

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ПОЛТАВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА  
ІМЕНІ ЮРІЯ КОНДРАТЮКА»  
КАФЕДРА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ, ВЕНТИЛЯЦІЇ ТА  
ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ

Пояснювальна записка  
до магістерської роботи

на тему: **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ ДЛЯ  
ТЕРМОСТАБІЛІЗАЦІЇ ПРИМІЩЕННЯ**

Виконав: студент групи бдНТ  
спеціальності  
144 Теплоенергетика  
**Кузьменко О.А.**

Керівник д.т.н., проф. Кутний Б. А.  
(прізвище та ініціали)

Рецензент \_\_\_\_\_  
(прізвище та ініціали)

Зав. кафедрою к.т.н. проф., Голік Ю.С.  
(прізвище та ініціали)

Полтава - 2024

**Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»**  
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інститут, факультет, відділення навчально-науковий інститут нафти і газу

Кафедра, циклова комісія кафедра теплогазопостачання, вентиляції та теплоенергетики

Освітньо-кваліфікаційний рівень магістр

Напрямок підготовки \_\_\_\_\_  
(шифр і назва)

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»  
(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

**Завідувач кафедри, голова циклової  
комісії Голік Ю.С.**

\_\_\_\_\_ 2024 року

**ЗАВДАННЯ  
НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЕКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТУ**

Кузьменко Олександр Анатолійович  
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проекту (роботи) ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАСТОСУВАННЯ ТЕПЛОВОЇ ТРУБИ ДЛЯ  
ТЕРМОСТАБІЛІЗАЦІЇ ПРИМІЩЕННЯ.  
керівник проекту (роботи) Кутний Б.А. к.т.н.,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)  
затвержені наказом вищого навчального закладу №986-фа від "4" 09.2023 року

2. Строк подання студентом проекту (роботи) \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до проекту (роботи) План роботи, складений керівником роботи, каталоги,  
інструкції з експлуатації на обладнання  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)  
Вступ. Аналіз теплових умов і моделювання теплового режиму. Кліматичні умови на місці  
проживання колонії. Теплобаланс в житловому приміщенні. Матиматична модель розрахунку  
теплової труби. Дослідження характеристик теплової труби для етанолу зі спеченою структурою  
гніту. Розрахунок обмежень теплової труби. Аналіз проведених розрахунків. Висновки.  
\_\_\_\_\_

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)  
Мета та задачі дослідження. Сонячні кліматичні пояси Марса. Креслення розмірів жилогого  
модулю, графік теплопровідності аерогелю, графіки обмежень теплової труби. План розміщення  
термостабілізаційної установки, розріз. Схема термостабілізаційної установки.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

±

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів проекту (роботи)	Примітка
1.	<u>Аналіз теплових умов і моделювання теплового режиму. Постановка задачі, вибір методів досліджень.</u>	09.2023р.	
2.	<u>Матиматичні розробки теплової труби</u>	10.2023р.	
3.	<u>Дослідження характеристик теплової труби для етанолу зі спеченою структурою гніту. Схема теплової труби. Розрахунок площі конденсатора</u>	11.2023р.	
4.	Розрахунок обмежень теплової труби. Аналіз та порівняння розрахунків. Внесення змін в конструкцію. Висновки.	12.2023р.	

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_ Кузьменко О.А.  
(прізвище та ініціали)

Керівник проекту (роботи) \_\_\_\_\_  
(підпис)

\_\_\_\_\_ Кутний Б. А.  
(прізвище та ініціали)

## ЗМІСТ

<b>ВСТУП</b> .....	2
<b>РОЗДІЛ 1. Аналіз теплових умов і моделювання теплового режиму</b> .....	6
<b>1.1. Кліматичні умови на місці проживання колонії</b> .....	6
<b>1.2. Теплобаланс в житловому приміщенні</b> .....	12
<b>1.3. Матиматична модель розрахунку теплової труби</b> .....	34
<b>РОЗДІЛ 2. Дослідження характеристик теплової труби для етанолу зі спеченою структурою гніту</b> .....	45
<b>2.1. Схема теплової труби</b> .....	46
<b>2.2. Розрахунок обмежень теплової труби</b> .....	48
<b>2.3. Аналіз проведених розрахунків</b> .....	60
<b>ВИСНОВКИ</b> .....	62
<b>ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ</b> .....	63

					<b>601-НТ №3К 10578429 МР</b>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Дослідження застосування теплової труби для термостабілізації приміщень.	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Кутний Б.А.						61
Виконав		Кузьменко О.А.						
Зав.каф.		Голік Ю.С.						
Н. Контр.								
						Національний університет «Полтавська політехніка імені Юрія Кондратюка»		

## ВСТУП

### *Актуальність теми дослідження.*

Пошук нових шляхів колонізації Марсу є одним із пріоритетних напрямків розвитку космічних досліджень. Ключових факторів, що впливають на успіх таких місій, є забезпечення комфортних умов для життя та роботи космонавтів. Важливою проблем, що виникають при тривалому перебуванні людини на Марсі, є проблема терморегуляції. Традиційні методи терморегуляції, такі як використання нагрівальних елементів або кондиціонерів, не є ефективними для використання на Марсі. Нагрівальні елементи будуть споживати значну кількість електроенергії, а кондиціонери будуть вимагати великих витрат енергії для відкачування тепла з приміщення. Зважаючи на високу технологічність та вимогливість місцевих умов, вирішення проблеми надлишкової теплоти вимагає пошуку новаторських рішень, серед яких відіграють важливу роль теплові трубки.

У будівлях на Марсі, надлишкове тепло утворюється в результаті функціонування різноманітного обладнання та систем, які є необхідними для дослідження та підтримки життєдіяльності людей на цих об'єктах. Крім того, тепло виділяється тілами людей, які постійно перебувають в цих умовах. Збільшення температури в приміщеннях може призвести до низки проблем, включаючи перегрівання обладнання, погіршення умов для життя та роботи персоналу, а також може негативно вплинути на довгострокову життєздатність будівель.

Теплові трубки є одним із найефективніших методів для регулювання температури в космічних умовах. Ці трубки дозволяють ефективно транспортувати тепло від місця нагріву до місця відведення, забезпечуючи оптимальний рівень температури в приміщеннях. Їх висока теплопровідність і надійність роботи дозволяють забезпечити ефективний контроль над тепловим режимом, що є критично важливим для забезпечення нормального функціонування обладнання та забезпечення комфортних умов для персоналу.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					2
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім того, застосування теплових трубок дозволяє знизити витрати на енергію, оскільки цей метод є ефективним способом передачі тепла без значних енергетичних втрат. Це дозволяє забезпечити енергоефективне функціонування космічних станцій та будівель на Марсі, зменшуючи залежність від зовнішніх джерел енергії.

### ***Мета дипломної роботи***

Метою дипломної роботи є розроблення системи терморегуляції для житлового приміщення на Марсі на основі теплових трубок.

### ***Вирішування завдань***

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

1. Провести аналіз наукової літератури та досліджень у галузі терморегуляції на Марсі.
2. Розробити математичну модель теплової трубки для експлуатації на Марсі.
3. Розробити схему теплової трубки на основі розрахунків.

### ***Об'єкт дослідження***

Об'єктом дослідження є система терморегуляції для житлового приміщення на Марсі на основі теплових трубок.

### ***Предмет дослідження***

Предметом дослідження є математичне моделювання, розробка схеми та експериментальне дослідження теплової трубки для експлуатації на Марсі.

Використання загальнонаукових та спеціальних методів

У роботі будуть використані такі загальнонаукові методи дослідження:

- Аналіз
- Синтез
- Моделювання

Також будуть використані такі спеціальні методи дослідження:

- Матеріалознавство

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Теплотехніка
- Математичне моделювання

### ***Наукова новизна***

Наукова новизна роботи полягає в розробці системи терморегуляції для житлового приміщення на Марсі на основі теплових трубок. У роботі буде розроблена математична модель теплової трубки, що враховує умови експлуатації на Марсі. Також розроблена схема теплової трубки на основі розрахунків.

У результаті виконання роботи розроблена система терморегуляції, яка забезпечить комфортні умови для життя космонавтів на Марсі

Таким чином, використання теплових трубок для керування надлишковою теплотою в космічних умовах і на Марсі має велике значення для забезпечення ефективного управління температурою, забезпечення безпеки та комфорту персоналу, а також для зниження енергетичних витрат. Це інноваційне рішення стає ключовим фактором у створенні стійких та ефективних умов для життя та роботи людей на Марсі та в космосі.

Систему термостабілізації розроблено на основі кліматичних та атмосферних умов Марсу, так як колонізація Марсу відкриває нові можливості для розвитку, але одночасно ставить перед нами складні виклики в умовах екстремального клімату та обмежених ресурсів. Система охолодження для робочих приміщень грає важливу роль у забезпеченні комфортних та безпечних умов для працівників.

Розробка системи термостабілізації для використання на Марсі є завданням, що вимагає уважного аналізу та інженерної винахідливості. У своєму проекті я обрав використання теплових трубок для забезпечення ефективного відведення надлишкової теплоти з приміщень на основі кліматичних та атмосферних умов Марсу. [1]

Однією з ключових властивостей Марсіанського середовища є його розріджена атмосфера та екстремальні температурні коливання. Система

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
	2					4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

охолодження повинна бути адаптована до цих умов, а теплові трубки надають оптимальний спосіб управління тепловим режимом.

Теплові трубки взаємодіють із середовищем, використовуючи фізичні принципи конденсації та випаровування, щоб транспортувати тепло від джерела до місця відведення. Основним перевагою цього методу є його надійність та можливість працювати в умовах, де інші теплові технології можуть виявитися менш ефективними.

Враховуючи низький тиск і різкі коливання температур на Марсі, моя система охолодження ретельно адаптована до цих умов. Вона забезпечувати ефективне охолодження приміщень і водночас захищати обладнання від перегріву, що може виникнути через екстремальні умови середовища та великі температурні відмінності.

Крім того, розробка такої системи дозволить зменшити витрати енергії, оскільки теплові трубки дозволяють ефективно передавати тепло без зазначених енергетичних втрат. Це стає важливим аспектом умов для енергоефективного функціонування будівель та систем життєзабезпечення на Марсі.

У підсумку, моя розробка системи охолодження з використанням теплових трубок враховує специфіку атмосфери та кліматичних умов Марсу, надаючи стійке та ефективне рішення для контролю теплового режиму в умовах космічного середовища. Цей підхід не лише забезпечить комфорт та безпеку для персоналу, але й сприятиме створенню стійких та енергоефективних систем для колонізації Марсу.

									601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2									5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

# РОЗДІЛ 1. Аналіз теплових умов і моделювання теплового режиму

## 1.1 Кліматичні умови на місці проживання колонії

Серед усіх планет Сонячної системи, сезони на Марсі найбільше схожі на ті на Землі, завдяки подібним нахилам осей обертання обох планет. Марсіанські сезони тривають приблизно вдвічі довше, ніж земні, через більшу відстань Марса від Сонця, що призводить до того, що Марсіанський рік триває близько двох земних років. Температура на поверхні Марса коливається від приблизно  $-143\text{ }^{\circ}\text{C}$  (в зимових полярних шапках) до максимуму  $35\text{ }^{\circ}\text{C}$  (в екваторіальне літо). Різниця в температурі поверхні пояснюється тонкою атмосферою, яка не може утримувати значну кількість сонячного тепла, низьким атмосферним тиском і невеликою тепловою інерцією Марсіанського ґрунту. Ця атмосферна особливість призводить до того, що пори року в південній півкулі є більш екстремальними, тоді як в північній півкулі вони проходять менш інтенсивно.

Клімат Марса, 4.5°S, 137.4°E (2012–2015)													
Показник	Січ.	Лют.	Берз.	Квіт.	Трав.	Черв.	Лип.	Серп.	Верес.	Жовт.	Лист.	Груд.	Рік
Абсолютний максимум, °C	6	6	1	0	7	23	30	19	7	7	8	8	30
Середній максимум, °C	-7	-18	-23	-20	-4	0	2	1	1	4	-1	-3	-5,7
Середній мінімум, °C	-82	-86	-88	-87	-85	-78	-76	-69	-68	-73	-73	-77	-78,5
Абсолютний мінімум, °C	-95	-127	-114	-97	-98	-125	-84	-80	-78	-79	-83	-110	-127

Источник: [Centro de Astrobiología](#) <sup>[8]</sup>, [Погодний твіттер Марсіанської научної лабораторії](#) <sup>[9]</sup>

Таб.1 Температури повітря Марсу за рік

Отже, виходячи з представленої таблиці, найнижча середня температура на Марсі становить  $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ , в той час як найвища  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Схоже на Землю, на Марсі відбувається зміна сезонів через нахил осі обертання відносно площини орбіти. У зимовий період на півночі полюса формується полярна шапка, тоді як на південній частині вона майже повністю відсутня. Після піврічної обертання, ситуація змінюється, і півкулі обмінюються місцями. Ексцентриситет орбіти

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
2						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Марса призводить до того, що в перигелії (зимове сонцестояння в північній півкулі) планета отримує до 40% більше сонячного випромінювання, порівняно з афелієм, внаслідок чого зима в північній півкулі коротка і помірна, а літо тривале, але не дуже тепле. У південній половині, навпаки, літо коротке, але відносно тепле, а зима довга та холодна.

Взимку південна полярна шапка розширюється до половини відстані від полюса до екватора, в той час як північна збільшується лише до третини цієї відстані. Коли настає літо на одному з полюсів, вуглекислий газ із відповідної полярної шапки випаровується і потрапляє в атмосферу. Вітри переносять його на протилежний полюс, де він знову замерзає. Такий цикл вуглекислого газу обумовлюється різницею в розмірах полярних шапок та викликає зміни в тиску атмосфери Марса під час його обертання навколо Сонця. Оскільки взимку 20-30% атмосфери замерзає в полярній шапці, тиск відповідного регіону відчутно знижується. [2]

**Карта кліматичної зони Марса на основі даних TES.** Володимир Кеппен визначив кліматичні зони на Землі, базуючись на розподілі рослинності та факторах, таких як температура та кількість опадів. Класифікація клімату враховує відмінності в сезонному розподілі температури та опадів, а також враховує позазональний клімат, наприклад, на великих висотах. Однак на Марсі відсутня рослинність та опади, тому класифікація клімату обмежується тільки температурою. Додаткові параметри для класифікації можуть включати розподіл пилу, вміст водяної пари та появу снігу.

На відміну від безперервних карт кліматичних зон, як вихідних наборів даних, картографічні представлення є інтерпретаціями, узагальненнями та спрощеннями. Вони полегшують розуміння кліматичної системи, виокремлюючи її ключові характеристики та ігноруючи менш важливі аспекти.

Схожості в кліматі між Марсом і Землею існують у визначенні сонячних кліматичних зон. Температурні кліматичні зони, що базуються на поточному нахилі осі та сонячній радіації, демонструють певні спільні риси у кліматі обох

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
	2					7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

планет. Такі картографічні представлення, спрощені до врахування тільки температурних параметрів і не враховуючи топографію, альbedo чи атмосферу, дозволяють визначити сонячні кліматичні зони, аналогічні на обох планетах. Полярні зони визначаються полярними колами ( $64,9^\circ$ ), перехідні зони – тропіком Риб на півночі та тропіком Діви на півдні (відповідно  $25,1^\circ$ ). Екваторіальний пояс розташовується між тропіками.

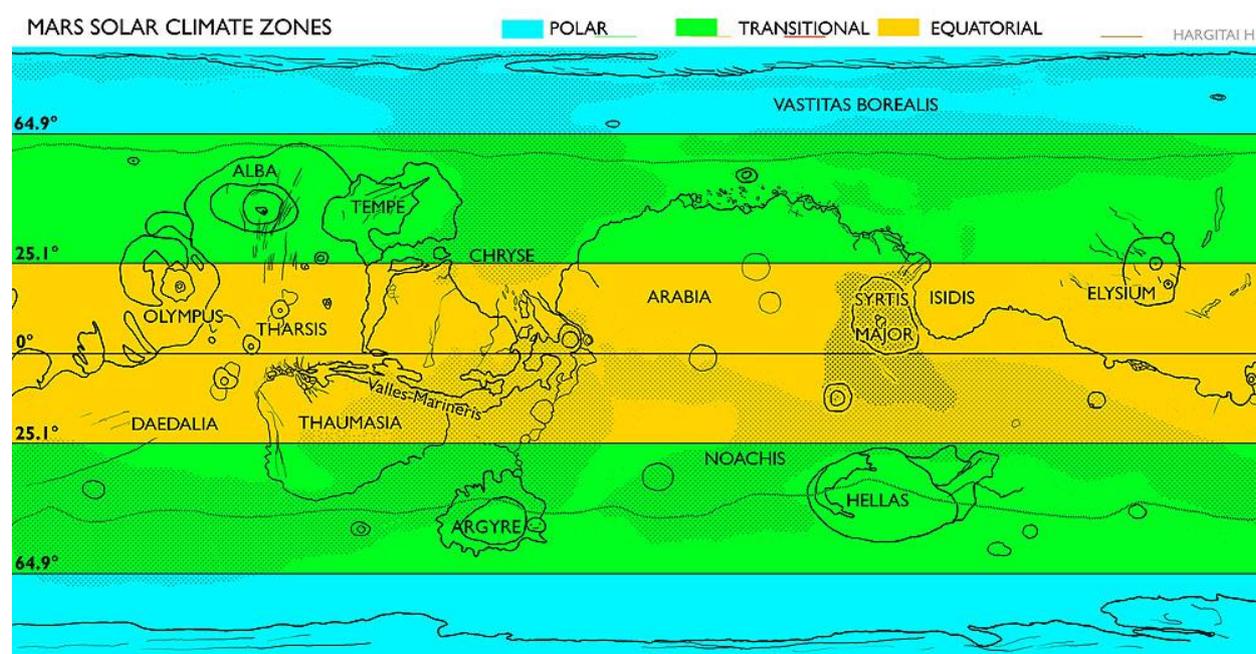


Рис. 1. Сонячні кліматичні пояси Марса.

Пояснення до базової карти: пунктирна лінія ілюструє сезонні заморозки; суцільні лінії вказують приблизні межі географічних об'єктів, які не є автоматично створеними контурними лініями. Пунктирні області відображають наближену протяжність темного піщаного покриву (з низьким альbedo) з зображень MGS. Лінійні об'єкти представлені у вигляді ям або долин, а топографічні межі полярної шапки є змінними.

Сонячні кліматичні зони переміщуються на північ або на південь залежно від сезонів та теплового екватора. Сезонні відмінності між Північним та Південним півкулями, обумовлені ексцентриситетом орбіти, призводять до відмінностей у літі та зимі, тому кліматичні пояси обох півкуль не є аналогічними: Південна півкуля виявляється більш екстремальним, виділяє

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
2						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

більше CO<sub>2</sub> під час літа, та генерує вищий тиск, що призводить до сильніших пилових бурь. Тим не менше, зима на південному полюсі є холоднішою через більшу віддаленість від Сонця (рис. 3, 4, 5). Асиметрія в південній полярній зоні пов'язана з асиметричною формою постійного крижаного покриву.

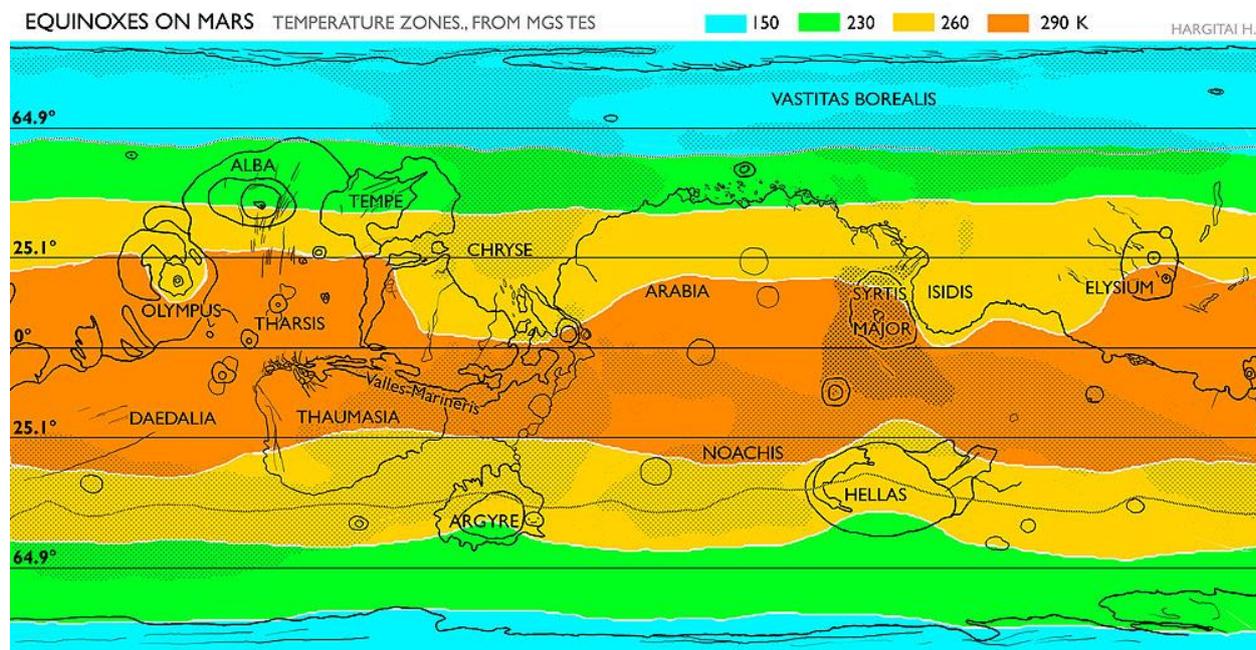


Рис. 2. Зони температурних зон весняного та осіннього рівнодення ( $L_s=0$ , 180), модифіковані альбедо та топографією (Значення температури відповідають денним максимумам).

