

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»


Факультет біотехнології і біотехніки

Кафедра біотехніки та інженерії

«На правах рукопису»
УДК 633.1

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

 В.М. Мельник

«17» 12 2018 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 133 Галузеве машинобудування

на тему: «Оптимізація конструкції кожухотрубного теплообмінника для нагрівання повітря»

Виконала:

студентка VI курсу, групи БІ-71мп
Бас Гетяна Олексіївна

Керівник:

доцент, к.т.н.
Шибецький В.Ю.

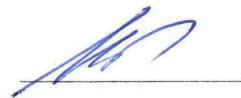
Консультант з розробки стартап-проекту:

Доцент, к.е.н.
Ткаченко Т.П.

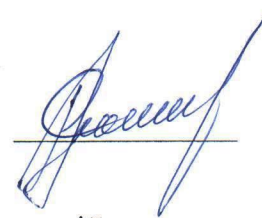
Рецензент:

доцент, к.т.н.
Блашчак С.В.









Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент 

Київ – 2018 року

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Факультет біотехнології і біотехніки

Кафедра біотехніки та інженерії

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-професійною програмою

Спеціальність (спеціалізація) – 133 «Галузеве машинобудування»
(«Обладнання фармацевтичних та біотехнологічних виробництв»)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри
Оксим В.М. Мельник
(підпис) (ініціали, прізвище)

«11» листопада 2018 р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську дисертацію студенту


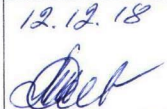
Бас Тетяні Олексіївні

1. Тема дисертації: «Оптимізація конструкції кожухотрубного теплообмінника для нагрівання повітря», науковий керівник дисертації Шибецький Владислав Юрійович, затвержені наказом по університету від «12» 11 2018р. № 4144с
2. Термін подання студентом дисертації 04.12.2018 р
3. Об'єкт дослідження: теплообмінник кожухотрубний з оребренням.
4. Предмет дослідження: вплив геометричних розмірів оребрення на процес теплообміну в системі газ-рідина.
5. Перелік завдань, які потрібно розробити: провести літературний аналіз за темою дисертації, дослідження стану проблеми; розробити математичну модель процесу теплопередачі через оребрену трубу кожухотрубного теплообмінника; провести комп'ютерне моделювання процесу теплообміну оребреної труби; запропонувати оптимізаційну конструкцію теплообмінного апарату; практична реалізація розробленої конструкції теплообмінника кожухотрубного.
6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу: Апаратурна схема лінії виробництва ітаконової кислоти (A1); Теплообмінник кожухотрубний. Складальне креслення (A1); креслення складальних одиниць

(камера розподільна (А2); кришка (А3); труба оребрена (А3); трубчатка (А1)); Комп'ютерна модель теплообмінника кожухотрубного (А1) (Плакит).

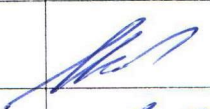






7. Орієнтовний перелік публікацій: Інтенсифікація теплообміну в теплообмінних апаратах ; Підготовка повітря на біотехнологічних виробництвах; Комп'ютерне моделювання теплообміну оребреної труби.

8. Консультанти розділів дисертації

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розробка стартап проекту	- Ткаченко Т. П., доцент	01.11.18 	12.12.18 

9. Дата видачі завдання 03.09.2018 р

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проекту	Строк виконання етапів проекту	Примітка
1	Літературний огляд; дослідження стану проблеми	03.09.2018- 04.11.2018	
2	Теоретичні дослідження; розробка математичної моделі	12.10.2018- 17.11.2018	
3	Патентний пошук; розробка конструкції кожухотрубного теплообмінника	10.09.2018- 15.10.2018	
4	Проведення комп'ютерного моделювання; оформлення результатів експерименту	12.11.2018- 03.12.2018	
5	Практична реалізація; розроблення технічної документації на кожухотрубний теплообмінник з оребренням	04.11.2018- 30.11.2018	
6	Розробка стартап-проекту	05.11.2018- 07.12.2018	
7	Оформлення пояснювальної записки, креслень та документації	10.09.2018- 07.12.2018	

Студент



Бас Т.О.

Науковий керівник дисертації



Шибєцький В.Ю.

Реферат

Магістерська робота на здобуття освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» на тему «Оптимізація конструкції кожухотрубного теплообмінника для нагрівання повітря » / НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського». Керівник к.т.н., Шибецький В.Ю. Виконавець Бас Т.О., студентка групи БІ-71мп.

Робота складається з: 5 аркушів креслень на перерахунок формату А1 та пояснювальної записки. Пояснювальна записка складається з переліку умовних позначень, вступу, п'яти розділів, висновку, переліку посилань та додатків. Повний обсяг роботи становить 86 сторінок формату А4, 28 рисунків, 14 таблиць і перелік посилань з 15 найменувань.

В магістерській дисертації проведено комп'ютерне моделювання теплообміну оребреної труби в середовищі ANSYS та математичне моделювання дослідження впливу параметрів оребрення та теплопередачу з використанням математичного пакету MathCad. За результатами моделювань була спроектована оптимізована конструкція кожухотрубного теплообмінника для нагрівання повітря для забезпечення технічних умов. Також було проведене 3D у програмі SolidWorks моделювання апарату з дослідженням впливу навантажень, які виникають в процесі роботи.

В проекті наведені розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції спроектованого теплообмінника типу «кожухотрубний» для нагрівання повітря від 10°C до температури 20°C, надані рекомендації щодо монтажу та експлуатації.

Всі розрахунки та креслення виконані згідно чинних стандартів та з використанням сучасних системних та інформаційних технологій.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: КОЖУХОТРУБНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, МОДЕЛЮВАННЯ, НАГРІВАННЯ.

Abstract

Master's work for obtaining an educational qualification level "Master" on the "Optimization of the construction of a shell-and-tube heat exchanger for heating air" / NTUU "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institution". Scientific director candidate of technical sciences Shibetskii V.Y. Performer Bas T.O., student of the group BI-71mp.

The work consists of: 5 sheets of drawings for re-calculation of A1 format and explanatory note. The explanatory note consists of a list of symbols, an introduction, five sections, a conclusion, a list of references and annexes. The full volume of work is 86 pages of A4 format, 28 figures, 14 tables and a list of references from 15 titles.

In the master's work computer simulation of the heat exchange of the finite tube in the ANSYS environment and mathematical modeling of the study of the influence of finite and heat transfer parameters using the mathematical package MathCad was carried out. According to the simulations, an optimized design of the shell and tube heat exchanger was designed to heat the air to provide technical conditions. A SolidWorks 3D simulation was also conducted in 3D with the study of the effects of loads that arise during the work.

The project provides calculations that prove the efficiency and reliability of the design of a designed heat exchanger type "shell-tube" for heating the air from 10 ° C to a temperature of 20 ° C, provided recommendations for installation and operation.

All calculations and drawings made according to current standards and using modern system and information technology.

KEYWORDS: LIFT HEAT PUMP, MODELING, HEATING.

ЗМІСТ

Перелік скорочень та умовних позначень	9
ВСТУП.....	10
1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ	11
1.1 Класифікація теплообмінного обладнання.....	11
1.2 Методи інтенсифікації теплообміну	13
1.3 Типи компактних поверхонь	15
1.4 Постановка задач дослідження.....	17
2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ ОРЕБРЕНУ ТРУБУ КОЖУХОТРУБНОГО.....	18
2.1 Постановка задач дослідження.....	18
2.2 Аналіз особливостей проведення процесу.....	18
2.3 Побудова математичної моделі	22
2.4 Методика розрахунку.....	25
2.5 Результати дослідження.....	26
2.6 Висновки.....	27
3 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ ОРЕБРЕНОЇ ТРУБИ.....	29
3.1 Методи комп'ютерного моделювання	29
3.2 Умови однозначності	29
3.3 Аналіз результатів комп'ютерного моделювання	31
3.4 Висновки.....	34
4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА КОЖУХОТРУБНОГО	35
4.1 Тепловий розрахунок апарата	35
4.2 Конструктивний розрахунок апарата.....	39
4.3 Гідравлічний розрахунок апарата	40
4.4 Розрахунок трубної решітки.....	41
4.5 Розрахунок стінки корпусу апарата на міцність під дією внутрішнього тиску	42
4.6 Моделювання навантаження стінок корпусу апарата на міцність під дією внутрішнього тиску.....	43

4.7 Розрахунок еліптичного днища апарата на міцність під дією внутрішнього тиску	44
4.8 Моделювання навантаження еліптичного днища апарата на міцність під дією внутрішнього тиску	46
4.9 Моделювання навантаження розподільної камери на міцність під дією внутрішнього тиску.....	47
4.10 Розрахунок фланцевого з'єднання корпусу теплообмінника	48
4.11 Розрахунок теплової ізоляції апарата.....	54
4.12 Розрахунок опор апарату	54
4.13 Рекомендації з монтажу і експлуатації	56
4.13.1 Монтаж.....	56
4.13.2 Випробування	57
4.13.2.1 Гідравлічне випробування	57
4.13.2.2 Теплотехнічне випробування.....	58
4.13.3 Експлуатація	58
5 РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ	60
5.1 Резюме	60
5.1.1 Загальна характеристика розробки.....	61
5.2 Аналіз зовнішнього та внутрішнього середовища підприємства	63
5.2.1 Аналіз потенційного ринку збуту.....	66
5.2.2 Місце розробки у системі цінностей за методом Бостонської матриці ..	66
5.3 Ключові фактори успіху проекту	68
5.3.1 Анкета для споживачів.....	69
5.4 Оцінка ринкових позицій інноваційної розробки	71
5.4.1 Анкета	71
5.4.2 Договір на виконання НДР	72
5.4.3 Джерела фінансування НДР	75
5.5 Підприємство у промисловій структурі держави	75
5.6 Матеріальна, документальна та організаційно-технічна підготовка виробництва.....	78
5.6.1 Розрахунок техніко-економічних показників	78
5.6.2 Розрахунок ціни інноваційної пропозиції.....	79
5.7 Оцінка ризиків та страхування розробки.....	81
5.7.1 Ризики	81

