  $A_{cc} = \frac{\pi \cdot d_{cc}^2}{4}$  площа поперечного перерізу трубопроводу КК, м<sup>2</sup>

$d_{cc}$  - внутрішній діаметр трубопроводу КК, мм

Коефіцієнт опору тертя прямого каналу:

$$\lambda_{cc} = \frac{0.3164}{Re_{cc}^{0.25}} = \frac{0.3164}{4792^{0.25}} = 0.038$$

Втрати тиску в прямих ділянках трубопроводу секції конденсатора:

$$\Delta P_{psc} = \Phi_{lo} \cdot \lambda_{cc} \cdot \frac{L_{cc}}{d_{cc}} \cdot \frac{m_{cc}^2}{\rho_{1f} \cdot 2 \cdot A_{cc}^2} = 3020 \text{ Па}$$

Коефіцієнт місцевого опору коліна складається з перемноження коефіцієнтів, що враховують вплив кута зігнутості коліна і вплив відносного радіуса заокруглення.

Коефіцієнт, що враховує вплив кута зігнутості коліна  $\delta_p$  і для даного випадку дорівнює:

$$A_{1cc} = 1$$

Коефіцієнт, що враховує вплив відносного радіуса заокруглення коліна

$$B_{1cc} = \frac{0.21}{\sqrt{\frac{0.027}{d_{cc}}}} = \frac{0.21}{\sqrt{0.004}} = 0.081$$

Коефіцієнт місцевого опору коліна конденсатору:

$$\xi_{mcc} = A_{1c} \cdot B_{1c} = 1 \cdot 0.081 = 0.081$$

Коефіцієнт опору тертя коліна конденсатору:

$$\lambda_{trcc} = \frac{0.3164}{Re_{cc}^{0.2}} = \frac{0.3164}{4792^{0.2}} = 0.058$$

Коефіцієнт місцевого опору коліна конденсатору:

$$\xi_{trcc} = 0.0175 \cdot \delta_p \cdot \lambda_{trcc} \cdot \frac{R_{cc}}{d_{cc}} = 0.0175 \cdot 90 \cdot 0.058 \cdot \frac{0.027}{0.004} = 1.235$$

Коефіцієнт гідравлічного опору коліна конденсатора:

$$\xi_{mfcc} = \xi_{mcc} + \xi_{trcc} = 0.081 + 1.235 = 1.316$$

Сумарний перепад тиску колін:

$$\Delta P_{mc} = \Phi_{lo} \cdot \xi_{mfcc} \cdot \frac{m_{cc}^2}{\rho_{1f} \cdot 2 \cdot A_{cc}^2} \cdot n_{cc} = 163.934 \text{ Па}$$

Повний перепад тиску змійовика конденсатору:

$$\Delta P_{cond} = \Delta P_{psc} + \Delta P_{mcc} + \Delta P_{mc} = 3020 + 886.3 = 163.93 = 4495 \text{ Па}$$



### 1.2.4 Гідравлічний опір блоку випарників

Малюнок змійовика випарника приведено на Рисунок 1.8 - Схема гілки випарника.

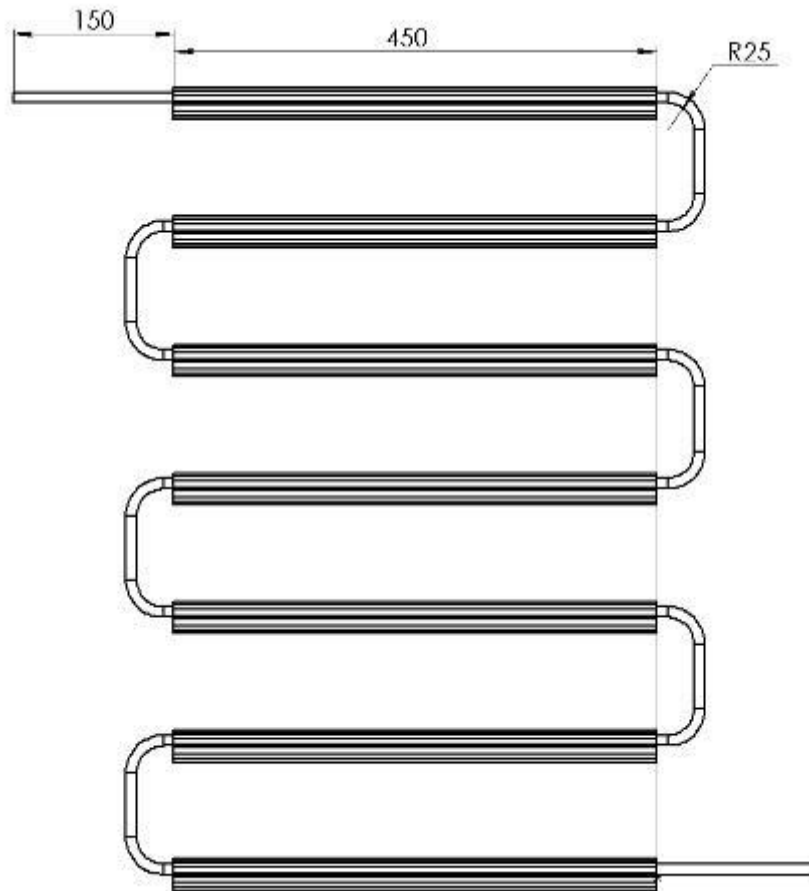


Рисунок 1.8 - Схема гілки випарника

Сумарна довжина рівних ділянок змійовика:  $L_{ev} = 3,2\text{м}$

Кількість поворотів:  $n_{ev} = 12\text{шт.}$

Приймаємо, що по всій довжині змійовика рухається двофазний потік з витратою:

$$m_{ev} = \frac{m_k}{4} = \frac{0.025}{4} = 6,25 \cdot 10^{-3} \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Число Рейнольдса для випарника:

$$Re_{ev} = \frac{m_{ev} \cdot d_{ev}}{\mu_{liq} \cdot A_{ev}} = \frac{6,25 \cdot 10^{-3} \cdot 0.008}{103.789 \cdot 10^{-6} \cdot 5,027 \cdot 10^{-5}} = 9584$$

Коефіцієнт опору тертя прямого каналу:

$$\lambda_{ev} = \frac{0.3164}{Re_{ev}^{0.25}} = \frac{0.3164}{9584^{0.25}} = 0.032$$

Параметр двофазності для дисперсно-кільцевого режиму:

Втрати тиску в прямих ділянках трубопроводу секції випарника:

$$\Delta P_{pev} = \Phi_{lo} \cdot \lambda_{ev} \cdot \frac{L_{ev}}{d_{ev}} \cdot \frac{m_{ev}^2}{\rho_{1f} \cdot 2 \cdot A_{ev}^2} = 1593 \text{ Па}$$

Коефіцієнт, що враховує вплив кута  $\delta_p$  для даного випадку дорівнює:

$$A_{1cc} = 1$$

Коефіцієнт, що враховує вплив відносного радіуса закруглення коліна:

$$B_{1cc} = \frac{0.21}{\sqrt{\frac{R_{ev}}{d_{cc}}}} = \frac{0.21}{\sqrt{\frac{0.03}{0.004}}} = 0.108$$

Коефіцієнт місцевого опору коліна:

$$\xi_{mev} = A_{1ev} \cdot B_{1ev} = 1 \cdot 0.108 = 0.108$$

Коефіцієнт опору тертя коліна:

$$\lambda_{trev} = \frac{0.3164}{Re_{ev}^{0.25}} = \frac{0.3164}{9584^{0.25}} = 0.032$$

Коефіцієнт місцевого опору коліна:

$$\xi_{trev} = 0.0175 \cdot \delta_p \cdot \lambda_{trev} \cdot \frac{R_{ev}}{d_{ev}} = 0.0175 \cdot 90 \cdot 0.032 \cdot \frac{0.03}{0.008} = 0.378$$

Коефіцієнт гідравлічного опору коліна:

$$\xi_{mfev} = \xi_{mev} + \xi_{trev} = 0.108 + 0.378 = 0.486$$

Повний перепад тиску колін:

$$\Delta P_{mev} = \Phi_{lo} \cdot \xi_{mfev} \cdot \frac{m_{ev}^2}{\rho_{1f} \cdot 2 \cdot A_{ev}^2} \cdot n_{ev} = 726,7 \text{ Па}$$

Сумарні змійовика випарника:

$$\Delta P_{ev} = \Delta P_{pev} + \Delta P_{mev} = 1593 + 726,7 = 2319,7 \text{ Па}$$

### 1.2.5 Розрахунок діаметрів дроселів в контурі

У двофазних контурах теплопереносу систем терморегулювання космічних апаратів актуальною є задача забезпечення необхідного поточкорозподілу. Гідрравлічний опір на двофазній ділянці випарника суттєво залежить від паровмісту який, в свою чергу, визначається тепловим навантаженням приладів, розташованих на випарнику. В результаті можлива ситуація, коли в випарнику з великим теплопідводом і, відповідно, великим паровмістом через збільшення гідрравлічного опору витрата теплоносія знизиться до критично малої величини, що призведе до кризи тепловіддачі і перегріву приладів. Для виключення цієї ситуації використовуються місцеві опори (гідрравлічні дроселі), які встановлюються на вході в випаровувач. Гідрравлічний опір дроселів підбирається таким чином, щоб воно істотно перевершувало гідрравлічний опір самого випарника. Таким чином контур стає нечутливим до величини і конфігурації тепловиділення у випарникові.

В конденсаторі дроселі встановлюють на виході з гілки КК запобігаючи можливості надходження пари в складальний колектор.

Існує загальна рекомендація по підборі дроселів - для конденсаторів дросель повинен забезпечувати гідрравлічний опір рівним 10% від загального гідрравлічного опору конденсаторного блоку; для випарників дросель повинен забезпечувати гідрравлічний опір рівний 70% від загального гідрравлічного опору блоку випарників.

Гідрравлічний опір дроселів конденсатору:

$$\Delta P_{thcc} = \Delta P_{cond} \cdot 10\% = 4495 \cdot 10\% = 449,5 \text{ Па}$$

Площа поперечного перерізу дроселя конденсатору:

$$A_{thcc} = \frac{m_{cc}}{\mu_{thcc} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{thcc}} \cdot \rho_{1f}} = \frac{1,56 \cdot 10^{-3}}{0,7 \cdot \sqrt{2 \cdot 449,5} \cdot 562,863} = 3,138 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

де, -  $\mu_{thcc} = 0,7$  коефіцієнт витрати дроселя

Діаметр дроселя:

$$d_{thcc} = \sqrt{\frac{A_{thcc} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{3,138 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{\pi}} = 1,99 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Необхідний діаметр прохідного перетину дроселя конденсатора дорівнює 1,99мм.

Гідрравлічний опір дроселів випарника:

$$\Delta P_{thev} = \Delta P_{ev} \cdot 70\% = 2.320 \cdot 70\% = 1624 \text{ Па}$$

Площа поперечного перерізу дроселя:

$$A_{thev} = \frac{m_{ev}}{\mu_{thev} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{thev} \cdot \rho_{1f}}} = \frac{6,25 \cdot 10^{-3}}{0,7 \cdot \sqrt{2 \cdot 1624 \cdot 562,863}} = 4,167 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2$$

де,  $\mu_{thev} = 0,7$  - коефіцієнт витрати дроселя

Діаметр дроселя:

$$d_{thev} = \sqrt{\frac{A_{thev} \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{4,402 \cdot 10^{-6} \cdot 4}{\pi}} = 2,37 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

Отримуємо, що необхідний діаметр дроселя дорівнює 2.37мм.

### 1.2.6 Підбір насоса

Для визначення потрібного напору, створюваного насосом необхідно скласти гідравлічний опір на ділянці теплопереносу, в конденсаторі, випарнику і на дроселях

$$\begin{aligned} \Delta P_{\Sigma} &= \Delta P_f + \Delta P_{cond} + \Delta P_{ev} + d_{thev} + d_{thcc} \\ &= 129600 + 4495 + 2319,7 + 449,5 + 1624 = 163411 \text{ Па} \end{aligned}$$

Знаючи гідравлічні втрати в контурі ДФК і масова витрата скористаємося графічної характеристикою насоса, показаної на Рисунок 1.9.

Обраний насос Місгоримр GC-M25 окремо тарованого на аміаку. Дана характеристика зображена на Рисунок 1.10.

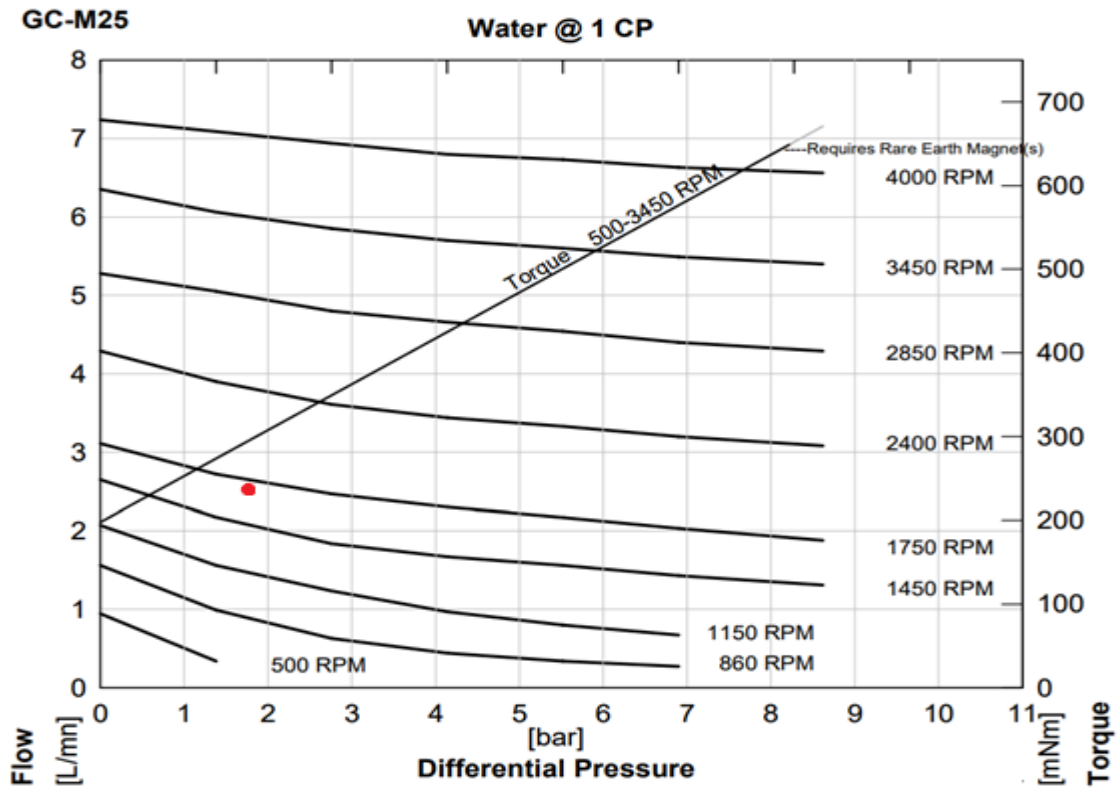


Рисунок 1.9 - Графік характеристики насоса

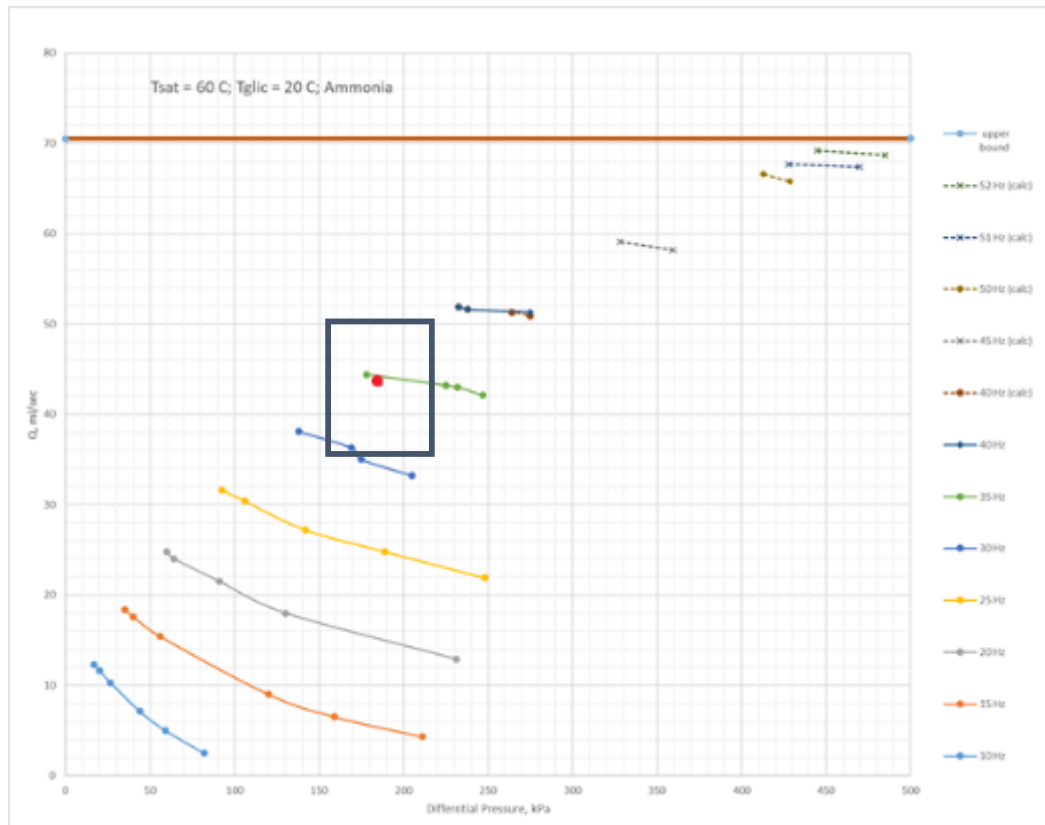


Рисунок 1.10 - Характеристика насоса для аміаку

### 1.3 Розрахунок конденсаторів і радіаційних панелей

Конденсатор складається з мережі з'єднаних між собою компактних конденсаторів (далі КК), закріплених на теплових трубах (далі ТТ). Конструкція секції прдеставлена на Рисунок 1.11 - Схема секції конденсатора

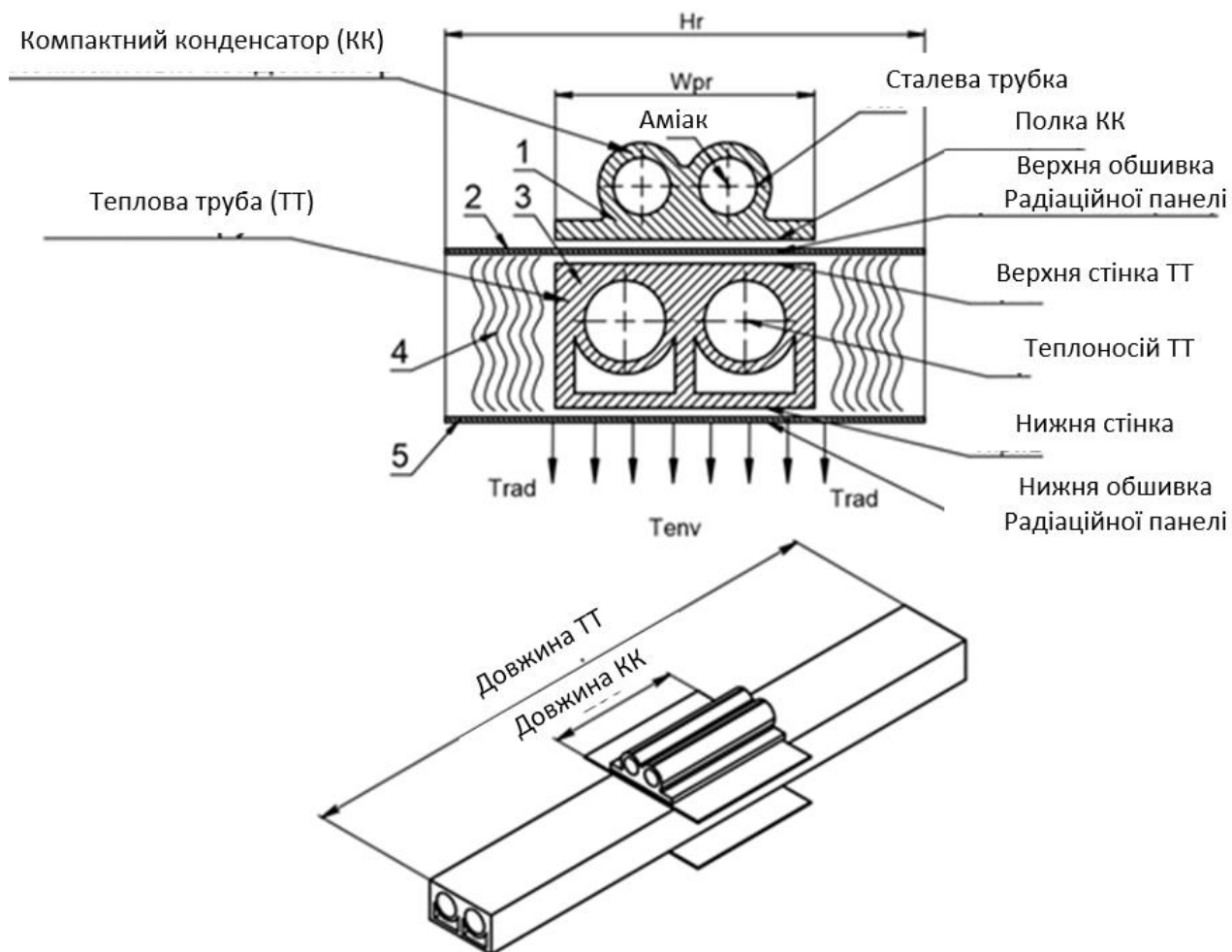


Рисунок 1.11 - Схема секції конденсатора

Радіаційна панель являє собою збірну конструкцію зображену на Рисунок 1.12. Подібні конструкції широко застосовуються в авіаційно-космічній промисловості, що обумовлено їх високою техніко-економічною ефективністю і малою масою при високій міцності і жорсткості. Така конструкція з внутрішнім алюмінієвим прошарком або ж з вуглецевого армованого полімеру. Між двома алюмінієвими листами знаходиться внутрішній прошарок - наповнювач особливої форми, найчастіше чотирьох - або шестикутної форми, який представлений у вигляді "медової стільниці". Ця конструкція є багат шаровою.