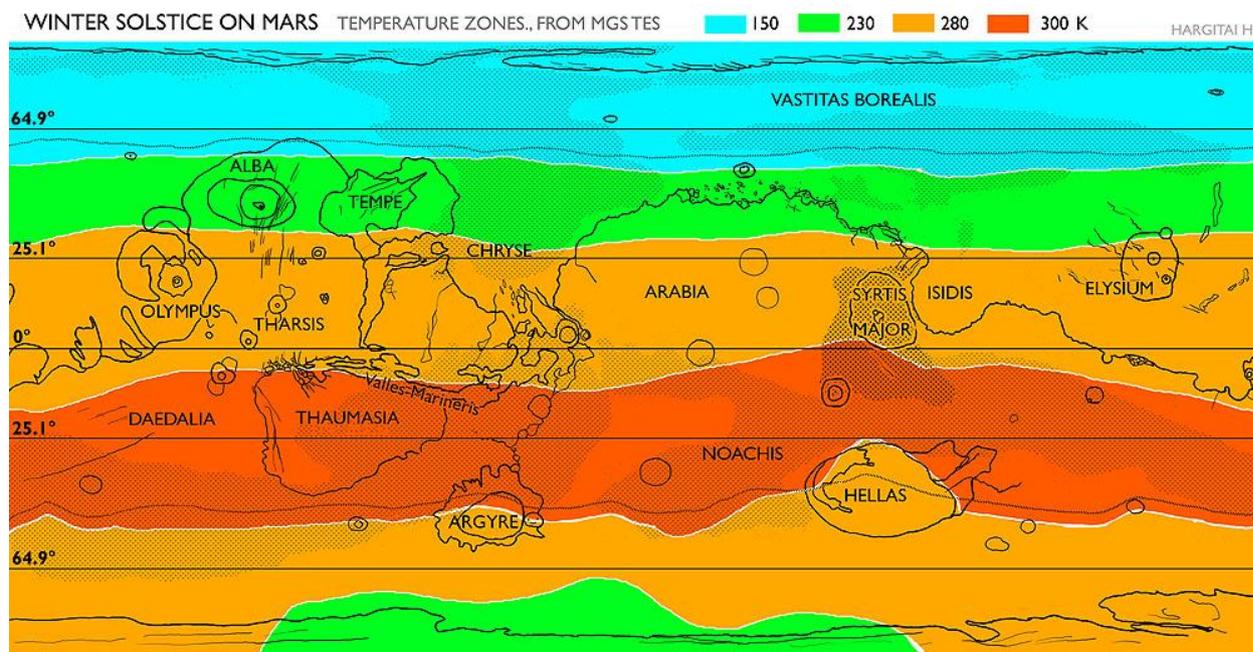


Рис. 3. Характеристики температурних зон Північного зимового сонцестояння ( $L_s=270$ ), модифіковані альбедо, топографією та фактичною радіацією.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

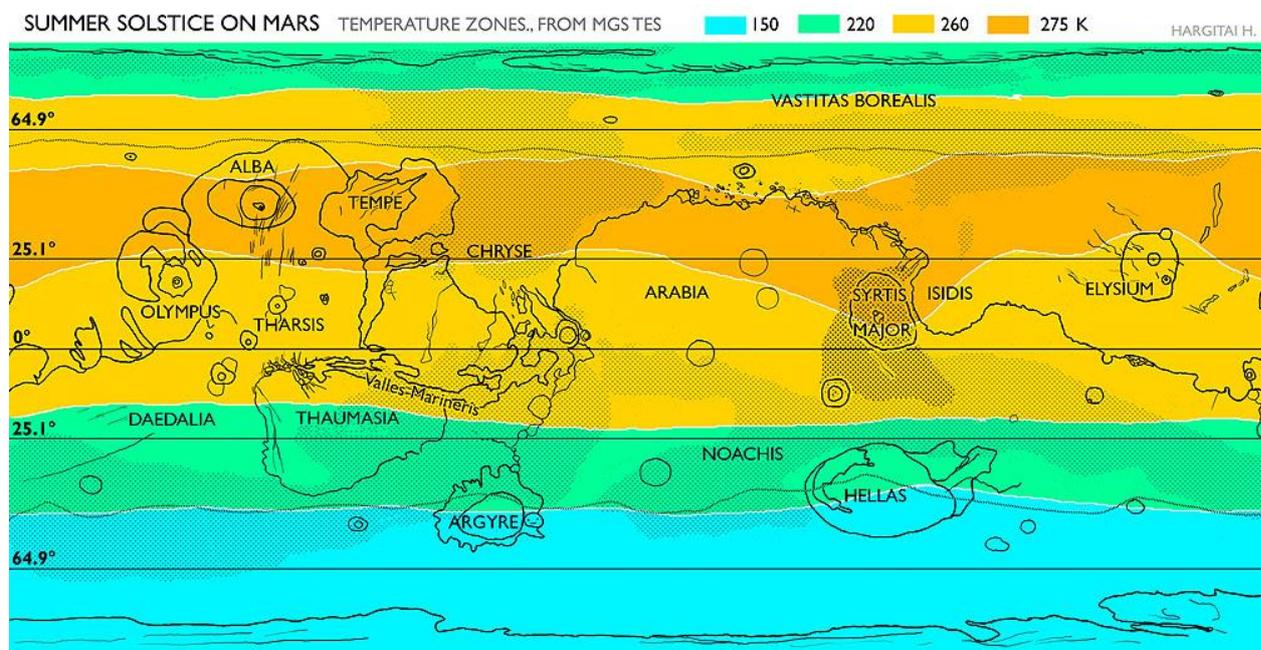


Рис. 4. Характеристики температурних зон Північного зимового сонцестояння ( $L_s=360$ ), модифіковані альбедо, топографією та фактичною радіацією.

Кліматична характеристика Марсу є менш складною порівняно з Землею через простішу глобальну циркуляцію, обумовлену двома клітинами Хедлі навесні/восени та однією влітку/взимку. На відміну від Землі, на Марсі відсутні океани та океанічні течії. Сонячні кліматичні зони піддаються змінам в залежності від рельєфу, альбедо, наявності льоду, впливу вітру та топографічної структури. На поверхні можна визначити ознаки напрямків вітру, такі як сліди пилу диявола та хвилі вітру в кратерах. Ділянки з низьким альбедо, покриті темнішими піщинками, мають вищу теплову інерцію, ніж світлі ділянки. Кліматичні зони визначаються також за рельєфом, де низини характеризуються частими туманами та вищим середнім альбедо. Карта кліматичних зон Марсу використовує дані про температуру, альбедо та топографію, а також враховує протяжність постійних крижаних шапок та максимальну сезонну протяжність морозного покриву.[3]

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

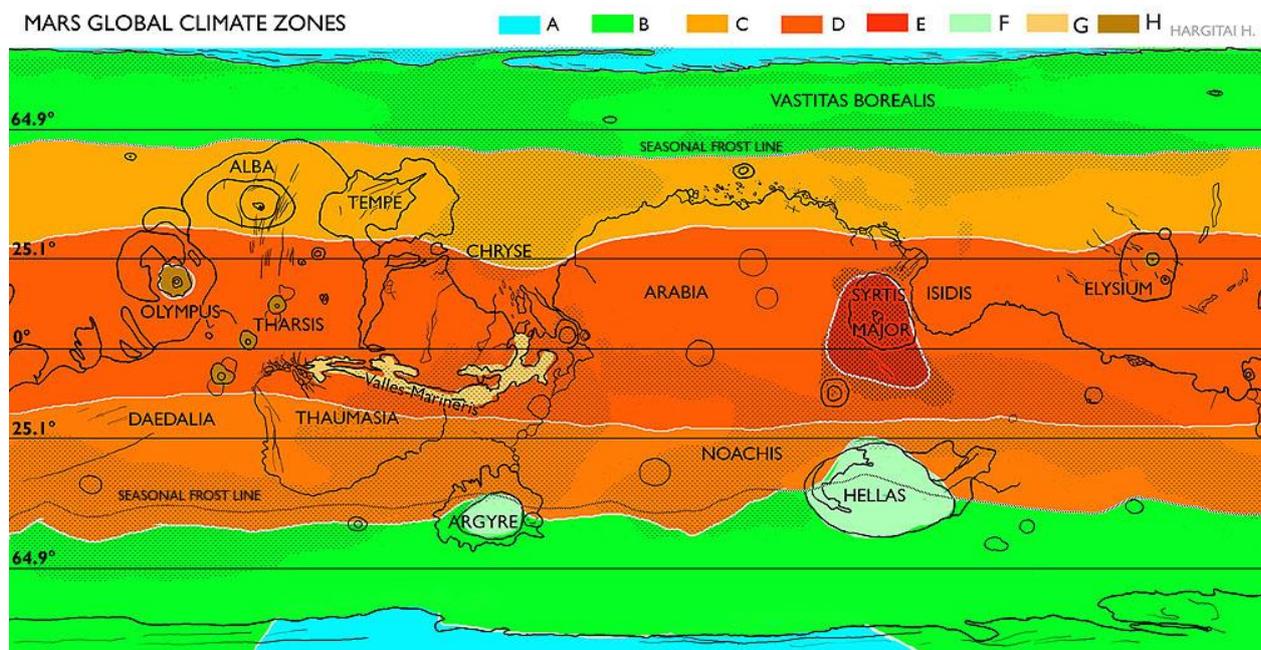


Рис. 5. Глобальні кліматичні зони Марса на основі температури, змінених топографією, альбедо, фактичною сонячною радіацією. А=льодовиковий (постійна крижана шапка); В=Полярна (вкрита інієм взимку, який сублимується влітку); С=північ (м'який) перехідний (Ca) і С південний (крайній) перехідний (Cb); D = тропічний; E= Тропічний низький альбедо; F= Приполярна низовина (басейни); G=Тропічна низовина (Часмата); H=Субтропічне нагір'я (гірський масив).

Температурні профілі конкретних кліматичних зон можна ілюструвати реальними кліматичними діаграмами. Особливості поверхні та різні кліматичні зони відображаються в поверхневих процесах. Видимі об'єкти, такі як долини, можуть відтінювати палеокліматичні зони різного віку, що свідчить про зміни осі обертання та вміст пилу в атмосфері на протязі мільйонів років. Майбутня робота передбачає об'єднання зон, які визначаються розподілом різних типів рельєфу, температурою, запиленістю, напрямками вітру, внутрішньократерним льодом/морозом та снігопадом. Це формує більш складну систему класифікації кліматичних зон Марса в рамках діяльності Комісії планетарної картографії МКА.[4]

## 1.2 Тепловий баланс в житловому приміщенні

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
2						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Будівля на Марсі буде являти собою багато шарову конструкцію яка буде складатися з захисного куполу з розплавленого реголіту товщиною від 85 сантиметрів до 202 сантиметрі та внутрішнього житлового модулю з шаром теплоізоляції.

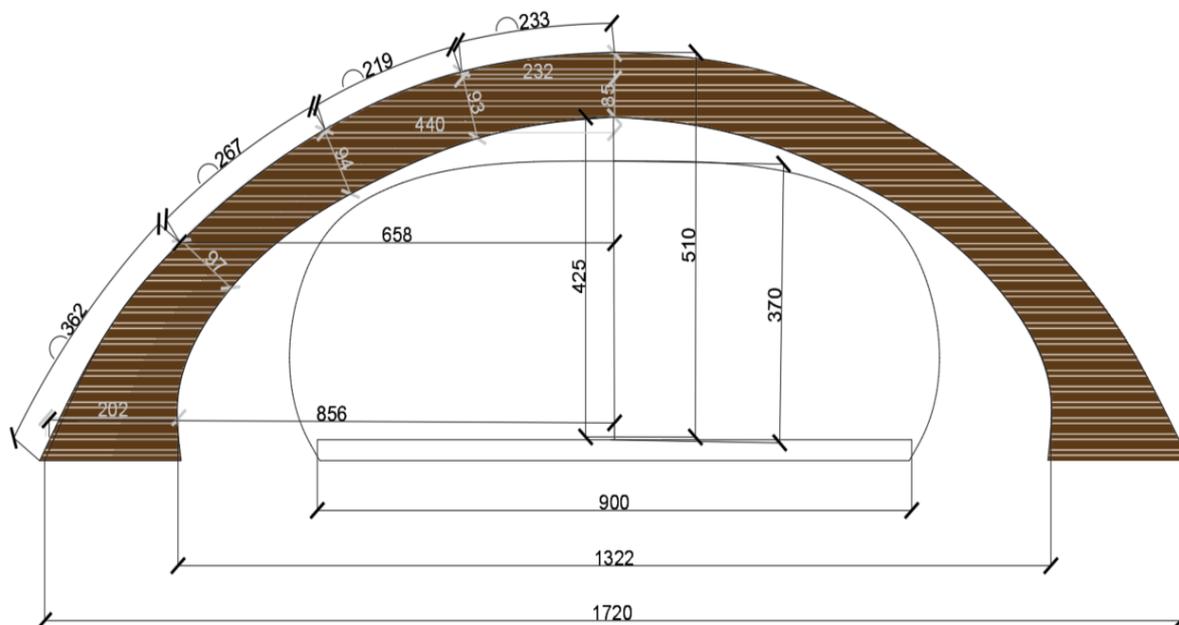


Рис. 6 Розміри житлового модулю в сантиметрах

Виготовлення захисного куполу на Марсі передбачає розплавлення реголіту до температури плавлення. У розплавленому стані реголіт набуває властивостей застиглої лави, зокрема високої теплопровідності (2,03 Вт/(м×К)).

$T$ (K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J g <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )	$\alpha$ (10 <sup>-2</sup> cm <sup>2</sup> /s)	$\lambda$ (W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup> )
288 ± 1	3091 ± 9	0.758 ± 0.023	0.869 ± 0.026	2.036 ± 0.087
466 ± 1	3077 ± 15	0.921 ± 0.027	0.723 ± 0.022	2.049 ± 0.087
676 ± 1	3055 ± 15	0.980 ± 0.029	0.642 ± 0.019	1.922 ± 0.082
871 ± 1	3034 ± 15	1.075 ± 0.032	0.542 ± 0.016	1.768 ± 0.075
965 ± 1	3022 ± 15	1.147 ± 0.034	0.505 ± 0.015	1.750 ± 0.075
1067 ± 1	3012 ± 15	1.244 ± 0.037	0.528 ± 0.016	1.978 ± 0.084
1117 ± 1	3009 ± 15	1.299 ± 0.039	0.544 ± 0.016	2.126 ± 0.091
1167 ± 1	3002 ± 15	1.357 ± 0.041	0.573 ± 0.017	2.334 ± 0.100
1215 ± 1	2993 ± 21	1.413 ± 0.042	0.601 ± 0.018	2.542 ± 0.109
1271 ± 1	2974 ± 148	1.478 ± 0.074	0.582 ± 0.029	2.558 ± 0.222
1320 ± 1	2959 ± 147	1.535 ± 0.076	0.521 ± 0.026	2.366 ± 0.205
1345 ± 1	2953 ± 147	1.564 ± 0.078	0.246 ± 0.012	1.136 ± 0.098
1370 ± 1	2947 ± 147	1.593 ± 0.079	0.248 ± 0.012	1.164 ± 0.101
1418 ± 1	2936 ± 147	1.694 ± 0.084	0.230 ± 0.012	1.144 ± 0.099
1467 ± 1	2925 ± 146	1.696 ± 0.085	0.219 ± 0.011	1.086 ± 0.094

Таб.1 Теплопровідність та інші її фізичні значення закаменілої лави[5]

## Розрахунок конвективного потоку

Конвекційний потік - це рух рідини або газу, викликаний нерівномірним нагріванням. Нагріті частинки стають легшими і піднімаються вгору, а охолоджені - опускаються вниз. Це створює циркуляцію рідини або газу, яка переносить тепло.

Залежно від характеру руху частинок конвекцію поділяють на два типи:

Турбулентна конвекція - це рух частинок рідини або газу, який характеризується хаотичним вихровим рухом. Турбулентна конвекція виникає при великих перепадах температур і густин.

Ламінарна конвекція - це рух частинок рідини або газу, який характеризується упорядкованою течією. Ламінарна конвекція виникає при малих перепадах температур і густин.

Критерій Грасгофа Прандля

$$Gr Pr = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2} Pr = \frac{1}{223} \frac{3.74 l^3 \Delta t}{(5.5 \times 10^{-4})^2} 0.730 = 4,04 \times 10^4 l^3 \Delta t$$

$g$  - Прискорення сили тяжіння, дорівнює для Марсу  $3.74 \text{ м/с}^2$

$l$  - Розмір поверхні напрямку повітря, м.

$\Delta t$  - Різниця температур поверхні та повітря

$\nu$  - Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря

$Pr$  - Критерій Прандля

Визначаємо критерій Нусельта, для визначення локального значення коефіцієнта

$$Nu_x = 0,135(Gr_x Pr)^{1/3} = 0,135 \times (4,04 \times 10^4 l^3 \Delta t)^{1/3} = 4.63 l \Delta t^{-1/3}$$

Визначаємо з  $Nu_x = a_{кх} x / \lambda$  -  $a_{кх}$   $x$  локальне значення коефіцієнта конвективного тепло обміну в перерізі,  $Вт/(мК)$

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$a_{\text{кх}} x = Nu_x \times \lambda = 4.63 l^3 \Delta t \times 0.009 = 4,1 \times 10^{-2} l \Delta t^{1/3}$$

Розрахунок Критерій Грасгофа

$$Gr = \frac{\beta g l^3 \Delta t}{\nu^2} = \frac{1}{223} \frac{3.74 l^3 \Delta t}{(5.5 \times 10^{-4})^2} = 5.54 \times 10^4 l^3 \Delta t$$

$g$  - Прискорення сили тяжіння, дорівнює для Марсу 3.74 м/с<sup>2</sup>

$l$  - Визначальний розмір поверхні напрямку повітря, м.

$\Delta t$  - Різниця між температурами поверхні та повітря

$\nu$  - Коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря

Визначаємо локальне значення коефіцієнта конвективного теплообміна в переріз  $x$

$$\frac{a_{\text{кх}} x}{0,009} = 0,358 \left[ \frac{3,74 x^3 \Delta t}{223 (5.5 \times 10^{-4})^2} \right]^{1/4}$$

$$a_{\text{кх}} = 0,049 (\Delta t / x)^{1/4}$$

Розраховуємо середнє значення коефіцієнта конвективного теплообміну  $a_{\text{к}}$

$$a_{\text{к}} = \frac{4}{3} 0,049 (\Delta t / l)^{1/4} = 0.065 (\Delta t / l)^{1/4} \text{ Bm} / (\text{m}^2 \times \text{K})$$

$$l_{\text{кр}} = \sqrt[3]{\frac{Gr_{\text{кр}} \times \nu^2}{g \beta}} \times \Delta t^{-\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{\frac{10^9 \times (5.5 \times 10^{-4})^2}{3.74 \times \frac{1}{223}}} \times \Delta t^{-\frac{1}{3}} = 26,22 \Delta t^{-\frac{1}{3}}$$

Марс має дуже розріджену атмосферу, тому повітря не може турбулізуватися. Отже увесь конвективний теплообмін буде в ламінарній області.

Визначення кінематичної в'язкості повітря Марсу для розрахунку критерія

Грасгофа Прандля

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\nu = \frac{\mu}{\rho} = \frac{1.1 \times 10^{-5}}{0,02} = 0,00055 \text{ м}^2 / \text{с}$$

$\rho$  - Густина повітря на рівні поверхні. Кг/м<sup>3</sup>

$\mu$  – Динамічна в'язкість повітря

Властивості газів, такі як в'язкість і густина, змінюються від температури та тиску. Проте при низьких тисках і розрідженнях, особливо до 200 Па, в'язкість газу лише слабо змінюється і може бути практично розглядатися як практично незалежна від тиску. Залежність в'язкості від температури можна визначити за допомогою формули Сазерленда. Оскільки повітря майже повністю складається з вуглекислого газу, ми розглядаємо динамічну в'язкість CO<sub>2</sub>. [6]

$$\mu = \mu_0 \frac{T_0 + C}{T + C} \left(\frac{T}{T_0}\right)^{3/2} = 15 \times 10^{-6} \frac{300 + 254}{223 + 254} \times \left(\frac{223}{300}\right)^{3/2} = 1.1 \times 10^{-5} \text{ Па} \times \text{с}$$

$\mu_0$  – динамічна в'язкість CO<sub>2</sub> при 300 К

$T_0$  – Температура газу

$T$  – Температура абсолютна

$C$  – Постійна Сазерленда

Середня хаотична швидкість руху молекул.

$$\bar{v} = \sqrt{3RT / \mu} = \sqrt{\frac{3 \times 8.31 \times 223}{0,0441}} = 355,05 \text{ м} / \text{с}$$

$$T = 273 - 50 = 223$$

Середня довжина вільного пробігу молекули

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
2						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\lambda = \frac{1}{\sqrt{2\pi d^2 n}} = \frac{1}{\sqrt{2} \times 3,14 \times (2,6 \times 10^{-12})^2 \times 2,73 \times 10^{23}} = 0,12 \text{ м}$$

$$n = \frac{N}{V} = \frac{N_A \rho}{\mu} = \frac{6,02 \times 10^{23} \times 0,02}{0,0441} = 2,73 \times 10^{23}$$

$$d = \sqrt{\frac{6\mu}{\pi \rho N_A}} = \sqrt{\frac{6 \times 0,0441}{3,14 \times 0,02 \times 6,02 \times 10^{23}}} = 2,6 \times 10^{-12} \text{ м}$$

$\lambda$  – довжина вільного пробігу молекул

$\mu$  – маса одного моля газу

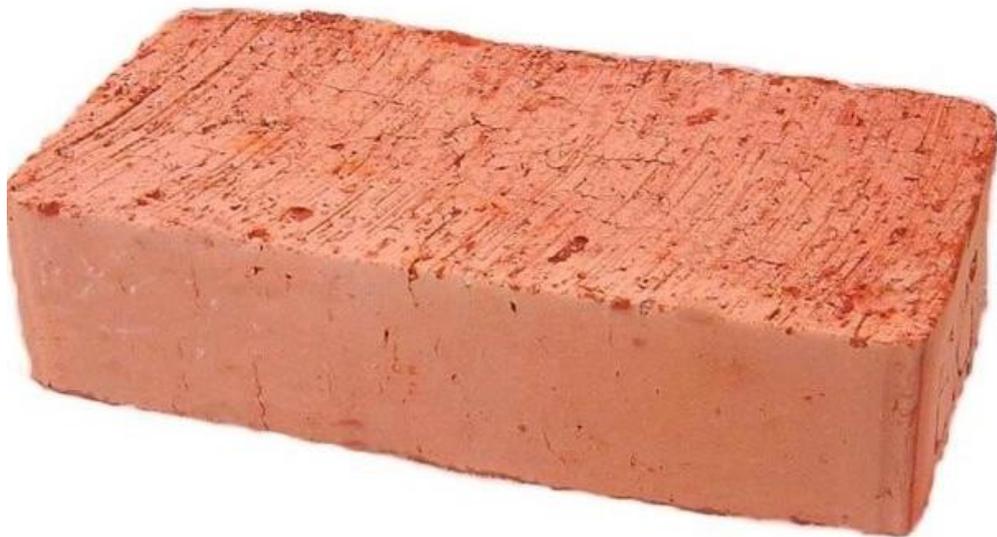
$\rho$  – густина речовин

$d$  – ефективний діаметр молекул;

$n$  – концентрація молекул газу.