5.7.2 Страхування.....	82
5.7.3 Методи страхування.....	82
5.8 Техніко-економічні показники підприємства.....	84
ВИСНОВОК	85
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	86
ДОДАТОК А. Програма для розрахунку параметрів оренди	88
ДОДАТОК Б. Специфікації	90
ДОДАТОК В. Творчий доробок.....	95

Перелік скорочень та умовних позначень

t_n^n - початкова температура повітря, $^{\circ}\text{C}$;

t_n^k - кінцева температура повітря, $^{\circ}\text{C}$;

t_e^n - початкова температура води, $^{\circ}\text{C}$;

t_e^k - кінцева температура води, $^{\circ}\text{C}$;

$d_{\text{вн}}$ - внутрішній діаметр труб;

d_3 - зовнішній діаметр труб;

Δt_{cp} - середня логарифмічна різниця температур, $^{\circ}\text{C}$;

c - теплоємність, $\frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$;

ρ - густина, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$;

μ - коефіцієнт динамічної в'язкості, $\text{Па} \cdot \text{с}$;

λ - коефіцієнт теплопровідності, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$;

ω_1 - швидкість руху повітря, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

ω_2 - швидкість руху води у трубному просторі, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$;

α_1 - коефіцієнт тепловіддачі від стінки до повітря, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$;

α_2 - коефіцієнт тепловіддачі від води до стінки, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$;

K - коефіцієнт теплопередачі, $\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{K}}$;

F - робоча поверхня теплообміну, м^2 ;

ΔP_1 - гідравлічний опір трубного простору, Па ;

ΔP_2 - гідравлічний опір міжтрубного простору, Па ;

D_k - діаметр кожуха.

ВСТУП

Неможливо уявити жодне фармацевтичне підприємство без дотримання вимог НВП [1] технологічного процесу, який в свою чергу складається з основних та допоміжних операцій. Актуальність даного питання в тому, що підготовки повітря є однією з найважливіших допоміжних операцій, адже повітря являється оточуючою аерацією для всіх одиниць обладнання, що приймають участь у процесі.

Для комфортної роботи персоналу повинен підтримуватись постійний температурний режим, який регламентується технічними нормами [2], а в холодний період необхідна система підігріву повітря, що подається на аерацію. Для підігріву зазвичай використовуються теплообмінники і калорифери. Калорифери доцільно використовувати при відсутності строгих умов асептичності. Але у випадку з фармацевтичним підприємством необхідно мінімізувати можливість контамінації, використовуючи закриту систему, такою системою є теплообмінник.

Щоб забезпечити виробництво потрібною кількістю повітря, теплообмінник повинен мати малий гідравлічний опір та високу продуктивність. Для цього найоптимальнішим варіантом є кожухотрубний теплообмінник. Проте сучасні конструкції не є достатньо ефективними, тому дана робота присвячена оптимізації кожухотрубного теплообмінника для нагрівання повітря.

1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ

1.1 Класифікація теплообмінного обладнання

Теплообмінним називають обладнання, у якому проходять процеси обміну теплотою між двома теплоносіями [3]. Теплообмінне обладнання класифікується [4],[5] за рядом основних ознак.

За функціональними ознаками (за способом передачі теплоти) розрізняють поверхневі та контактні теплообмінники.

Поверхневі теплообмінники (теплоносії в таких теплообмінниках розділені стінкою, обмін теплом відбувається через поверхню теплообміну) бувають двох типів:

- регенеративні, в яких теплообмінна поверхня омивається спочатку гарячим, а потім холодним теплоносієм, такі теплообмінники працюють циклічно. Такі теплообмінники зазвичай використовуються для теплообміну між газовими теплоносіями, тому знайшли широке застосування в газорозділюючих установках;
- рекуперативні, в яких теплоносії одночасно рухаються по різні сторони поверхні теплопередачі, обмін теплом відбувається через роздільну стінку. Такі теплообмінники є найбільш широко вживаними у хімічній та фармацевтичній промисловостях.

В свою чергу, рекуперативні теплообмінники за цільовим технологічним призначенням розрізняються на:

- власне теплообмінники (в яких обидва процеси (нагрівання та охолодження середовищ) є однаково важливими для технологічного процесу);
- підігрівники (в яких основним завданням процесу є нагрівання холодного теплоносія до потрібної температури);
- холодильники (в основному призначені для охолодження робочих середовищ);
- охолоджувачі-конденсатори (одночасно з охолодженням відбувається часткова або повна конденсація теплоносія);

- конденсатори (в яких основним завданням є конденсація пари (або окремих газів), при цьому відбувається процес фазового переходу гарячого теплоносія та одержання рідини за рахунок передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного та нагрівання останнього);
- випарники (в яких основним завданням процесу є випарювання робочого середовища (холодного теплоносія) і переведення його з рідкого стану в паровий (або газовий) стан за рахунок передачі тепла від гарячого теплоносія до холодного, що кипить та випаровується);
- випарники-конденсатори (в яких по обидві сторони поверхні теплопередачі теплоносії змінюють свій агрегатний стан, у той час як гарячий теплоносії віддає тепло та конденсується, інший холодний теплоносії по іншу сторону поверхні нагрівається та випаровується);
- інші.

У контактних теплообмінниках теплопередача відбувається за рахунок безпосереднього контакту потоків гарячого та холодного теплоносіїв, які взаємодіють у різних фазових станах (газ-рідина, пара-рідина, газ-тверді частинки та ін.). Теплообмінні процеси можуть проходити як без зміни, так і зі зміною агрегатного стану середовищ.

У залежності від агрегатного стану теплоносіїв розрізняють такі теплообмінники:

- без зміни агрегатного стану обох теплоносіїв (газо-газові, газо-рідинні, рідинно-рідинні холодильники та підігрівачі);
- зі зміною агрегатного стану одного з теплоносіїв (підігрівник-випарник, конденсатор-підігрівник, холодильник-конденсатор та ін.);
- зі зміною агрегатного стану обох теплоносіїв (конденсатор-випарник).

За способом утворення теплообмінної поверхні розрізняють:

- апарати, виготовлені із труб (трубні, кожухотрубчасті, змійовикові, кручені та ін.);
- теплообмінні апарати, виготовлені з листового прокату (пластинчасті, спіральні, ламельні та ін.).

За орієнтацією теплообмінної поверхні розрізняють вертикальні (В), горизонтальні (Г) та похилі теплообмінні апарати.

За способом компенсації температурних подовжень теплообмінники бувають:

- без компенсації - жорсткої конструкції;
- з компенсацією пружним елементом - напівжорсткої конструкції;
- з компенсацією в результаті вільних подовжень - нежорсткої конструкції.

Наявність конструктивних пристроїв для компенсації температурних подовжень відбито в умовних позначеннях типу теплообмінника такими індексами:

- ИУ - випарник з U-подібними трубками;
- ТН - теплообмінник з нерухомими трубними дошками;
- ТП - теплообмінник із плаваючою голівкою;
- ХК - холодильник з температурним компенсатором на корпусі.

Окремі види теплообмінників мають додаткові класифікаційні ознаки.

1.2 Методи інтенсифікації теплообміну

Застосування теплообмінників з інтенсифікованим теплообміном є особливо актуальним на сучасному етапі, оскільки воно дозволить реалізувати необхідні температурні режими, які є невід'ємною частиною технологічного процесу з більш високою точністю, надійністю і з набагато меншими енергетичними втратами і підвищеною ремонтпридатністю устаткування, ніж існуючі методи. Інтенсифікація теплообміну дозволить знизити масогабаритні показники теплообмінника при наперед заданому тепловому потоці, гідравлічних втратах, витраті і температурах теплоносія; в ряді випадків завданням є отримання заданого температурного рівня стінок поверхні теплообміну при фіксованих режимних і конструктивних характеристиках.

Можна виділити два напрямки інтенсифікації. Один з них пов'язаний зі збільшенням теплового потоку без урахування додаткових витрат енергії.

Другий напрямок пов'язаний зі збільшенням теплового потоку при заданій величині енергії, що тратиться на перекачку теплоносія, тобто зі

збільшенням ефективності тепловіддачі. Це особливо важливо для стаціонарно працюючих теплообмінних апаратів.

Важливим фактором на шляху збільшення кількості переданого тепла є підбір оптимальної геометрії і типу теплообмінної поверхні. Умови роботи теплообмінника визначає і тип теплообмінної поверхні. Так, при більшому тиску найбільш прийнятними є круглі труби, при малих коефіцієнтах тепловіддачі – різноманітні ребрені поверхні і т.д. Технологія обробки алюмінію та інших металів дає можливість конструювати канали будь-яких форм, і в наш час найбільш якісним прикладом цього слугують пластинчаті теплообмінники.