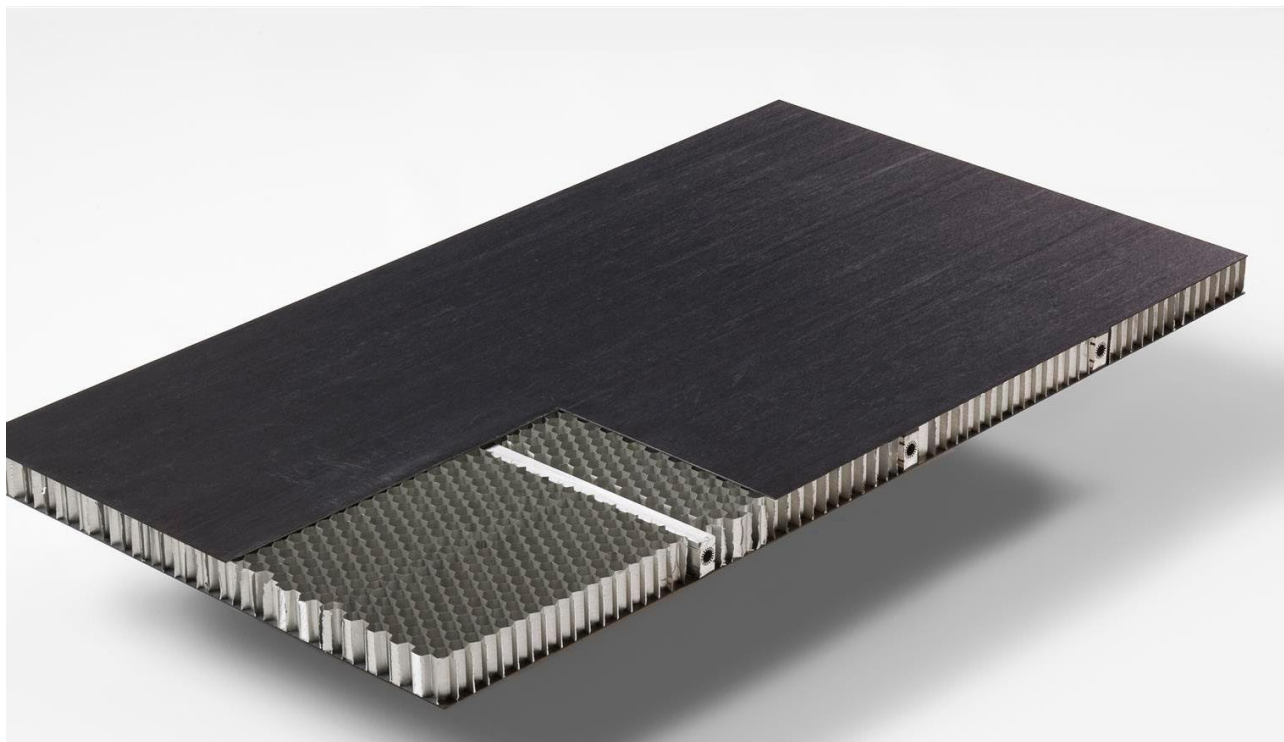


Рисунок 1.12 - загальний вид сота-панелі

На Рисунок 1.13 зображений фрагмент сота панелі. Сотова панель складається з верхньої та нижньої обшивок 1. Між ними стільниковий заповнювач 2, з'єднаний з зовнішніми і внутрішніми обшивками. Це з'єднання може здійснюватися будь-якими відомими способами, які прийнятні для використання цієї панелі та умов експлуатації. Особливістю сота панелей для космічної промисловості являється наявність вбудованих в них теплових труб.

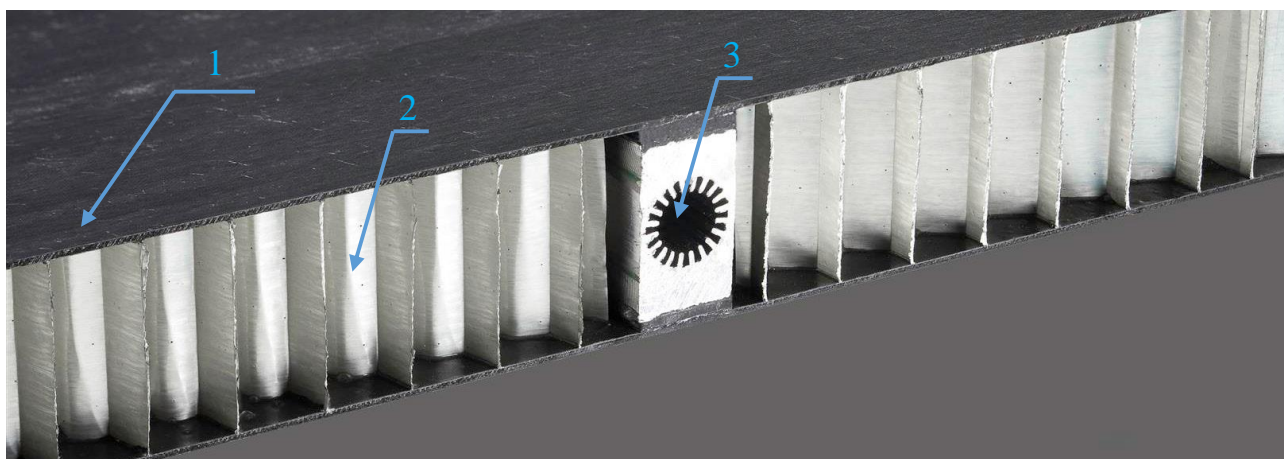
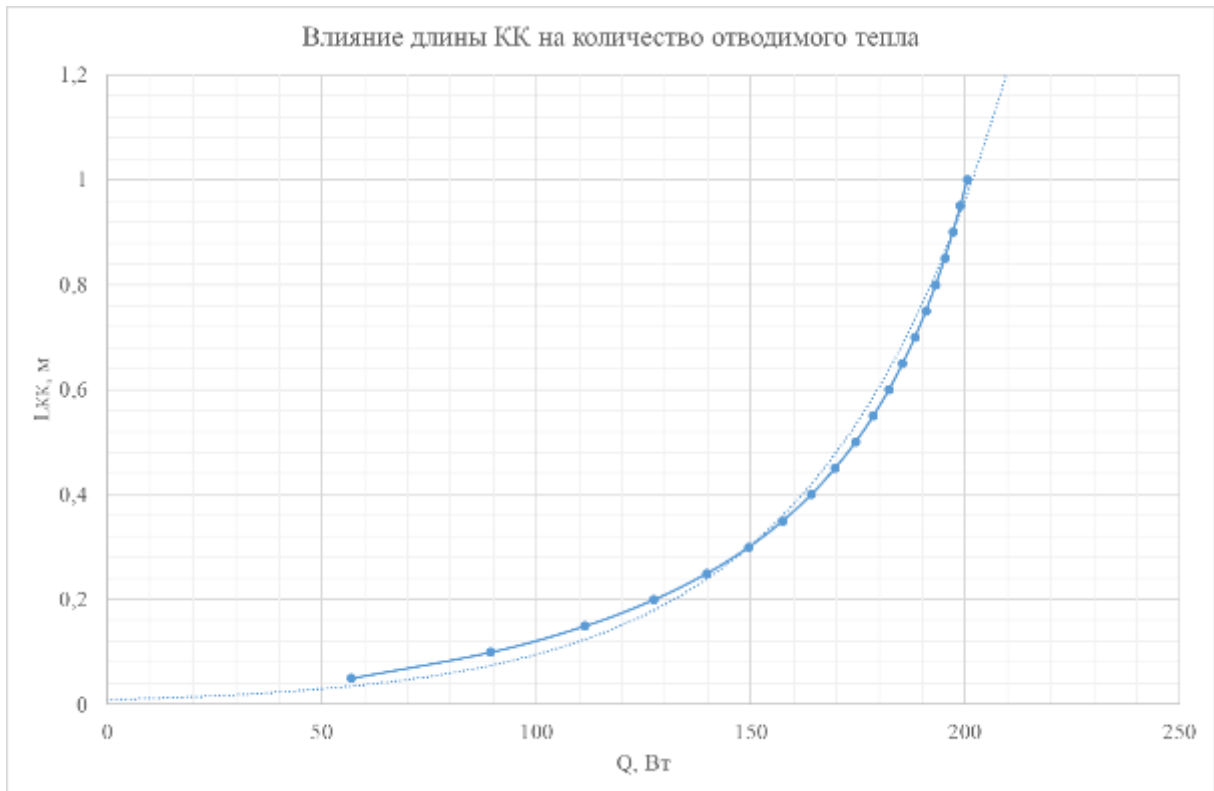


Рисунок 1.13 - Фрагмент сота-панелі

Геометрія КК задана. Довжина КК подирає з рекомендацій і перебувати проміжку 0,35 ... 0,85 м. Так на рисунку 1.14 можна побачити, що при довжині КК понад 0,85 збільшення довжини приводить до незначного збільшення відведеного тепла, що нецелесобрано.





рисунку 1.14 - Графік впливу довжини КК на кількість відведеного тепла

Довжина ТТ вибирається з рекомендованого проміжку 3,2 ... 4 м.

Вихідні дані для розрахунку конденсаторів:

Довжина КК:  $L_{cc} = 0,45\text{м};$

Ширина полки КК:  $w_{pr} = 0,027\text{м};$

Діаметр трубки КК:  $d_{kond} = 0,004\text{м};$

Довжина теплової труби:  $L_{HP} = 3,5\text{м};$

Ширина між КК:  $H_r = 0,12\text{м};$

Коефіцієнт випромінювання:  $\varepsilon = 0,84;$

Температура теплоносія всередині трубок КК:  $T_f = T_{sat} = 50^\circ\text{C} = 323\text{K};$

Температура навколишнього середовища:  $T_{env} = 260\text{K}.$

Процес передачі тепла відбувається наступним чином:

- Тепло від аміаку  $T_f$ , передається до стінки труби  $T_{w1}$  за рахунок тепловіддачі.

- Від стінки труби до алюмінієвий полиці теплопровідністю.  $T_{w1}T_{w2}$

- Далі тепло проходить від полки КК до верхньої обшивці між якими є контактна термічний опір.  $T_{w2}T_{sk1}$

- Через верхню обшивку від до  $T_{sk1}$  стінці ТТ, тепло передається також теплопровідністю  $T_{HPw1}$
- Від стінки теплової труби до теплоносія ТТ здійснюється теплопередача  $T_{HPw1}T_{HP}$
- Потім від теплоносія до стінки ТТ  $T_{HP}T_{HPw2}$
- Від до нижньої обшивці через контактний опір тепло передається теплопровідністю  $T_{HPw2}T_{rad}$
- І нарешті від нижньої обшивки в навколишнє середовище випромінюванням  $T_{rad}T_{env}$

Теплові потоки на всіх ділянках теплопереносу в стаціонарному режимі рівні. Запишемо рівняння для кожної ділянки теплопереносу:

$$Q = \frac{1}{R_{tr}} (T_f - T_{w1})$$

$$Q = \frac{1}{R_1} (T_{w1} - T_{w2})$$

$$Q = \frac{1}{R_2} (T_{w2} - T_{HP})$$

$$Q = \frac{1}{R_3} (T_{HP} - T_{sk2})$$

$$Q = \frac{1}{R_4} (T_{sk2} - T_{rad})$$

$$Q = 2\varepsilon\sigma L_{HP}H_r(T_{rad}^4 - T_{env}^4)$$

Вирішуючи спільно цю систему рівнянь, знаходимо все температури і тепловий потік в секції радіаційної панелі  $Q$ .

Кількість секцій визначається як  $Q_p/Q$ , Де - підведене теплове навантаження  $Q_p$

Аналізуємо отримані дані, в разі потреби корегуємо і виробляємо перерахунок.

Приклад розрахунку конденсатора.

Схематично зобразимо мережу КК в радіаційної панелі (Рисунок 1.15). Вхідний теплоносій вхідним колектором ділиться на дві випромінюючих панелі, де в свою чергу поділяється на два блоки в кожному знаходяться по вісім гілок. У кожній гілці послідовно розташовано по 5 КК. Усі гілки з'єднані зі збираючими колекторами. В результаті кількість КК приймається рівним 80.

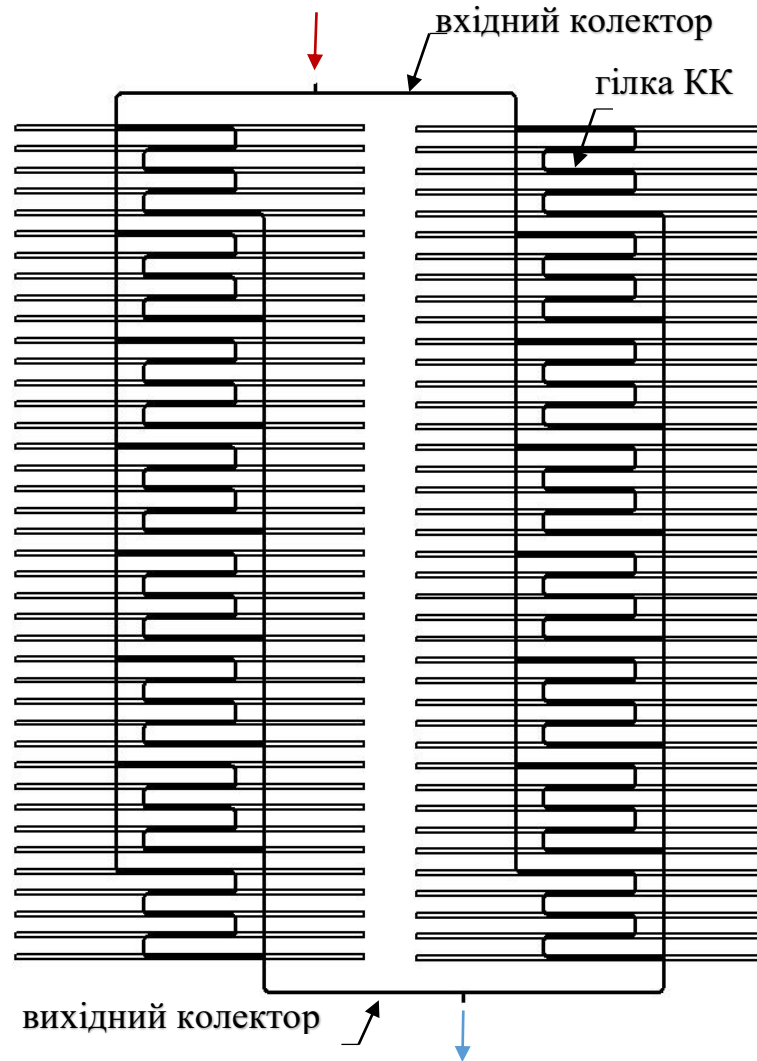


Рисунок 1.15 - Схема мережі КК в радіаційних панелях

Витрата теплоносія на вході ділиться на 16 частин, з цього масова витрата в мережі КК становить:  $m_k/16$ .

Для подальшого розрахунку схеми КК порахуємо коефіцієнт тепловіддачі при конденсації за допомогою кореляції Shah, взятої з програмного продукту ANSYS.

Алгоритм розрахунку тепловіддачі наступний:

- Визначається число Рейнольдса як при перебігу однофазної рідини:

$$Re_{dg} = \frac{\left(\frac{m_k}{16}\right) \cdot d_{kond}}{\mu_{liq} \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_{kond}^2}{4}\right)} = \frac{\left(\frac{0,025}{16}\right) \cdot 0,004}{103,789 \cdot 10^{-6} \cdot \left(\frac{\pi \cdot 0,004^2}{4}\right)} = 4792$$

де, діаметр сталеві трубки в якій відбувається конденсація,  $d_{kond}$

- Визначається число Прандтля:

$$Pr_g = \frac{\mu_{liq} \cdot c_{p_{liq}}}{\lambda_{liq}} = \frac{103,789 \cdot 10^{-6} \cdot 5063,53}{376,375 \cdot 10^{-3}} = 1,396$$

де,  $Cp_{liq}$  - теплоємність рідкого аміаку, Дж / (кг · К);

$\lambda_{liq}$  - коефіцієнт теплопровідності рідкого аміаку, Вт / (м · К)

Визначається коефіцієнт тепловіддачі при течії однофазної рідини, але з витратою двофазного потоку:

$$\begin{aligned}\alpha_{L0Shah} &= 0.023 \cdot Re_{dg}^{0.8} \cdot Pr_g^{0.4} \cdot \frac{\lambda_{liq}}{d_{kond}} \\ &= 0,023 \cdot 4792^{0.8} \cdot 1,396^{0.4} \cdot \frac{376.375 \cdot 10^{-3}}{0,004} = 2176 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}\end{aligned}$$

Далі за допомогою кореляції Shah визначається коефіцієнт тепловіддачі при конденсації:

$$\begin{aligned}\alpha_{TPShah} &= \alpha_{L0} \left( (1 - x_{ex})^{0.8} + 3.8 \frac{x_{ex}^{0.76} (1 - x_{ex})^{0.04}}{\left(\frac{P_{sat}}{P_{cr}}\right)^{0.38}} \right) \\ &= 1919 \left( (1 - 0,4)^{0.8} + 3.8 \frac{0,5^{0.76} (1 - 0,4)^{0.04}}{\left(\frac{2034 \cdot 10^3}{11,4 \cdot 10^6}\right)^{0.38}} \right) = 9220 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}\end{aligned}$$

де,  $P_{sat}$  - тиск насичення аміаку, яке визначається по температурі насичення  $T_{sat}$  °С, Па;

$P_{cr}$  - критичний тиск аміаку при температурі 132°С, Па.