### ***Розрахунок променевого потоку***

Променевий потік - це кількість енергії, яку випромінювання переносить за одиницю часу в певному напрямку. Він визначається як відношення променевої енергії, яка переноситься випромінюванням в даному напрямку, до часу перенесення. Цей час повинен бути значно більшим, ніж період електромагнітних коливань. Променистий потік вимірюється в ватах.



					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Рис.7 червона шорстка цегла.

На мою думку, найкращим матеріалом для імітації розплавленого реголіту є червона шорстка цегла. Вона має схожий колір і фактуру, а також високий коефіцієнт поглинання світла. *Цегла червона шорстка  $\varepsilon=0,93$*

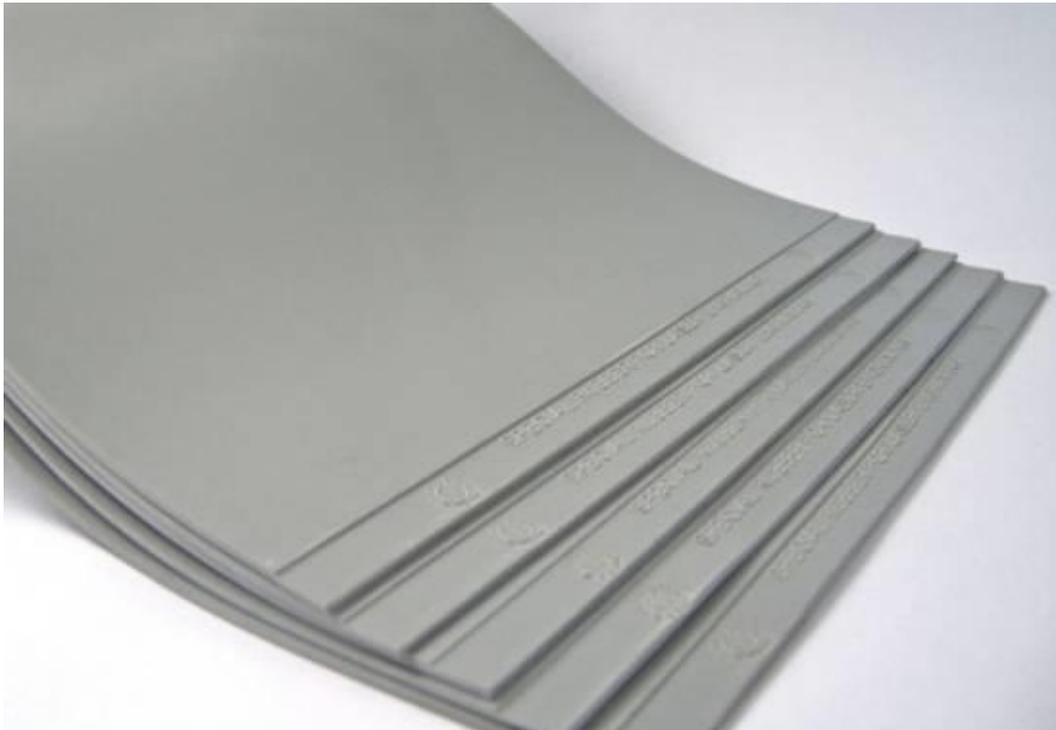


Рис. 8 Гума м'яка, сіра, шорстка

Для внутрішнього житлового об'єму використовуємо вакуумну гуму, оскільки вона є повністю герметичною. Вакуумна гума не пропускає повітря, тому вона чудово підходить для цього призначення.

*Резина м'яка, сіра, шорохувата  $\varepsilon=0,86$  [7]*

Приведений відносний коефіцієнт випромінювання теплообмінних поверхонь

$$\varepsilon_{np1^{1-2}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,93} + \frac{1}{0,86} - 1} = 0,807$$

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  – відносні коефіцієнти випромінювання поверхонь

$$b_{1-2} = \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T}{100}\right)^4}{(T_1 - T_2)} = \frac{\left(\frac{273-30}{100}\right)^4 - \left(\frac{273+15}{100}\right)^4}{(273-30) - (273+15)} = 0,75$$

Визначаємо коефіцієнт променевого теплообміну поверхні

$$a_n = C_0 \varepsilon_{np1-R} b_{1-R} \varphi_{1-R} = 5.77 \times 0.807 \times 0.75 \times 1 = 3,5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

$C_0$  - Коефіцієнт випромінювання абсолютного чорного тіла, 5.77(Вт/м<sup>2</sup>×К<sup>4</sup>).

Розрахунок променевого потоку для зовнішньої частини захисного купола

$\varepsilon_1$  абсолютно чорне тіло.

$$\varepsilon_{np1^{1-2}} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + \frac{1}{\varepsilon_2} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{1} + \frac{1}{0,93} - 1} = 0,93$$

$$b_{1-2} = \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T}{100}\right)^4}{(T_1 - T_2)} = \frac{\left(\frac{273-50}{100}\right)^4 - \left(\frac{273-40}{100}\right)^4}{(273-50) - (273-40)} = 0,47$$

Визначаємо коефіцієнт променевого теплообміну поверхні

$$a_n = C_0 \varepsilon_{np1-R} b_{1-R} \varphi_{1-R} = 5.77 \times 0.93 \times 0.47 \times 1 = 2,52 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

$a_3$  загальний коефіцієнт теплообміну поверхні.

Внутрішній коефіцієнт теплообміну поверхні

$$a_{з.внут.} = a_n + a_k = 3,5 + 0,065 = 3,565 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К})$$

Зовнішній коефіцієнт теплообміну поверхні

$$a_{з.зовн.} = a_n + a_k = 2,52 + 0,065 = 2,585 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \times \text{К}) [14]$$

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок термічного опору для кожної частини захисного купола

**Частина 1.**

$$R_3 = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,895}{2,03} = 0,44 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 2.**

$$R_3 = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,935}{2,03} = 0,46 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 3.**

$$R_3 = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,955}{2,03} = 0,47 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 4**

$$R_3 = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{1,495}{2,03} = 0,736 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$\lambda$  – теплопровідність матеріалу

$\delta$  – товщина матеріалу

Загальний термічний опір купола дорівнює сумі всіх частин

$$\Sigma R = 0,47 + 0,366 + 0,280 + 0,280 + 0,114 = 1,51 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$R_{p.звон} = \frac{1}{a_3} = \frac{1}{2,585} = 0,366 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$R_1 = \frac{1}{a_1} = \frac{1}{3,565} = 0,280 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$R_2 = \frac{1}{a_1} = \frac{1}{3,565} = 0,280 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_{p.внут.} = \frac{1}{\alpha_6} = \frac{1}{8.7} = 0,114 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$\alpha_1$  – коефіцієнт теплообміну

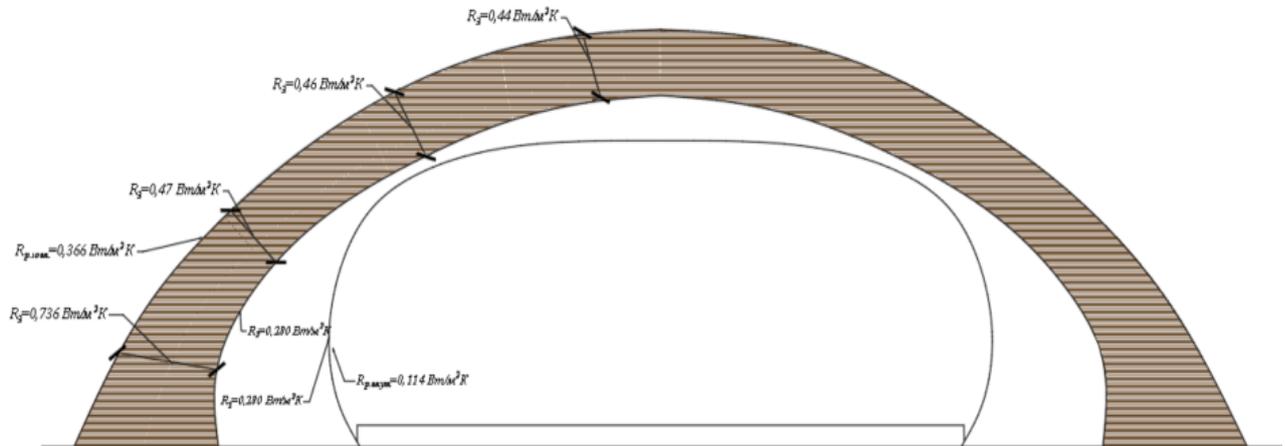


Рис. 9 Термічні опори Марсіанської будівлі

Температурний режим

$$t_1 = t_6 - (t_6 - t_3) \frac{\sum R_i}{R_\Sigma} = 20 - (20 - (-50)) \frac{0,114}{1,51} = 14,71^\circ\text{C}$$

$$\sum R_i = 0,280 + 0,114 + 0,280 = 0,674 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$t_2 = t_6 - (t_6 - t_3) \frac{\sum R_i}{R_\Sigma} = 20 - (20 - (-50)) \frac{0,674}{1,51} = -11,24^\circ\text{C}$$

$$\sum R_i = 0,280 + 0,114 + 0,280 + 0,47 = 1,144 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$t_3 = t_6 - (t_6 - t_3) \frac{\sum R_i}{R_\Sigma} = 20 - (20 - (-50)) \frac{1,144}{1,51} = -31,64^\circ\text{C}$$

$t_6$  - температура повітря внутрішня

$t_3$  - середньодобова температура повітря зовнішня

$\sum R_i$  - сума опорів і-го шару

$R_\Sigma$  - повна сума опорів

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
2						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

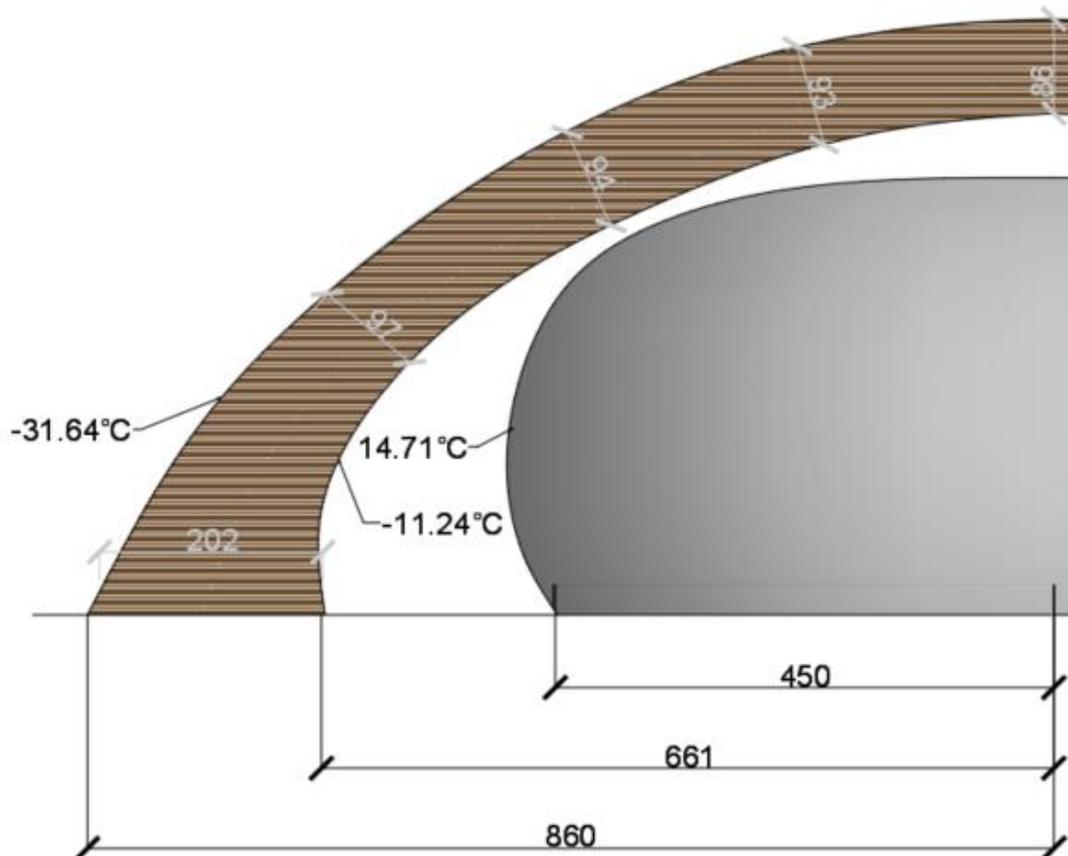


Рис.10 Температурний режим до уточнення температур

**Уточнення коефіцієнтів теплообміну**

$$l_{кр} = \sqrt[3]{\frac{Gr_{кр} \times v^2}{g\beta}} \times \Delta t^{-\frac{1}{3}} = \sqrt[3]{\frac{10^9 \times (5.5 \times 10^{-4})^2}{3.74 \times \frac{1}{223}}} \times \Delta t^{-\frac{1}{3}} = 26,22 \Delta t^{-\frac{1}{3}}$$

$$26,22 \Delta t^{-\frac{1}{3}} = 26,22 \times 25,95^{-\frac{1}{3}} = 8,85$$

$$l_{кр} \approx 4,25 \text{ м}$$

$\Delta t$  - Різниця між температурами поверхні дорівнює 25,95 °С

$l_{кр}$  дорівнює 8.85 м, але максимальна висота захисного купола 4,25 м, тому

Уточнюємо середнє значення коефіцієнта конвективного теполообміну  $a_k$ [6]

$$a_k = \frac{4}{3} 0,049 \left( \frac{\Delta t}{l} \right)^{1/4} = 0,065 \left( \frac{\Delta t}{l} \right)^{1/4} = 0,065 \left( \frac{25,95}{4,25} \right)^{1/4} = 0,102 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Уточнюємо коефіцієнт проміневого теплообміну поверхні**

Внутрішній коефіцієнт проміневого теплообміну поверхні

$$b_{1-2} = \frac{\left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T}{100} \right)^4}{(T_1 - T_2)} = \frac{\left( \frac{273-11,24}{100} \right)^4 - \left( \frac{273+14,71}{100} \right)^4}{(273-11,24) - (273+14,71)} = 0,83$$

$$a_n = C_0 \varepsilon_{np1-R} b_{1-R} \varphi_{1-R} = 5,77 \times 0,807 \times 0,83 \times 1 = 3,86 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

Зовнішній коефіцієнт проміневого теплообміну поверхні

$$b_{1-2} = \frac{\left( \frac{T}{100} \right)^4 - \left( \frac{T}{100} \right)^4}{(T_1 - T_2)} = \frac{\left( \frac{273-50}{100} \right)^4 - \left( \frac{273-31,64}{100} \right)^4}{(273-50) - (273-31,64)} = 0,50$$

$$a_n = C_0 \varepsilon_{np1-R} b_{1-R} \varphi_{1-R} = 5,77 \times 0,93 \times 0,50 \times 1 = 2,68 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Уточнюємо загальний коефіцієнт теплообміну поверхні.**

Внутрішній загальний коефіцієнт теплообміну поверхні

$$a_{з.внут.} = a_n + a_k = 3,86 + 0,102 = 3,962 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

Зовнішній загальний коефіцієнт теплообміну поверхні

$$a_{з.зовн.} = a_n + a_k = 2,68 + 0,102 = 2,782 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Уточнюємо загальний термічний опір купола дорівнює сумі всіх частин**

$$\Sigma R = 0,47 + 0,359 + 0,252 + 0,252 + 0,114 = 1,447 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$R_{p.звон} = \frac{1}{a_3} = \frac{1}{2,782} = 0,359 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$R_1 = \frac{1}{a_1} = \frac{1}{3,962} = 0,252 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_2 = \frac{1}{a_1} = \frac{1}{3,962} = 0,252 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$R_{p.\text{внут.}} = \frac{1}{a_6} = \frac{1}{8.7} = 0,114 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Уточнюємо температурний режим**

$$t_i = t_e - (t_e - t_3) \frac{\sum R_i}{R_\Sigma} = 20 - (20 - (-50)) \frac{0,114}{1,447} = 14,48^\circ\text{C}$$

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 = 0,618 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$t_1 = t_e - (t_e - t_3) \frac{\sum R_i}{R_\Sigma} = 20 - (20 - (-50)) \frac{0,618}{1,447} = -9,89^\circ\text{C}$$

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,47 = 1,088 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

$$t_i = t_e - (t_e - t_3) \frac{\sum R_i}{R_\Sigma} = 20 - (20 - (-50)) \frac{1,088}{1,447} = -32,63^\circ\text{C}$$

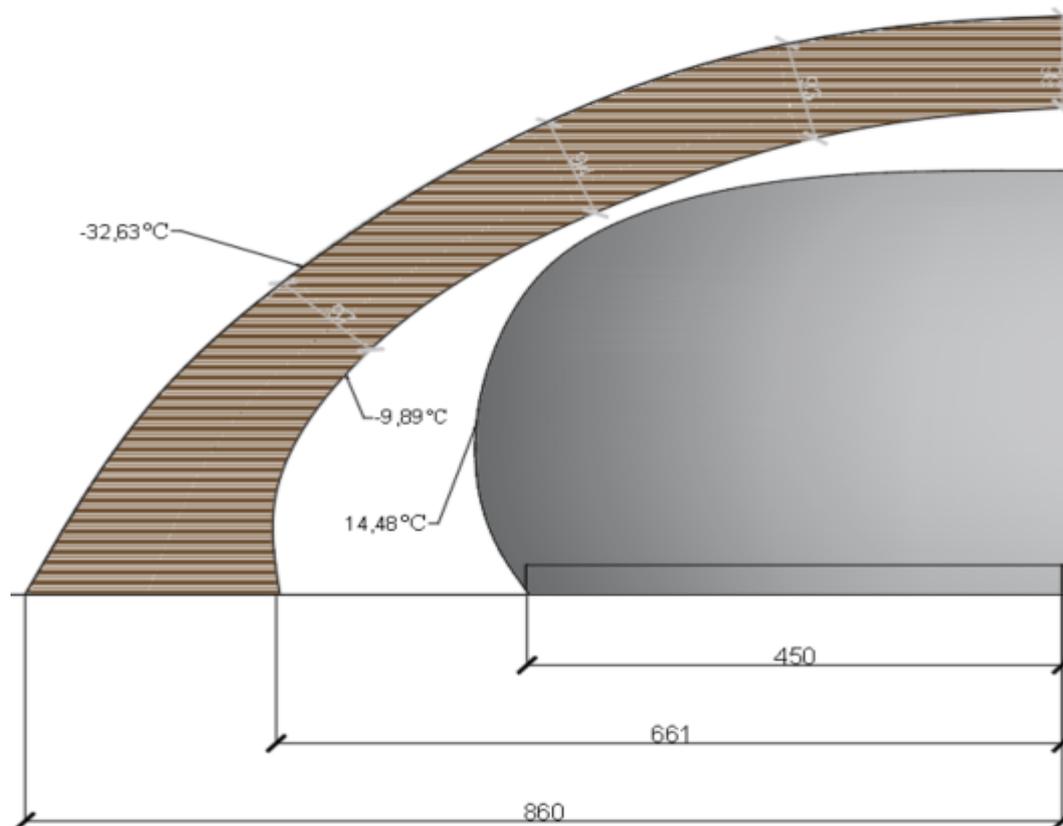


Рис. 11. Температурний режим після уточнення температур.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

*Розрахунок термічного опору для кожної частини захисного куполу*

*Частина 1.*

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,44 = 1,058 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

*Частина 2.*

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,46 = 1,078 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

*Частина 3.*

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,47 = 1,088 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

*Частина 4*

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,736 = 1,354 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

*Розрахунок тепловтрат будівлі*

*Частина 1.*

$$Q = \frac{F}{R} \times \Delta t = \frac{15.95}{1,058} \times (20 - (-50)) = 1055 \text{ Вт}$$

*Частина 2.*

$$Q = \frac{F}{R} \times \Delta t = \frac{46.2}{1,078} \times (20 - (-50)) = 3000 \text{ Вт}$$

*Частина 3.*

$$Q = \frac{F}{R} \times \Delta t = \frac{92.05}{1,088} \times (20 - (-50)) = 5922,3 \text{ Вт}$$

*Частина 4*

$$Q = \frac{F}{R} \times \Delta t = \frac{157.6}{1,354} \times (20 - (-50)) = 8147,7 \text{ Вт}$$

*Загальні тепловтрати дорівнюють*

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 1055 + 3000 + 5922.3 + 8147.7 = 18125 \text{ Вт}$$

Найкращим варіантом буде аерогель під назвою Cryogel x201 теплопровідність якого при -50 °С дорівнює 0.0129 Вт/(м×К)