Досліджений ряд методів інтенсифікації [6]:

1. Метод цілеспрямованої штучної турбулізації потоку в пристінній зоні, заснований на періодичному створенні невеликих вихрових зон біля стінки, які є джерелом додаткової турбулізації потоків. Метод реалізований для трубчастих і пластинчато-ребристих теплообмінних апаратів. Для трубчастих теплообмінних апаратів - шляхом накатки труб на автоматизованих верстатах, що забезпечує двосторонню інтенсифікацію теплообміну: всередині труб - за рахунок плавно окреслених поперечних виступів, на яких створюється система поздовжніх гвинтових вихорів; зовні труб при поздовжньому обтіканні - за рахунок поперечних канавок, на яких виникають поперечні вихори. Для пластинчато-ребристих теплообмінних апаратів метод реалізований за допомогою автоматизованих технологій періодичного розсічення і відносного зміщення ребер або штампування на ребрах поперечних виступів і канавок. На передніх крайках розсічених ребер і на поперечних виступах-канавках виникають поперечні вихори.

2. Метод закрутки потоку всередині овальних труб і при поздовжньому і поперечному обтіканні щільноупакованих пучків кручених труб і стержнів. Метод реалізований протягуванням круглих труб через фільтеру, що надає їм задану овальну форму і закрутку, або отриманням кручених стержнів за спеціальною технологією.

3. Метод керованого відриву пограничного шару при поперечному обтіканні пучків труб за допомогою створення на них спеціальних турбулізаторів. Метод турбулізації пограничного шару з використанням штучної шорсткості реалізований для плоских поверхонь і трубчастих теплообмінників стосовно потоків різних рідин.

Зі збільшенням компактності теплообмінника, як правило, зменшується питома витрата металу на одиницю тепла, що передається. Застосування компактних теплообмінників виправдовує себе в тому випадку, якщо одним з теплоносіїв є газ, а самі теплоносії достатньо чисті і не викликають корозію поверхні.

1.3 Типи компактних поверхонь

Падіння теплового навантаження може бути компенсовано збільшенням поверхні теплообміну (збільшенням поверхні пластин), що, в свою чергу, також призведе до збільшення витрат енергії на подолання сил опору руху, але тільки в тій пропорції, в якій збільшена поверхня теплообміну. На високу ефективність теплообмінної поверхні впливає не тільки малий діаметр каналів, але і будь-яка модифікація геометрії поверхні, що веде до більш високого коефіцієнту тепловіддачі для даної швидкості потоку.

Інші методи досягнення високої ефективності за допомогою зміни геометрії каналу включають використання криволінійних або хвилястих (рифлених) поверхонь, на яких відбувається відрив прикордонного шару. Пучок труб, в якому потік рідини перпендикулярний осі труб, є високоефективною поверхнею, так як на кожній окремій трубці утворюється новий пограничний шар, і коефіцієнт тепловіддачі в цьому випадку набагато вище, ніж при перебігу рідини з тією ж швидкістю всередині труб. Для збільшення тепловіддачі часто застосовують різні типи вставок (турбулізаторів), але такий метод не є настільки ефективним, як розрив і зменшення товщини пограничного шару безпосередньо на поверхні теплообміну.

Природно, що компактні високоефективні поверхні теплообміну можуть мати безліч різноманітних геометричних форм, і в багатьох випадках найбільш

прийнятними є якраз ті, які мають дуже складну геометричну форму. Тільки для поверхні з простою геометричною формою, такий, як пластинчата форма, можна зробити повний аналітичний розрахунок для виявлення основних її характеристик; для інших поверхонь основні показники можуть бути отримані тільки експериментальним шляхом з використанням законів моделювання для визначення діапазону застосування отриманих результатів.

Різні типи розглянутих нами компактних поверхонь [6] об'єднані в наступні групи:

1. Трубчасті поверхні: а) рух потоку всередині круглих і плоских (сплюснутих) труб; б) поперечне обтікання пучків гладких труб.

2. Пластинчато-ребристі поверхні: а) гладкі ребра; б) жалюзійні ребра; в) короткі пластинчасті ребра; г) хвилясті ребра; д) стержневі ребра; е) перфоровані ребра.

3. Поперечне обтікання пучків оребраних труб: а) круглі ребра і труби; б) круглі труби, суцільні ребра; в) плоскі труби, суцільні ребра.

4. Насадочні поверхні.

Встановлено, що трубчасті поверхні є найпростішою формою компактної поверхні теплообміну. Дослідні дані отримані як для випадку руху всередині труб, так і для поперечного їх обтікання в пучках, були використані круглі труби і труби, сплюснені до овальної форми. Модифікацією плоских труб є труби, сплюснені на окремих ділянках; це призводить до руйнування прикордонного шару і інтенсифікує тепловіддачу без збільшення швидкості руху теплоносія.

Однак застосування пластинчато-ребристих поверхонь особливо доцільно,

коли здійснюється теплообмін між газовим і рідинним потоками, так як при цьому розвинена поверхня може бути ефективно використана на обох сторонах апарату. Вони дозволяють зосередити в одиниці об'єму велику поверхню теплообміну. При конструюванні таких теплообмінників є широкі можливості комбінування форм поверхні з урахуванням специфічних властивостей теплоносіїв, для кожного з яких може бути обрана найбільш підходяща

розвинена поверхню. Такої свободи у виборі типу поверхонь немає в пучках труб, де обидва теплоносія рухаються у взаємно перпендикулярних напрямках, причому поверхню теплообміну на обох сторонах приблизно однакова.

Оребрення здійснюють з боку теплоносія з меншим значенням коефіцієнта тепловіддачі.

1.4 Постановка задач дослідження

Мета роботи – вивчення впливу геометричних розмірів оребрення на процес теплообміну в системі газ-рідина; покращення процесу теплопередачі. Для досягнення поставленої мети були поставлені та вирішені наступні **задачі**:

- провести детальний та розширений огляд існуючих видів оребрення труб; на основі знайдених конструкцій обрати найоптимальнішу геометрію;
- створити математичну модель, побудувавши програму в середовищі MathCad;
- створити об'ємну модель апарата за допомогою програмного забезпечення SolidWorks;
- змоделювати процес теплообміну за допомогою програмного забезпечення Ansys;
- надати рекомендації щодо удосконалення конструкції та роботи апарата.

2 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ЧЕРЕЗ ОРЕБРЕНУ ТРУБУ КОЖУХОТРУБНОГО

2.1 Постановка задач дослідження

На першому етапі розробки математичної моделі має бути постановка задач теоретичного дослідження. Серед поставлених задач теоретичного дослідження процесу теплопередачі через оребрену трубу кожухотрубного теплообмінника можна виділити наступні:

1. Вибір математичної моделі для теплопередачі через оребрену трубу. Ця задача зводиться до розв'язання критеріальних рівнянь, якими можна описати передачу теплової енергії через вибрану оребрену поверхню.
2. Оцінка впливу геометричних параметрів оребрення на величину теплового потоку, що передається через оребрену поверхню. Для вирішення поставленої задачі доцільно провести ряд теоретичних числових експериментів на основі розробленої математичної моделі. Для цього доцільним є використання математичного пакету MathCad, який дає можливість автоматизації ряду складних часто повторюваних математичних дій та оптимізації ітераційних процесів графічних інтерпретацій функціональних залежностей.
3. Підбір оптимальних умов проведення процесу теплопередачі, виходячи з результатів теоретичного дослідження. Дана задача по суті є відправною точкою до початку практичної реалізації розробленої конструкції апарату.

2.2 Аналіз особливостей проведення процесу

Використання оребрення є одним зі способів інтенсифікації процесу теплопередачі за рахунок збільшення поверхні теплообміну. Поверхня нагрівання оребрених теплообмінників виконується з труб з поперечним, стрижньовим, повздожнім, дрововим та іншим оребренням.

Шляхом використання оребрених поверхонь теплообміну можна підвищити показник компактності теплообмінника, тобто відношення площі теплообміну, до об'єму, який вона займає. Використовувати оребрені теплообмінники доцільно тоді, коли коефіцієнт тепловіддачі одного з теплоносіїв набагато менше ніж коефіцієнт тепловіддачі іншого теплоносія. Зазвичай, оребрення виконується зі сторони теплоносія з меншим коефіцієнтом тепловіддачі.

Збільшення поверхні теплообміну також широко використовується в теплообмінному обладнанні через те, що за рахунок суттєвої інтенсифікації процесу теплообміну можна підвищити техніко-економічні показники обладнання. В основу розробки математичної моделі процесу теплопередачі, шляхом оребрення поверхні, покладені системи критеріальних рівнянь методами математичної фізики.

На рисунку 2.1. зображено загальний вигляд труби з оребренням, яка розглядається.