Зробимо повторно розрахунок коефіцієнта тепловіддачі при конденсації за допомогою іншої кореляції Cavalinni, взятої з програмного продукту ANSYS.

- Визначається коефіцієнт тепловіддачі при течії однофазної рідини, але з витратою двофазного потоку:

$$\begin{aligned}\alpha_{L0Caval} &= 0.05 \cdot Re_{dg}^{0.8} \cdot Pr_g^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{\lambda_{liq}}{d_{kond}} = 0,05 \cdot 3834^{0.8} \cdot 1,396^{\frac{1}{3}} \cdot \frac{376.375 \cdot 10^{-3}}{0,004} \\ &= 4627 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}\end{aligned}$$

- Далі за допомогою кореляції Cavalinni визначається коефіцієнт тепловіддачі при конденсації:

$$\begin{aligned}\alpha_{TPCaval} &= \alpha_{L0Caval} \left( 1 - x_{ex} + x_{ex} \cdot \sqrt{\frac{\rho_l}{\rho_v}} \right)^{0.8} \\ &= 3870 \left( 1 - 0,4 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{562,86}{15,785}} \right)^{0.8} = 11110 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}\end{aligned}$$

де,  $\rho_l$  - густина аміаку в рідкому стані, кг / м<sup>3</sup>;

$\rho_v$  - густина аміаку в газоподібному стані, кг / м<sup>3</sup>

Відмінності в показаннях коефіцієнта тепловіддачі при конденсації за допомогою кореляції Shah і Cavalinni склали 17%. Для розрахунку будемо використовувати найгірше значення, отримане при кореляції Shah.

Після того як коефіцієнт тепловіддачі знайдений, можна приступати до пошуку кількості теплоти яке відводиться одним КК.

В технічному завданні задані наступні величини:

- коефіцієнт теплопередачі між полицею КК  $T_{w2}$  і верхньої обшивкою:  
 $\alpha_1 = 5000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

- коефіцієнт теплопередачі між обшивкою  $T_{sk1}$  і стінкою ТТ  $T_{HPw1}$  з боку КК:  $\alpha_2 = 4000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

- коефіцієнт теплопередачі між стінкою ТТ  $T_{HPw1}$  і теплоносієм усередині ТТ  $T_{HP}$ :  $\alpha_3 = 10644 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

- коефіцієнт теплопередачі між теплоносієм усередині ТТ  $T_{HP}$  і стінкою ТТ на ділянці конденсації  $T_{HPw2}$ :  $\alpha_4 = 1172 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

- коефіцієнт теплопередачі між стінкою ТТ  $T_{HPw2}$  і обшивкою з боку радіаційної поверхні  $T_{sk2}$ :  $\alpha_5 = 4000 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}};$

Термічні опори ділянок КК:

- термічний опір від теплоносія  $T_f$  до внутрішньої стінки труби:  $T_{w1}$

$$R_{tr} = \frac{1}{\alpha_{TP} \cdot \pi \cdot d_{kond} \cdot n \cdot L_{cc}} = \frac{1}{9220 \cdot \pi \cdot 0,004 \cdot 1 \cdot 0,45} = 0,019 \text{ (К} \cdot \text{м}^2\text{)/Вт}$$

де,  $n$  - кількість працюючих каналів КК, шт

$L_{cc}$  - довжина КК, м

- термічний опір від внутрішньої поверхні трубок  $T_{w1}$  до поверхні полки КК  $T_{w2}$ :

$$R_1 = \frac{R_{1s}}{w_{pr} \cdot L_{cc}} = \frac{226.56 \cdot 10^{-6}}{0.027 \cdot 0.45} = 0.019 \text{ (К} \cdot \text{м}^2\text{)/Вт}$$

де,  $R_{1s}$  - термічний опір алюмінієвої полки, К / Вт

$w_{pr}$  - ширина полки КК, м

- термічний опір від полки КК  $T_{w2}$  до теплоносія в ТТ, в розрахунку на площу полки КК  $T_{HP}$ . Площа полки:  $S_{cc} = w_{pr} \cdot L_{cc}$

$$R_{2s} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{1}{\alpha_3} = \frac{1}{5000} + \frac{1}{4000} + \frac{1}{10644} = 5,439 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$$

де,  $\alpha_1$  - коефіцієнт теплопередачі між полицею КК  $T_{w2}$  і верхньої обшивкою,  $T_{sk1}$  Вт/м<sup>2</sup>/К;

$\alpha_2$  - коефіцієнт теплопередачі між обшивкою  $T_{sk1}$  і стіною ТТ з боку КК  $T_{HPw1}$ , Вт/м<sup>2</sup>/К;

$\alpha_3$  - коефіцієнт теплопередачі між стінкою ТТ  $T_{HPw1}$  і теплоносієм усередині ТТ  $T_{HP}$ , Вт/м<sup>2</sup>/К;

приймаємо:

$$R_2 = 5,44 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$$

- термічний опір від теплоносія всередині ТТ  $T_{HP}$  до обшивки з боку радіаційної поверхні в розрахунку на площу ТТ  $T_{sk2}$  (площа теплопередачі):  
 $S_{TT} = w_{pr} \cdot L_{cc}$ :

$$R_{3s} = \frac{1}{\alpha_4} + \frac{1}{\alpha_5} = \frac{1}{1172} + \frac{1}{4000} = 11 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$$

де,  $\alpha_4$  - коефіцієнт теплопередачі між теплоносієм усередині ТТ  $T_{HP}$  і стінкою ТТ на ділянці конденсації  $T_{HPw2}$ , Вт/м<sup>2</sup>/К

$\alpha_5$  - коефіцієнт теплопередачі між стінкою ТТ  $T_{HPw2}$  і обшивкою з боку радіаційної поверхні  $T_{sk2}$ , Вт/м<sup>2</sup>/К

Повний термічний опір:

$$R_3 = \frac{R_{3s}}{w_{pr} \cdot L_{HP}} = \frac{11 \cdot 10^{-4}}{0,027 \cdot 3,5} = 0,012 \text{ (К} \cdot \text{м}^2\text{)/Вт}$$

де,  $L_{HP}$  - довжина ТТ, м

- термічний опір від нижньої обшивки до:  $T_{sk2} T_{rad}$

$$R_4 = \frac{0,074}{L_{HP}} \cdot \frac{H_r}{154} = \frac{0,074}{3,5} \cdot \frac{0,12}{154} = 1,647 \cdot 10^{-5} \text{ (К} \cdot \text{м}^2\text{)/Вт}$$

Після рішення системи рівнянь в Mathcad, знаходиться кількість тепла, що відводиться одним КК  $Q = 169,649$  Вт. Загальна кількість КК потрібних для відводу 12кВт:

$$\frac{Q_p}{Q} = \frac{12000}{171,69} = 69,9 \text{ шт.}$$

Приймаємо кількість КК рівним 80шт. Запас по відводиться потужності 12,6%.

#### 1.4 Розрахунок мережі випарників

Вихідні дані для розрахунку:

Температура приладів:

$$T_{dum} = 65^\circ\text{C}$$

Температура теплоносія:	$T_f = T_{sat} = 50^\circ\text{C} = 323\text{K}$
Довжина одного випарника:	$L_h = 0.4\text{м}$
Внутрішній діаметр трубки:	$d_h = 0.008\text{м}$

Випарник, по конструкції схожий з конденсатором. Він складається з мережі секцій з'єднаних паралельно або послідовно. Конструкція однієї секції випарника схематично зображено на Рисунок 1.16 - Схема випарника.

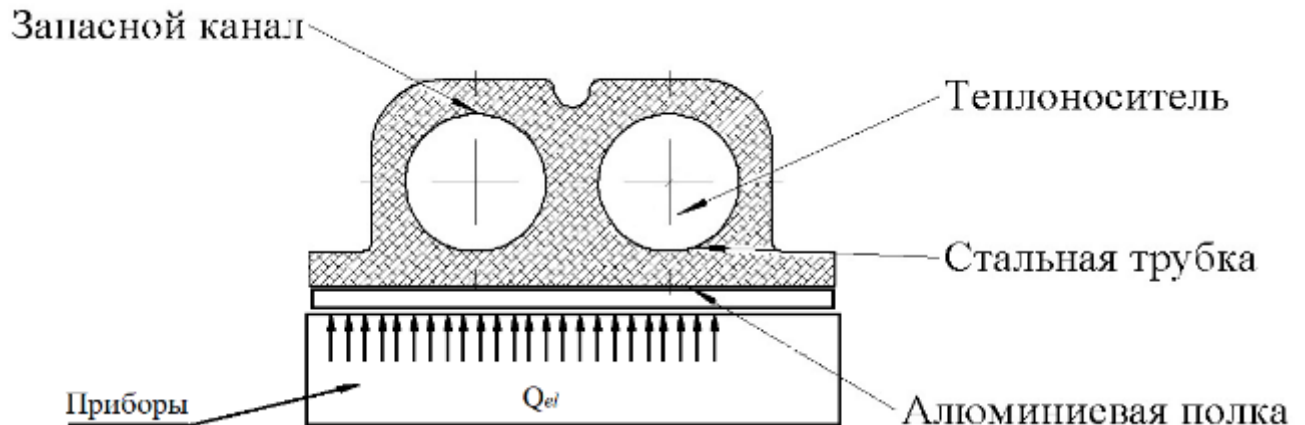


Рисунок 1.16 - Схема випарника

Процес передачі тепла від приладів до випарника наступний:

- Тепло виділяється приладами  $T_{dum}$ , Передається до полиці випарника  $T_{w2}$  теплопровідністю.
- Далі від полки випарника  $T_{w1}$ , до стінки труби  $T_{w2}$  випарника так само теплопровідністю.
- Від стінки труби  $T_{w1}$  до теплоносія тепловіддачею при кипінні.  $T_f$

Як і у випадку з розрахунком конденсатора, запишемо рівняння для кожної ділянки теплопереносу.

$$Q = \frac{1}{R_3} (T_{dum} - T_{w2})$$

$$Q = \frac{1}{R_2} (T_{w2} - T_{w1})$$

$$Q = \frac{1}{R_1} (T_{w1} - T_f)$$

З представленої системи рівнянь знаходяться тепловий потік, і проміжні температури. Схематично зобразимо на Рисунок 1.17 схему випарника відповідно до даної роботи.

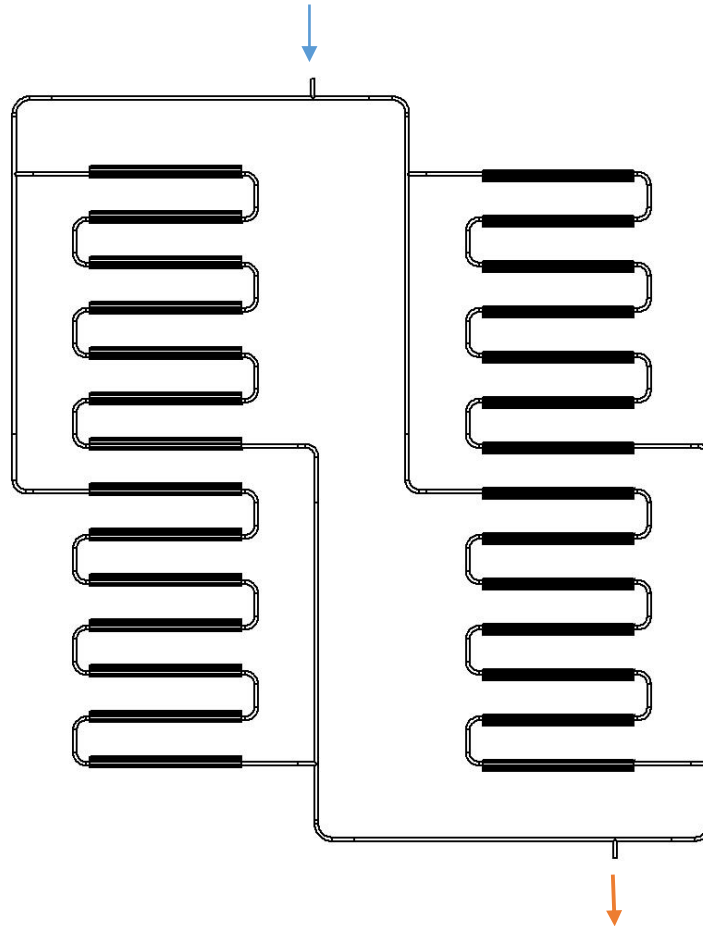


Рисунок 1.17 – схематичне зображення випарника

Визначення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні аміаку в трубі випарника.

При знаходженні коефіцієнта тепловіддачі при кипінні, використовувалася формула Кружилина. Для цього дізнаємося питомий тепловий потік в трубі випарника:

$$q_p = \frac{Q}{\pi \cdot d_h \cdot L_h}$$

де,  $d_h$  - внутрішній діаметр трубки випарника, м

$L_h$  - довжина трубки випарника, м

Тепловий потік стоїть в чисельнику, визначається з вищезгаданої системи рівнянь. Для її вирішення необхідно знати коефіцієнт тепловіддачі. На початку розрахунку його задають довільно. Потім після рішення системи отримують



значення теплового потоку, яке може відібрати одна секція випарника. Обчислюється питома тепловий потік, а потім і коефіцієнт тепловіддачі за такою залежності:

$$\alpha_b = 2.2 \cdot P_{sat}^{0.21} \cdot q_p^{0.7}$$

де,  $P_{sat}$  - тиск насичення, Па,

$q_p$  - питомий тепловий потік, Вт / м<sup>2</sup>

Отримане значення тепловіддачі підставляється в початок розрахунку до тих пір, поки значення не зійдуться. Після цього, визначається кількість секцій:  $Q_p/Q$

В технічному завданні задано:

- термічний опір від приладів  $T_{dum}$  до полиці випарника:  $T_{w2}$

$$R_3 = 3 \cdot 10^{-4}$$

Визначимо термічний опір від стінки труби  $T_{w1}$  до теплоносія  $T_f$ :

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_b \cdot \pi \cdot d_h \cdot n \cdot L_h} = \frac{1}{7646 \cdot \pi \cdot 0,008 \cdot 1 \cdot 0,4} = 0,013 (\text{К} \cdot \text{м}^2) / \text{Вт}$$

де,  $d_h$  - внутрішній діаметр трубки випарника, м

$L_h$  - довжина трубки випарника, м

$\alpha_b$  - коефіцієнт тепловіддачі при кипінні, Вт / м<sup>2</sup> / К

Визначимо термічний опір від полки випарника  $T_{w2}$ , До стінки труби випарника:  $T_{w1}$

$$R_2 = \frac{R_{1s}}{w_{pr} \cdot L_h} = \frac{226.56 \cdot 10^{-6}}{0.03 \cdot 0.4} = 0.019$$

Вирішивши систему рівнянь в Mathcad, отримуємо значення теплового потоку яке відбирає одна секція випарника. Кількість секцій:  $Q = 435,9$  Вт

$$\frac{Q_p}{Q} = \frac{12000}{435,9} = 27,529 \text{ шт.}$$

Приймаємо кількість секцій 28шт.

## 1.5 Розрахунок гідроаккумулятора

Розрахунок ТГА вдає із себе визначення обсягу потрібної ємності для рідини (корпусу ТГА). Обсяг ємності, вважається виходячи з того, як відбувається його заповнення рідиною на різних режимах роботи обладнання і на різних ділянках орбіти. Для цього в розрахунку використовуються гарячий і холодний режими. Гарячий - це режим, при якому до випарника підводиться максимальну кількість теплової потужності, а сам КА знаходиться на «гарячій» орбіті. В подальшому розрахунку приймається, що на гарячому режимі температура теплоносія дорівнює 85 °С «Холодний» - це режим при якому до випарника не підводить теплова потужність, а КА знаходиться на холодній орбіті. В подальшому розрахунку приймається, що на холодному режимі температура теплоносія дорівнює -30 °С. Так само, на обох режимах повинні існувати певні співвідношення пара і рідини в ємності гідроаккумулятора. Їх значення такі: на холодному режимі обсяг пара 95%, рідини 5%; на гарячому режимі обсяг пара 5%, рідини 95%.

Теплофізичні властивості теплоносія на гарячому режимі.

Щільність рідини і пара при температурі 85°С:

$$\rho_{1fmax} = 494.54 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{2fmax} = 38.37 \text{ кг/м}^3$$

Теплофізичні властивості теплоносія на холодному режимі.

Щільність рідини і пара при температурі -10°С:

$$\rho_{1fmin} = 652.057 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{2fmin} = 2.39 \text{ кг/м}^3$$

Кількість випарників:  $N_{ev} = 28$  шт.

Кількість конденсаторів:  $N_{cond} = 80$  шт.

Довжина теплопереносу:  $L_{loop} = 40$  м

Коефіцієнти запасу обсягу ТГА:

- на гарячому режимі:  $\varphi_{hot} = 0.05$

- на холодному режимі:  $\varphi_{cold} = 0.95$

Довжина секції випарника:  $l_{ev} = 0.4$  м

Довжина секції конденсатора:  $l_{cond} = 0.45$  м

Фактор ковзання для гомогенної моделі течії двофазного потоку:

$$\gamma = \frac{w_{1f}}{w_{2f}} = 1$$

Коефіцієнт для розрахунку щільності двухфазної суміші:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \frac{1 - x_{ex}}{x_{ex}} \cdot \frac{\rho_{2fmax}}{\rho_{1fmax}} \cdot \gamma} = \frac{1}{1 + \frac{1 - 0,4}{0,4} \cdot \frac{38,37}{494,54} \cdot 1} = 0,896 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Щільність двофазного потоку:

$$\begin{aligned} \rho_m &= \alpha \cdot \rho_{2fmax} + (1 - \alpha) \cdot \rho_{1fmax} = 0,896 \cdot 38,37 + (1 - 0,896) \cdot 494,54 \\ &= 85,92 \text{ кг/м}^3 \end{aligned}$$

Обсяг контуру на холодному режимі, при:, коли весь контур заповнений рідиною:  $-10^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} V_{loop} &= \left[ \left( \frac{\pi \cdot d_{ev}^2}{4} \cdot l_{ev} \right) \cdot N_{ev} \right] + \left[ \left( \frac{\pi \cdot d_{cond}^2}{4} \cdot l_{cond} \right) \cdot N_{cond} \right] + \left( \frac{\pi \cdot d_{loop}^2}{4} \cdot L_{loop} \right) \\ &= \left[ \left( \frac{\pi \cdot 0,008^2}{4} \cdot 0,4 \right) \cdot 30 \right] + \left[ \left( \frac{\pi \cdot 0,004^2}{4} \cdot 0,45 \right) \cdot 80 \right] \\ &\quad + \left( \frac{\pi \cdot 0,008^2}{4} \cdot 40 \right) = 3,066 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \end{aligned}$$

Обсяг контуру на гарячому режимі, в разі, коли частина трубопроводу від конденсатора до випарника заповнена рідиною:  $85^\circ\text{C}$

$$V_{loop1} = \frac{\pi \cdot d_{loop}^2}{4} \cdot \frac{L_{loop}}{2} = \frac{\pi \cdot 0,004^2}{4} \cdot \frac{40}{2} = 1,005 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$$

Обсяг контуру на гарячому режимі, в разі, коли випарник, конденсатор і частина трубопроводу від випарника до конденсатора заповнена двухфазною сумішшю:  $85^\circ\text{C}$

$$\begin{aligned} V_{loop2} &= \left[ \left( \frac{\pi \cdot d_{ev}^2}{4} \cdot l_{ev} \right) \cdot N_{ev} \right] + \left[ \left( \frac{\pi \cdot d_{cond}^2}{4} \cdot l_{cond} \right) \cdot N_{cond} \right] + \left( \frac{\pi \cdot d_{loop}^2}{4} \cdot \frac{L_{loop}}{2} \right) \\ &= \left[ \left( \frac{\pi \cdot 0,008^2}{4} \cdot 0,4 \right) \cdot 30 \right] + \left[ \left( \frac{\pi \cdot 0,004^2}{4} \cdot 0,45 \right) \cdot 80 \right] \\ &\quad + \left( \frac{\pi \cdot 0,008^2}{4} \cdot \frac{40}{2} \right) = 2,061 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 \end{aligned}$$

Визначимо маси теплоносія, що знаходяться при холодних і гарячих режимах.