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

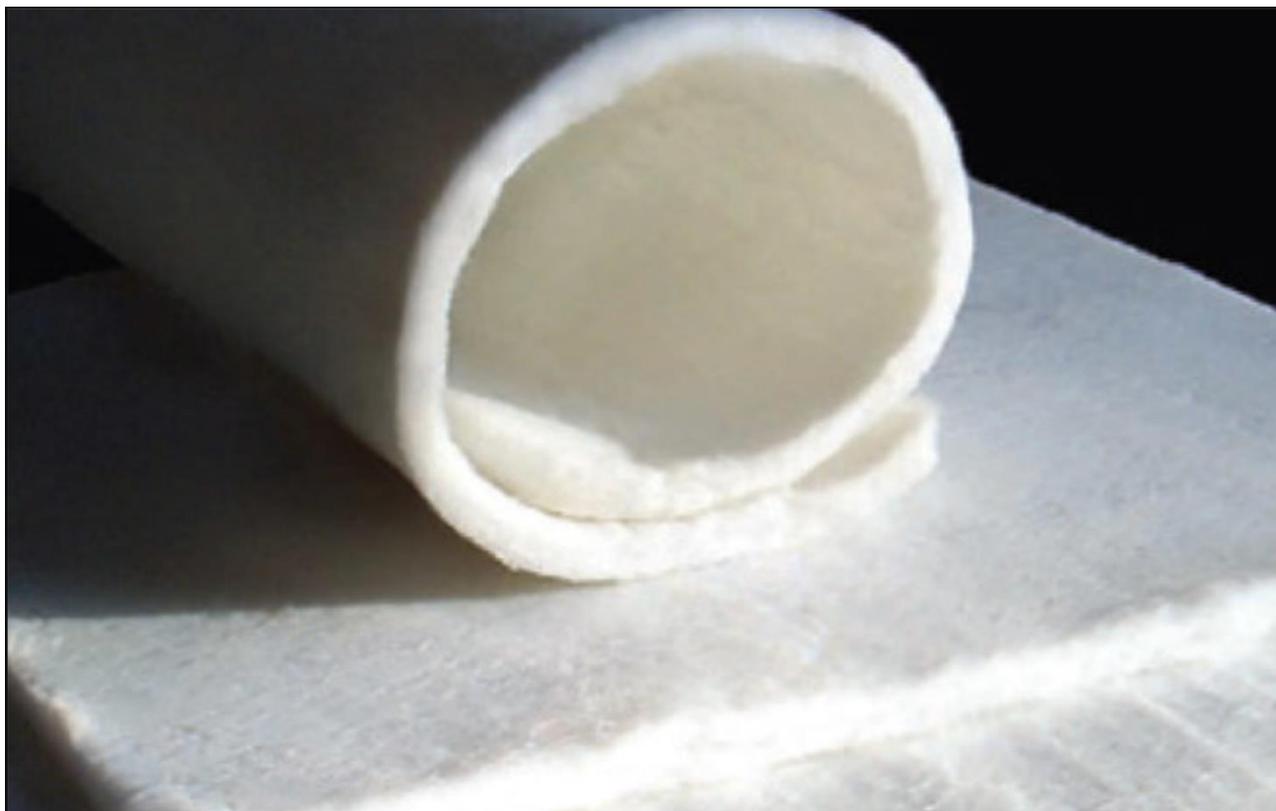
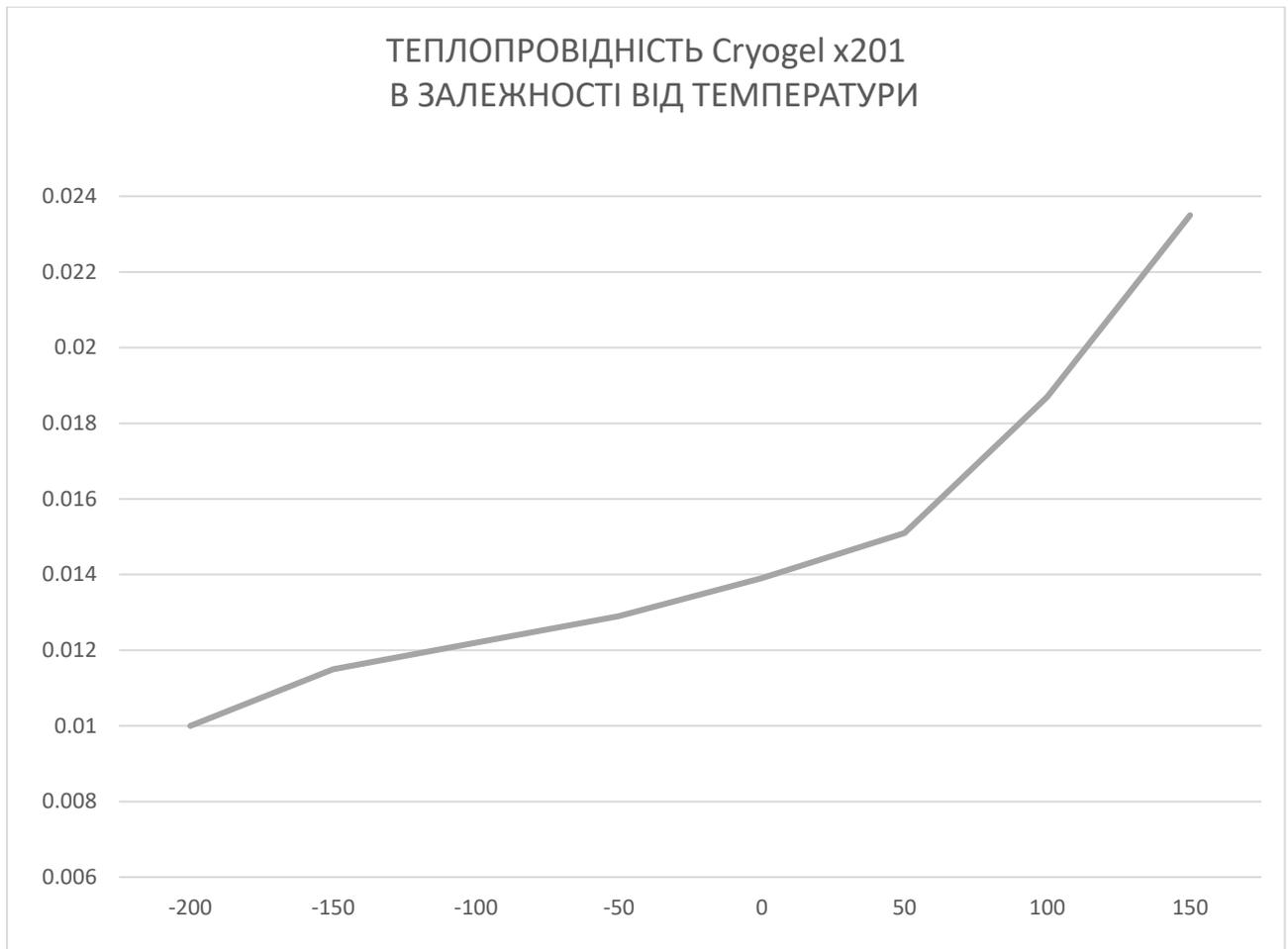


Рис. 12 Аерогель для утеплення Cryogel x201

Cryogel x201 – гнучка нанопориста теплоізоляція для кріогенної техніки. Забезпечує максимальний тепловий захист при мінімальній вазі та товщині у діапазоні температури від -200 до 200 °С.

Кріогель має унікальні властивості: екстремально низький коефіцієнт теплопровідності, висока гнучкість, непромокальність, негорючість. Такі характеристики роблять матеріал незамінним для теплового захисту в умовах наднизьких температур та кріогеніки.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Графік теплопровідності аерогеля

Це ще не враховуючи того що цей вид аерогелю на землі наповнений повітрям, на Марсі не має такого повітря тому теплопровідність буде меншою

Кріогель виробляється за запатентованою нанотехнологією на основі кварцового аерогелю з посиленням мікрОВОлокнами, що дозволяє матеріалу досягати неперевершених теплоізолюючих властивостей. Унікально низька теплопровідність матеріалу запобігає втратам тепла при мінімальній масі та об'ємі теплоізолюючого шару. [8]

З формули тепловтрат  $Q = \frac{F}{R} \times \Delta t$  отримуємо формулу для розрахунку термічного опору для загальних тепловтрат.

$$R = \frac{F \times \Delta t}{Q_{\text{теп.надх.}}} = \frac{311,8 \times (20 - (-50))}{4900} = 4,45 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \text{К})$$

$R=4.45\text{Вт}/\text{м}^2\text{К}$ - такий термічний опір повинний бути для того щоб урівноважити тепловий баланс

Розрахунок товщини теплоізолюючого шару методом підбору

**Частина 1.**

$$R_{\text{ізол.}} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,05}{0,0129} = 3,87 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 2.**

$$R_{\text{ізол.}} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,05}{0,0129} = 3,87 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 3.**

$$R_{\text{ізол.}} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,05}{0,0129} = 3,87 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 4**

$$R_{\text{ізол.}} = \frac{\delta}{\lambda} = \frac{0,046}{0,0129} = 3,56 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

Зменшена товщина четвертої частина, в порівнянні з іншими, зумовлена значно більшою товщиною стінки захисного куполу.

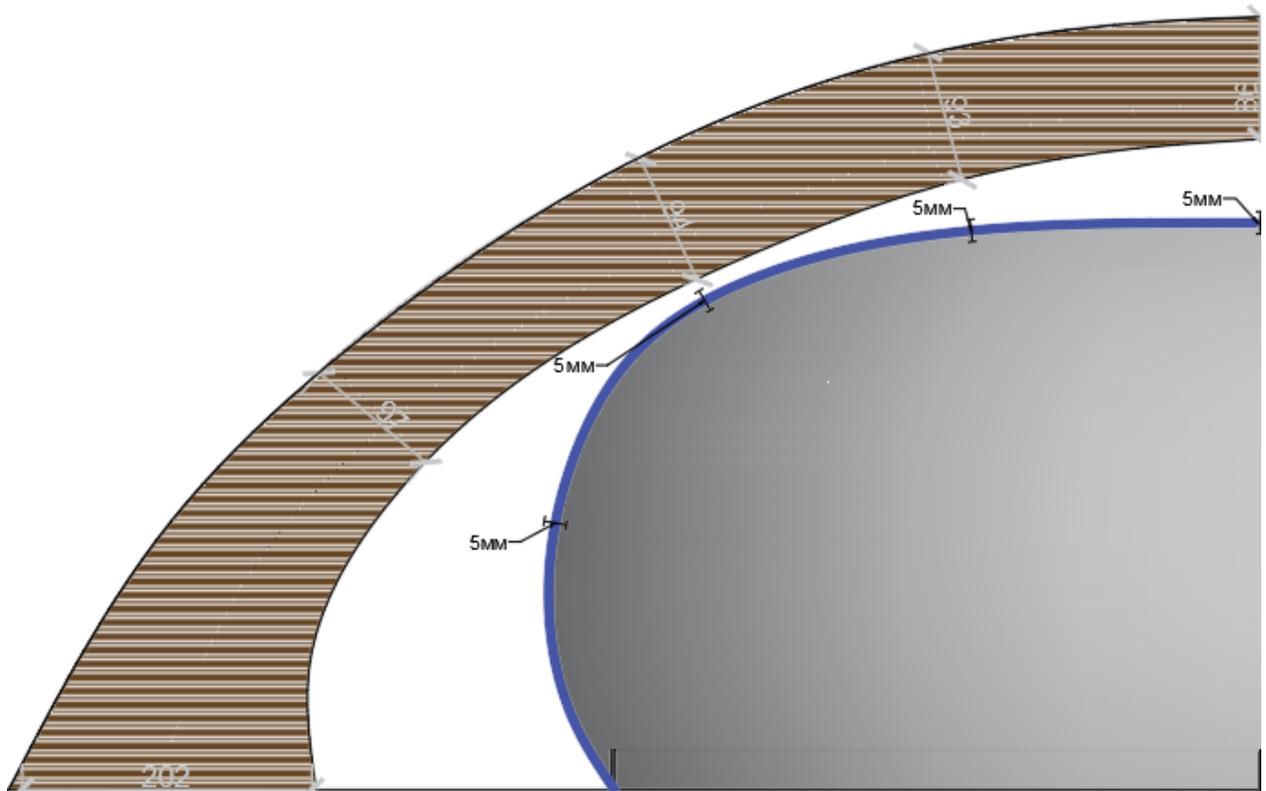


Рис. 13. Товщини теплоізолюючого шару, розміри в см  
Перерахунок термічного опору з урахуванням теплоізоляції

**Частина 1.**

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,44 + 3,87 = 4,928 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 2.**

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,46 + 3,87 = 4,948 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 3.**

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,47 + 3,87 = 4,958 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

**Частина 4**

$$\Sigma R_i = 0,252 + 0,114 + 0,252 + 0,736 + 3,56 = 4,914 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \times \text{К})$$

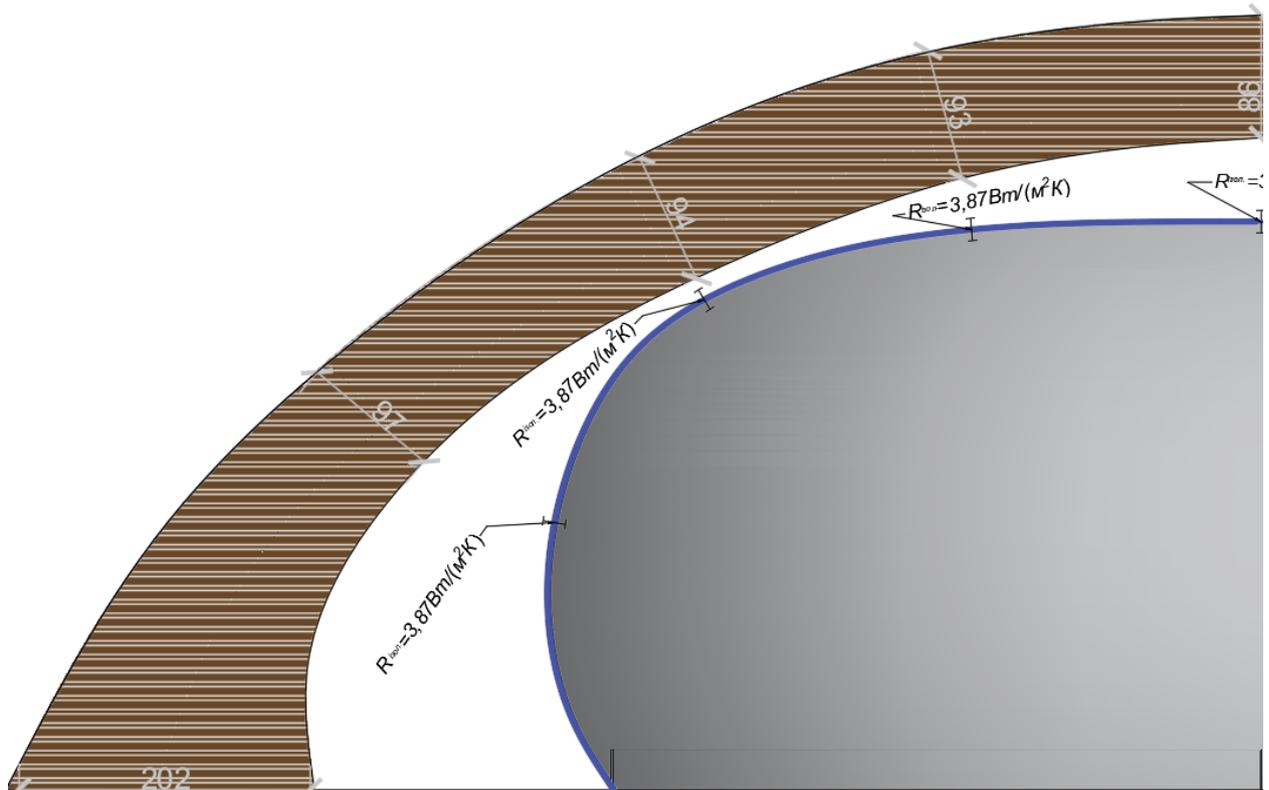


Рис. 14. Теплопір теплоізолюючого шару, розміри в см

Перерахунок тепловтрат з урахуванням теплоізолюючого шару

**Частина 1**

$$Q = \frac{F}{R} \times \Delta t = \frac{15.994}{4,928} \times (20 - (-50)) = 227,1 \text{ Вт}$$

**Частина 2.**

$$Q = \frac{F}{R} \times \Delta t = \frac{46.244}{4,948} \times (20 - (-50)) = 654,2 \text{ Вт}$$

**Частина 3.**

$$Q = \frac{F}{R} \times \Delta t = \frac{92.094}{4,958} \times (20 - (-50)) = 1300,2 \text{ Вт}$$

#### **Частина 4.**

$$Q = \frac{F}{R} \times \Delta t = \frac{157.64}{4,914} \times (20 - (-50)) = 2245,5 \text{ Вт}$$

Температурний режим з шаром теплоізоляції в середині резинового купола.

$$t_1 = t_e - (t_e - t_s) \frac{\sum R_i}{R_\Sigma} = 20 - (20 - (-50)) \frac{0.114}{4,937} = 18.38^\circ\text{C}$$

Загальні тепловтрати з теплоізолюючим шаром дорівнюють .

$$\Sigma Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 227,1 + 654,2 + 1300,2 + 2245,5 = 4427 \text{ Вт}$$

#### **Визначення теплонадходжень.**

Для визначення теплових навантажень в житловій будівлі ми звернемося до унікальних даних, отриманих з Міжнародної космічної станції (МКС). Завдяки високоточним приладам і сенсорам на борту МКС, ми отримаємо цінні відомості про розподіл теплових потоків у космічному середовищі.

Ці дані будуть використані для аналізу впливу різних факторів, таких як сонячне випромінювання, космічне випромінювання та тепло, випромінюване Землею. Результати цього аналізу дозволять нам краще розуміти теплові процеси та енергетичні показники, які впливають на зручність та комфорт в будівлі.

Використання інформації з МКС в розрахунках теплонавантажень у житлових приміщеннях не лише розширює наше розуміння теплових процесів в космосі, але і надає нам цінні джерела даних для оптимізації ефективності теплопостачання та кондиціонування в будівлях на Землі.

Витрати енергії на Міжнародній космічній станції обумовлені витратами на обслуговування станції. Розрахунки витрат для МКС виконуються на основі об'єму станції та виробленої сонячними панелями енергії. В даний момент стандартним є значення в 80 кВт, оскільки електричні компоненти піддаються

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

деградації внаслідок іонізуючого випромінювання. Очевидно, що значення потужності змінюється залежно від положення станції щодо Сонця. [16]

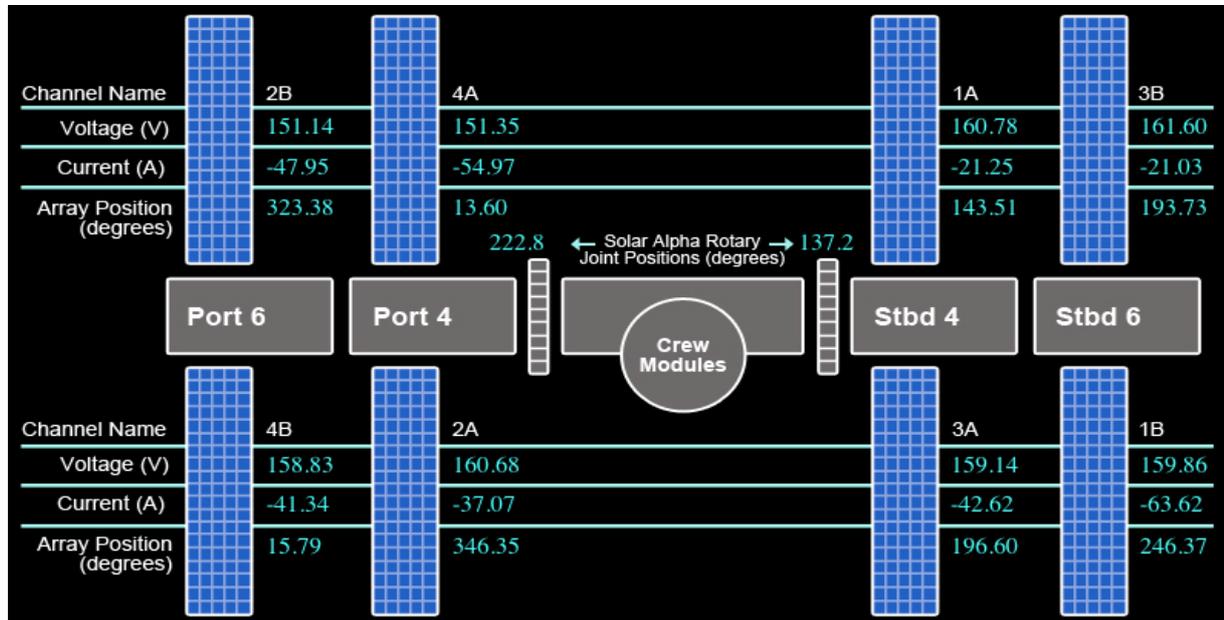


Рис. 15. Приклад реальних струмів і напруги, що видаються, для кожного з восьми крил.

Відповідно до представлених даних (рис. 8), панелі на сонячній стороні виробляють близько 52 кіловат-годин енергії. Оскільки станція перебуває у тіні половину часу, середнє значення виробленої енергії становить 26 кВт. Об'єм житлового простору на станції складає 931 м<sup>3</sup>. Таким чином, питомі об'ємні (технологічні) теплонадходження на МКС становлять 27,9 Вт/м<sup>3</sup>.

$$Q = \frac{N}{V} = \frac{26}{931} = 0.0279 \text{ кВт} / \text{м}^3 = 27,9 \text{ Вт} / \text{м}^3$$

$$V_{\text{сегм}} = \frac{1}{3} \pi h^2 (3R - h)$$

$$R = \frac{h^2 + r^2}{2h}$$

де h – висота сегмента, м;

R – радіус кулі, м;

$r$  – радіус основи сегмента, м.

$$R = \frac{3.7^2 + 4.5^2}{2 \times 3.7} = 4.58 \text{ м}$$

$$V_{\text{сегм}} = \frac{1}{3} \times \pi \times 3.7^2 (3 \times 4.58 - 3.7) = 144 \text{ м}^3$$

Враховуючи, що житлового простору об'єм надувної частини будівлі становить  $144 \text{ м}^3$ , знаходимо її теплонаходження це  $144 \times 27,9 = 4017,6 \text{ Вт}$ . Кількість людей, що працюють та проживають у будівлі, становить 7 осіб. Теплонаходження від 1-ї людини при легкій роботі становить 125 Вт. Таким чином, теплонаходження від людей для легкої роботи становить 875 Вт. Загальні теплонаходження будуть становити близько 4892,6 Вт

Відповідно до проведених розрахунків тепловтрат і теплонаходжень в житловому приміщенні на Марсі, теплонаходження становлять 4892,6 Вт, а тепловтрати - 4427 Вт. Це означає, що в приміщенні буде спостерігатися надлишок тепла, який необхідно відводити.