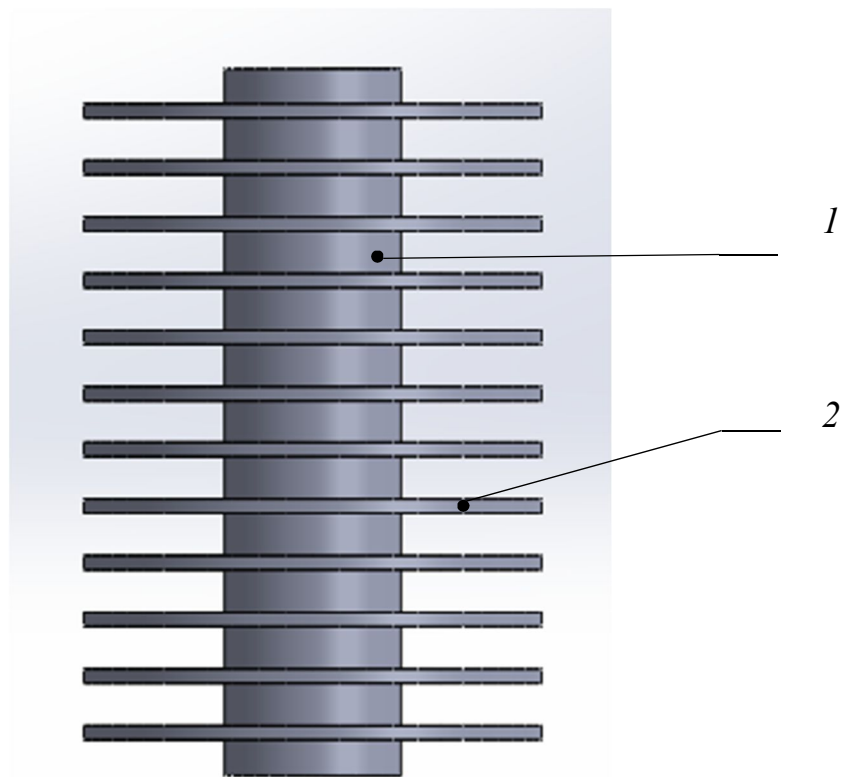


Рис.2.1. Загальний вид труби з оребренням:

1 – труба, 2 – секція оребрення.

На рисунку 2.2. зображено повздовжній переріз труби з оребренням, яка розглядається.

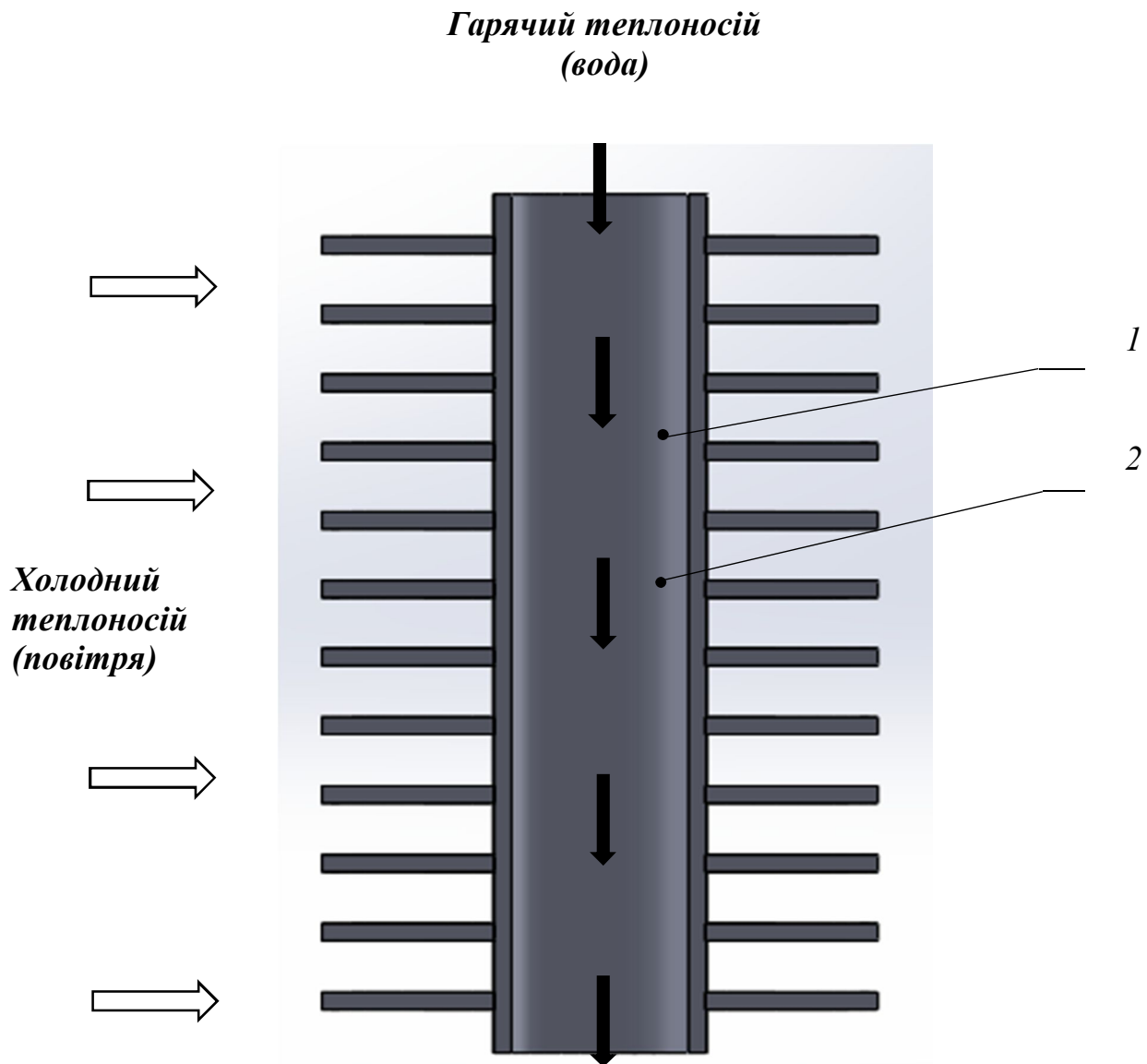


Рис.2.2. Повздовжній переріз труби з оребренням:

1 – труба, 2 – секція оребрення.

Роботу даного оребрення можна описати наступним чином: рідина-теплоносій (вода) подається в теплообмінну трубу 1, омиваючи її внутрішню поверхню, і віддає теплову енергію з коефіцієнтом тепловіддачі α_1 стінці труби, яка виконана з матеріалу з високим коефіцієнтом теплопровідності (мідь, латунь, бронза). В стінці труби 1 і секції оребрення 2 перенос теплоти відбувається за рахунок високої теплопровідності матеріалу. Далі теплова енергія з коефіцієнтом тепловіддачі α_2 від поверхні стінки труби 1 із оребренням

2 віддається холодному газовому теплоносію (повітря), який подається в міжтрубний простір теплообмінника.

В даній конструкції теплопередача відбувається за такою схемою:

гарячий теплоносій (вода) → стінка труби → ребро оребрення →

→ холодний теплоносій (повітря).

При створенні математичної моделі, що описує процес теплопередачі через оребрену трубу, потрібно врахувати вплив термічних опорів, які впливають на величину теплового потоку, що передається через оребрення:

- термічний опір стінки труби;
- термічний опір оребрення;
- термічний опір повітряного зазору;
- термічний опір повітря, що омиває конструкцію.

На етапі проведення аналізу теоретичних основ теплопередачі через оребрену поверхню необхідно описати фізичну модель дослідження як систему, що функціонує, та вказати вплив визначальних параметрів, що діють на неї. Спираючись на її особливості, сформулювати геометричні та фізичні умови однозначності та задати початкові умови.

Геометричні умови однозначності. Система складається із труби з прикріпленими до неї секціями оребрення (рис.2.3). Зовнішній діаметр труби $d_{зов}$, внутрішній діаметр $d_{вн}$, висота секції оребрення h , ширина ребра b .

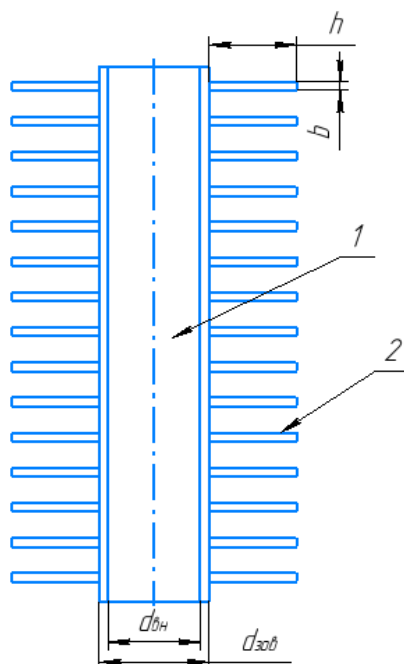


Рис.2.3. Досліджувана система: 1 – труба теплообмінного апарата, 2 – секція оребрення.

Фізичні умови однозначності. Гарячий теплоносій (вода) рухається по трубі зі швидкістю ω , тепловий потік Q передається через стінку труби і технологічний зазор до ребер. Холодний теплоносій (повітря) рухається зі швидкістю W , омиваючи елементи оребрення. Теплова енергія в секції оребрення поширюється шляхом конвективного теплообміну і випромінювання з поверхні ребер.

Початкові умови. В початковий момент часу $\tau = 0$, рідини, що знаходяться в системі, перебувають в стані спокою (швидкості руху теплоносіїв дорівнюють нулю $\omega = 0$, $w = 0$), відсутній градієнт температур.

2.3. Побудова математичної моделі

Розглянемо розрахунок теплопровідності круглого ребра постійної товщини [7]. Круглі ребра застосовуються при оребренні циліндричних поверхонь (труб).