Маса теплоносія при холодному режимі:

$$M_{coldloop} = V_{loop} \cdot \rho_{1fmin} = 3.066 \cdot 10^{-3} \cdot 652.057 = 1.99 \text{ кг}$$

Маса теплоносія при гарячому режимі:

$$M_{hotloop1} = V_{loop1} \cdot \rho_{1fmax} = 1.005 \cdot 10^{-3} \cdot 494.54 = 0.497 \text{ кг}$$

$$M_{hotloop2} = V_{loop2} \cdot \rho_m = 2.061 \cdot 10^{-3} \cdot 85.925 = 0.177 \text{ кг}$$

$$M_{hotloop} = M_{hotloop1} + M_{hotloop2} = 0.497 + 0.177 = 0.674 \text{ кг}$$

Необхідний обсяг ТГА:

$V_{HCA}$

$$\begin{aligned} &= \frac{M_{coldloop} - M_{hotloop}}{[\varphi_{hot} \cdot \rho_{2fmax} + (1 - \varphi_{hot}) \cdot \rho_{1fmax}] - [\varphi_{cold} \cdot \rho_{2fmin} + (1 - \varphi_{cold}) \cdot \rho_{1fmin}]} \\ &= \frac{1.99 - 0.674}{[0.05 \cdot 38.37 + (1 - 0.05) \cdot 494.54] - [0.95 \cdot 2.39 + (1 - 0.95) \cdot 652.057]} \\ &= 3.033 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 = 3.033 \text{ л} \end{aligned}$$

## 1.6 Проектування корпусу ТГА

### 1.6.1 Розрахунок геометричних розмірів

Розрахунок на міцність проводимо для гідроаккумулятора. Визначитися потрібна товщина стінки для забезпечення коефіцієнта запасу 1.5.

Для розрахунку необхідно задатися матеріалом корпусу ТГА і за довідковими матеріалами визначити межу міцності і межу плинності матеріалу. Під межею міцності мається на увазі механічне напруження, вище якого відбувається руйнування матеріалу. Під межею плинності мається на увазі механічна характеристика матеріалу, що характеризує напруга, при якому деформації продовжують рости без збільшення навантаження. Вибираємо матеріал Сталь конструкційна кріогенна 12Х18Н10Т

$[\sigma]_B$  - межа міцності для сталі Х18Н10Т по ГОСТ 9940-8, МПа;  $[\sigma]_B = 529$

$[\sigma]_T$  - межа плинності для сталі Х18Н10Т по ГОСТ 9940-8, МПа;  $[\sigma]_T = 206$

Знаючи з розділу 1.5 обсяг гідроаккумулятора порахуємо його геометричні параметри.

Приймаємо що гідроакумулятор являє з себе циліндричну оболонку з двома напівсферичними днищами. Висота циліндра  $h$  дорівнює  $2d_{vn}$ .

Знаючи обсяг висловимо діаметр:

$$d_{vn} = \sqrt[3]{\frac{6V_{HCA}}{13\pi}} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot 3.033}{13\pi}} = 0,076 \text{ м}$$

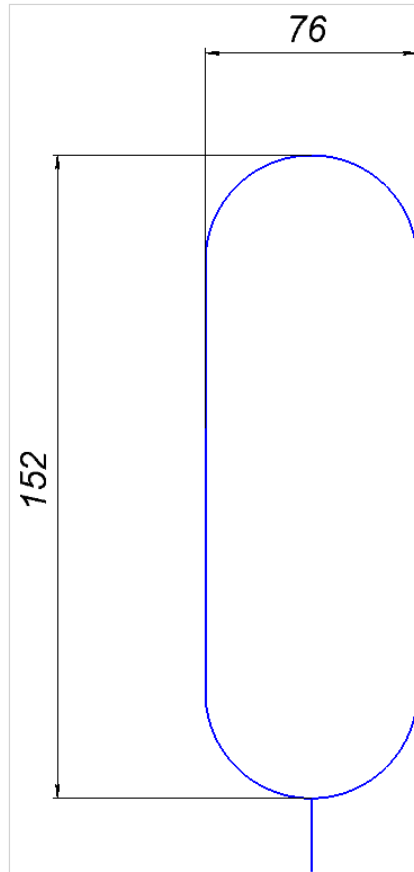


Рисунок 1.18 - Геометричні параметри гідроакумулятора

### 1.6.2 Розрахунок на міцність

Потрібну товщину стінки  $[S_p]$  визначаємо по ГОСТ 52857.2- 2007: Додати

$$[S_p] = \frac{P_{вн} \cdot d_{vn}}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_в - P_{вн}} + C,$$

де  $P_{вн}$  - внутрішній тиск в трубі, що відповідає тиску насичення при температурі  $50^\circ \text{C}$   $P_{вн} = 2.034 \text{ МПа}$ ;

$C$  - Надбавка на корозію, для даних умов дорівнює 0;

$\varphi$  - Коефіцієнт міцності поздовжнього зварного шва, для трубопроводів з конструкційних сталей рівний 1.

Таким чином потрібна товщина стінки  $[S_p]$ :

$$[S_p] = \frac{20.34 \cdot 10^6 \cdot 0.076}{2 \cdot 1 \cdot [529 \cdot 10^6] - 20.34 \cdot 10^6} = 1.471 \cdot 10^{-4} \text{ м};$$

Згідно цій формулі необхідна товщина стінки ТГА повинна бути не менше 0,14 мм. Це дуже мала товщина для виробництва, в реальності товщина буде відповідно сортаменту труб мінімум  $\{S_p\} = 2$  мм.

Визначення максимально можливого робочого тиску:  $P_{max}^{раб}$

$$P_{max}^{раб} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_T \cdot (\{S_p\} - C)}{d_{vn} + (\{S_p\} - C)} = \frac{2 \cdot 1 \cdot [205 \cdot 10^6] \cdot (0,002 - 0)}{0,078 + (0,002 - 0)} = 10,462 \text{ МПа}$$

Визначення максимально допустимого короткочасного гідравлічного тиску:

$$P_{max}^{гидр} = \frac{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma]_B \cdot (\delta - C)}{d_{vn} + (\delta - C)} = \frac{2 \cdot 1 \cdot [240 \cdot 10^6] \cdot (0,0006 - 0)}{0,012 + (0,0006 - 0)} = 8,031 \text{ МПа}$$

Визначаємо запас міцності:

$$K = \frac{P_{max}^{раб}}{P_{BH}} = \frac{10,462}{2,034} = 5,14$$

## 1.7 Висновки за розділом 1: Розрахунок СТР

Виходячи з розрахунків гідравлічного опору трубопроводів, конденсатору, випарнику, дроселів системи теплопереносу підібраний шестерний насос Micropump GC-M25, який забезпечує потреби на преодолення гідравлічного опору системи в 163411 Па, та забезпечує витрати теплоносія  $m_k = 0,025 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Порахована і спроектована схема конденсаторів, здатна відвести 120000 Вт з коефіцієнтом запасу 12,5. Такий запас запобігатиме потраплянню пухирців пара в збірний колектор. Кількість компактних конденсаторів в мережі 80 шт. Кількість тепла, що відводиться одним КК  $Q = 169,649$  Вт. Розміри блоку конденсаторів: 4800x3500

Порахована і спроектована мережа випарників. Кількість випарників в мережі 28шт. Значення теплового потоку яке відбирає одна секція випарника  $Q = 435,9$ Вт. Розміри мережі випарників: 1680x600

Необхідний обсяг гідроакумулятора склав 3,033 л.

Коефіцієнт запасу міцності корпусу ТГА 5,14.

**2 НАУКОВО –  
ДОСЛІДНИЦЬКА  
ЧАСТИНА: «ДОСЛІДЖЕННЯ  
ТЕПЛОПРОВІДНОСТІ ПОРОШКОВИХ  
НАПОВНЮВАЧІВ ДЛЯ ЕЛЕКТРООБІГРІВАЧА ТГА І  
СПОСОБІВ ЇЇ ПІДВИЩЕННЯ»**

## 2.1 Завдання дослідження

Підтримка параметрів в двофазній системі терморегулювання космічного апарату здійснюється за допомогою гідроаккумулятора з тепловим регулюванням (ТГА). Тиск і кавітаційний запас на вході в насос підтримується включенням / виключенням електрообігрівача ТГА. При зменшенні тиску або кавітаційного запасу електронагрівач включається, а при збільшенні - вимикається. Для надійної роботи електрообігрівача необхідно забезпечити якісні умови теплопередачі від нагрівача до теплоносія - аміаку. Нагрівач вставлений в нержавіючу трубку, яка виключає контакт з аміаком. Між нагрівачем і внутрішньою стінкою нержавіючої трубки засипаний наповнювач, який повинен мати високі теплопередаючі характеристики.

Найбільш поширений сипучі наповнювачі - оксид алюмінію і двоокис магнію. Однак дані наповнювачі мають обмежені теплопровідні властивості. Тому, пропонується використовувати наповнювачі на основі міді, так як вони мають більш високі теплопередаючі властивості.

Метою роботи є дослідження теплопровідності різних порошкових наповнювачів для електрообігрівача ТГА, способів ущільнення порошоків і способів підвищення теплопровідності засипки за рахунок різних впливів.

Основні поставлені завдання:

- Визначення теплопровідності різних порошоків і різних способів ущільнення на штатній моделі штатного нагрівача (постукування, вібрація з різними частотами і амплітудами);
- Відпрацювання методики проведення експериментів на штатній моделі нагрівача (достовірність, повторюваність і їх вплив на результат, вплив обдування зразка на результат ...);
- Дослідження поведінки наповнювачів під впливом високих температур, що досягаються під час роботи ТГА в складі двухфазної системи терморегулювання космічного апарату).
- Аналіз впливу вакууму на термічний опір (коефіцієнт теплопровідності) наповнювача;
- Аналіз впливу наддуву газом (гелієм) на термічний опір (коефіцієнт теплопровідності) наповнювача;
- Аналіз впливу вібрації на ущільнення наповнювача і, відповідно, на термічний опір (коефіцієнт теплопровідності);
- Аналіз впливу складу і структури різних наповнювачів на термічний опір (коефіцієнт теплопровідності).

## 2.2 Опис експериментальної моделі нагрівача та стенду

Складна конструкція нагрівача ТГА та умови його роботи змушують для заповнення вільного простору між нагрівачем і зовнішньої трубкою використовувати сипучі матеріали. Бурхливий розвиток промисловості передбачає збільшення потужностей і відповідно теплових навантажень і тут на допомогу приходять застосування матеріалів з кращою теплопровідністю.



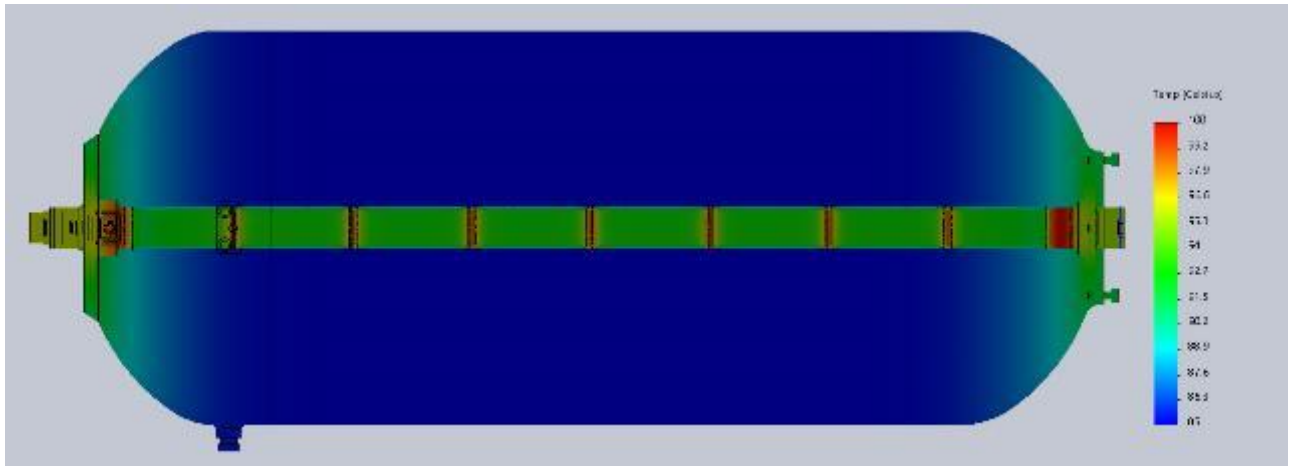


Рисунок 2.1 - Загальний вигляд ТГА з нагрівачем всередині

Ефективність перенесення тепла в наповнювачі залежить від таких факторів:

- від коефіцієнта теплопровідності і площі теплопередачі.
- щільності засипки (У звичайних умовах застосовується механічний спосіб пресування, який відмінно зарекомендував себе, проте через складну конструкції нагрівача ТГА механічний вплив недоступно і в наших дослідженнях і було вирішено ущільнювати наповнювач за допомогою вібрацій);
- розмір і форма частинок (Ряд досліджень показують, що для сипучих матеріалів краще використовувати суміш порошків з різними розмірами частинок. Так були проведені ряд випробувань на 2х і 3х компонентних сумішах з різним фракційним складом);
- середовище в якій знаходиться матеріал (Тому був проведений ряд випробувань з наддувом азотом, гелієм і під впливом вакууму)

Експериментальна установка являє собою трубу в трубі. Усередині встановлений нагрівач. У сердечник і на зовнішній трубці встановлені термопари. У верхній частині знаходяться два патрубків один для засипки наповнювача, другий з встановленим шредером для наддуву або вакуумування

Нагрівач встановлюється на дві стійки, так що б площу зіткнення з моделлю була мінімальною. Попередньо внутрішню порожнину через верхній фланець заповнюють наповнювачем, так, щоб максимально заповнити вільний простір.

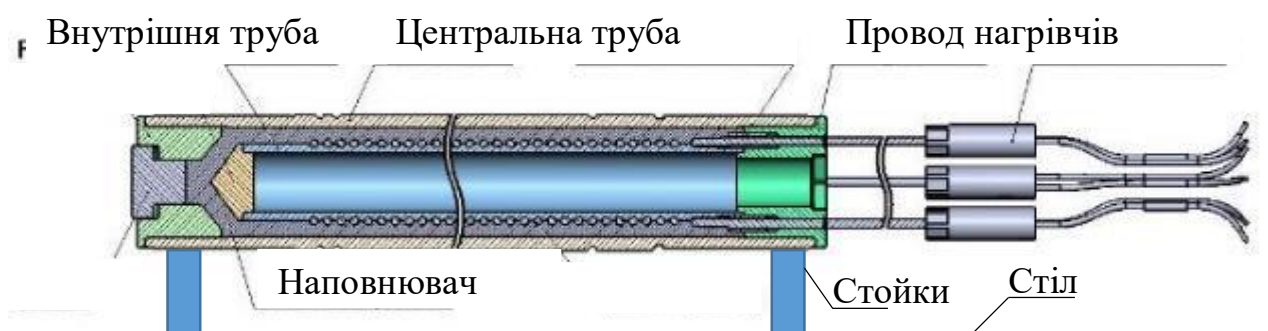


Рисунок 2.2 - Схема установки для теплових випробувань в горизонтальному положенні

Нагрівач оснащений 4 нагрівальними елементами спіралевидно навитими на внутрішню трубку-сердечник. Нагрівальні елементи поділяються на два види: 160Вт і 320Вт, з опором  $62,5 \Omega \pm 10\%$  і  $31,25 \Omega \pm 10\%$  відповідно. Така конструкція симулює штатну конструкцію нагрівача ТГА. Для подачі електричного струму до нагрівача використовується зовнішній блок живлення.

Нагрівач оснащений 16 штатними термопарами. Одна з термопар встановлена на самому гріє елементі, одна вимірює температуру навколишнього середовища 4 термопари по центру, і по 4 термопари по краях нагрівача.

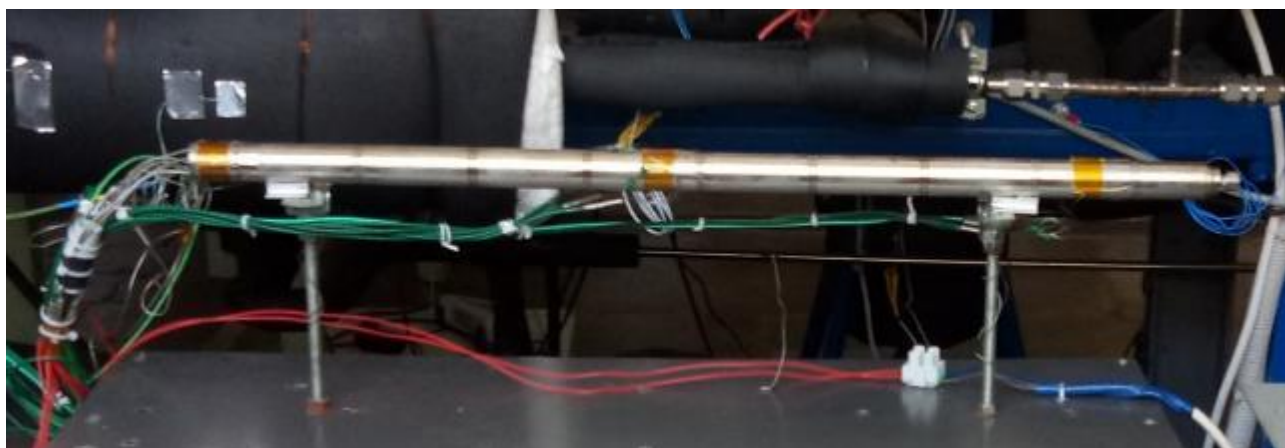


Рисунок 2.3 - Фото нагрівача під час проведення випробувань

Геометричні параметри вказані на Рисунок 2.4.

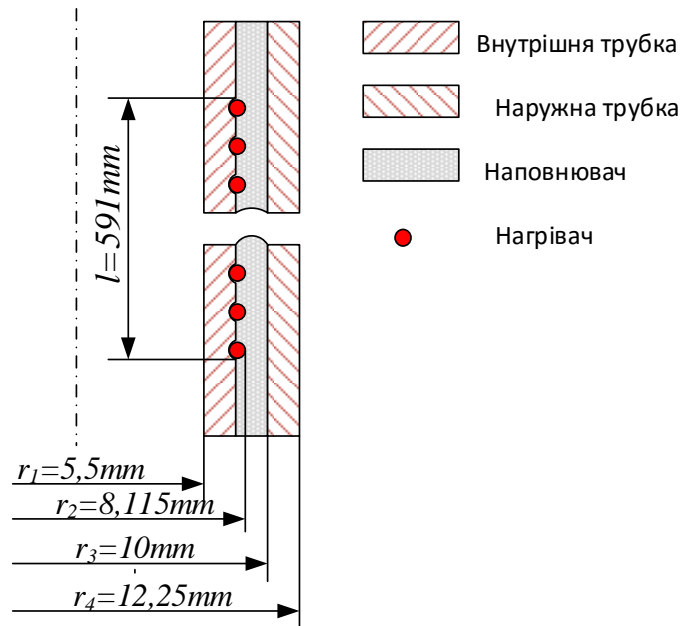


Рисунок 2.4 - Геометричні параметри нагрівача

Під час виконаних випробувань досліджувалися наступні види наповнювачів, представлені в Таблиця 2.1...Таблиця 2.3

Таблиця 2.1 - Характеристики мідного 3-х компонентного наповнювача Н1

№ наповнювача	матеріал	кількість фракцій	склад наповнювача			
			№ фракцій	Розмір частинок, $\mu\text{m}$	форма частинок	Фракційний склад, %
Н1	Cu	3	1	$\approx 10$	сферична	22
			2	$\approx 70 \dots 100$	сферична	9
			3	$\approx 200 \dots 250$	напівсферична	69

Таблиця 2.2 - Характеристика мідного 2-х компонентного наповнювача НЗ.