Для забезпечення комфортних умов життя і роботи людей в житловому приміщенні на Марсі необхідно підтримувати температуру в межах від 18 до 22 градусів Цельсія. Для цього необхідно відвести надлишок тепла, який утворюється в результаті життєдіяльності людей, роботи обладнання та інших джерел. Одним з найбільш ефективних способів відведення тепла з житлового приміщення на Марсі є використання теплових трубок. Теплові трубки - це пристрої, які переносять тепло від одного місця до іншого без використання додаткових джерел енергії. Вони складаються з двох основних частин: робочої рідини та капілярної системи. Робоча рідина, зазвичай вода або ртуть, випаровується в гарячій частині трубки, потім переноситься в холодну частину, де конденсується і віддає тепло.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ось деякі переваги використання теплових трубок для терморегуляції житлового приміщення на Марсі:

- Високий коефіцієнт теплопередачі.
- Малі габарити і вага.
- Простота монтажу.
- Довговічність.

Недоліком теплових трубок є їх відносно висока вартість. Однак, враховуючи переваги, які вони пропонують, це є цілком прийнятним.

Таким чином, використання теплових трубок для терморегуляції житлового приміщення на Марсі є найбільш ефективним і надійним способом забезпечення комфортних умов життя і роботи людей.

### ***1.3 Математичні моделі розробки нашої теплової труби***

Теплова труба - це парорідинний фазообмінний пристрій, який передає тепло від гарячого резервуара до холодного за допомогою капілярних сил, що створюються гнітом або пористим матеріалом і робочою рідиною. Теплова труба складається з контейнера, викладеного гнітом, який заповнений рідиною з температурою, близькою до температури насичення. Межа розділу пар-рідина,

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

яка зазвичай знаходиться біля внутрішнього краю гніту, відокремлює рідину в гніті від відкритого парового ядра.

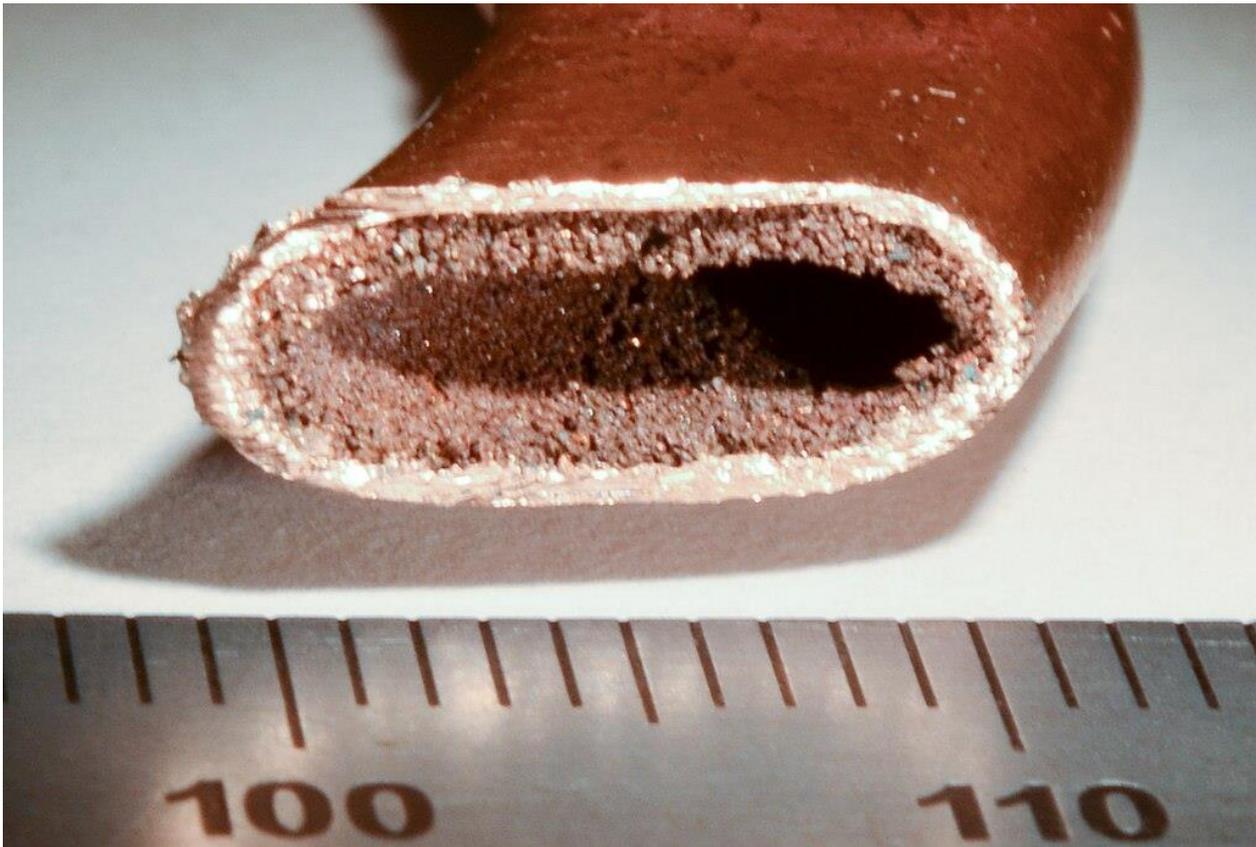
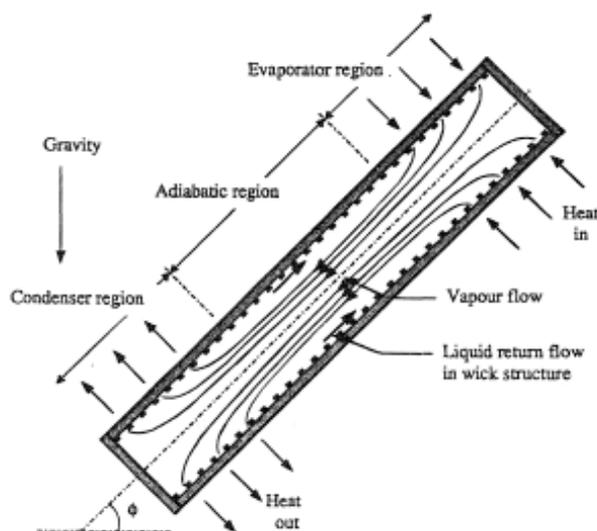


Рис. 16 Мідна гнітова теплова трубка в розрізі

Тепло, що надходить у випарник, передається через контейнер наповненому рідиною гніту, в результаті чого рідина випаровується, а пара надходить у відкриту частину випарника. Капілярні сили, що виникають на поверхні випаровування, збільшують різницю тиску між паром і рідиною. Пара у відкритій частині випарника витікає з випарника через адіабатичну область і потрапляє в конденсатор. Потім пара конденсується, створюючи капілярні сили, подібні, хоча і набагато менші за величиною, до тих, що діють у випарнику. Тепло, що виділяється в конденсаторі, проходить через вологий гніт і контейнер у холодний резервуар. Потім сконденсована рідина перекачується з конденсатора назад у випарник під дією різниці тиску рідини, зумовленої чистою капілярною силою між випарником і конденсатором. Правильний вибір і конструкція трубного контейнера, робочої рідини і конструкції гніту мають важливе значення для успішної роботи теплової труби. Обмеження тепловіддачі,

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ефективна теплопровідність і осьова різниця температур визначають експлуатаційні характеристики теплової труби. На рис. 1 показана схема теплової труби, орієнтованої під кутом  $\psi$  відносно вертикальної осі (вектора сили тяжіння) [10]. Завдяки двофазним характеристикам теплової труби ідеально підходять для передачі тепла на великі відстані з дуже малим перепадом температур і для створення майже ізотермічної поверхні для стабілізації температури. Оскільки робоча рідина знаходиться в термодинамічно насиченому стані, тепло передається за рахунок прихованої теплоти випаровування, а не явного тепла або теплопровідності, завдяки чому теплова труба працює в майже ізотермічному стані. Цей майже ізотермічний стан забезпечує перевагу ефективного транспортування великої кількості тепла, зменшуючи загальну площу теплопередачі та зменшуючи вагу системи. Кількість тепла, яку можна транспортувати за рахунок використання прихованого тепла, зазвичай на кілька порядків більша ніж теплота, що переноситься чуттєвою теплотою для геометрично еквівалентної системи. Крім того, завдяки капілярному руху робочої рідини не потрібні механічні насосні системи. Враховуючи широкий діапазон робочих температур для робочих рідин, високу ефективність, малу відносну вагу і відсутність зовнішніх насосів у теплових трубах, ці системи розглядаються як привабливі варіанти для широкого спектру застосувань теплопередачі [11]



					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рис .17. Робота теплової труби (для труби циліндричної геометрії)

Теплова труба, яку ми знаємо зараз, була створена Гровером у Лос-Аламосі для використання в термоелектронних пристроях прямого перетворення. Одна з його головних особливостей, а саме ізотермізація, має велике значення в цьому застосуванні.

Теплова трубка має певні обмеження такі як: обмеження по межі кипіння, обмеження по звуковій межі, обмеження по капілярній межі, обмеження по межі в'язкості, обмеження по ліміту втягування.

Використовуючи методи аналізу для кожного обмеження окремо, можна визначити теплотранспортну здатність як функцію середньої робочої температури (адіабатичної температури пари). Ця процедура дає область продуктивності теплової труби. Окремі межі продуктивності визначають робочий діапазон, представлений областю, обмеженою комбінацією окремих обмежень. Теплові трубки піддаються різним обмеженням теплопередачі залежно від робочої рідини, структури гніту, розмірів теплової трубки та робочої температури теплової трубки.

### ***Капілярне обмеження***

Капілярна межа пов'язана з фундаментальним явищем, що регулює роботу теплових труб, а саме - розвитком капілярної різниці тисків на поверхні розділу рідина-пара у випарнику і конденсаторі. Коли тиск в рушійному капілярі тиск недостатній для забезпечення достатнього потоку рідини від конденсатора до випарника, відбувається висихання гніту випарника. Рушійним потенціалом для циркуляції робочої рідини є різниця капілярного тиску, максимальний капілярний тиск повинен бути більшим, ніж сума всіх втрат тиску всередині теплової труби.

$$(\Delta P_c)_{\max} \geq \Delta P_{\text{tot}}.$$

Втрати тиску в теплових трубах можна розділити на втрати тиску на тертя на шляху пари і рідини, втрати тиску в рідині в результаті дії сил тіла (наприклад,

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

гравітаційних, відцентрових, електромагнітних) і втрати тиску внаслідок фазового переходу.

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_v + \Delta P_l + \Delta P_b + \Delta P_{ph}.$$

де,  $\theta$  - кут контакту рідина-гніт. Кут контакту є мірою ступеня змочуваності рідини структурою гніту, де  $\theta = 0^\circ$  відноситься до ідеально змочуваної системи.  $r_{eff}$  є ефективним радіусом пор гніту і може бути визначений для різних структур гніту. Капілярне обмеження в теплових трубах виникає, коли чисті капілярні сили, що генеруються на поверхні розділу пара-рідина у випарнику та конденсаторі, недостатньо великі для подолання втрат тиску на тертя внаслідок руху рідини. Це призводить до висихання випарника теплової труби і припинення передачі тепла від випарника до конденсатора. Для більшості теплових труб максимальна швидкість теплопередачі через капілярні обмеження може бути виражена як [12]

$$\dot{Q}_c = \frac{\sigma_l \cdot \rho_l \cdot l_v}{\mu_l} \cdot \frac{K \cdot A_w}{l_{eff}} \cdot \left( \frac{2}{r_{eff}} - \frac{\rho_l \cdot g \cdot l_t \cdot \cos \Psi}{\sigma_l} \right)$$

де,  $K$  - проникність гніту ( $m^2$ ),

$A_w$  - площа поперечного перерізу гніту ( $m^2$ ),

$A_w$  - площа поперечного перерізу гніту ( $m^2$ ),

$\rho_l$  - густина рідини ( $kg/m^3$ ),

$\mu_l$  - це в'язкість рідини ( $N \cdot s/m^2$ ),

$r_{eff}$  - радіус капілярів гніту у випарнику (м),

$g$  - прискорення сили тяжіння ( $9,8 m/s^2$ ),

$l_t$  - загальна довжина труби (м) [1].

### **Обмеження в'язкості**

Коли тепла труба працює при низьких температурах, наявний тиск пари (насичення) в області випарника може бути дуже малим і мати ту ж величину, що і необхідний градієнт тиску для переміщення пари від випарника до конденсатора. У цьому випадку загальний тиск пари буде врівноважений

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

протидіючими в'язкими силами в каналі пари. Таким чином, загальний тиск пари в паровій області може бути недостатнім для підтримки підвищеного потоку. Цей стан низької швидкості потоку в області пари називається межею в'язкості. Оскільки межа в'язкості виникає при дуже низьких тисках пари, вона найчастіше спостерігається в довгих теплових трубах, коли робоча рідина, що використовується, близька до температури плавлення (або в умовах замерзлого запуску), оскільки тиск насичення рідини є низьким. Буссе в роботі [13] провів аналітичне дослідження межі в'язкості. Спочатку в моделі було зроблено припущення, що пара є ізотермічним ідеальним газом, а тиск пари на кінці конденсатора дорівнює нулю, що є абсолютною межею для тиску в конденсаторі. Використовуючи ці припущення, була розроблена одновимірна модель течії пари в умовах ламінарної течії, яка має вигляд

$$Q_v = \frac{\pi \cdot r_v^4 \cdot l_v \cdot \rho_v \cdot P_v}{12 \cdot \mu_v \cdot l_{eff}}$$

де,  $r_v$  - радіус поперечного перерізу парового ядра (м),  $l_v$  - прихована теплота пароутворення (Дж/кг),  $\mu_v$  - в'язкість пари у випарнику (Н - с/м<sup>2</sup>),  $l_{eff}$  - ефективна довжина теплової труби (м),  $P_v$  (Па) і  $\rho_v$  (кг/м<sup>3</sup>) - тиск і густина пари на випарному кінці теплової труби. Значення, передбачені цим виразом, були порівняні з результатами попередніх експериментальних досліджень і показали, що вони добре узгоджуються [13]. Для випадків, коли тиск в конденсаторі не дорівнює нулю, що може мати місце при досягненні межі в'язкості для багатьох умов, використовується наступний вираз використовується вираз

$$Q_v = \frac{A_v \cdot r_v^2 \cdot l_v \cdot \rho_v \cdot P_v}{16 \cdot \mu_v \cdot l_{eff}} \cdot \left( 1 - \frac{P_{v,c}^2}{P_v^2} \right)$$

де  $P_{v,c}$  - тиск пари в конденсаторі. В [4] зазначається, що межа в'язкості може бути досягнута в багатьох випадках, коли  $P_{v,c}/P_v \sim 0,3$ . Щоб визначити, чи слід розглядати межу в'язкості як можливу граничну умову, можна оцінити градієнт тиску пари відносно тиску пари у випарнику. У цьому випадку, коли градієнт тиску становить менше однієї десятої тиску пари, або  $\Delta P_v/P_v < 0,1$ , можна

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вважати, що межа в'язкості не є фактором. Хоча ця умова може бути використана для визначення межі в'язкості за нормальних умов експлуатації, під час запуску з холодного стану межа в'язкості, наведена в [13], ймовірно, залишиться граничною умовою. Як зазначалося раніше, межа в'язкості не є умовою виходу з ладу. У випадку, коли теплове навантаження перевищує теплове навантаження, визначене на основі межі в'язкості, це призводить до того, що теплова труба працює при вищій температурі з відповідним підвищенням тиску насиченої пари. Однак цей стан зазвичай пов'язаний з переходом теплової труби до звукового обмеження, як обговорюється в наступному розділі [11]

### ***Звукове обмеження***

Звукова межа зазвичай спостерігається в рідкометалевих теплових трубах під час запуску або низькотемпературної експлуатації через пов'язану з цим дуже низьку густину пари в цьому стані. Це може призвести до заклинювання або звукового потоку пари. Для більшості теплових труб, що працюють при кімнатній або криогенній температурі, звукова межа, як правило, не є фактором, за винятком випадків дуже малих діаметрів парових каналів. При збільшенні швидкості пари необхідно враховувати інерційні або динамічні ефекти тиску. Важливо відзначити, що у випадках, коли інерційні ефекти потоку пари є значними, теплова труба може більше не працювати в майже ізотермічному режимі, що призводить до значного збільшення градієнта температури вздовж теплової труби. У випадках роботи теплових труб, де необхідно враховувати інерційні ефекти потоку пари, можна провести аналогію між роботою теплових труб і стисливим потоком в соплі, що збігається і розходиться. У соплі, що сходиться і розходиться, масова витрата постійна, а швидкість пари змінюється через зміну площі поперечного перерізу. Однак у теплових трубах площа, як правило, постійна, а швидкість пари змінюється через додавання маси (випаровування) і відведення маси (конденсація) вздовж теплової труби. Як і в сопловому потоці, зниження вихідного (зворотного) тиску або, у випадку теплових труб, температури конденсатора призводить до зниження температури

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
	2					39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

випарника до досягнення звукової межі. Будь-яке подальше збільшення швидкості тепловіддачі не знижує температуру випарника або максимальну тепловіддачу, а лише знижує температуру конденсатора через наявність дроселювання потоку. Звукове обмеження фактично слугує верхньою межею осьової теплопередачі і не обов'язково призводить до висихання гніту випарника або повного виходу з ладу теплової труби. Спроби перевищити звукову межу призводять до збільшення як температури випарника, так і осьового градієнту температури вздовж теплової труби, таким чином ще більше знижуючи ізотермічні характеристики, які зазвичай спостерігаються в області потоку пари. Буссе [4] представив альтернативний підхід, припустивши, що в одновимірному потоці присутні лише інерційні ефекти. У цьому випадку рівняння імпульсу виходить:

$$\frac{dP}{dx} = -\frac{d}{d_x} \cdot \overline{\rho \cdot v^2}.$$

Інтегрування цього виразу, поєднання його з рівнянням нерозривності та припущення, що пара поводить себе як ідеальний газ, дає вираз для максимальної потужності теплопередачі як функції теплофізичних та геометричних властивостей.

$$Q = l_v \cdot \left( \frac{\rho_v \cdot P_v}{A_v} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot \left[ \frac{P}{P_v} \left( 1 - \frac{P}{P_v} \right) \right]^{\frac{1}{2}}$$

Визначення точки, в якій зникає перша похідна,  $dQ/dP$ , дає співвідношення для звукової межі

$$Q_s = 0.474 \cdot A_v \cdot l_v \cdot (\rho_v \cdot P_v)^{0.5}$$

де,  $A_v$  - площа поперечного перерізу парового ядра ( $m^2$ ),

$\rho_v$  ( $kg/m^3$ ) і  $P_v$  (Па) - густина пари і тиск на виході з випарника.

Найбільшу складність при визначенні звукової межі становить визначення цих двох величин разом з тиском на вході в конденсатор. Цікаво порівняти результати для в'язкісної та звукової межі, де зв'язок між ними залежить від

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
	2					40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

величини  $P_v - \rho_v$ . Виявлено, що інерційні ефекти змінюються з добутком  $(P_v - \rho_v)^{1/2}$ , тоді як в'язкісні ефекти змінюються лінійно по відношенню до  $P_v - \rho_v$ . В результаті, коли цей добуток малий, пропускну здатність зазвичай обмежується в'язкими ефектами, але зі збільшенням  $P_v - \rho_v$  інерційні ефекти починають домінувати і відбувається перехід від в'язкої до звукової межі. Межу між цими двома межами можна визначити, прирівнявши ці два рівняння одне до одного і розв'язавши їх для комбінованих членів як функції температури [13]. Результати показують, що температура переходу залежить від теплофізичних властивостей робочої рідини, геометрії теплової труби і довжини випарника та конденсатора [11].

### ***Обмеження за всмоктуванням***

Вивчення основних умов течії в тепловій трубі показує, що рідина і пара течуть в протилежних напрямках. Взаємодія між протитечією рідини і пари призводить до виникнення в'язких сил зсуву на межі розділу рідина-пара, які можуть перешкоджати поверненню рідини у випарник. У найважчих випадках можуть утворюватися хвилі, і міжфазні сили зсуву можуть стати більшими за сили поверхневого натягу рідини, в результаті чого краплі рідини підхоплюються або захоплюються потоком пари і переносяться до конденсатора. В роботі [14] висловлюється сумнів щодо того, чи дійсно відбувається захоплення в тепловій трубі з капілярним приводом, оскільки капілярна структура, ймовірно, буде гальмувати зростання будь-яких поверхневих хвиль. У більшості досліджених випадків гнітова структура теплової труби була затоплена (тобто, надлишковою рідиною), що дозволило виникнути утягуванню. Найбільш поширеним підходом до оцінки граничної межі захоплення в теплових трубах є використання критерію числа Вебера. Коттер представив один з перших методів визначення граничної межі витіснення. Цей метод використовує число Вебера, яке визначається як відношення в'язкої сили зсуву до сил, що виникають внаслідок поверхневого натягу:

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
	2					41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$We = \frac{2 \cdot r_{h,v} \cdot \rho_v \cdot V_h^2}{\sigma}$$

Відносячи швидкість пари і тепловіддачу до осьового теплового потоку як:

$$v_v = \frac{Q}{A_v \cdot \rho_v \cdot l_v}$$

і припускаючи, що для запобігання захоплення крапель рідини потоком пари число Вебера має бути меншим за одиницю, максимальну пропускну здатність з урахуванням захоплення можна записати як

$$Q_e = A_v \cdot l_v \cdot \left( \frac{\rho_v \cdot \sigma_l}{2 \cdot r_{c,ave}} \right)^{0.5}$$

де,  $\sigma_l$  - поверхневий натяг (Н/м) і  $r_{c,ave}$  середній радіус капілярів гніту. Зауважте, що для багатьох застосувань  $r_{c,ave}$  часто апроксимується величиною  $r_{eff}$ . Межа захоплення відноситься до випадку високих зсувних сил, що розвиваються при проходженні пари в напрямку проти потоку над насиченим рідиною гнітом, де рідина може бути захоплена парою і повернута в конденсатор. Це призводить до недостатнього обтікання рідиною гнітової структури [11].