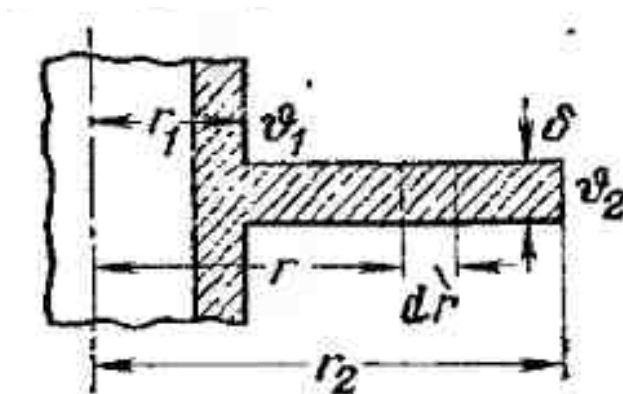


Рис.2.4. Перенос теплоти через кругле ребро постійної товщини

Заданий внутрішній радіус ребра r_1 , зовнішній r_2 , товщина δ і коефіцієнт теплопровідності λ . Температура середовища $t_p = \text{const}$. Надлишкова температура ребра буде:

$$v = t - t_p.$$

Заданий постійний коефіцієнт тепловіддачі α на всій поверхні ребра і температура біля основи ребра v_1 .

Режим стаціонарний, і температура змінюється тільки по висоті ребра. Знайдемо для цих умов диференціальне рівняння, в якому описується процес теплопровідності в ребрі. Складемо рівняння балансу енергії для кінцевого елемента ребра товщиною dr :

$$Q_r - Q_{r+dr} = dQ.$$

Знаходячи складові рівняння отримуємо диференціальне рівняння виду:

$$\frac{d^2 v}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dv}{dz} - \frac{2\alpha}{\lambda\delta} v = 0.$$

Позначимо $2\alpha/\lambda\delta = m^2$, $mr = z$ і $1/r = m/z$. Тоді:

$$\frac{d^2 v}{dr^2} + \frac{1}{z} \frac{dv}{dz} - v = 0.$$

Рівняння представляє собою рівняння Бесселя, що має загальний розв'язок вигляду

$$v = C_1 l_0(z) + C_2 K_0(z),$$

де $l_0(z) = l_0(mr)$ – модифікована функція Бесселя першого ряду нульового порядку; $K_0(z) = K_0(mr)$ – модифікована функція Бесселя другого ряду нульового порядку.

Ці функції мають наступні властивості:

$$\text{при } r=0 \quad l_0(mr) = 1 \text{ і } K_0(mr) \rightarrow \infty;$$

$$\text{при } r=\infty \quad l_0(mr) \rightarrow \infty \text{ і } K_0(mr) = 0.$$

Сталі C_1 і C_2 визначаються з граничних умов.

Якщо тепловіддачею з торця круглого ребра знехтувати, то розрахункові формули будуть мати вигляд:

для поточної температури в ребрі

$$v = v_1 \frac{l_0(mr)K_1(mr_2) + l_1(mr_2)K_0(mr)}{l_0(mr_1)K_1(mr_2) + l_1(mr_2)K_0(mr_1)}.$$

для температури на кінці ребра

$$v_2 = v_1 \frac{l_0(m_2 r)K_1(mr_2) + l_1(mr_2)K_0(mr_2)}{l_0(mr_1)K_1(mr_2) + l_1(mr_2)K_0(mr_1)}.$$

для кількості теплоти

$$Q = -\lambda 2\pi r_1 \delta \left(\frac{dv}{dr} \right)_{r=r_1} = 2\pi r_1 \alpha \lambda m v_1 \psi,$$

$$\psi = \frac{l_1(mr_2)K_1(mr_1) - l_1(mr_1)K_1(mr_2)}{l_0(mr_1)K_1(mr_2) + l_1(mr_2)K_0(mr_1)}.$$

При користуванні цими формулами тепловіддача старця може бути врахована умовним збільшенням висоти ребра (r_2) на половину товщини торця. Кількість теплоти яка буде віддаватися поверхнею круглого ребра постійної товщини,

$$Q' = \varepsilon' F' q,$$

де Q' – кількість теплоти, що віддається круглим ребром, Вт; F' – поверхня круглого ребра, м²; $q = Q/F$ – кількість теплоти, що віддається за одиницю часу одиницею поверхні прямого ребра, товщина якого дорівнює товщині круглого, а довжина рівна 1 м; $\varepsilon' = f(v_2/v_1, r_2/r_1)$ – поправочний коефіцієнт, що визначається по кривим рис 2.5.

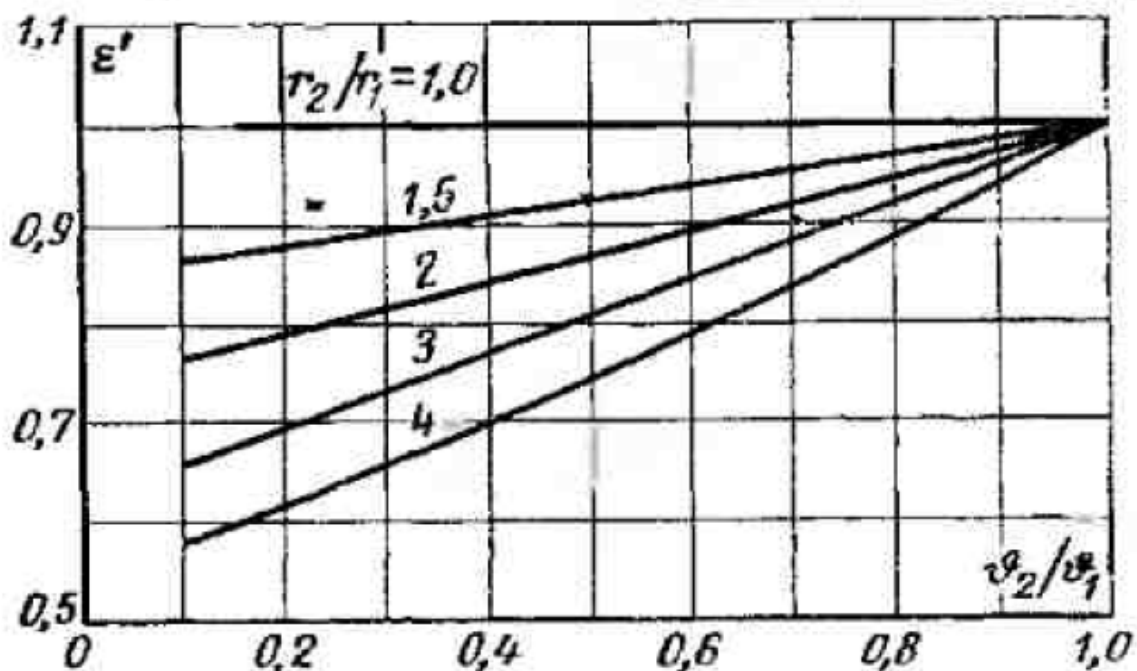


Рис.2.5. $\varepsilon' = f(v_2/v_1, r_2/r_1)$ - допоміжний графік

для розрахунку круглих ребер постійної товщини

Тут v_2/v_1 – відношення температур на кінцях ребра, обчислених за формулами для прямого ребра постійного перетину.

Таким чином, обчислюючи температуру на кінці ребра і щільність

теплого потоку для прямого ребра і підставляючи q і ε' в рівняння $Q' = \varepsilon' F' q$, отримуємо значення теплого потоку для круглого ребра.

2.4. Методика розрахунку

Для розрахунку коефіцієнта теплопередачі використовуємо критеріальні рівняння [8].

Для повітря, яке рухається по каналах, утворених площинами:

Число Нуссельта:

$$Nu_{n_i} = 0.21 \cdot Re_{n_i}^{0.8} \cdot Pr_n \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cnn}} \right),$$

де Pr_n – число Прандтля для повітря; Pr_{cnn} – число Прандтля для стінки.

$$Re_{n_i} = \frac{v_n \cdot d_{e_i}}{\nu_n},$$

де v_n – швидкість повітря, м/с; d_{e_i} – умовний діаметр, м; ν_n – густина повітря, кг/м³.

Для води, яка рухається по трубах:

Число Нуссельта:

$$Nu_e = 0.21 \cdot Re_e^{0.8} \cdot Pr_e \cdot \left(\frac{\mu_e}{\mu_{cme}} \right),$$

де Pr_e – число Прандтля для води; μ_e – динамічна вязкість води, Па·с; μ_{cme} – динамічна в'язкість стінки, Па·с.

$$Re_{n_i} = \frac{v_e \cdot d_m}{\nu_e},$$

де v_e – швидкість води, м/с; d_m – діаметр труби, м; ν_e – густина води, кг/м³.

Визначивши коефіцієнти теплопередачі, перераховуємо їх через кількість теплоти для плоского ребра для циліндричного ребра.

2.5. Результати дослідження

Для математичної моделі процесу теплообміну оребреної труби в середовищі MathCad було побудовано програму (ДОДАТОК А), де було змодельовано процес теплообміну для нагрівання повітря від 10 °С до 20 °С. В

результаті моделювання, отримано графік залежності кількості теплоти, що передається за одиницю часу для різної величини висоти ребрення (рис.2.6). При зміні висоти в 2 рази (від 10мм до 20мм), кількість теплоти збільшилась майже в 15 разів. Для діаметра ребра 45 мм, кількість теплоти, що знімається з нього, складає 32 Вт, тоді як для неоребреної труби – 2,5 Вт.