№ наповнювача	матеріал	кількість фракцій	склад наповнювача			
			№ фракцій	Розмір частинок, $\mu\text{m}$	форма частинок	Фракційний склад, %
НЗ	Cu	2	1	$\approx 150 \dots 300$	сферична	75
			2	$\approx 25$	сферична	25

Таблиця 2.3 - Характеристика алюміній оксидного 3-х компонентного наповнювача Н4.

№ наповнювача	матеріал	кількість фракцій	склад наповнювача			
			№ фракцій	Розмір частинок, $\mu\text{m}$	форма частинок	Фракційний склад, %
Н4	$\text{Al}_2\text{O}_3$	3	1	$\approx 500 \mu\text{m}$	еліпсоїдна	69
			2	$\approx 60 \mu\text{m}$	еліпсоїдна	9
			3	$\approx 15 \mu\text{m}$	еліпсоїдна	22

## 2.3 Методика проведення експерименту

### 2.3.1 Вібровипробування

Складна конструкція нагрівача виключає можливість механічного ущільнення наповнювача, тому вирішено ущільнювати за допомогою вібрацій. Для визначення оптимального режиму вібрацій був проведений ряд додаткових досліджень. Дуже важливо підібрати необхідний режим віброущільненням.

Для визначення оптимального режиму вібрацій був проведений ряд додаткових досліджень. Був проведений ряд випробувань для візуального визначення впливу вібрації на структуру і щільність наповнювача.

При неправильному підборі частоти, амплітуди і часу вібрацій замість позитивного ефекту ущільнення можуть відбуватися такі негативні явища:

- спухання матеріалу, замість ущільнення;
- сепарація частинок за розміром гранул;
- відсутність будь-якої реакції.

Так, на Рисунок 2.5 показано фото скляної колби, на якому видно результат явно неправильного підбраного режиму вібрацій - відбулося сепарування суміші і вагома частина великих часток виявилася в вгорі.



Рисунок 2.5 - приклад явної сепарації частинок

Так був проведений ряд випробувань на візуальне визначення характеристик вібрацій.

Для отримання найкращого результату від віброущільнення нагрівач на вібростенд встановлювався за допомогою спеціальної конструкції показаної на Рисунок 2.6. Експериментальна установка являє собою штатив 1 з фланцем 5 призначеним для кріплення установки на вібростенді. Закріплення відбувається за допомогою хомутів 3 зі шпилькою 4 за зовнішню поверхню нагрівача 2.

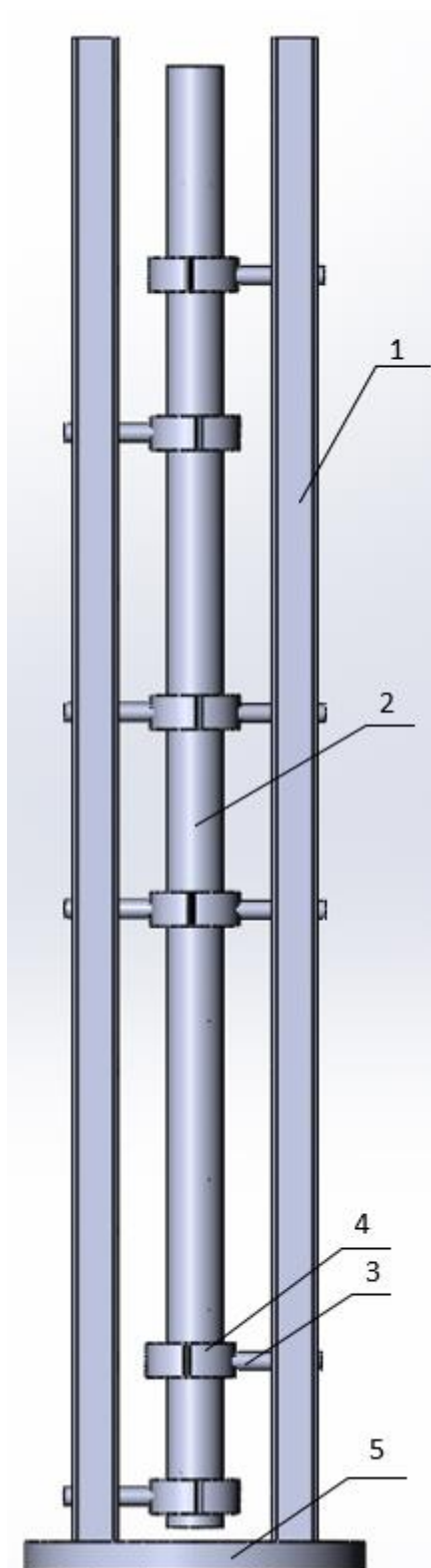


Рисунок 2.6 - Схема установки для віброусадки

### 2.3.2 Визначення термічного опору сипучих наповнювачів

В ході експериментів визначається термічний опір мідних 2-х і 3-х компонентних наповнювачів, алюміній оксидної 3-х компонентної суміші. Досліджується вплив на термічний опір віброуцільнення, можливе спікання порошків. В експериментах модель або ж обдувалася повітрям, або ж була без

обдування, перебувала в умовах відводу тепла вільною конвекцією. Експерименти поділяються на кілька серій:

1. З обдування повітрям;
2. Без обдуву;
3. Визначення спікання;
4. Вплив наддуву гелієм;
5. Вплив вакууму;

Методика проведення експерименту зводиться до ступінчастої подачі потужності на електронагрівач. Для кожної потужності, після встановлення стаціонарного режиму для температур фіксувати показання термопар. Після досягнення потужності, при якій температура на нагрівачі досягла  $200^{\circ}\text{C}$ , знижувати потужність слідуючи приблизно тим же точках, як і при підвищенні потужності.

За підсумком серії випробувань отримуємо ряд експериментальних точок. Наносимо ці точки на графік, де по осі абсцис відкладені значення потужності, що підводиться до нагрівача. По осі ординат різниця температур між сердечником нагрівача і зовнішньою стінкою. За допомогою методу найменших квадратів з'єднуємо експериментальні точні в пряму лінію, де тангенс кута нахилу дає нам значення термічного опору.

## 2.4 Математична модель теплопередачі теплопровідністю

Вихідні дані:

- Геометрія нагрівача, зазначена на Рисунок 2.4;
- Тепловиділення в резистивному шарі  $Q_{el}$ ;
- Температура центрального мідного стержня і температура на зовнішній поверхні зовнішньої нержавіючої труби;  $T_1 T_5$
- Термічний опір резистивного шару;  $R_r$

допущення:

- Процес стаціонарний;
- Резистивний шар з рівномірно розподіленим тепловиділенням;
- Теплофізичні властивості (теплопровідність) постійні.
- Розподіл температури для Моделі # 1 представлено нижче:

де - об'ємна щільність тепловиділення в резистивному шарі,  $\text{W} / \text{m}^3$ .  $q_v = \frac{Q_{el}}{\pi(r_2^2 - r_1^2) \cdot L_h}$

Внутрішня нержавіюча труба

$$\Delta T_2 = T_2 - T_3 = \frac{Q_{el} \cdot \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ss} \cdot L_h} = R_{ss1} \cdot Q_{el}$$

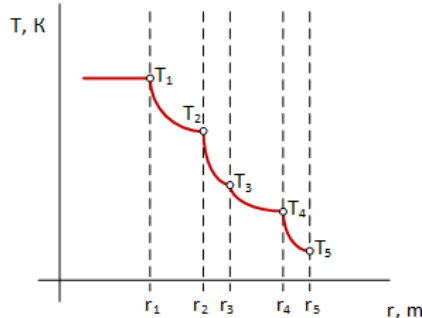
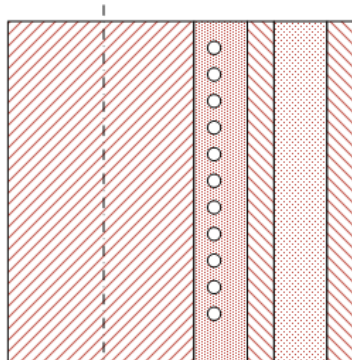
$$\text{засипка } \Delta T_3 = T_3 - T_4 = \frac{Q_{el} \cdot \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{sd} \cdot L_h} = R_{sd} \cdot Q_{el}$$

Зовнішня нержавіюча труба

$$\Delta T_4 = T_4 - T_5 = \frac{Q_{el} \cdot \ln\left(\frac{r_5}{r_4}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{ss} \cdot L_h} = R_{ss2} \cdot Q_{el}$$

Підсумовуючи рівняння отримаємо:

$$\Delta T = T_1 - T_5 = Q_{el} [R_r + R_{ss1} + R_{sd} + R_{ss1}] = Q_{el} R_{\Sigma} \quad (\text{Eq. 8.5})$$



В експерименті вимірювалися дві температури центрального мідного стержня  $T_{вн1}$  і  $T_{вн2}$ , три температури на зовнішній поверхні зовнішньої нержавіючої труби  $T_{н1}$ ,  $T_{н2}$ ,  $T_{н3}$  і підводиться теплової потік  $Q_{el}$

Температури центрального мідного стержня і температура на зовнішній поверхні зовнішньої нержавіючої труби визначалися шляхом осереднення виміряних температур:  $T_1 T_5$

$$T_1 = \frac{T_{вн1} + T_{вн2}}{2} \quad \text{і} \quad T_5 = \frac{T_{н1} + T_{н2} + T_{н3}}{3}$$

Для визначення термічного опору Наповнювача використовувався метод найменших квадратів, що полягає в мінімізації функціоналу  $R_{sd}$

$$F(R_{sd}) = \sum_{i=1}^{N_{exp}} [\Delta T_{exp\Sigma,i} - \Delta T_{calc\Sigma,i}(R_{sd})]^2 \rightarrow \min.$$

тут:

$\Delta T_{exp\Sigma,i} = T_{1,i} - T_{5,i}$  - експериментальний перепад температур в і-му вимірі, К;

$\Delta T_{calc\Sigma,i}(R_{sd}) = Q_{el,i} \cdot R_{\Sigma} = Q_{el,i} \cdot (R_r + R_{ss1} + R_{sd} + R_{ss2})$  - розрахунковий перепад температур в і-му вимірі, К;

- $R_{sd}$  - термічний опір наповнювача,  $K/W$
- $R_r = 0.081 K/W$  - термічний опір резистивного шару;
- $R_{ss1} = 0.0196 K/W$  - термічному опору внутрішньої нержавіючої труби;
- $R_{ss} = 8.24 \times 10^{-3} K/W$  - термічний опір зовнішньої нержавіючої труби. У всіх обчислення теплопровідність нержавіючої сталі задавалася постійної  $\lambda_{ss} = 15.1 W/m \cdot K$ .

За результатами експериментів також визначалися перепади температур на резистивном шарі, внутрішньої нержавіючої труби та зовнішньої нержавіючої



трубі. Перепад температур на наповнювачі визначався як  $\Delta T_r = R_r \cdot Q_{el} \Delta T_{ss1} = R_{ss1} \cdot Q_{el} \Delta T_{ss2} = R_{ss2} \cdot Q_{el} \Delta T_{sd} = \Delta T_{exp\Sigma} - (\Delta T_r + \Delta T_{ss1} + \Delta T_{ss2})$

## 2.5 Результати експериментального дослідження

### 2.5.1 Візуальне спостереження процесу віброуцільнення

Візуальне спостереження процесу віброуцільнення наповнювача на вібростенді показало, що вібрації призводять до ущільнення суміші. Кожен склад вимагає, очевидно, своїх частот, амплітуди і часу вібрації. Випробування показали, що для найкращого ущільнення більше підходять низькі частоти з високою амплітудою, проте тривалий час вібрацій і занадто низькі частоти призводять до сепарації і спухання ущільненого наповнювача, а високі частоти після сталася сепарації допомагають зменшити її рівень. Таким чином була виведена загальна рекомендація проводити вібрації на частотах 500-1500 Гц з амплітудою в 2 мк.

Щільність наповнювача так само залежить від компонентів наповнювача. Так при середній насипній щільності 3-х компонентного мідного наповнювача в  $5,94 \text{ г / см}^3$  після вібрацій досягалася щільність в  $6,6 \text{ г / см}^3$  без початку сепарування засипки, тобто ущільнення на 11% від початкового. 2-х компонентний наповнювач мав спочатку велику щільність в  $6,52 \text{ г / см}^3$  і вдалося досягти щільності  $7,32 \text{ г / см}^3$ , тобто ущільнення на 12%.

Тривалий час вібрацій і занадто низькі частоти призводять до сепарації до 20% сепарованого рівня наповнювача. Випробування 2-х компонентного мідного і 3-х компонентного наповнювачів показали, що після виникнення сепарації збільшення частоти може зменшити сепарації або ж зовсім прибрати їх візуальне присутність.

Випробування мідних порошків показали, що частоти більш 2000Гц чинять слабкий вплив на ущільнення порошку. Для найкращого ущільнення більше підходять низькі частоти 500 - 1500Гц з невеликою амплітудою (2 - 4мкм). Вібрації досить проводити протягом 5 ... 10 сек. Більш низькі частоти, великі амплітуди і більш тривалий час вібрування приводили до спухання вже ущільненого наповнювача. А при наявності вільної поверхні - і до сепарації великих часток у верхньому шарі.

### 2.5.2 Термічний опір алюміній оксидного 3-х компонентного наповнювача при атмосферних умовах в горизонтальному положенні

Результати експериментів представлені на Рисунок 2.7, представлені експериментальні залежності  $\Delta T_{\Sigma} = f(Q_{el})$  для наповнювача при атмосферних умовах до і після віброуцільнення

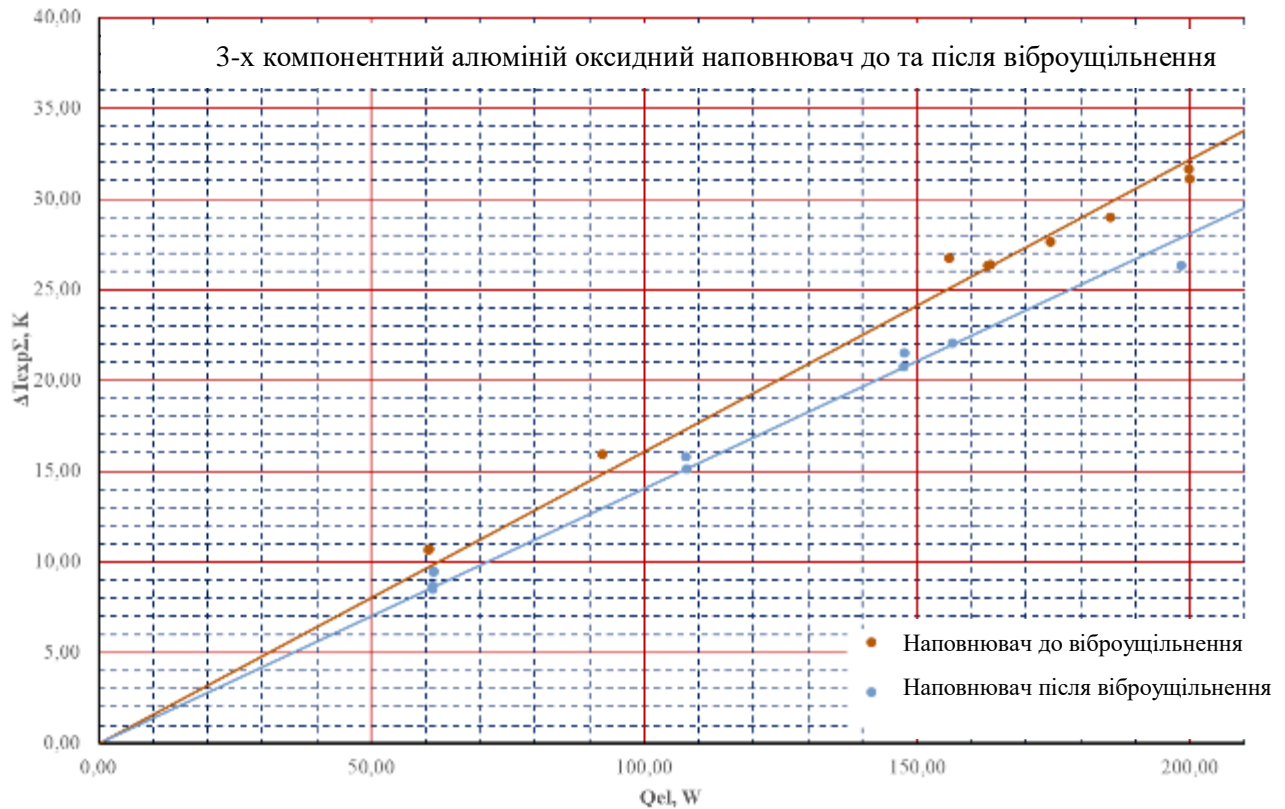


Рисунок 2.7 – Залежність  $\Delta T_{\Sigma} = f(Q_{el})$  для алюміній оксидного наповнювача при атмосферних умовах до і після віброуцільнення

З отриманих результатів слід:

- термічний опір наповнювача при атмосферних умовах до віброуцільнення  $R_{\Sigma} = 0.16079 \text{ K/W}$  (або  $\lambda_{sd} = 0.576 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ );
- термічний опір наповнювача при атмосферних умовах після віброуцільнення  $R_{\Sigma} = 0.1408 \text{ K/W}$  (або  $\lambda_{sd} = 0.661 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ), що на 12% краще результатів до віброуцільнення.

### 2.5.3 Термічний опір 2-х компонентного мідного наповнювача при атмосферних умовах після віброуцільнення в горизонтальному положенні.

До моменту проведення випробувань на нагрівачі, який імітує штатну конструкцію було виявлено, що існують вплив абсолютної температури на термічний опір наповнювача. Даний процес докладно розглянуто в розділі 2.5.5.

Результати експериментів на визначення термічного опору представлені на Рисунок 2.8. Представлені експериментальні залежності  $\Delta T_{\Sigma} = f(Q_{el})$  для наповнювача при атмосферних умовах після віброуцільнення до і після спікання. Отримано, що

- термічний опір мідного 2-х компонентного наповнювача в атмосферних умовах до спікання після віброуцільнення  $R_{\Sigma} = 0,11686 \text{ K/W}$  (або  $\lambda_{sd} = 0.801 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ );

- термічний опір мідного 2-х компонентного в атмосферних умовах після спікання, після віброуцільнення  $R_{\Sigma} = 0,09742 \text{ K/W}$  (або  $\lambda_{sd} = 0.968 \text{ W/m} \cdot \text{K}$ ), що краще показань до спікання на 16%.