### **Обмеження по кипінню**

За високих теплових потоків у структурі гніту може виникнути зародкове кипіння, яке може призвести до того, що пара затримуватиметься в гніті, блокуючи таким чином повернення рідини і призводячи до висихання випарника. Це явище, що називається межею кипіння, відрізняється від інших обмежень, оскільки залежить від радіального або окружного теплового потоку, що подається на випарник, на відміну від осьового теплового потоку або загальної теплової потужності, що передається тепловою трубою. Визначення теплового потоку або межі кипіння базується на теорії зародкового кипіння і складається з двох окремих явищ:

- утворення бульбашок,
- подальший ріст або колапс бульбашок.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Утворення бульбашок регулюється розміром (і кількістю) місць зародження на твердій поверхні і різницею температур між стінкою теплової труби і робочою рідиною. Різниця температур, або перегрів, регулює утворення бульбашок і зазвичай може бути визначена з точки зору максимального теплового потоку як

$$Q = \frac{\lambda_{eff}}{T_w} \cdot \Delta T_c$$

де,  $\lambda_{eff}$  - ефективна теплопровідність комбінації рідина-гніт. Критичний перегрів  $\Delta T_c$  визначається за [15] як

$$\Delta T_c = \frac{T_{sat}}{l_v \cdot \rho_v} \cdot \left[ \frac{2\sigma}{r_n} - (\Delta P_c)_{max} \right]$$

де,  $T_{sat}$  - температура насичення рідини, а  $r_n$  - критичний радіус місця зародження, який згідно з [15] коливається від 0,1 до 25,0 мкм для звичайних металевих матеріалів корпусу теплових труб. Як обговорюється в [10], ця модель дає дуже консервативну оцінку кількості перегріву, необхідного для утворення бульбашок, і є справедливою навіть при використанні нижньої межі для критичного радіуса ділянки зародження. Це пояснюється відсутністю адсорбованих газів на поверхні місць зародження, спричиненою процедурами дегазації та очищення, що використовуються при підготовці та заряджанні теплових труб. Зростання або руйнування певної бульбашки, що утворилася на плоскій або плоскій поверхні, залежить від температури рідини і відповідної різниці тисків на межі розділу рідина-пара, спричиненої тиском пари і поверхневим натягом рідини. Виконуючи баланс тиску для будь-якої бульбашки і використовуючи рівняння Клаузіуса-Клапейрона для зв'язку між температурою і тиском, можна отримати вираз для теплового потоку, за межами якого бульбашка буде рости і виразити його у вигляді:

$$Q_b = \frac{4\pi \cdot l_{eff} \cdot \lambda_{eff} \cdot T_v \cdot \sigma_l}{l_v \cdot \rho_v \cdot \ln \frac{r_l}{r_n}} \cdot \left( \frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_{eff}} \right)$$

де,  $\lambda_{eff}$  - ефективна теплопровідність композитного гніту і робочої рідини (Вт/м К),

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$T_v$  - температура насичення пари (К),

$r_i$  - радіус внутрішнього контейнера (м),

$r_v$  - радіус ядра пари і  $r_n$  - радіус зародження.

Межа кипіння настає, коли тепловий потік випарника є достатнім, щоб викликати зародкове кипіння в гніті випарника. При цьому утворюються бульбашки пари, які частково блокують повернення рідини і можуть призвести до висихання гніту випарника. Межу кипіння іноді називають межею теплового потоку [11].

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ***РОЗДІЛ 2. Дослідження характеристик теплової труби для етанолу зі спеченою структурою гніту***

### ***2.1 Схема теплової труби***

Наша схема буде складатися з таких компонентів: тепла трубка, випарник, конденсатор та робоча речовина, в нашому випадку це ізобутан. Теплова трубка діаметром 38 міліметрів, товщиною стінок в 1 міліметр, в середині якої буде на стінках прошарок гніту зі спеченою капілярною структурою з товщиною 6 міліметрів і також по центру отвір для проходження пари діаметром 24 міліметра. Матеріал конструкції буде алюміній через меншу вартість в порівнянні з міддю та іншими матеріалами. Також менша теплопровідність алюмінію в даному температурному режимі не є значною.



Рис. 18 Зображення теплової трубки із середини.

Установка буде знаходитися у верхній частині житлового приміщення через те, що найбільш нагріте повітря піднімається до гори, тому для найбільшої ефективності вона буде встановлюватися за 30 сантиметрів від найвищої точки в приміщенні.

#### ***Розрахунок площі конденсатора***

Коефіцієнти випромінювання

Алюмінієві пластини конденсатора будуть покриті поліефірною чорною фарбою з коефіцієнтом випромінювання  $\varepsilon = 0,90$

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
	2					45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт випромінювання від неба становитиме  $\varepsilon = 0,99$  Це означає, що випромінює майже так само багато енергії, як абсолютно чорне тіло за тієї ж самої температури.

Приведений відносний коефіцієнт випромінювання теплообмінних поверхонь.

$$\varepsilon_{np1-2} = \varepsilon_1 \varepsilon_2 = 0,99 \times 0,90 = 0,891$$

$\varepsilon_1$  і  $\varepsilon_2$  – відносні коефіцієнти випромінювання поверхонь

Розмір площі отримуємо за допомогою формули променевого теплообміну.

$$Q_{1-2} = \varepsilon_{np} C_0 \varphi_{1-2} F_1 \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$$

$C_0$  - Коефіцієнт випромінювання абсолютного чорного тіла,  $5,77(\text{Вт}/\text{м}^2 \times \text{К}^4)$ .

$\varphi_{1-2}$  - Коефіцієнт опроміненості = 1

З цієї формули виводимо формулу для визначення площі конденсатора.

$$F = \frac{Q}{\varepsilon_{np} C_0 \varphi_{1-2} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right]} = \frac{4900}{0,891 \times 5,77 \times 1 \times \left[ \left( \frac{293}{100} \right)^4 - \left( \frac{223}{100} \right)^4 \right]} = 19,46 \text{ м}^2$$

Отже, щоб ефективно охолоджувати пару в рідину потрібно  $19,50 \text{ м}^2$  поверхні конденсатору[6]

Отриману площу в  $19.5 \text{ м}^2$  розділяємо на 2, через те що тепло обмін буде з двох сторін. Обираємо розмір пласти висотою 2м та шириною 0.83м, площею  $1.66 \text{ м}^2$  в кількості 6 штук.

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
2						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

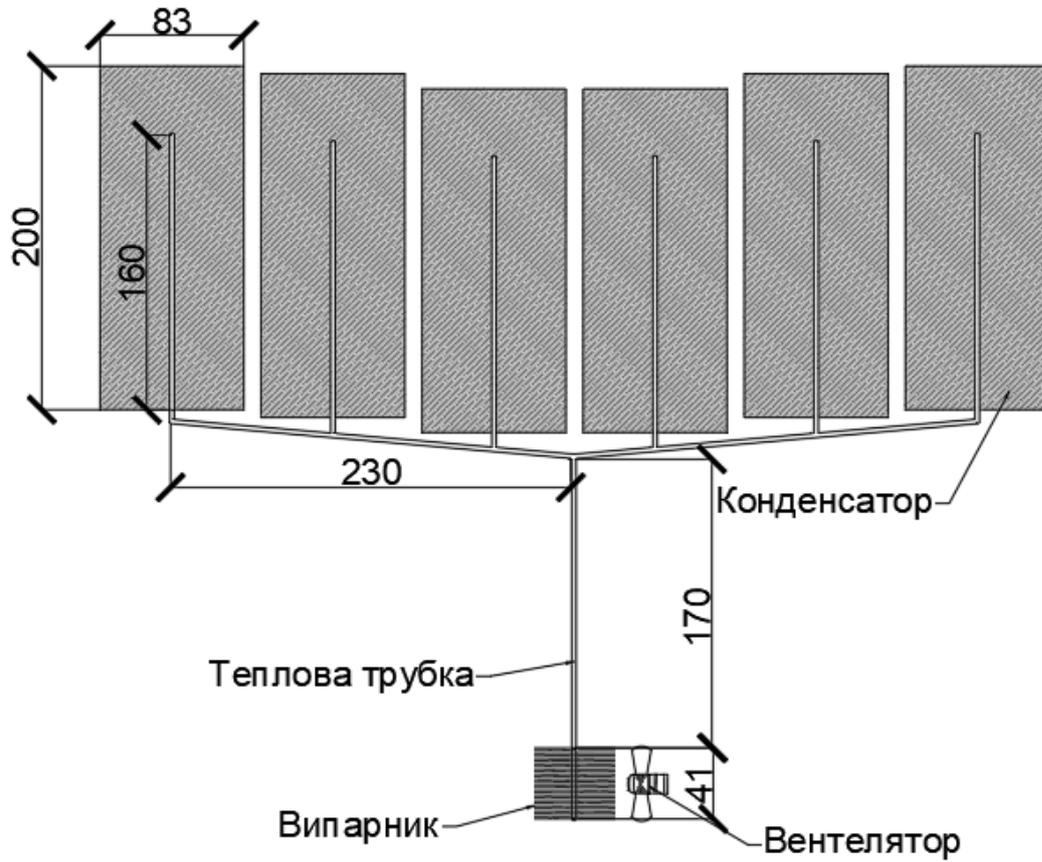


Рис.

19 Зображення термостабілізаційної установки.

Додатково для надійного закріплення пропонується встановити декілька опор для фіксації термостабілізаційної установки.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

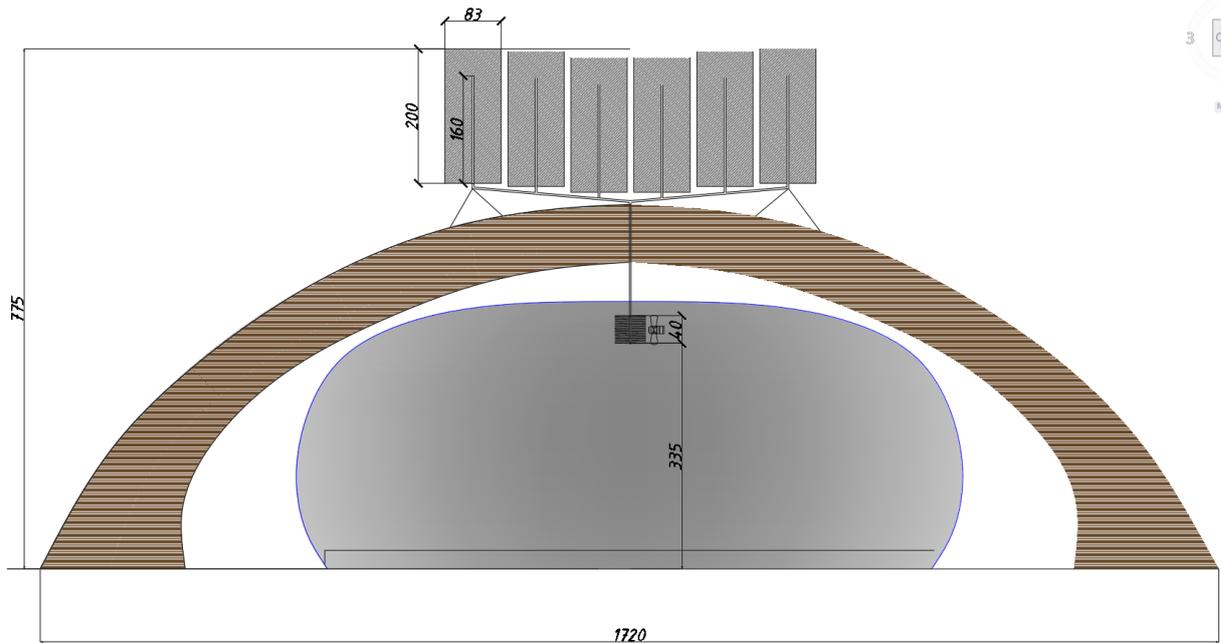


Рис. 20 Зображення житлового модуля з встановленою системою термостабілізації.

## 2.2. Розрахунок обмежень теплової труби

Для розрахунку необхідно знати теплофізичні властивості робочого тіла в тепловій трубі, які ми знаходимо в статті Beaton, C. F. and Hewitt, G. F. (1989) Physical Property Data for the Design Engineer. [16]

$T_{sat}$ , K	261.4	285	300	315	330	345	360	375	390	408.1
$p_{sat}$ , kPa	101.3	233	355	553	805	1132	1540	2066	2697	3647
$\rho_l$ , kg/m <sup>3</sup>	594	567	550	529	508	485	455	422	377	221
$\rho_g$ , kg/m <sup>3</sup>	2.87	6.33	9.81	14.6	21.2	30.0	42.2	59.7	87.3	221
$h_{fg}$ , kJ/kg	232.5	286.1	323.3	360.5	397.7	437.3	481.5	528.0	574.5	697.8
$h_{fg}$ , kJ/kg	597.8	623.4	646.6	667.6	686.2	704.8	721.1	737.3	744.3	697.8
$\Delta h_{fg}$ , kJ/kg	365.2	337.3	323.3	307.1	288.5	267.5	239.6	209.3	169.8	
$c_{p,l}$ , kJ/(kg K)	2.12	2.34	2.45	2.56	2.68	2.79	2.95	3.16	3.59	
$c_{p,g}$ , kJ/(kg K)	1.53	1.69	1.81	1.94	2.09	2.28	2.55	3.00	4.18	
$\eta_l$ , $\mu\text{Ns/m}^2$	240	190	145	116	101	86	74	61	44	
$\eta_g$ , $\mu\text{Ns/m}^2$	6.7	7.4	8.0	8.6	9.1	9.7	10.4	11.3	12.9	
$\lambda_l$ , mW/(Km)	100	92	87	83	80	77	73	68	61	
$\lambda_g$ , mW/(Km)	11.6	14.4	16.3	18.3	20.4	22.7	25.2	27.9	31.2	
$Pr_l$	5.09	4.83	4.08	3.58	3.38	3.12	2.99	2.83	2.59	
$Pr_g$	0.88	0.88	0.89	0.91	0.93	0.97	1.05	1.22	1.73	
$\sigma$ , mN/m	14.1	11.4	9.7	8.1	6.5	5.0	3.5	2.3	1.1	
$\beta_{g,l}$ , $\text{kK}^{-1}$	1.87	2.22	2.52	2.91	3.44	4.20	5.40	7.56	12.8	

Таблиця 2. Ізобутан: Значення теплофізичних властивостей насиченої рідини та пари.

(в таблиці 3 наведені теплофізичні властивості ізобутану в температурному діапазоні), параметри теплової труби (наведені в таблиці 4), теплопровідність

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
2						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

матеріалу теплової труби ( $\lambda_m$  алюмінію становить 237 (Вт\*м/К)), робочий стан теплової труби ( $t - 20\text{ }^\circ\text{C}$ ) та осьову орієнтацію теплової труби ( $\psi - 180^\circ$ )

Температура T, К	261	285	300	315
Густина ізобутану в рідкому стані $\rho_l$ (кг·м <sup>3</sup> )	594	567	550	529
Поверхневий нагяг $\sigma_l$ (Н·м )	0,0141	0,0114	0,0097	0,0081
Теплопровідність в рідкому стані $\lambda_l$ (Вт·м ·К)	0,1156	0,092	0,087	0,0936
Динамічна в'язкість рідини $\mu_l$ (Н·с·м <sup>2</sup> )	0,00024	0,00019	0,000145	0,000116
Прихована теплота пароутворення $l_v$ (Дж·кг)	364909	342376	326565	309065
Тиск $P_v$ (Па)	99473,7	233544,4	368739	555411
Густина ізобутану в газоподібному стані $\rho_v$ (кг·м <sup>3</sup> )	2,78	6,19	9,57	14,27
Динамічна в'язкість пари $\mu_v$ (Н·с·м <sup>2</sup> )	0,0000067	0,0000074	0,000008	0,0000086
Кінематична вязкість $\nu_l$ (м <sup>2</sup> ·с)	0,000000376	0,000000309	0,000000273	0,000000244

Таблиця 3. Значення теплофізичних властивостей ізобутану при різних температурах.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
2						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розрахунку обмежень тепловіддачі гнітової теплової труби зі спеченою капілярною структурою необхідні основні параметри теплової труби, такі як радіус внутрішнього контейнера, радіус поперечного перерізу парового ядра, довжина теплової труби при випаровуванні, адіабатична довжина теплової труби і довжина теплової труби при конденсації. З основних параметрів теплової труби виводяться інші параметри, необхідні для розрахунку. В таблиці 4 наведені всі параметри теплової труби.[15]

0,012	$r_v$	Радіус поперечного перерізу парового ядра
0,018	$r_i$	Внутрішній радіус контейнера
0,2	$l_e$	Довжина теплової труби (м) для випаровування
3,08	$l_{ad}$	Адіабатична довжина теплової труби
5	$l_c$	Довжина конденсаційної труби
8,5	$l_t$	Загальна довжина теплопроводу
5,68	$l_{eff}$	Ефективна довжина теплопроводу
0,00045216	$A_v$	Площа поперечного перерізу парового ядра
0,0005652	$A_w$	Площа поперечного перерізу гніту
237	$\lambda_m$	Теплопровідність матеріалу теплової труби

Таблиця 4. Параметри теплової труби.

$$l_t = l_e + l_{ad} + l_c$$

$$l_{eff} = 0.5 \cdot (l_e + l_c) + l_{ad}$$

$$A_v = \pi \cdot r_v^2$$

$$A_w = \pi \cdot (r_i^2 - (r_i - h)^2).$$

Важливою частиною гнітової теплової труби є її капілярна структура. Існує три основні капілярні структури: жолобчаста капілярна структура, сітчаста капілярна структура та спечена капілярна структура. Для розрахунку та верифікації математичної моделі було обрано спечену капілярну структуру. Спечена капілярна структура виготовляється шляхом спікання мідного порошку на внутрішній поверхні теплової труби. Основними параметрами спеченої капілярної структури є діаметр порошку, а також пористість і ширина капілярної

структури. З основних параметрів (вгору по лінії) впливають інші параметри капілярної структури, необхідної для розрахунку та створення математичної моделі. У таблиці 3 наведено всі параметри спеченої капілярної структури теплової труби (останні три є похідними параметрами від основних параметрів у рядку вище)[15]

0,0001	d	Діаметр сфери
0,65	ε	Пористість
0,006	h	Ширина капілярної структури
1,5925E-11	K	Проникність (м)
0,00021	r <sub>eff</sub>	Ефективний радіус капілярної структури
0,244524788	λ <sub>eff</sub>	Ефективна теплопровідність
0,0000002	r <sub>n</sub>	критичний радіус ділянки зародження

Таблиця 5. Параметри гніту теплової труби.

$$r_{eff} = 0.21 \cdot d_s$$

$$K = \frac{d^2 \cdot \varepsilon^3}{150 \cdot (1 - \varepsilon)^2} [11]$$

$$\lambda_{eff} = \lambda_l \frac{2 \cdot \lambda_l + \lambda_m - 2 \cdot (1 - \varepsilon) \cdot (\lambda_l - \lambda_m)}{2 \cdot \lambda_l + \lambda_m + (1 - \varepsilon) \cdot (\lambda_l - \lambda_m)} [11].$$

Необхідно відзначити, що при визначенні теплової потужності важливо враховувати середню робочу температуру. Проте, робоча температура звичайної теплової труби залежить від теплового навантаження, що призводить до взаємозв'язку між теплопередачею та робочою температурою [2]. Теплові труби мають обмеження теплопередачі, які визначаються робочою рідиною, структурою гніту, розмірами теплової труби і робочою температурою теплової труби.