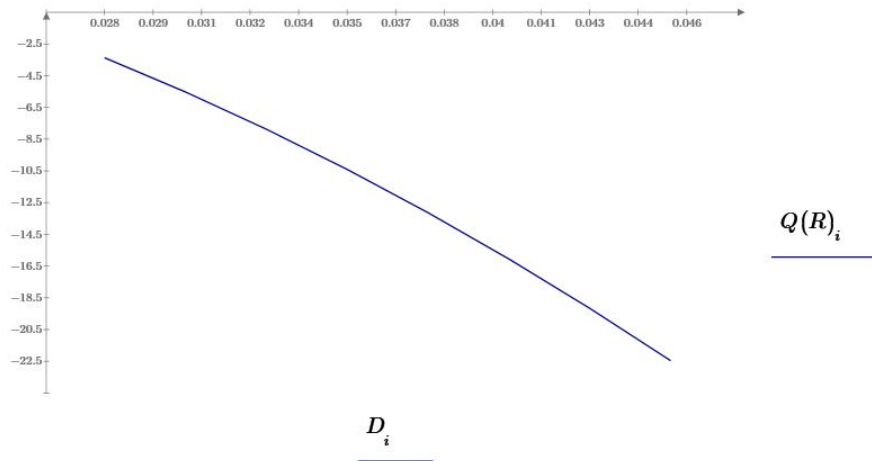


Рис. 2.6. Залежність кількості теплоти від довжини ребра (для одного диску), [Вт/м]

Також отримана залежність кількості теплоти від товщини ребра (рис.2.7). В цьому випадку слід зазначити, що зміна ширини в 2 рази (від 1мм до 2мм) впливає несуттєво (збільшення на 3%, від 21,83 Вт до 22,46 Вт).

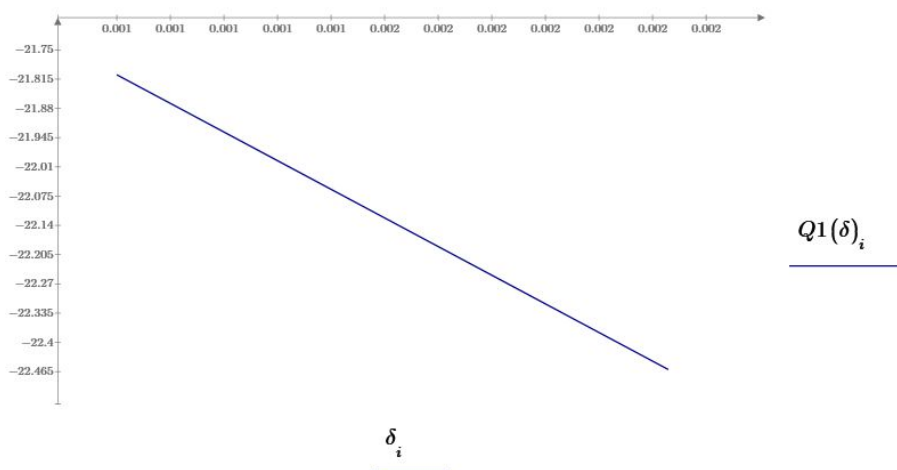


Рис. 2.7. Залежність кількості теплоти від ширини ребра (для максимального діаметру диска), [Вт/м]

Аналізувався також вплив кроку на кількість теплоти для труби довжиною 1м (рис.2.8). У цьому випадку зменшення кроку в 4 рази призводить до майже чотирікратного зростання кількості теплоти. Для кроку 5мм,

кількість теплоти – 3550 Вт/м, але не варто забувати про збільшення гідравлічного опору.

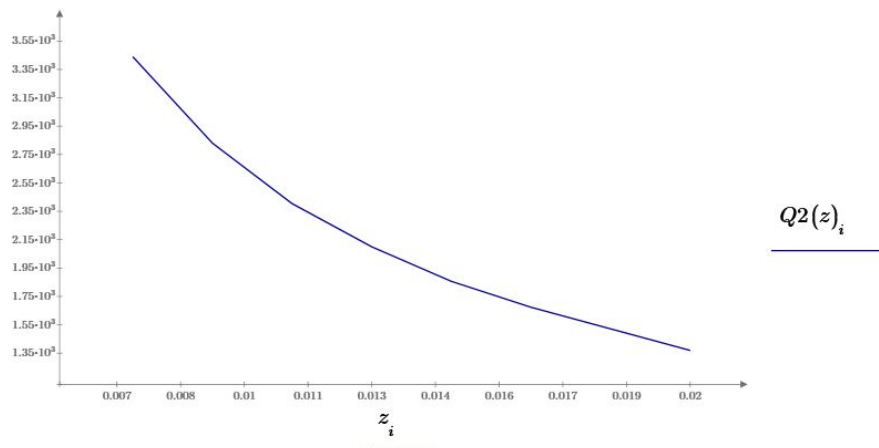


Рис.2.8 Залежність кількості теплоти від відстані між ребрами (для 1 м труби), [Вт/м]

2.6 Висновки

Створена математична модель адекватно описує процес теплопередачі в системі газ-рідина. Досліджено параметри оребрення, які можуть спростити як розрахунок, так і процес конструювання теплообмінного обладнання з розвиненими (оребреними) поверхнями.

Спираючись на результати моделювання, процесу в MathCad, можна стверджувати, що основним фактором, який впливає на ефективність даного оребрення, є висота ребра, яка дозволяє збільшити площу теплообміну труби (при зміні висоти в 2 рази (від 10мм до 20мм), кількість теплоти збільшилась майже в 15 разів; для діаметра ребра 45 мм, кількість теплоти, що знімається з нього, складає 32 Вт, тоді як для неоребреної труби – 2,5 Вт), в той час як ширина ребра зовсім несуттєво (при зміні ширини в 2 рази (від 1мм до 2мм) спостерігається збільшення на 3%, від 21,83 Вт до 22,46 Вт) впливає на процес теплопередачі. Також слід звернути увагу, що при зменшенні кроку в 4 рази спостерігається майже чотирикратне зростання кількості теплоти (для кроку 5мм, кількість теплоти – 3550 Вт/м), але не варто забувати про збільшення гідравлічного опору.

Підсумовуючи все вище сказане, можна зробити висновок, що ребрення запропонованої конфігурації суттєво збільшить площу теплообміну в обраному мною для оптимізації кожухотрубному теплообміннику.

3 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ТЕПЛООБМІНУ ОРЕБРЕНОЇ ТРУБИ

3.1 Методи комп'ютерного моделювання

Для моделювання було використане програмне забезпечення ANSYS, який базується на методі кінцевих елементів, а також була використана модель турбулентності k - ε .

Метод кінцевих елементів [9] – метод, розроблений для чисельного розв'язування складних проблем у механіці конструкцій та інших математичних задач. Наразі широко застосовується для розв'язування складних систем. У МКЕ, структурна модель записується набором відповідних кінцевих елементів, взаємопов'язаних у дискретних точках, вузлах. Елементи можуть мати фізичні властивості, такі як товщина, коефіцієнт теплового розширення, щільність, модуль Юнга, модуль зсуву і коефіцієнт Пуассона.

K - ε модель [10] є найбільш вдалою моделлю турбулентності першого рівня замикання. Для опису турбулентних величин в ній використовується система двох нелінійних дифузійних рівнянь – для масової щільності турбулентної енергії k і швидкості дисипації турбулентної енергії ε . K - ε модель широко застосовується для розрахунків великого кола завдань, в основному, для опису зсувної турбулентності, що не стискається.

3.2 Умови однозначності

Фізичний процес в реальному апараті: повітря нагрівається від $t=10^\circ\text{C}$ до $t=20^\circ\text{C}$, вода подається в трубний простір, повітря – в міжтрубний. Швидкість води $v_v=0,038$ м/с, швидкість повітря $v_n=23,57$ м/с. Матеріал перегородки – сталь.

Для моделювання обрано відрізок орєбреної труби (рис.3.1) з кількістю ребер $n=10$. Для даного відрізка побудований геометричний об'єм (рис.3.2), який може займати повітря, в якому вирізана труба разом з ребрами.

Фізичні умови однозначності реалізуються за рахунок використання

«бібліотечного» середовища Air, для якого характерні теплофізичні властивості повітря.

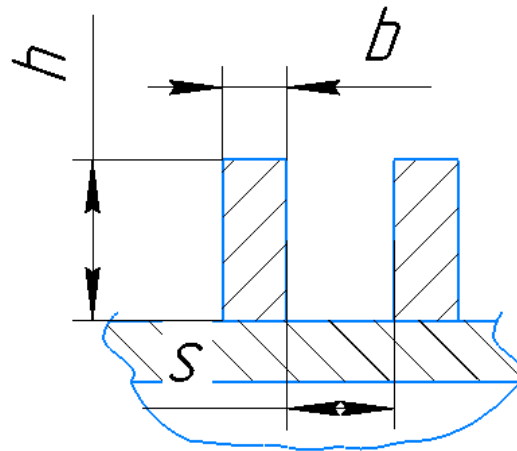


Рис.3.1. Фрагмент ребрення труби

Так як для моделювання використовується програмне забезпечення ANSYS, яке базується на методі кінцевих елементів, необхідно розбити об'єм на елементарні об'єми за допомогою відповідного модуля MESH.

Граничними умовами для даної задачі є вхід повітря, що реалізується за допомогою властивості «inlet» з наступними параметрами: температура $t_n=40\text{ }^\circ\text{C}$ і швидкість $v_n=1\text{ м/с}$, вихід повітря задається за допомогою властивості «outlet» з параметрами тиску, який приймаємо рівним атмосферному (тобто без додаткових гідравлічних опорів). Для зменшення навантаження на ПК, ми «викидаємо» трубу та замінюємо її граничними умовами «wall» з параметрами $t_{cm}=20\text{ }^\circ\text{C}$.