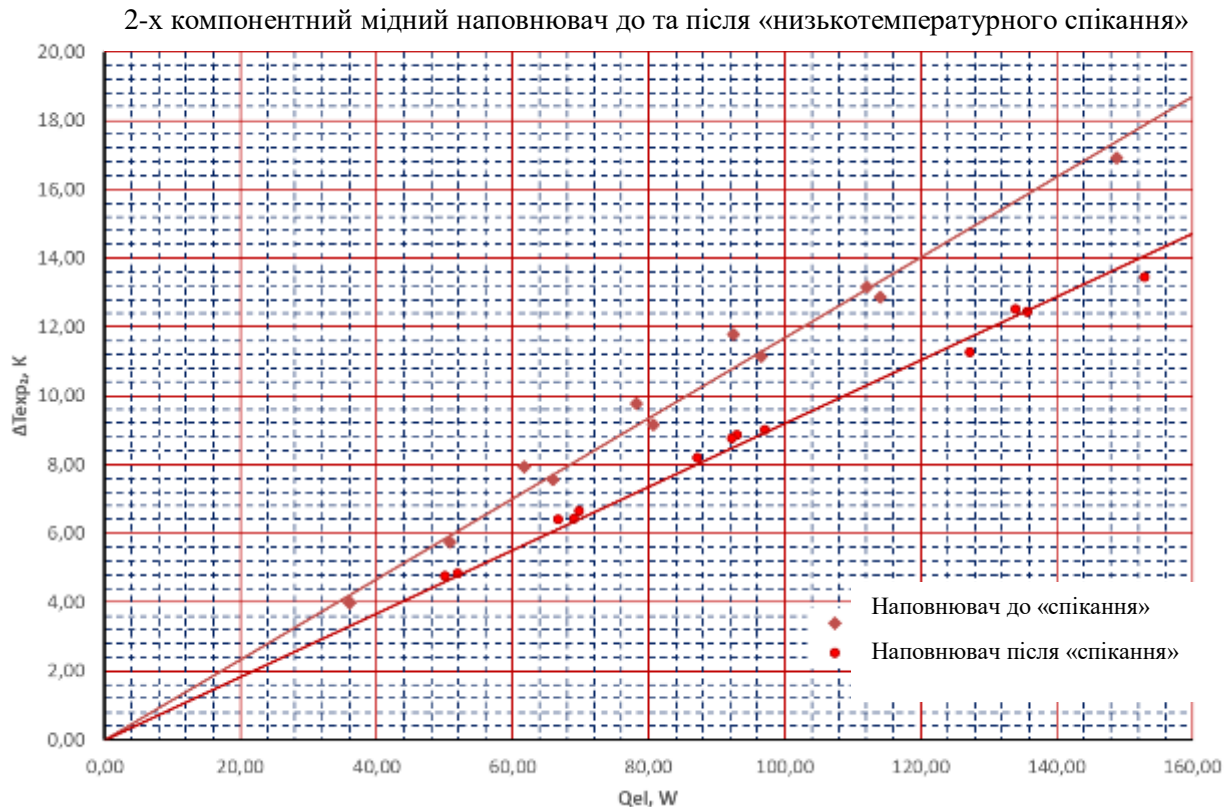


Рисунок 2.8 – Залежність  $\Delta T_{\Sigma} = f(Q_{el})$  для 2-х компонентного мідного наповнювача при атмосферних умовах після віброуцільнення після спікання

#### 2.5.4 Термічний опір 3-х компонентного наповнювача після віброуцільнення після спікання при атмосферних умовах, наддуванні гелієм і вакуумі.

Результати експериментів представлені на Рисунок 2.9. Представлені експериментальні залежності  $\Delta T_{\Sigma} = f(Q_{el})$  для наповнювача при атмосферних умовах, наддуванні гелієм і вакуумі. З отриманих результатів маємо:

- термічний опір наповнювача при атмосферних умовах після віброуцільнення і спікання  $R_{\Sigma} = 0.089 \text{ K/W}$ , що на 6,3% краще результатів до спікання.
- термічний опір наповнювача з гелієм при 10 ати, після віброуцільнення після спікання  $R_{\Sigma} = 0.039 \text{ K/W}$ , що на 56% краще, ніж при атмосферних умовах
- Термічний опір наповнювача при вакуумуванні, показало неоднозначний для аналізу результат, проте навіть при неоднозначності інтерпретації результатів видно, що термічний опір значно гірше ніж при тих же

параметрах в умовах атмосфери,  $R_{\Sigma} = 0.157 K/W$ , Що на 76% гірше, ніж при випробуваннях в умовах атмосфери

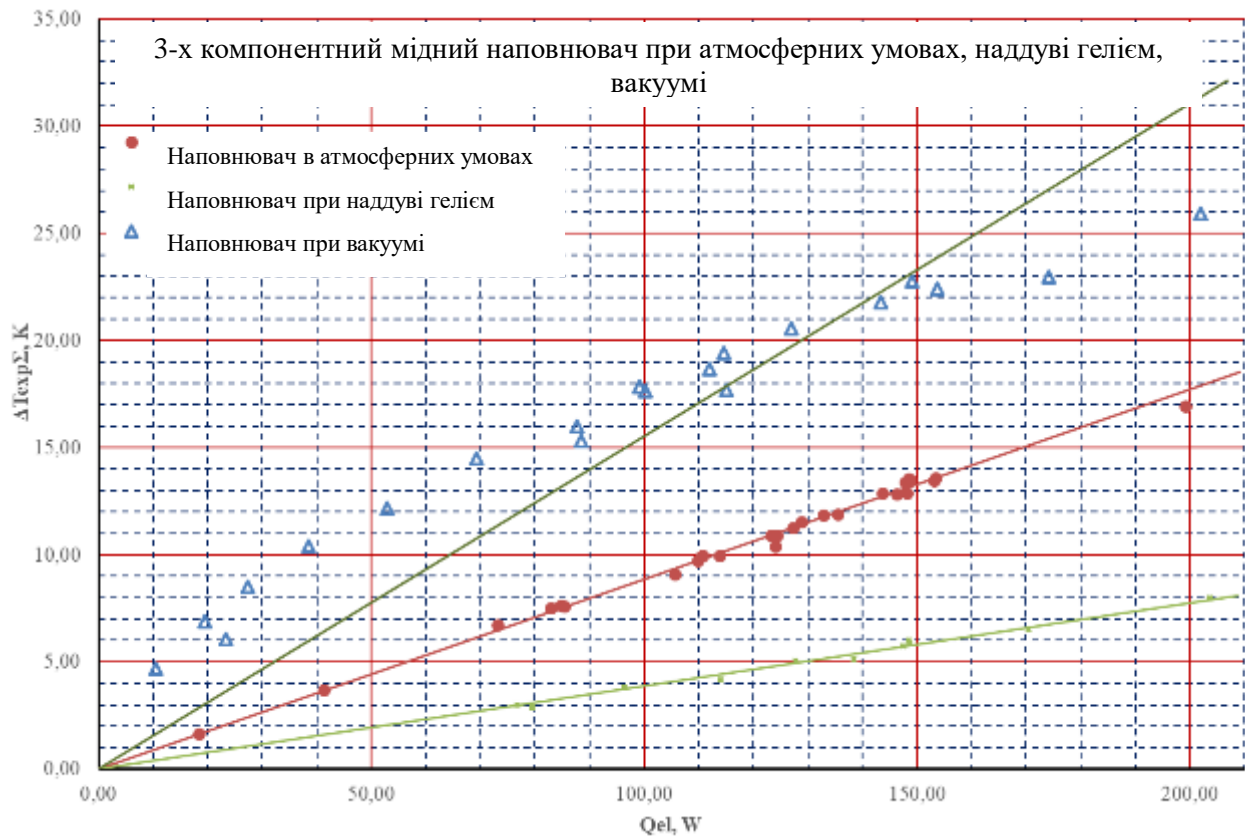


Рисунок 2.9 – Залежність  $\Delta T_{\Sigma} = f(Q_{el})$  для 3-х компонентного мідного наповнювача при атмосферних умовах після віброущільнення після спікання, при наддуванні гелієм, при вакуумі.

### 2.5.5 Дослідження впливу абсолютної температури нагрівача на термічний опір

Для визначення впливу абсолютної температури нагрівача на термічний опір випробування були поставлені таким чином, щоб визначити цю залежність. На Рисунок 2.10 показаний процес спікання 2-х компонентного мідного наповнювача.

На Рисунок 2.10 видно, що в діапазоні температур до  $150^{\circ} C$  повний термічний опір з обдувом і без нього  $R_{\Sigma} = 0,117 K/W$ , згідно експериментальних точок №22-34.

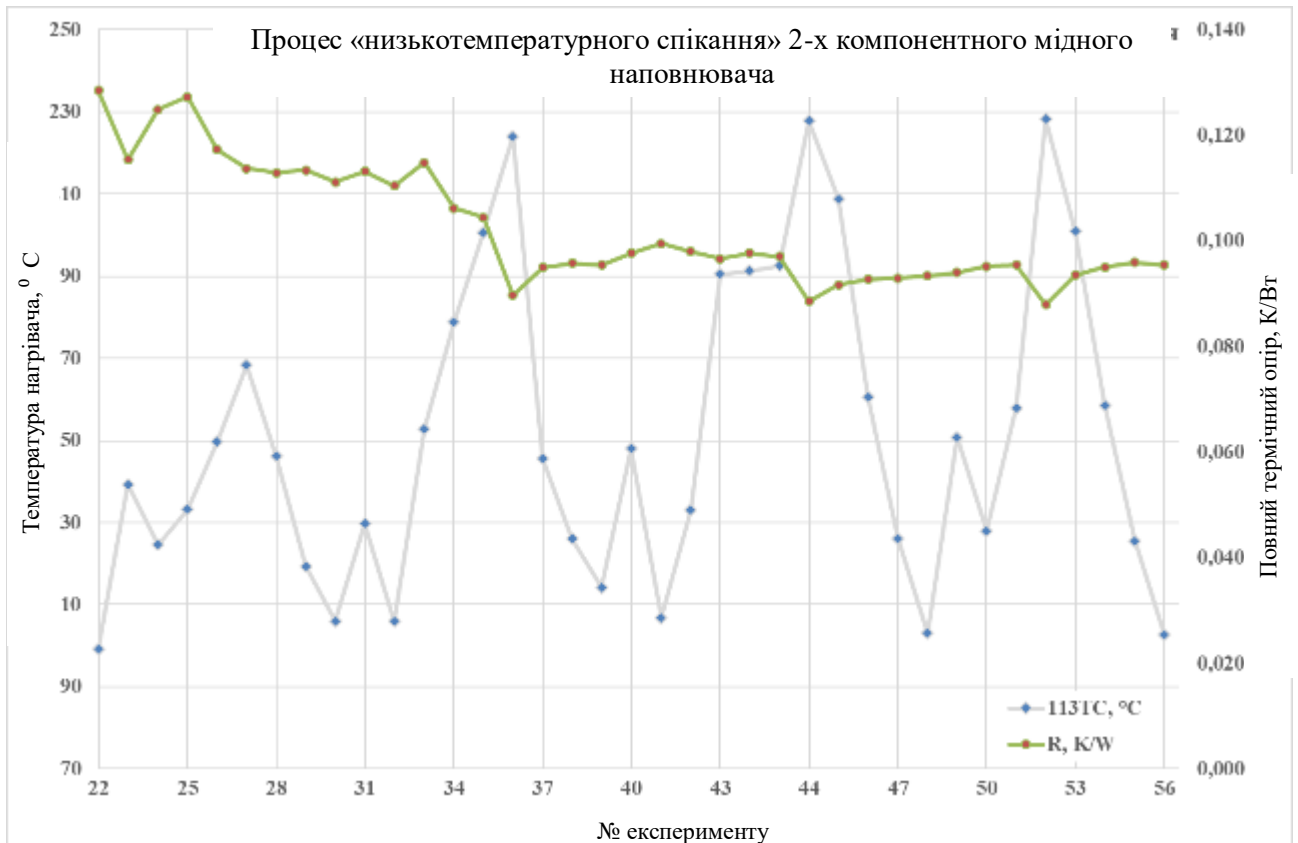


Рисунок 2.10 - Графік впливу максимальної температури на показання термічного опору з 2-х компонентним мідним наповнювачем

Після підвищення температури нагрівального елемента до  $T_{113} = 177,4^{\circ}\text{C}$  (точка 34) почався перехідний процес, на наступній експериментальній точці (точці 35) він продовжився при температурі нагрівального елемента  $T_{113} = 200,7^{\circ}\text{C}$  і піднявшись до температури нагрівального елемента  $T_{113} = 224,1^{\circ}\text{C}$  (точка 36) сумарний термічний опір згідно з експериментальними точками №36-51 зменшується до значень  $\approx 0,095\text{ K/W}$ . Час виходу на стабільний режим в точці 36 склав 37 хв. При подальшому зниженні температури термічний опір залишається таким же, що говорить про поліпшення при «низкотемпературному спіканні» на 18,8%

Повторний нагрів до  $228,3^{\circ}\text{C}$  протягом 71 хв (точка 52) помітно не вплинув на повний термічний опір. Згідно експериментальних точок №52-56 повний термічний опір знизився до показника  $R_{\Sigma} \approx 0,094\text{ K/W}$ , тобто зменшився на 1,45%, в порівнянні з першим спеканієм.

## 2.6 Мікроскопічне дослідження мідних порошків після спікання

У модель №1 наповнювач засипали через капілярну трубку з внутрішнім діаметром 3 мм. Після ряду проведених випробувань висипати наповнювач стало важко. Було виявлено, що наповнювач змінив колір, утворилися стійкі конгломерати розміром до 1 мм, які зберігають свою форму. При невеликому зусиллі вони розпадаються.



Рисунок 2.11 - Фото мідного 3-х компонентного наповнювача після випробувань на моделі №1

Для більш детального вивчення наповнювач було досліджено за допомогою растрового електронного мікроскопа РЕМ-108.

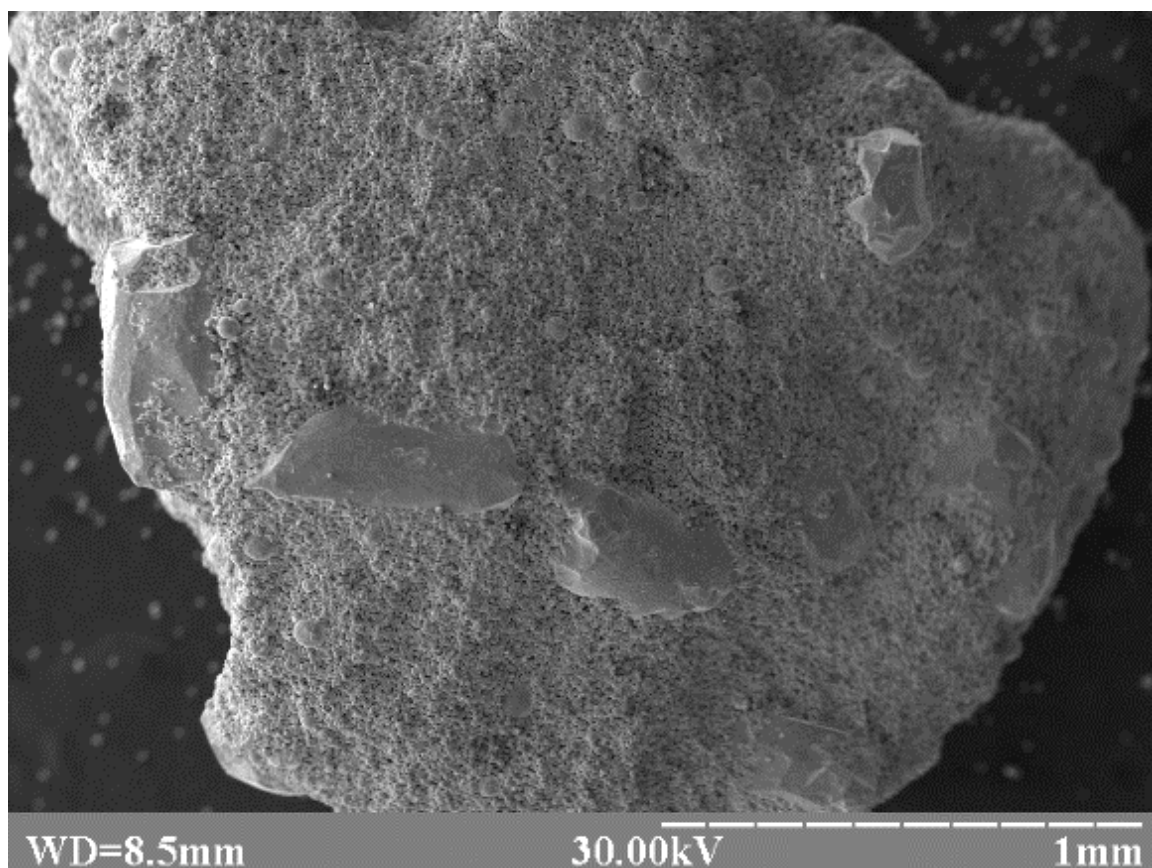


Рисунок 2.12 - РЕМ-мікрофотографія великого плану утворився конгломерату

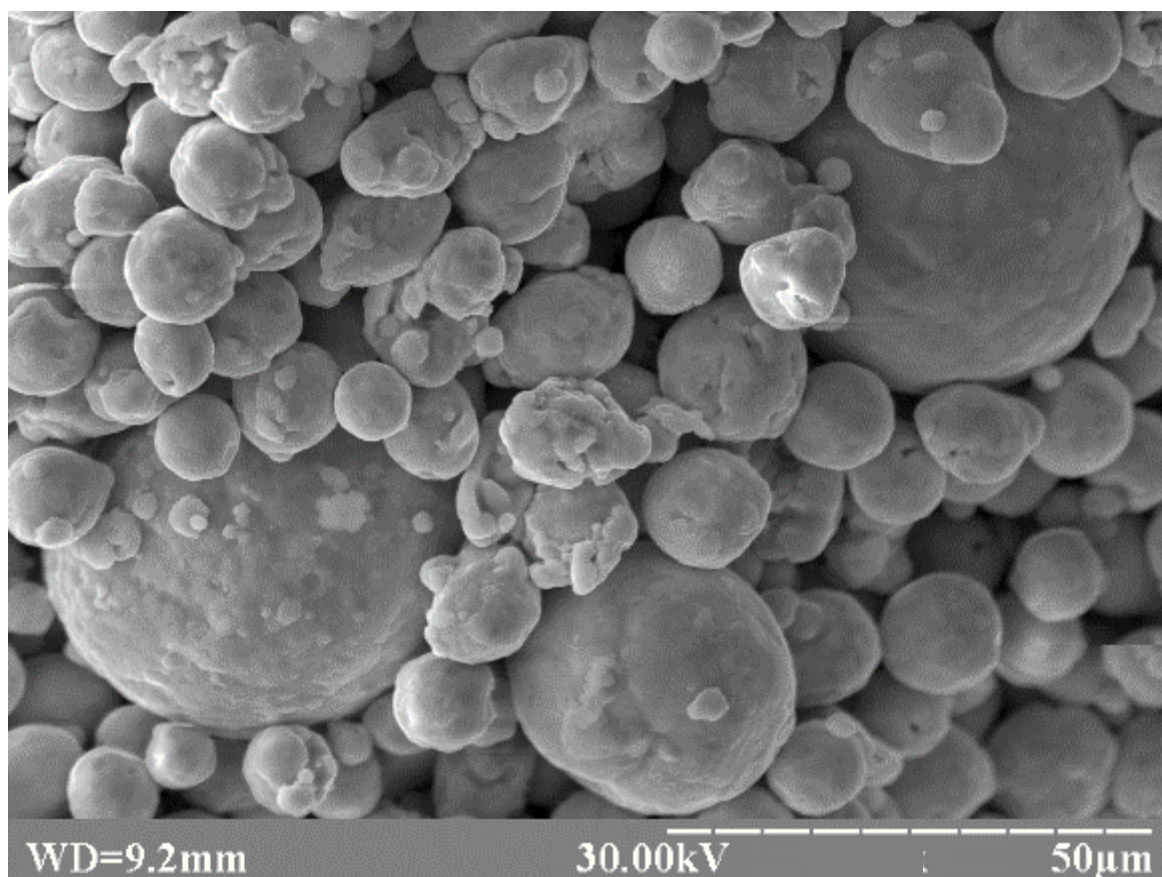


Рисунок 2.13 - РЕМ-мікрофотографія утворився конгломерату при детальному розгляді дрібних частинок

Сама частка нестійка і розпадається при невеликому додатку зусиль. У самому ж з'єднанні ми бачимо, що весь вільний простір займають дрібні частинки мідного порошку. Деякі гранули мають аморфну форму, що може свідчити про спікання між деякими окремими частинками. Також не слід виключати, що гранули мідного порошку в первісному стані були такої форми.