### **Капілярне обмеження**

Капілярне обмеження в теплових трубах виникає тоді, коли чисті капілярні сили, що формуються на інтерфейсі пар-рідина у випарнику і конденсаторі, недостатньо потужні для подолання опору тертя, викликаного рухом рідини. Це

призводить до висихання випарника теплової труби та припинення передачі тепла від випарника до конденсатора.[11] Для більшості теплових труб максимальна швидкість теплопередачі через капілярні обмеження може бути визначена як [15]

$$\dot{Q}_c = \frac{\sigma_l \cdot \rho_l \cdot l_v \cdot K \cdot A_w}{\mu_l \cdot l_{eff}} \cdot \left( \frac{2}{r_{eff}} - \frac{\rho_l \cdot g \cdot l_t \cdot \cos \Psi}{\sigma_l} \right)$$

261K

$$Q_k = \frac{0.0141 \times 594 \times 364909}{0.00024} \times \frac{0,000000000015925 \times 0.0005652}{5.68} \times \left( \frac{2}{0.00021} \times \frac{594 \times 3.71 \times 8.5 \times (-1)}{0.0141} \right) = 28.73Wm$$

285K

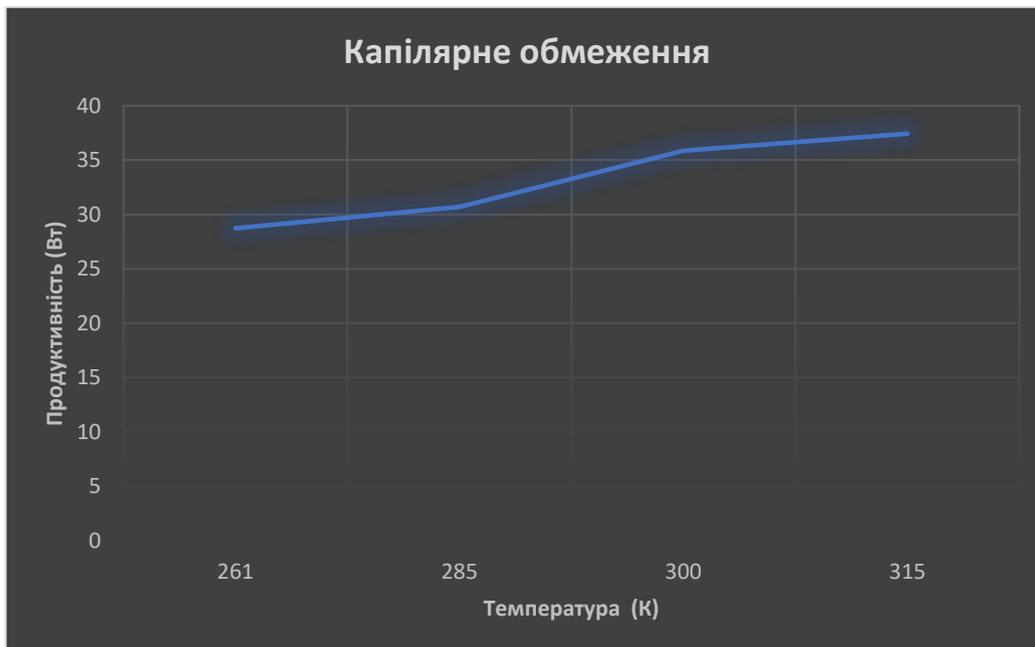
$$Q_k = \frac{0.0114 \times 567 \times 342376}{0.00019} \times \frac{0,000000000015925 \times 0.0005652}{5.68} \times \left( \frac{2}{0.00021} \times \frac{567 \times 3.71 \times 8.5 \times (-1)}{0.0114} \right) = 30,7Wm$$

300K

$$Q_k = \frac{0.0097 \times 550 \times 326565}{0.000145} \times \frac{0,000000000015925 \times 0.0005652}{5.68} \times \left( \frac{2}{0.00021} \times \frac{550 \times 3.71 \times 8.5 \times (-1)}{0.0097} \right) = 35,85Wm$$

315K

$$Q_k = \frac{0.0081 \times 529 \times 309065}{0.000116} \times \frac{0,000000000015925 \times 0.0005652}{5.68} \times \left( \frac{2}{0.00021} \times \frac{529 \times 3.71 \times 8.5 \times (-1)}{0.0081} \right) = 37,43Wm$$



Діаграма 1. Капілярне обмеження.

### Обмеження по в'язкості

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коли теплова труба працює при низьких температурах, тиск насичення пари в зоні випарювання може бути дуже низьким при величині, що рівна необхідному градієнту тиску для переміщення пари від випарника до конденсатора. У такому випадку загальний  $Q_v = \frac{\pi \cdot r_v^4 \cdot l_v \cdot \rho_v \cdot P_v}{12 \cdot \mu_v \cdot l_{eff}}$  тиск пари врівноважується опором від сил в'язкості в паровому каналі. Таким чином, загальний тиск пари в зоні пари може бути недостатнім для підтримки підвищеного потоку. Це явище низького потоку в області пари відоме як межа в'язкості. З межею в'язкості часто стикаються в довгих теплових трубах, особливо коли робоча рідина наближена до температури плавлення (або при умовах замерзлого запуску), оскільки тиск насичення рідини є низьким. В [13] Буссе провів аналітичне дослідження межі в'язкості. Спочатку в моделі припускалося, що пара є ізотермічним ідеальним газом, і тиск пари в кінці конденсатора дорівнює нулю, що є абсолютною межею для тиску в конденсаторі. Використовуючи ці припущення, була розроблена одновимірна модель течії пари в умовах ламінарного потоку. Формула виглядає так

261K

$$Q_g = \frac{3,14 \times 0,012^4 \times 364909 \times 2,78 \times 99473,7}{12 \times 0,0000067 \times 5,68} = 14387585 \text{ Wm}$$

285K

$$Q_g = \frac{3,14 \times 0,012^4 \times 342376 \times 6,19 \times 233544,4}{12 \times 0,0000074 \times 5,68} = 63893510,7 \text{ Wm}$$

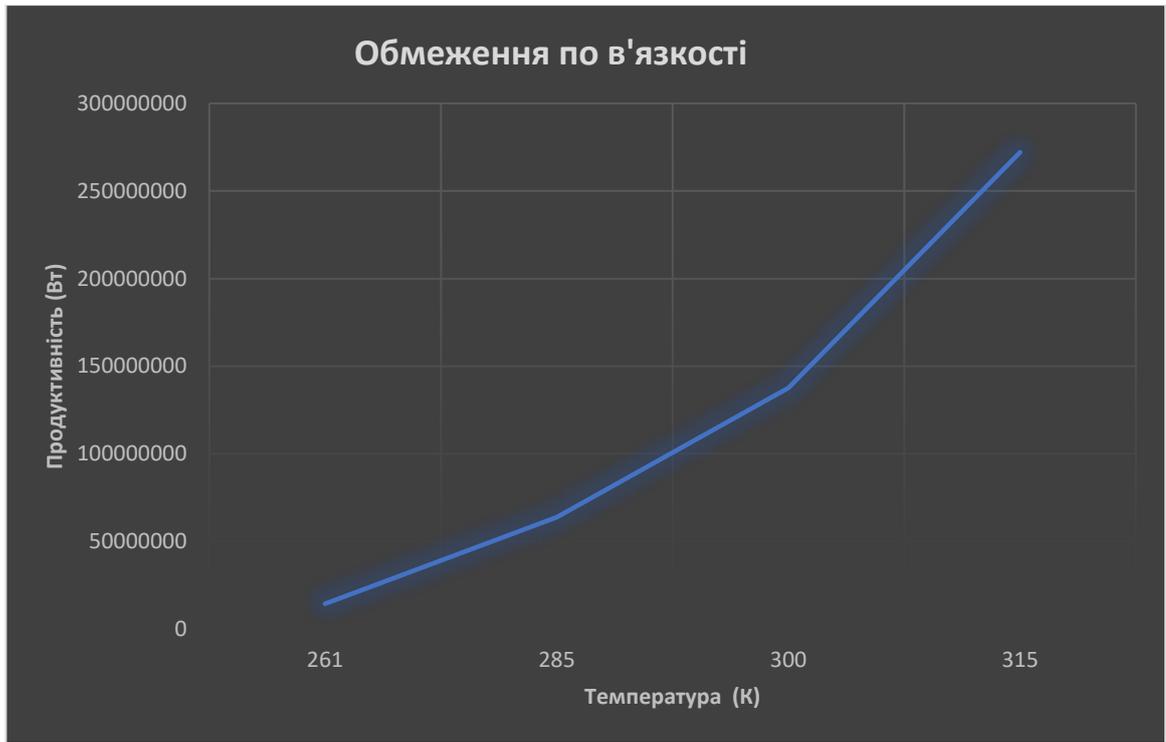
300K

$$Q_g = \frac{3,14 \times 0,012^4 \times 326565 \times 9,57 \times 368739}{12 \times 0,000008 \times 5,68} = 137605474 \text{ Wm}$$

315K

$$Q_g = \frac{3,14 \times 0,012^4 \times 309065 \times 14,27 \times 555411}{12 \times 0,0000086 \times 5,68} = 272091438 \text{ Wm}$$

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
2						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Діаграма 2. обмеження по в'язкості

### ***Звукове обмеження***

Звукова межа зазвичай виникає в рідкометалевих теплових трубах при запуску або експлуатації при низьких температурах через низьку густину пари. Це може спричинити заклинювання або звуковий потік пари. Зазвичай для теплових труб, які працюють при кімнатній або криогенній температурі, звукова межа не враховується, за винятком випадків дуже малих діаметрів парових каналів. При збільшенні швидкості пари важливо враховувати інерційні або динамічні ефекти тиску. У випадках, коли інерційні ефекти є значущими, теплова труба може втратити ізотермічний режим, що призводить до збільшення градієнта температури вздовж неї. Зниження вихідного тиску або температури конденсатора призводить до зниження температури випарника до досягнення звукової межі. Подальше збільшення швидкості тепловіддачі не зменшує температуру випарника, але знижує температуру конденсатора через дроселювання потоку. Звукове обмеження служить верхньою межею осьової теплопередачі і може не завжди викликати висихання гніту випарника або виходу з ладу теплової труби. Намагання перевищити звукову межу призводять до збільшення температури випарника і осьового градієнту температури вздовж

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
	2					54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

теплової труби, що подальше погіршує ізотермічні характеристики в області парового потоку. [15] Формула має такий вигляд.

$$Q_s = 0.474 \cdot A_v \cdot l_v \cdot (\rho_v \cdot P_v)^{0.5}$$

261K

$$Q_s = 0,474 \times 0,00045216 \times 364909 \times (2,78 \times 99473,7)^{0,5} = 41127,4 \text{ Вт}$$

285K

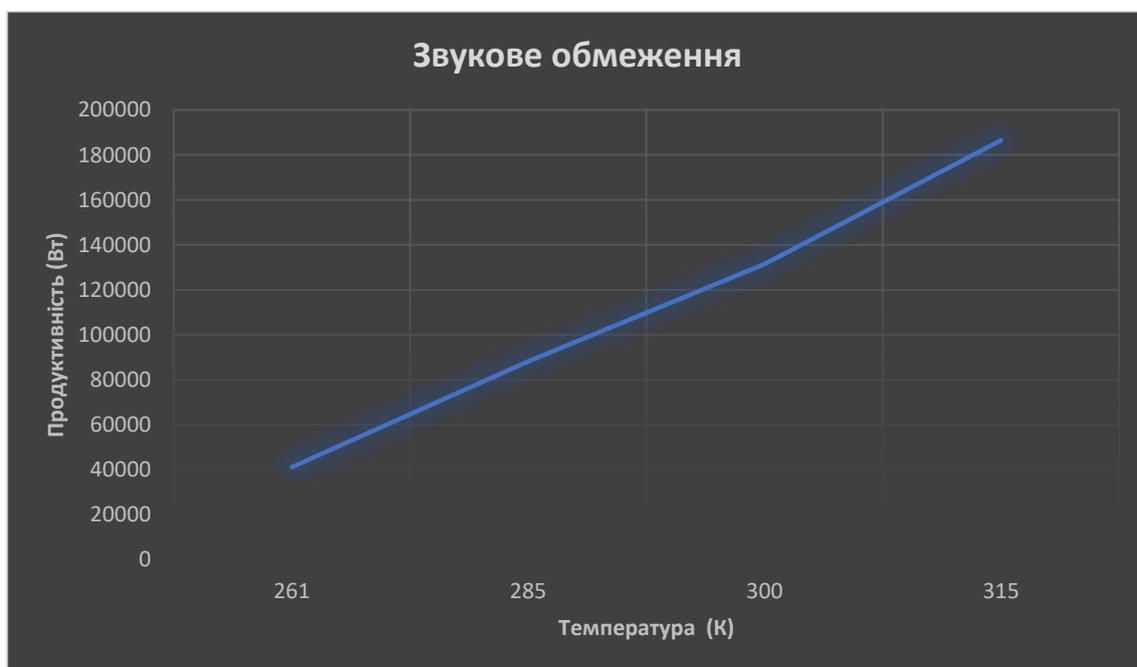
$$Q_s = 0,474 \times 0,00045216 \times 342376 \times (6,19 \times 233544,4)^{0,5} = 88227,4 \text{ Вт}$$

300K

$$Q_s = 0,474 \times 0,00045216 \times 326565 \times (9,57 \times 368739)^{0,5} = 131478,7 \text{ Вт}$$

315K

$$Q_s = 0,474 \times 0,00045216 \times 309065 \times (14,27 \times 555411)^{0,5} = 186483,1 \text{ Вт}$$



Діаграма 3. Звукове обмеження

### **Обмеження за всмоктуванням**

Вивчення течії в тепловій трубі вказує на те, що рідина і пара рухаються в протилежних напрямках. Взаємодія між ними породжує в'язкі сили зсуву на межі розділу, які можуть ускладнити повернення рідини в випарник. У важких випадках можуть виникати хвилі, і сили зсуву можуть перевищити поверхневий натяг рідини, що призводить до переносу крапель рідини до конденсатора. У деяких дослідах ставляться питання щодо можливості захоплення в тепловій

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трубі з капілярним приводом, оскільки капілярна структура, ймовірно, гальмує розвиток поверхневих хвиль. Більшість випадків досліджень показали, що гнітова структура теплової труби була затоплена, що призвело до утягування. Один із поширених методів оцінки граничної межі захоплення в теплових трубах - використання числа Вебера. Коттер [15] представив метод визначення цієї межі, використовуючи число Вебера як відношення в'язкої сили зсуву до сил поверхневого натягу. Визначається за формулою  $Q_e = A_v \cdot l_v \cdot \left( \frac{\rho_v \cdot \sigma_l}{2 \cdot r_{\text{мме}}} \right)^{0,5}$ .

261K

$$Q_{\text{втяг}} = 0,00045216 \times 364909 \times \left( \frac{2,78 \times 0,0141}{2 \times 0,000021} \right)^{0,5} = 5040,6 \text{ Вт}$$

285K

$$Q_{\text{втяг}} = 0,00045216 \times 342376 \times \left( \frac{6,19 \times 0,0114}{2 \times 0,000021} \right)^{0,5} = 6345,5 \text{ Вт}$$

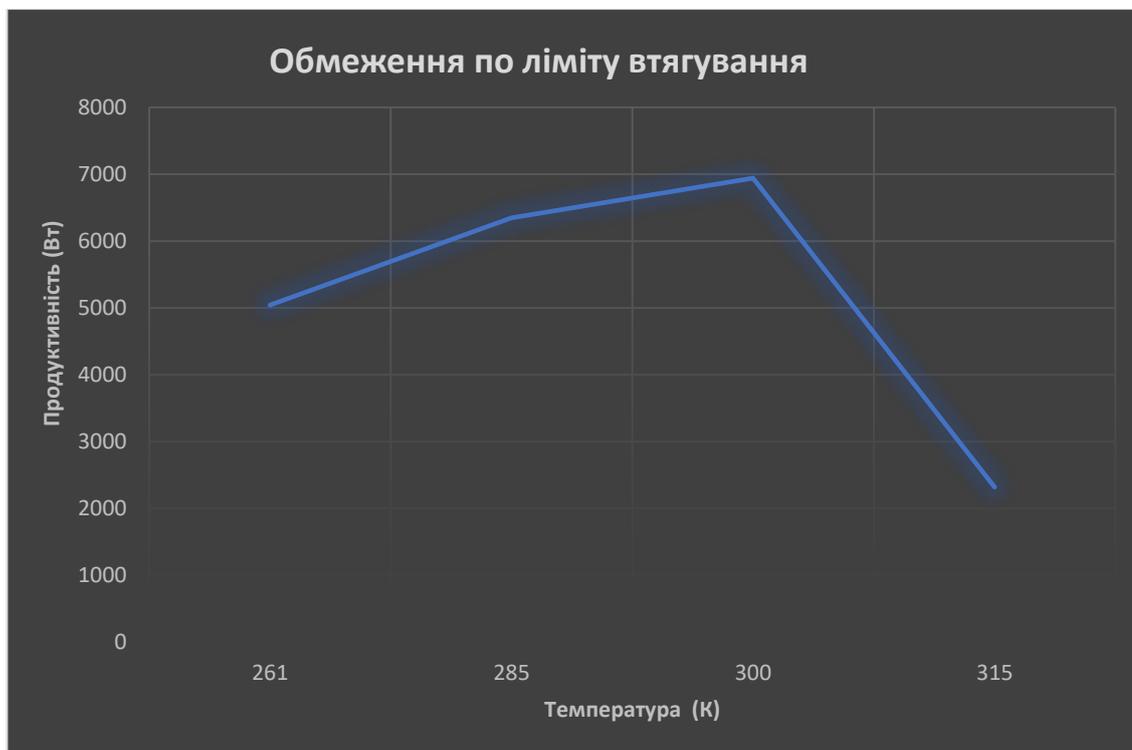
300K

$$Q_{\text{втяг}} = 0,00045216 \times 326565 \times \left( \frac{9,57 \times 0,0097}{2 \times 0,000021} \right)^{0,5} = 6941,9 \text{ Вт}$$

315K

$$Q_{\text{втяг}} = 0,00045216 \times 309065 \times \left( \frac{14,27 \times 0,0087}{2 \times 0,000021} \right)^{0,5} = 2318,3 \text{ Вт}$$

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Діаграма 4. обмеження по ліміту втягування

### ***Обмеження по кипінню***

Коли тепловий потік у тепловій трубі стає занадто високим, робоча рідина може закипіти в гніті. Це явище називається зародковим кипінням. Воно може призвести до того, що пара заблокує повернення рідини, що призведе до висихання випарника.

Зародкове кипіння відрізняється від інших обмежень теплової потужності теплової труби тим, що воно залежить від радіального теплового потоку, що подається на випарник, а не від загальної теплової потужності.

Визначення межі зародкового кипіння базується на теорії зародкового кипіння. Воно складається з двох етапів:

1. Утворення бульбашок
2. Ріст або колапс бульбашок

Утворення бульбашок регулюється розміром і кількістю місць зародження на твердій поверхні, а також різницею температур між стінкою теплової труби і робочою рідиною.

Різниця температур, або перегрів, є ключовим фактором, що регулює утворення бульбашок. [15] Зазвичай її можна визначити з точки зору максимального теплового потоку як  $Q_b = \frac{4\pi \cdot l_{eff} \cdot \lambda_{eff} \cdot T_v \cdot \sigma_l}{l_v \cdot \rho_v \cdot \ln \frac{r_l}{r_n}} \cdot \left( \frac{1}{r_n} - \frac{1}{r_{eff}} \right)$

261K

$$Q_{кин} = \frac{4 \times 3,14 \times 5,68 \times 0,301 \times 261 \times 0,0141}{364909 \times 2,78 \times \ln \frac{0,018}{0,012}} \times \left( \frac{1}{0,0000002} - \frac{1}{0,00021} \right) = 954,3 \text{ Вт}$$

285K

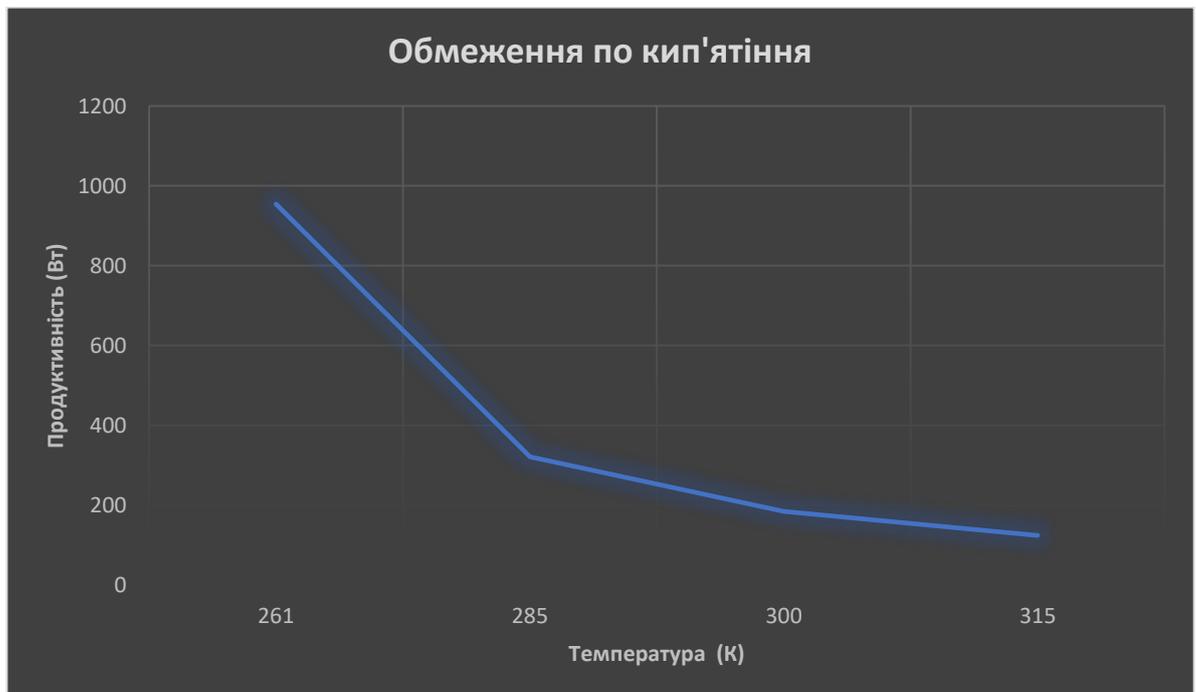
$$Q_{кин} = \frac{4 \times 3,14 \times 5,68 \times 0,240 \times 285 \times 0,0114}{342376 \times 6,19 \times \ln \frac{0,018}{0,012}} \times \left( \frac{1}{0,0000002} - \frac{1}{0,00021} \right) = 321,06 \text{ Вт}$$

300K

$$Q_{кин} = \frac{4 \times 3,14 \times 5,68 \times 0,227 \times 300 \times 0,0097}{326565 \times 9,57 \times \ln \frac{0,018}{0,012}} \times \left( \frac{1}{0,0000002} - \frac{1}{0,00021} \right) = 184,4 \text{ Вт}$$

315K

$$Q_{кин} = \frac{4 \times 3,14 \times 5,68 \times 0,244 \times 315 \times 0,0081}{309065 \times 14,27 \times \ln \frac{0,018}{0,012}} \times \left( \frac{1}{0,0000002} - \frac{1}{0,00021} \right) = 124,33 \text{ Вт}$$