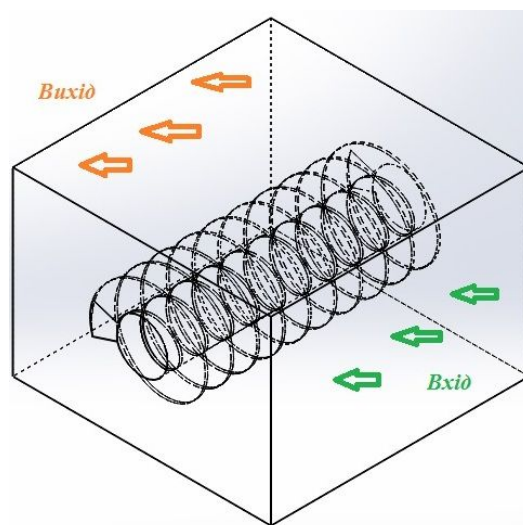


Рис.3.2. Комп'ютерна модель частини труби з ребренням

3.3 Аналіз результатів комп'ютерного моделювання

В результаті моделювання отриманий контур розподілу температур. Моделювання проводилось для різних значень ширини ребра, яке набуває значень 1 і 2 мм (рис.3.3, рис.3.4). в результаті збільшення ребра в 2 рази, на виході з об'єму максимальне значення температури майже не змінюється, але ширина області з максимальною температурою збільшується в декілька разів. У повздовжньому перерізі спостерігається збільшення зон з більш високою температурою. Максимальна температура після теплообмінної труби складає 49,5 °С.

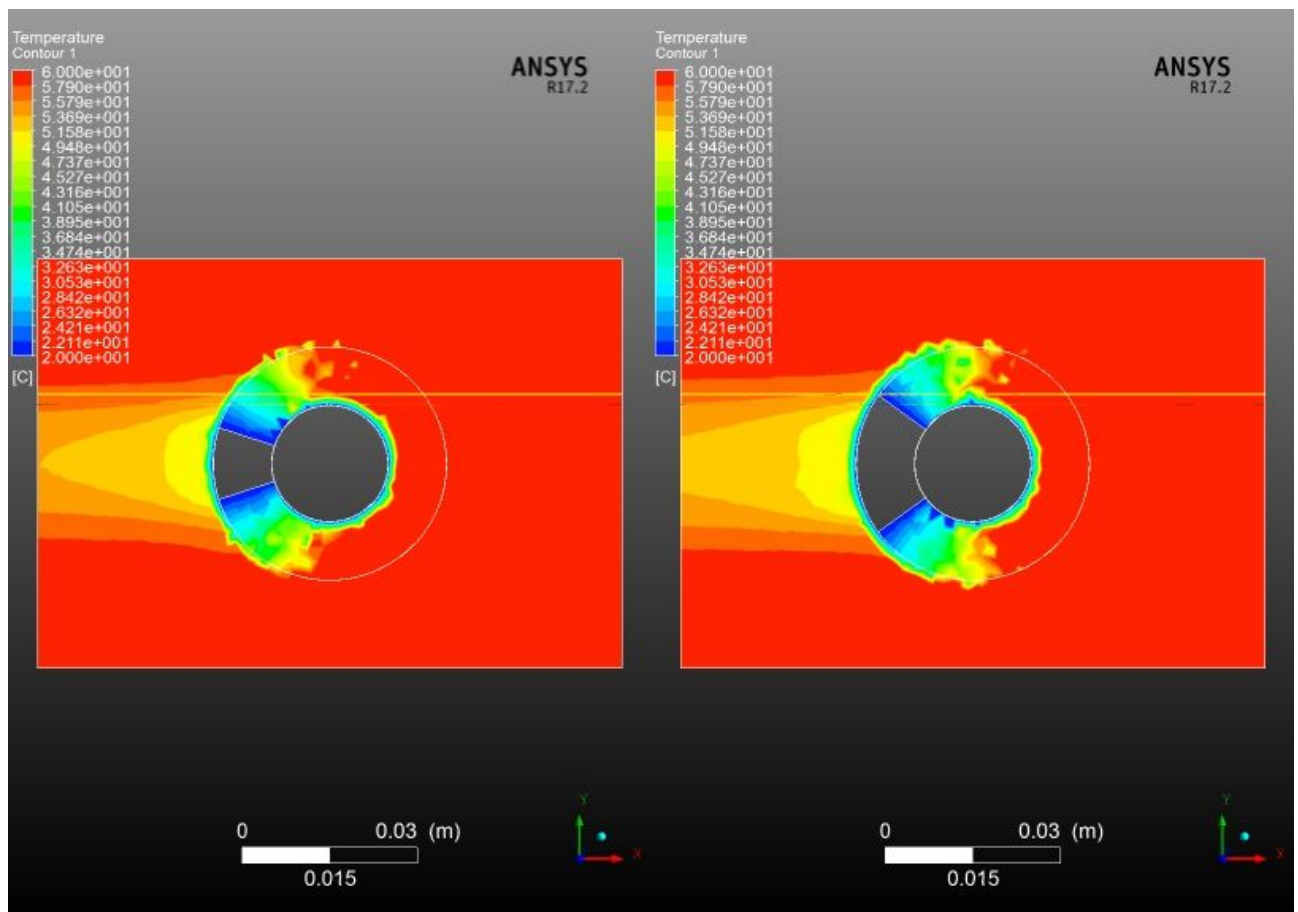


Рис.3.3. Контур температури у поперечному розрізі для моделювання зі зміною ширини ребра

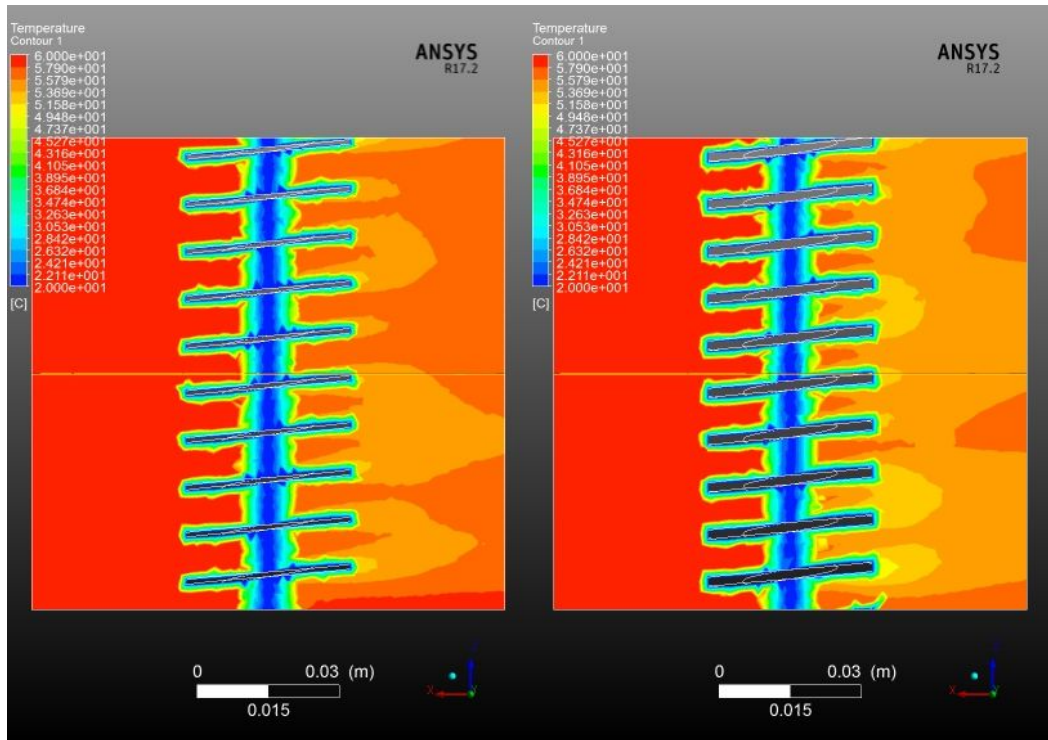


Рис.3.4. Контур температури у повздовжньому розрізі для моделювання зі зміною ширини ребра

Також проводилося дослідження для значень діаметрів оребрення 10 та 20 мм (рис.3.5, рис.3.6). Як і варто було очікувати, інтенсивність зміни температури найвища у варіанті з найбільшою площею ($h=20\text{мм}$, $b=2\text{мм}$). Якщо порівняти найменші та найбільші значення, контур температур більш рівномірний, а середнє значення температури на виході з об'єму складає $53\text{ }^\circ\text{C}$.