В одному з цілісних конгломератів з даного наповнювача були виявлені сліди окислів

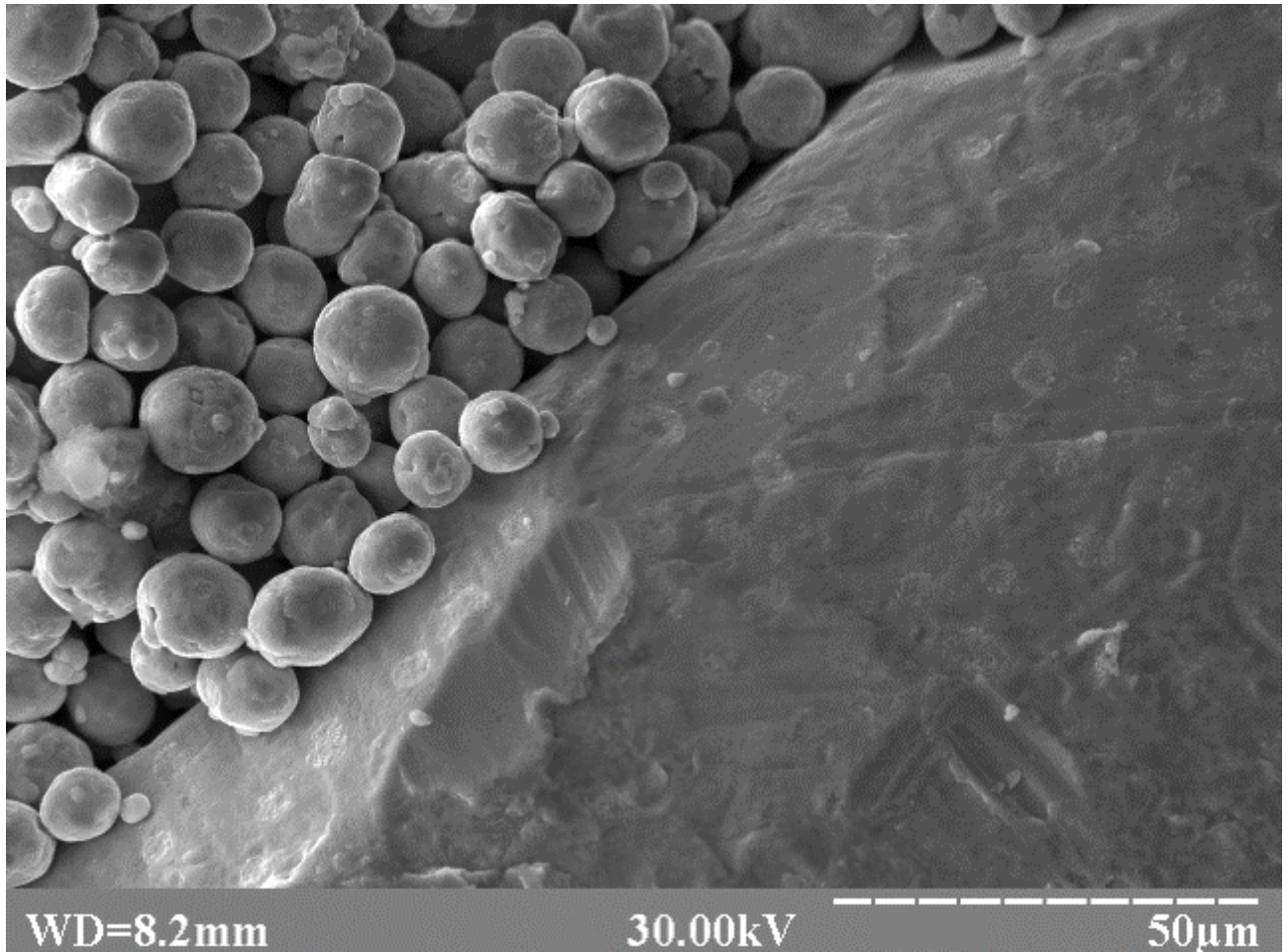


Рисунок 2.14 - РЕМ-мікрофотографія гранули мідного порошку з помітними слідами окислів

На Рисунок 2.14 видно, що «велика» частка по всій своїй поверхні покрита слідами від оксидів. При збільшенні, цієї поверхні на Рисунок 2.15 і Рисунок 2.16 видно, що це мітки округлої форми розміром 5-15 мікрон. Всередині деяких окислених канавок виникають нарости.



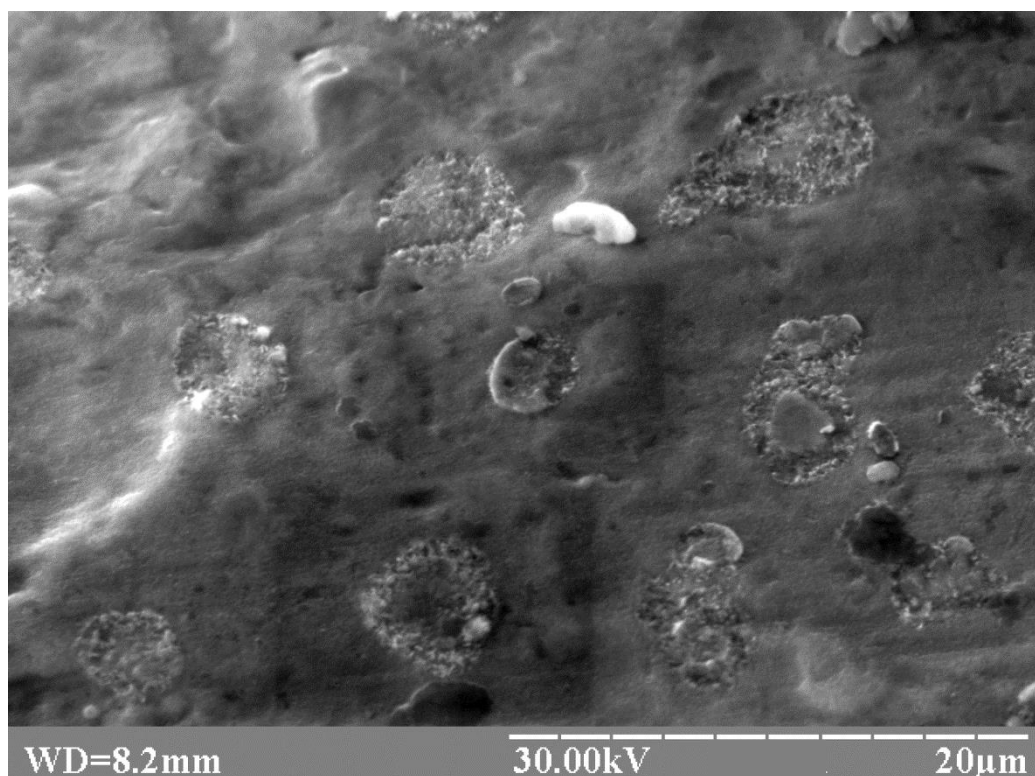


Рисунок 2.15 - РЕМ-мікрофотографія гранули мідного наповнювача з утворилися оксидами

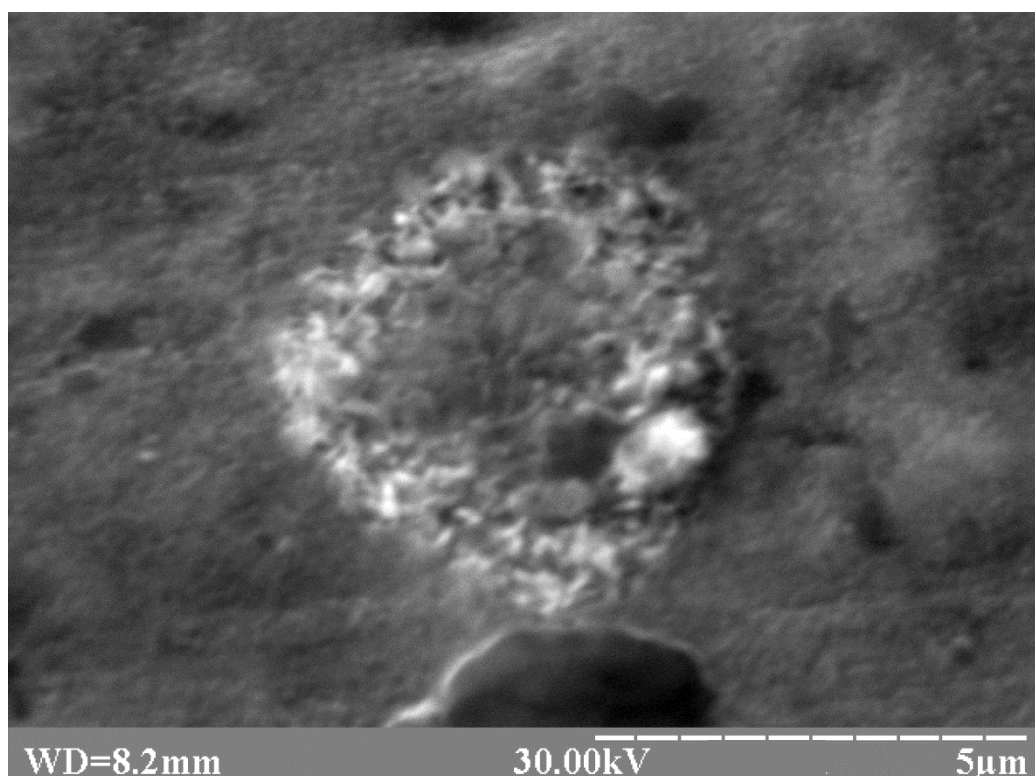
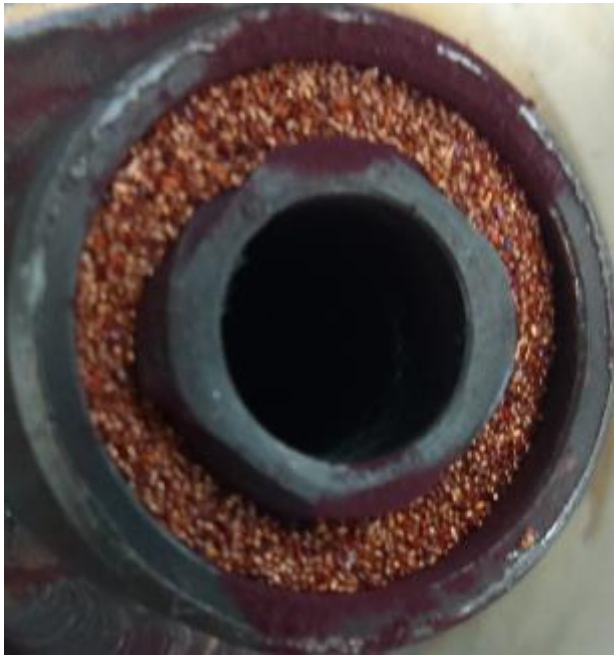


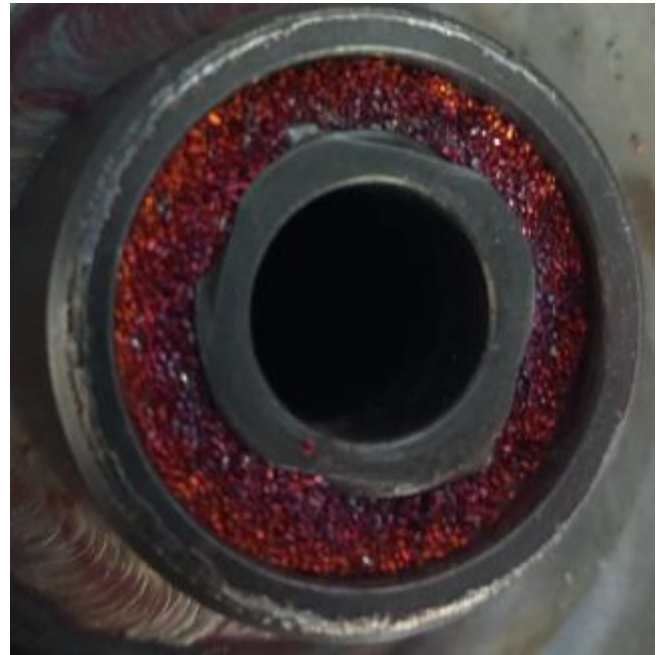
Рисунок 2.16 - РЕМ-мікрофотографія великий вид канавки від оксиду на гранулі мідного наповнювача

Для дослідження спікання мідних наповнювачів був проведений окремий ряд експериментів, так на Рисунок 2.17 видно, що поверхневий шар змінює свій колір. Це пов'язано з окисленням міді при контакті з навколишнім середовищем.

Найімовірніше, ми спостерігаємо утворення на поверхневому шарі оксид двувалентної міді  $\text{CuO}$ , в чистому вигляді має чорний колір.



а



б

Рисунок 2.17 - а) зовнішній вигляд мідного 3-х компонентного наповнювача до випробувань б) зовнішній вигляд мідного 3-х компонентного наповнювача після випробувань

В ході проведення випробувань поверхневий шар змінює свій колір. Це пов'язано з окисненням міді при контакті з навколишнім середовищем. Найімовірніше, ми спостерігаємо утворення на поверхневому шарі оксид двувалентної міді  $\text{CuO}$ , яка в чистому вигляді має чорний колір.

Під час висипання наповнювача з нагрівача було умовно виділено три шари: зовнішній (що знаходиться ближче до верхнього торця нагрівача), середній і внутрішній (знаходиться ближче до нижнього торця нагрівача).

Зовнішній шар легко висипається і переважно темно-фіолетового кольору, як показано на Рисунок 2.17 б.

Середній шар досить важко висипався, так як дуже сильно затвердів. При додатку зусилля безпосередньо на нього слабо розсипається і в кінцевому рахунку випадає стійкими грудками розміром 2-4 мм як показано на Рисунок 2.18, При цьому сам наповнювач має помаранчево-коричневий відтінок що свідчить про переважання першого оксиду міді  $\text{Cu}_2\text{O}$ .

Внутрішній шар зображений на Рисунок 2.19 як і верхній висипається досить вільно і має таку ж структуру і забарвлення з стійкими конгломератами розміром 0,5-2 мм



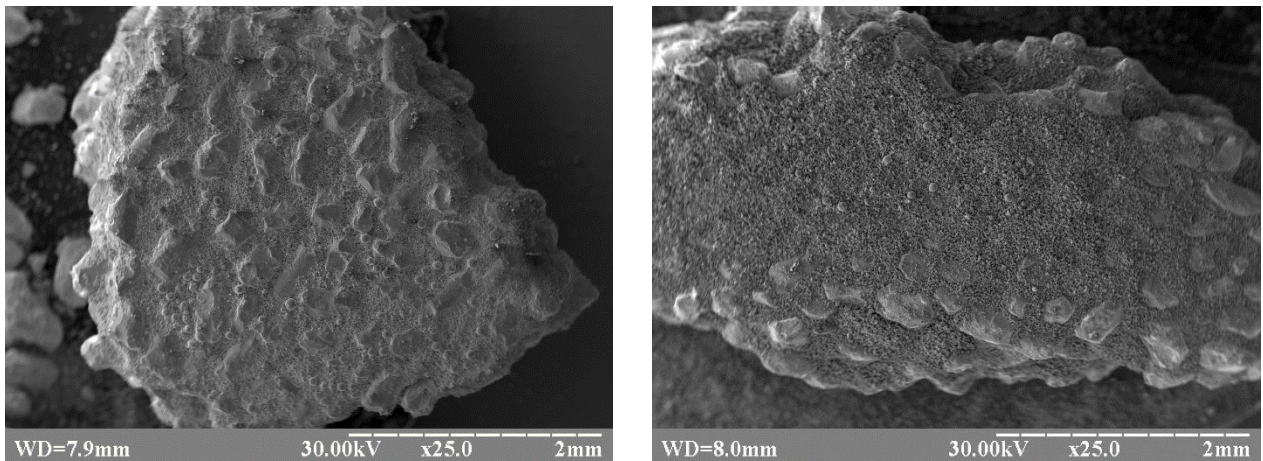
Рисунок 2.18 - Фото середнього шару мідного 3-х компонентного наповнювача після випробувань



Рисунок 2.19 - Фото нижнього шару мідного 3-х компонентного наповнювача після випробувань

Після повного спустошення моделі нагрівача від наповнювача на внутрішній частині моделі були помічені залишки наповнювача у вигляді дрібних частинок мідного пилю, які прибираються при незначному зусиллі.

Для більш детального вивчення наповнювач було досліджено за допомогою РЕМ мікроскопа.