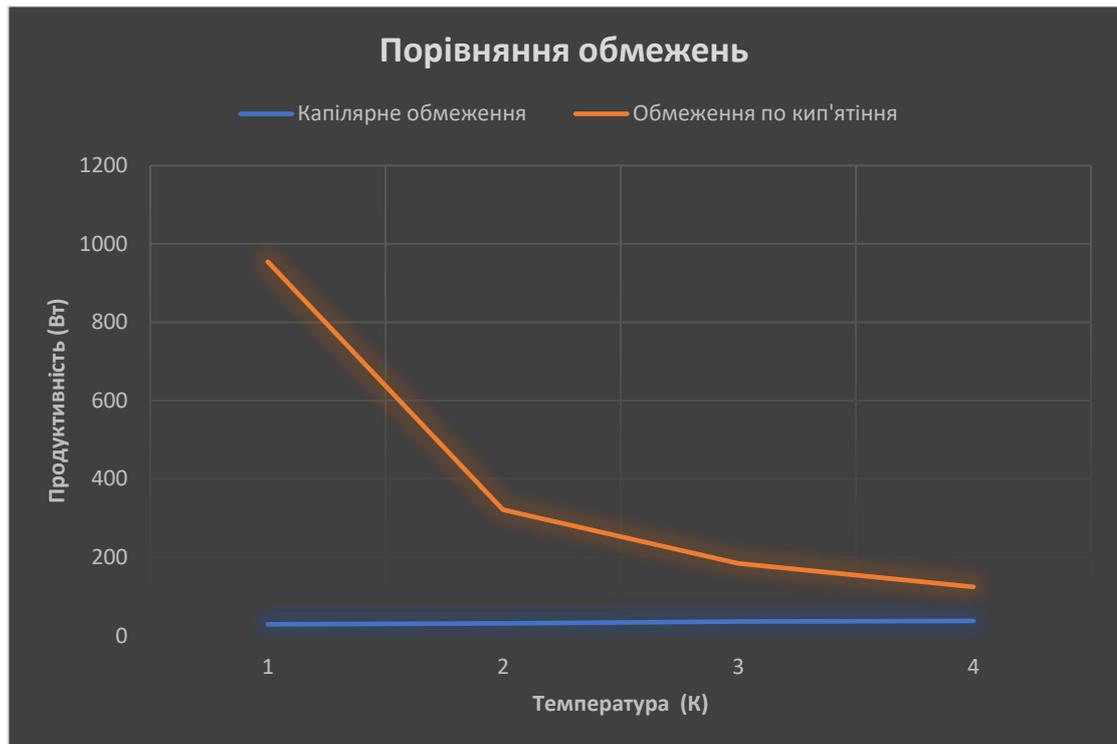
Діаграма 5. обмеження по кипінню

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
	2					58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

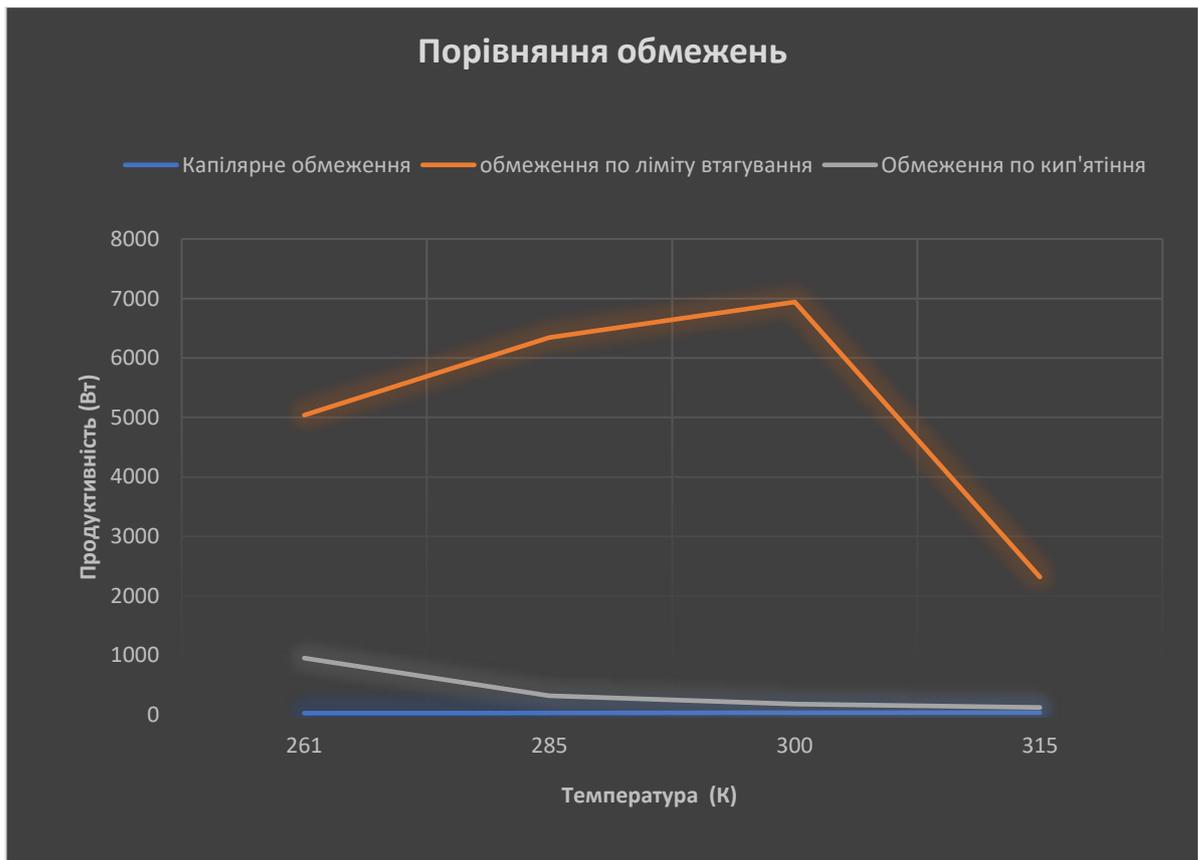
### 2.3. Аналіз проведених розрахунків

Після детальних розрахунків з урахуванням звукового, капілярного, обмеження по закипанню, втягуванню та в'язкості було отримано результати, які вказують на необхідність оптимізації конструкції для покращення її функціональності та продуктивності.

Виявлено, що капілярне обмеження та обмеження по закипанню спричиняють низькі показники ефективності теплової труби. Ці обмеження значно обмежують теплопередачу та знижують продуктивність системи. З огляду на ці результати прийнято рішення впровадити зміни у конструкції теплової труби.



Діаграма 6. Порівняння обмежень по кип'ятінні та капілярі.



Діаграма 7. Обмеження по кип'ятінні та капілярні в порівнянні з обмеженні по втягуванню.

Головною метою оптимізації є вдосконалення функціональних характеристик теплової труби. Один із варіантів оптимізації полягає в усуненні гнітової частини трубки, яка виявилася причиною низьких показників ефективності. Замість гнітової конструкції планується використати гладкостінну теплову трубу.

Це рішення обране через те, що теплова труба буде розташована під прямим кутом. Гладкостінна конструкція може покращити обігрівання та охолодження, забезпечуючи ефективніший теплообмін. Відсутність гнітової частини також може вплинути на капілярний тиск та підвищити стійкість теплової труби до обмежень, зазначених у проведених розрахунках.

Зазначеною модифікацією теплової труби планується досягти покращення її продуктивності та ефективності, що в свою чергу призведе до оптимізації теплового обміну та підвищення загальної ефективності системи.

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
2						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

В результаті дослідження визначено максимальну потужність, що передається тепловими трубами, з урахуванням обмежень роботи теплових труб за капілярною межею, за кипінням, за звуковою межею, за всмоктуванням та за в'язкістю. Значення обмежень залежать від параметрів теплової труби, структури гніту та теплофізичних властивостей робочої рідини. Найвищі значення досягають в'язкісні та звукові обмеження, які можуть бути настільки великими, що у багатьох випадках їх можна ігнорувати. Ці обмеження впливають на продуктивність теплових труб при низьких температурах, особливо близько до температур замерзання робочої рідини.

Критичні обмеження, які впливають на продуктивність теплових труб, включають обмеження втягування, капілярні обмеження та обмеження кипіння. Ці обмеження залежать від теплофізичних властивостей, параметрів гніту та самої теплової труби. Теплофізичні властивості робочої рідини залишаються стабільними в певному діапазоні температур і не можуть змінюватися. Однак для загальної теплової продуктивності оптимізація теплової труби може впливати на розміри структури гніту.

Встановлено, що розміри структури гніту суттєво впливають на проникність, що викликає капілярний ефект в гнітових теплових трубах. Однак слід бути обережними, оскільки збільшені розміри пор та підвищена проникність можуть зменшити капілярний тиск, що найбільше впливає на циркуляцію робочої рідини. Зазвичай, капілярна межа є основним обмеженням для максимальної тепловіддачі теплової труби.

Проведена оптимізація конструкції теплової труби, зокрема заміна гнітової частини на гладкостінну, виявилася ключовим кроком у розв'язанні проблем, пов'язаних із низькою ефективністю через капілярні обмеження та обмеження по закипанню.

Видалення гнітової частини дозволило уникнути проблем, пов'язаних із капілярним обмеженням. Гладкостінна конструкція теплової труби сприяє

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ефективнішому капілярному тиску, покращуючи тим самим здатність теплоносія до просочення в капіляри та підвищуючи загальну продуктивність системи.

Запроектована конструкція системи стабілізації мікроклімату житлового модуля на Марсі. Його перевагами є: низька маса, висока надійність, легка керованість, можливість вловлення конденсату з внутрішнього повітря приміщень.

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ПЕРЕЛІК ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

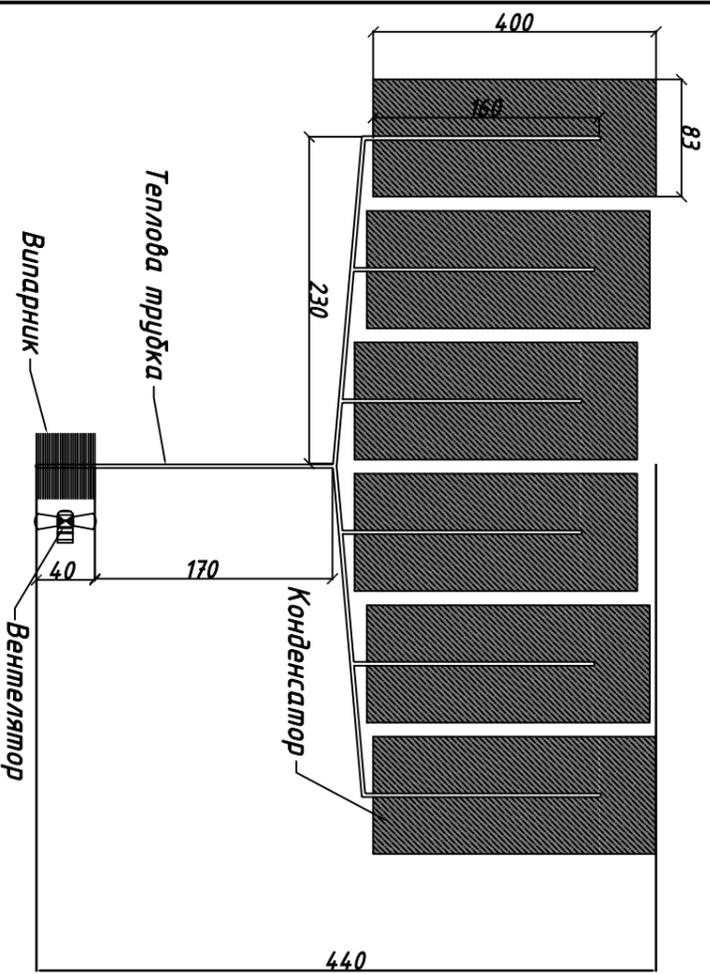
1. Типи Теплових Труб Та Їх Використання URL: <https://ua.superb-heater.com/info/types-of-heat-pipes-and-their-use-19754836.html>
2. What is the weather like on Mars? URL: <https://www.technology.org/2022/12/29/what-is-the-weather-like-on-mars/>
3. Martian Climate URL: <https://planetary-science.org/mars-research/martian-climate/>
4. Hargitai H. Mars climate zone map based on TES data. URL: <http://planetologia.elte.hu/mcdd/climatemaps.html>
5. Zimanowski B.. Thermal conductivity of a volcanic rock material (olivine-melilitite) in the temperature range between 288 and 1470 K [https://www.academia.edu/22125524/Thermal\\_conductivity\\_of\\_a\\_volcanic\\_rock\\_material\\_olivine\\_melilitite\\_in\\_the\\_temperature\\_range\\_between\\_288\\_and\\_1470\\_K](https://www.academia.edu/22125524/Thermal_conductivity_of_a_volcanic_rock_material_olivine_melilitite_in_the_temperature_range_between_288_and_1470_K)
6. Богословський В.М. Будівельна теплофізика (теплофізичні основи опалення, вентиляції та кондиціонування повітря). 1982. 416 с.
7. Ступінь чорноти різних поверхонь. URL: [http://ni.biz.ua/9/9\\_20/9\\_209370\\_vvedenie.html](http://ni.biz.ua/9/9_20/9_209370_vvedenie.html)
8. Cryogel X201 Ortam Sicakligi Alti ve Kriyojenik Uygulamalari için Esnek Endüstriyel Yalitim URL: <http://www.ayvazyalitim.com/urunler/4-cryogel-x201-ortam-sicakligi-alti-ve-kriyojenik-uygulamalari-icin-esnek-endustriyel-yalitim.html>
9. Будько А. Энергетическая система Международной космической станции. URL: <https://habr.com/ru/users/atomlib/>
10. L.W. Swanson, in: Frank Kreith (Ed.), Heat Pipe, Heat and Mass Transfer, Mechanical Engineering Handbook, CRC Press LLC, Boca Raton, 1999. URL: <https://ebin.pub/heat-and-mass-transfer-mechanical-engineering-handbook.html>

					601-НТ. 10578429 Дипломна робота	Арк.
	2					63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

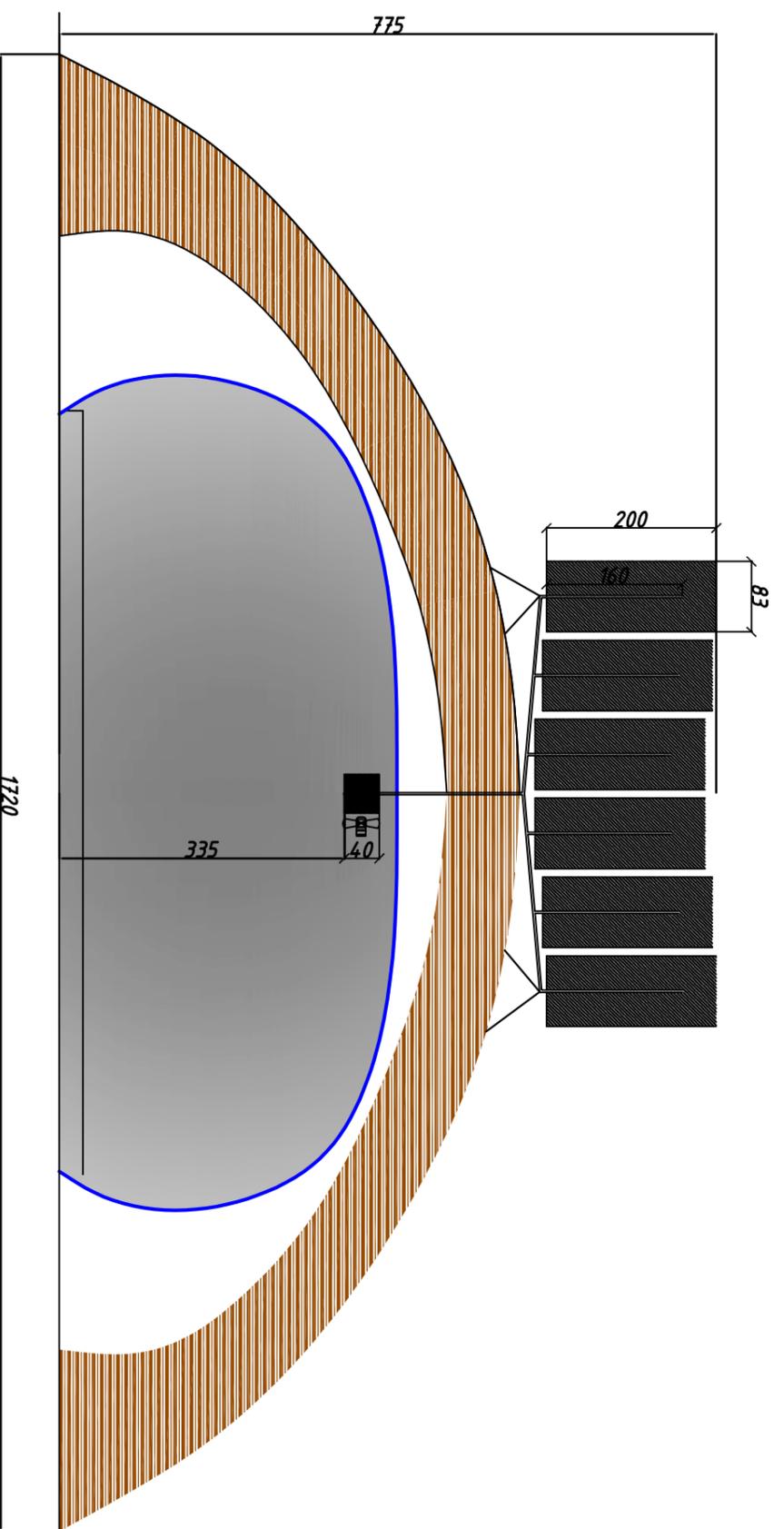
11. Jay M. Ochterbeck, Heat pipes, in: Heat Transfer Handbook, 1st ed., 2003. URL: [https://www.academia.edu/13224136/Heat\\_Transfer\\_Handbook](https://www.academia.edu/13224136/Heat_Transfer_Handbook)
- 12.S.W. Chi, Heat Pipe Theory and Practice, Hemisphere Publishing, Washington, DC, 1976. URL: <https://search.worldcat.org/title/Heat-pipe-theory-and-practice:-a-sourcebook/oclc/2121538>
- 13.C.A. Busse, Theory of the ultimate transfer of cylindrical heat pipes, International Journal of Heat and Mass Transfer 16 (1973) 169–186.
- 14.C.A. Busse, J.E. Kemme, Dry-out phenomena in gravity assist heat pipes with capillary flow, International Journal of Heat and Mass Transfer 23 (1980)
- 15.P.Nemec A. Čaja, M.Malcho Mathematical model for heat transfer limitations of heat pipe URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0895717711003888>
- 16.Beaton, C. F. and Hewitt, G. F. (1989) Physical Property Data for the Design Engineer. URL: <https://www.thermopedia.com/content/890/>

					<b>601-НТ. 10578429 Дипломна робота</b>	Арк.
2						64
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

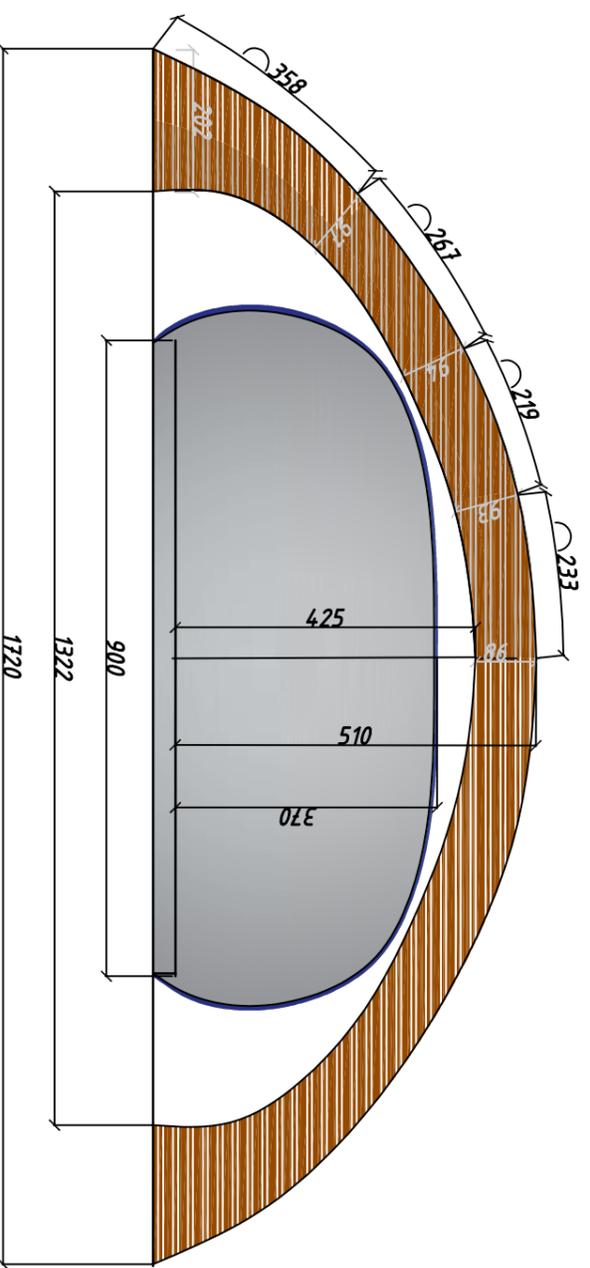
Інв. № ор.	Підпис і дата	Зам. інв. №			
------------	---------------	-------------	--	--	--



**Зображення термостабілізаційної установки.  
Розміри в см.**



**Зображення жилого приміщення з встановленою системою термостабілізації.  
Розміри в см.**



**Теплопостачання житлових будинків  
в екстремальних умовах**

**Запроектована конструкція системи стабілізації мікроклімату  
житлового модуля на Марсі. Його перевагами є: низька маса,  
висока надійність, легка керованість, можливість вловлення  
конденсату з внутрішнього повітря приміщень.**

					2023	<b>601-НТ №ЗК 10578429 МР</b> <b>Теплопостачання житлових будинків в екстремальних умовах</b>	Смадія	Аркуш	Аркушів	
Зм.	Кільк.	Арк.	№ док.	Підпис	Датс		Р	1	4	
Розробив	Кур'яченко О.А.						Національний університет Львівська політехніка імені Івана Кандрашюка			
Перевірив	Кутиний Б.А.									
Зав. Кафедри	Голік Ю.С.									