а

Б

Рисунок 2.20- РЕМ-мікрофотографія утворився конгломерату мідного 3-х компонентного наповнювача а) з лицьового боку; б) з тильної сторони

Як видно на Рисунок 2.21 більші частки мідного порошку притягують до себе частинки меншого розміру і утворюють стійкі конгломерати

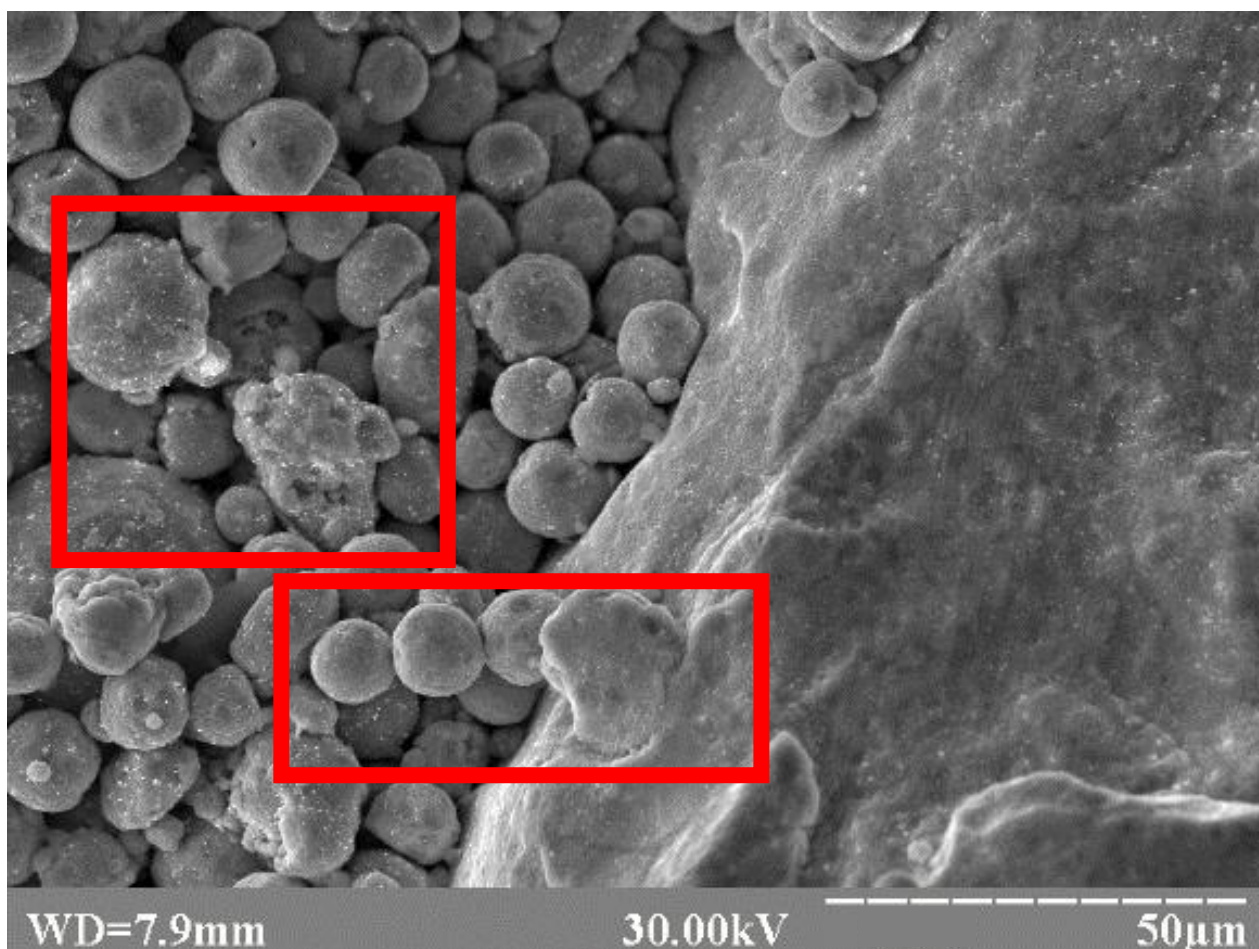


Рисунок 2.21 - РЕМ-мікрофотографія мідного 3-х компонентного наповнювача в місці ймовірного спікання

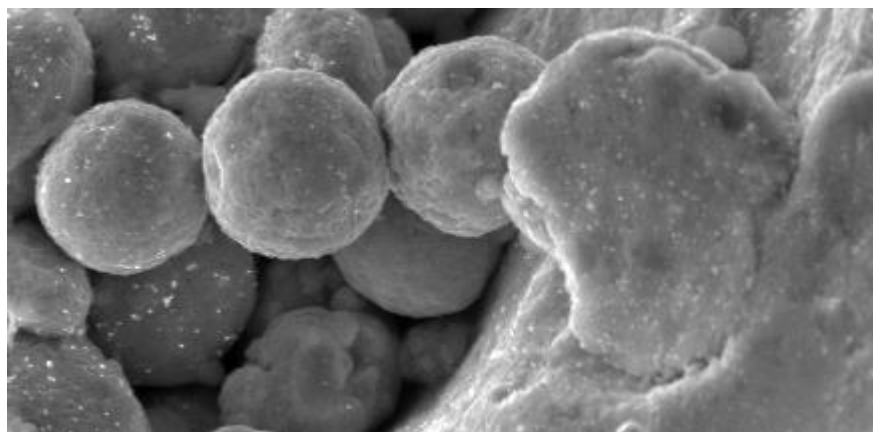


Рисунок 2.22 - РЕМ-мікрофотографія мідного 3-х компонентного наповнювача в місці щільного контакту часток

При збільшенні даного конгломерату видно, що дрібні частинки мідного порошку максимально щільно заповнюють вільний простір, проте не видно жодних явно виражених наслідків спікання. Однак при розгляді виділених об'єктів більш детально на Рисунок 2.22 видно, що деякі елементи прилягають один до одного максимально щільно, що можливо пояснюється виникає дифузією між частинками, а деякі об'єкти зображені на Рисунок 2.23 мають аморфну форму, яка може виникнути при спіканні двох частинок.

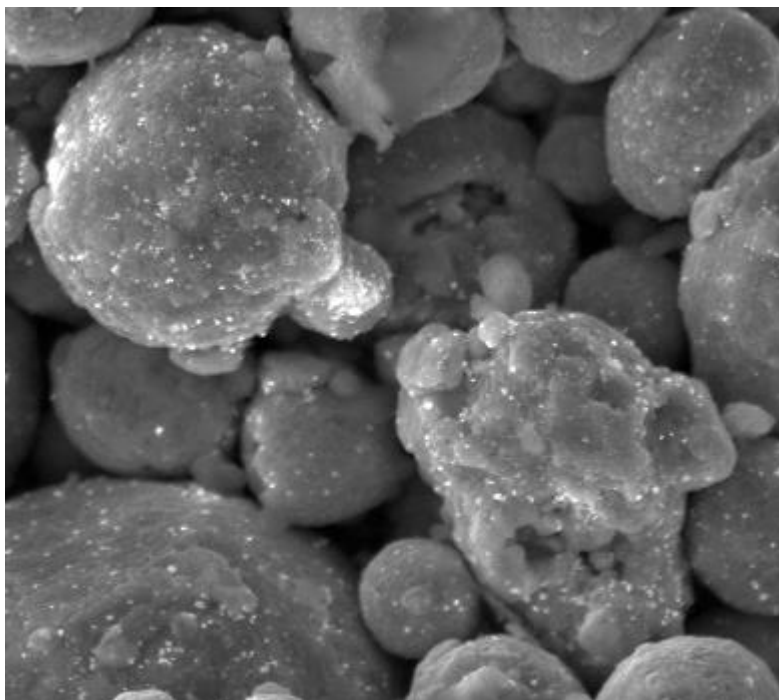


Рисунок 2.23 - РЕМ-мікрофотографія деформованих гранул мідного 3-х компонентного наповнювача

Щодо фізичного механізму «низькотемпературного спікання» можна припустити, що це поєднання хімічних (в присутності кисню повітря) і дифузійних процесів в мідному порошку при температурах 170 ... 2300С. Більш точну відповідь можна отримати після дослідження впливу нагріву порошку до зазначених температур в середовищі інертного газу.

## **2.7 Висновки по розділу 2: Дослідження теплопровідності порошкових наповнювачів для електрообігрівача ТГА і способів її підвищення**

Основні поставлені завдання:

- Для даної моделі нагрівача були визначені теплопровідності 2-х і 3-х компонентних мідних порошоків, і 3-х компонентного алюміній оксидного порошку.
- Відпрацьована методика проведення експериментів на моделі штатного нагрівача. Всього проведено 14 серій експериментів з загальною кількістю записаних точок - 195, які демонструють достовірність і повторюваність випробувань;
- Дослідження поведінки наповнювачів під впливом високих температур, що досягаються під час роботи ТГА в складі двухфазної системи терморегулювання космічного апарату, так у 2-х компонентного мідного наповнювача після «низькотемпературного спікання» термічного опір знизилося на 16%;

- Досліджено вплив вакууму на термічний опір 3-х компонентного мідного наповнювача. Результат в порівнянні з аналогічними умовами при впливі атмосферних умов виявився гіршим на 76%;
- Досліджено вплив наддуву гелієм на термічний опір 3-х компонентного мідного наповнювача. Результат в порівнянні з аналогічними умовами при впливі атмосферних умов показав значення термічного опору на 56% нижче;
- Для 3-х компонентного алюміній оксидного порошку проведено вплив виду ущільнення наповнювача. Так при віброущільненням значення термічного опору на 12% нижче результатів до віброущільнення .;
- Проаналізовано впливу складу і структури різних наповнювачів на термічний опір. Так при атмосферних умовах 3-х компонентний алюміній оксидний наповнювач дав найгірший показник термічного опору  $R_{\Sigma} = 0.1408 \text{ K/W}$ , Що на 30% гірше показань 2-х компонентного мідного наповнювача ( $R_{\Sigma} = 0,09742 \text{ K/W}$ ) і на 36% гірше 3-х компонентного мідного наповнювача ( $R_{\Sigma} = 0.089 \text{ K/W}$ ).

## **3 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА**



### **3.1 Розрахунок собівартості і ціни теплообмінного апарату**

В даному розділі зробимо розрахунок собівартості і ціни основних складових частин проєктованого теплообмінного апарату, які підбираються в дипломній роботі.

Собівартість продукції - це виражені в грошовій формі витрати підприємства на її випуск і реалізацію. Собівартість є одним з найважливіших узагальнюючих показників діяльності підприємства, який відображає ефективність використання трудових, матеріальних і фінансових ресурсів.

В процесі виробництва теплообмінного апарату споживається багато найменувань матеріалів, напівфабрикатів, комплектуючих виробів; застосовується праця різних категорій працюючих. Для планування, обліку і аналізу собівартості ці різноманітні витрати класифікуються в грошовій формі.

Залежно від виробничого призначення витрати поділяються за економічними елементами і статтями калькуляції. При класифікації витрат за економічними елементами в них включаються витрати однорідного призначення: матеріальні витрати, витрати на оплату праці, амортизація та ін. При розрахунку повної собівартості продукції здійснюються розрахунки кошторису витрат на виробництво підприємства по калькуляційних статтях витрат виробу, які групуються в такий спосіб:

- 1) основні матеріали, покупні комплектуючі вироби і напівфабрикати;
- 2) зменшення або збільшення витрат;
- 3) основна заробітна плата основних виробничих робітників;
- 4) додаткова заробітна плата основних виробничих робітників;
- 5) відрахування на соціальні заходи;
- 6) витрати на підготовку і освоєння виробництва;
- 7) загальновиробничі витрати;
- 8) Адміністративні витрати;
- 9) витрати на збут.

### **3.2 Калькуляція собівартості і ціни виробу**

Розрахунок проводиться по перерахованим вище статтями калькуляції.

Вартість основних матеріалів, покупних виробів і напівфабрикатів, з яких виготовлений контур двухфазного теплообміну КА приведена в Таблиця 3.1.

Таблиця 3.1 - Вартість основних матеріалів

№	Найменування	кількість	Ціна, грн / шт	вартість грн.
1	Алюмінієвий профіль	47,2 м	300	14160
2	коліно	84шт	80	6720
3	теплові труби	80	3200	256000
4	колектор	8	7000	56000
5	насос	1	16000	16000
6	дросель	20	1500	30000
8	кріплення	-	-	12000
9	Разом			396280

зменшення або збільшення витрат- відсутні.

Основна заробітна плата основних робітників:

$$\text{ОЗП} = T \cdot e \cdot (1 + k / 100),$$

де  $T$  - трудомісткість. При монтажі обладнання задіюється 4 робочих протягом 12 робочих днів - 96 нормо-годин.

$e$  - середня годинна ставка на відрядні або почасові роботи з виготовлення виробу, грн / нормо-год.

$$e = R \cdot K_T,$$

де  $R$  - вартість однієї нормо-години,  $R = 41,6$ грн;

$K_T$  - коефіцієнт, що залежить від кваліфікації робітника.  $K_T = 1,9$ ;

$до$  - коефіцієнт, що включає доплати за умови та інтенсивність праці,  $до = 20\%$ .

$$\text{ОЗП} = 96 \cdot (41,6 \cdot 1,5) \cdot (1 + 20/100) = 9105,4 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата основних робітників:

$$\text{ДЗП} = \text{ОЗП} \cdot (\kappa / 100)$$

де  $\kappa$  - коефіцієнт, що враховує часові, денні, місячні доплати, приймаємо  $\kappa = 25\%$

$$\text{ДЗП} = 9105,4 \cdot (25/100) = 2276,35 \text{ грн.}$$

Відрахування ЄСВ на соціальні заходи:

$$\text{ЄСВ} = (\text{ОЗП} + \text{ДЗП}) \cdot \text{Н} / 100,$$

де  $\text{Н}$  - норматив обов'язкових відрахувань ЄСВ,

$\text{Н} = 22\%$  (53 клас професійного ризику),

$$\text{ОСМ} = (9105,4 + 2276,35) \cdot 22/100 = 2503,99 \text{ грн.}$$

Змінні загальновиробничі витрати пров, що припадають на один виріб включають в себе наступні елементи:

- витрати на допоміжні матеріали;
- витрати на силову енергію;
- внутрішньозаводське переміщення вантажів;
- обслуговування виробничого процесу і контроль за ним;
- оплату праці працівників, зайнятих на цих роботах;
- відрахування ЄСВ з заробітної плати цих категорій працівників;
- інші витрати, пов'язані з обслуговуванням і контролем виробничого процесу.

При укрупнених розрахунках розраховується у відсотках від заробітної плати виробничих робітників (збирачів):

$$\text{Пер} = \text{ОЗПР} \cdot \text{Нпер} / 100;$$

де  $\text{Нпер}$  - норматив змінних загальновиробничих витрат (50-80%).

$$\text{Пер} = 9105,4 \cdot 80/100 = 7284,33 \text{ грн}$$

Постійні загальновиробничі витрати ПоР, що припадають на один виріб, включають в себе наступні елементи:

- річні амортизаційні відрахування;
- утримання апарату управління;
- утримання будівель та інвентарю;
- витрати на випробування, досліди, дослідження, винаходи;
- заробітна плата відповідних категорій працівників;
- відрахування ЄСВ і заробітної плати цих працівників;
- Інші витрати.

При укрупнених розрахунках розраховується у відсотках від заробітної плати виробничих робітників (збирачів):

$$\text{ПоР} = \text{ОЗПР} \cdot \text{НПоР} / 100;$$

де НПоР - норматив постійних загальновиробничих витрат (115%).

$$\text{ПоР} = 9105.4 \cdot 115/100 = 104721.22 \text{ грн}$$

Витрати на підготовку і освоєння виробництва виробів РОП визначають нормативом від матеріальних витрат і основної зарплати виробничих робітників для виробу:

Витрати на підготовку і освоєння виробництва нових видів виробу:

$$\text{РОП} = (\text{РМ} + \text{ОЗПР}) \cdot \text{НОП} / 100;$$

де НОП - норматив витрат на підготовку і освоєння виробництва (10-20%).

$$\text{РОП} = (10420 + 9105.4) \cdot (20/100) = 3905.1 \text{ грн.}$$

Виробнича собівартість становить суму всіх статей і дорівнює:

$$\text{ПС} = \text{ОМ} + \text{ОЗП} + \text{ДЗП} + \text{ОСМ} + \text{ПоР} + \text{пров} + \text{РОП},$$

$$\text{ПС} = 396280 + 9105,4 + 2276,99 + 2503,99 + 10471.22 + 7284.33 + 3905.08 = 431826.37 \text{ грн.}$$

Адміністративні витрати:

Сюди входять витрати на утримання будівель, споруд та інвентарю загальнозаводського призначення:

$$\text{АР} = \text{ОЗП} \cdot 50/100,$$

Приймаються в процентному відношенні від ОЗП - 50%

$$\text{АР} = 9105,4 \cdot 50/100 = 4552,7 \text{ грн.}$$

Витрати на збут:

витрати на збут складають 3% від виробничої собівартості:

$$\text{РС} = \text{ПС} \cdot 3/100$$

$$\text{РС} = 431826.37 \cdot 3/100 = 12954.79 \text{ грн.}$$

Сума всіх статей і буде повною собівартістю виробу. Статті калькуляції повної собівартості:

Повна собівартість виробу:

$$\text{ПСИ} = \text{ПС} + \text{АР} + \text{РС}$$

$$\text{ПСИ} = 431826.37 + 4552,7 + 12954.79 = 449333.87 \text{ грн.}$$

Прибуток від повної собівартості (18%):

$$\Pi = \text{ПСИ} \cdot 18/100;$$

$$\Pi = 449333.87 \cdot 18/100 = 80880.1 \text{ грн.}$$

Оптова ціна теплообмінника:

$$\text{ОЦТ} = \Pi + \text{ПСИ}$$

$$\text{ОЦТ} = 80880.1 + 449333.87 = 530213.97 \text{ грн.}$$

ПДВ беремо 20% від оптової ціни:

$$\text{ПДВ} = \text{ОЦТ} \cdot 20/100$$

$$\text{ПДВ} = 530213.97 \cdot 20/100 = 105045,24 \text{ грн.}$$

Ціна з урахуванням ПДВ:

$$\text{Ц} = \text{ПДВ} + \text{ОЦТ}$$

$$\text{Ц} = 105045,24 + 530213.97 = 636256.76 \text{ грн.}$$

В Таблиця 3.2 внесені всі статті калькуляції повної собівартості.

Таблиця 3.2 - Статті калькуляції повної собівартості

Найменування статей витрат	Величина витрат, грн
1. Основні матеріали, покупні вироби і напівфабрикати	396280
2. Основна заробітна плата виробничих робітників	9105,4
3. Додаткова заробітна плата виробничих робітників	2276,35
4. Відрахування на соціальні заходи	2503,99
5. Витрати на освоєння виробництва	7086,6
6. Постійні загальновиробничі витрати	10471,22
7. Змінні загальновиробничі витрати	7284.33
8. Адміністративні витрати	4552,7
9. Витрати на збут	12954.79
10. Повна собівартість виробу	449333.87
11. Прибуток від повної собівартості	80880.1
11. Оптова ціна	530213.97
12. ПДВ	105045,24
13. Відпускна ціна виробу	636256.76

### 3.3 Висновки за розділом 3: Економічна частина

Зібравши інформацію про вартість матеріалів в вільних джерелах, задавшись трудомісткістю виготовлення одиничного виробу розрахував повну собівартість одиниці продукції, яка склала 449333.87 гривень і відпускну ціну виробу рівну 636256.76 грн.

### **Висновки за дипломом**

В ході дипломної роботи спроектована двофазна система теплопереносу стаціонарного супутника зв'язку потужністю 12000 Вт.

Виходячи з розрахунків гідравлічного опору трубопроводів системи підібраний шестерний насос Місгорімп GC-M25 забезпечує витрати теплоносія  $m_k = 0.025 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$  потреби витрачається при перепаді тиску 163411 Па.

Порахована і спроектована схема конденсаторів, здатна відвести 120000 Вт з коефіцієнтом запасу 12,5. Такий запас запобігатиме потраплянню бульбашок пара в збірний колектор. Кількість компактних конденсаторів в мережі 80 шт. Кількість тепла, що відводиться одним КК  $Q = 169,649$  Вт. Розміри блоку конденсаторів: 4800x3500

Порахована і спроектована мережа випарників. Кількість випарників в мережі 28шт. Значення теплового потоку яке відбирає одна секція випарника. Розміри мережі випарників: 1680x600  $Q = 435,9$  Вт

Необхідний обсяг гідроаккумулятора склав 3,033 л.

Виконано розрахунок на міцність гідроаккумулятора, коефіцієнт запасу міцності склав 5,14.

Досліджено різні сипучі наповнювачі нагрівача ТГА, способи їх ущільнення. Досліджена здатність мідних сипучих наповнювачів до «низькотемпературного спікання»

Зроблено розрахунок собівартості і ціни основних складових частин проєктованого теплообмінного апарату, які підбираються в дипломній роботі.

### Список використаних джерел

1. Г.А. Горбенко, П.Г. Гакал Путевые потери давления в двухфазном потоке – Учеб. пособие по лабораторной работе. – Харьков: Гос. аэрокосмический ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 1999. – 22с.
2. В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел Теплопередача. Учебник для вузов, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975 488 с.
3. И. Е. Идельчик Справочник по гидравлическим сопротивлениям/Под ред. М. О. Штейнберга – 3-е изд., перераб. и доп. –М.; Машиностроение, 1992. – 672 с.
4. М. А. Михеев, И. М. Михеева,, Основы теплопередачи ”,М., «Энергия»,1977-344 с.
5. Н.Б. Варгафтик, Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей”, М., «Наука»,1977-720с.
6. Ильяшенко Д. Л. Исследование показателя прочности сотовых панелей спутников связи // Молодой ученый. — 2010. — №1-2. Т. 1. — С. 42-45. — URL <https://moluch.ru/archive/13/1173/>
7. Никонов А.А., Горбенко Г.А., Блинков В.Н. Теплообменные контуры с двухфазным теплоносителем для систем терморегулирования космических аппаратов [Книга]. - Москва : Машиностроение, 1991.