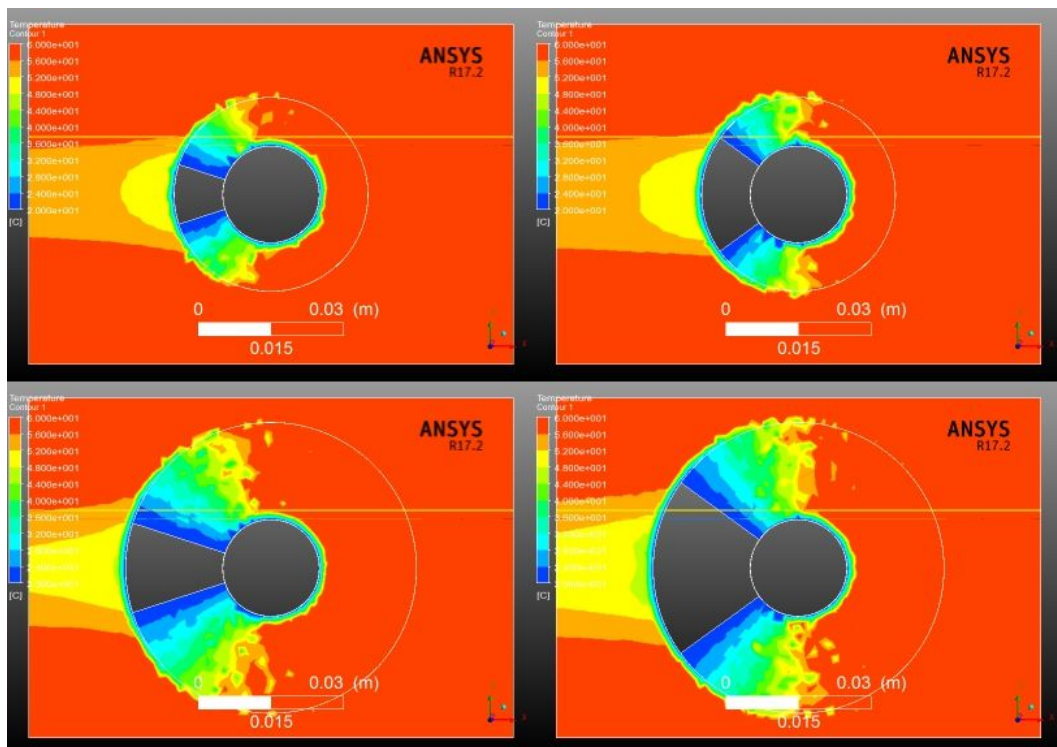


Рис.3.5. Контур температур у поперечному розрізі для 4 моделювань
($h=10\text{мм}$, $b=1\text{ мм}$; $h = 10\text{ мм}$, $b=2\text{ мм}$; $h = 20\text{ мм}$, $b=1\text{ мм}$; $h = 20\text{ мм}$, $b=2\text{ мм}$)

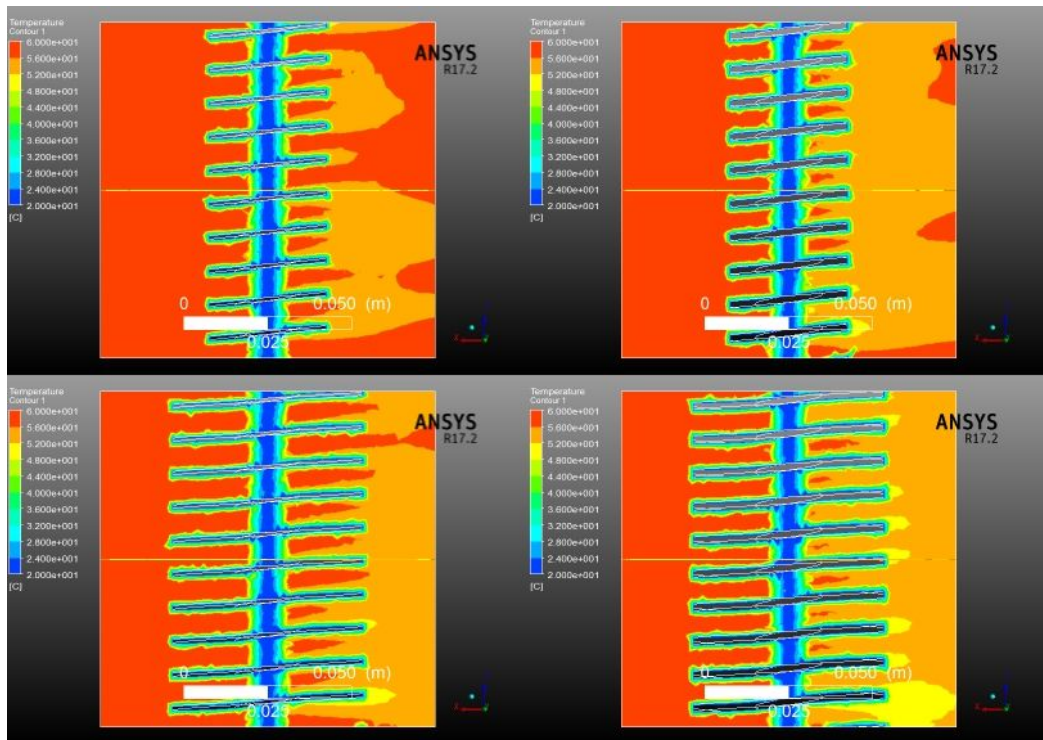
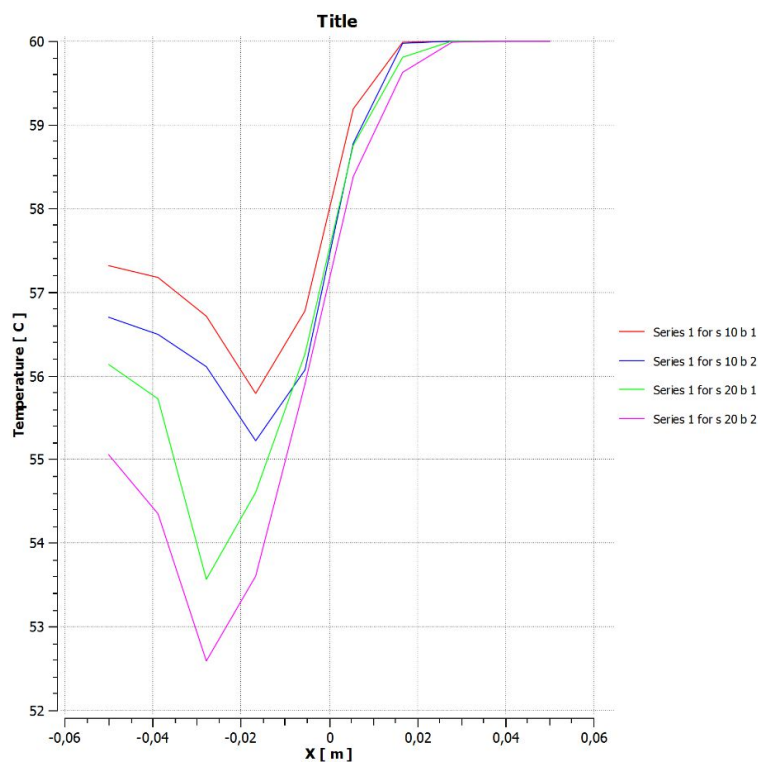


Рис.3.6. Контур температур у повздовжньому розрізі для 4 моделювань
($h=10\text{мм}$, $b=1\text{ мм}$; $h = 10\text{ мм}$, $b=2\text{ мм}$; $h = 20\text{ мм}$, $b=1\text{ мм}$; $h = 20\text{ мм}$, $b=2\text{ мм}$)

Для того, щоб оцінити відмінність температур при використанні різних за розмірами ребрень, був побудований графік залежності температур від довжини, що проходить повітря (рис.3.7). Як бачимо, різниця максимальних значень на лінії складає



виході по даній майже $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Рис.3.7. Графік температур проходження процесів

3.4 Висновки

З урахуванням того, що було змодельовано довжину труби для 10 витків, доцільно стверджувати, що ми можемо суттєво інтенсифікувати теплообмін в цілому.

Побудована комп'ютерна модель дає можливість аналізувати ступінь впливу параметрів оребрення на розподіл температур.

При збільшенні ширини та висоти оребрення в 2 рази, різниця температур на виході збільшується на $2,5^{\circ}\text{C}$, крім того, більша площа впливає на рівномірність розподілу температур.

Комп'ютерна модель дозволяє імітувати реальний фізичний процес, тому може використовуватися для побудови теплообмінного обладнання.

4 ПРАКТИЧНА РЕАЛІЗАЦІЯ РОЗРОБЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ТЕПЛООБМІННИКА КОЖУХОТРУБНОГО

4.1 Тепловий розрахунок апарата

Для розрахунків обираємо стандартний двоходовий теплообмінник кожухотрубний [11] із заданими параметрами (ГОСТ 15118-79):

Діаметр кожуха $D = 800 \text{ мм}$;

Загальна кількість труб – 442 шт;

Поверхня теплообміну $F = 69 \text{ м}^2$;

Довжина труб $l = 2 \text{ м}$.

В трубний простір теплообмінника подається знесолена холодна вода, в міжтрубний простір подається повітря, яке охолоджується. Продуктивність теплообмінника за виходом води становить

$$G_g = 10,8 \frac{\text{м}^3}{\text{годину}} = 3 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 3 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Вихідні дані:

Початкова температура повітря $t_n^n = 10^\circ \text{C}$;

Кінцева температура повітря $t_n^k = 20^\circ \text{C}$;

Початкова температура води $t_g^n = 50^\circ \text{C}$;

Кінцева температура води $t_g^k = 40^\circ \text{C}$;

Довжина труб у пучку $L = 2 \text{ м}$;

Внутрішній діаметр труб

$$d_{en} = 0,021 \text{ м};$$

Зовнішній діаметр труб $d_s = 0,025 \text{ м}$.

Теплоносії в теплообміннику, що розраховується, рухаються в змішаному режимі. Умовна схема потоків у кожухотрубному теплообмінному апараті наведена на рисунку 4.1.

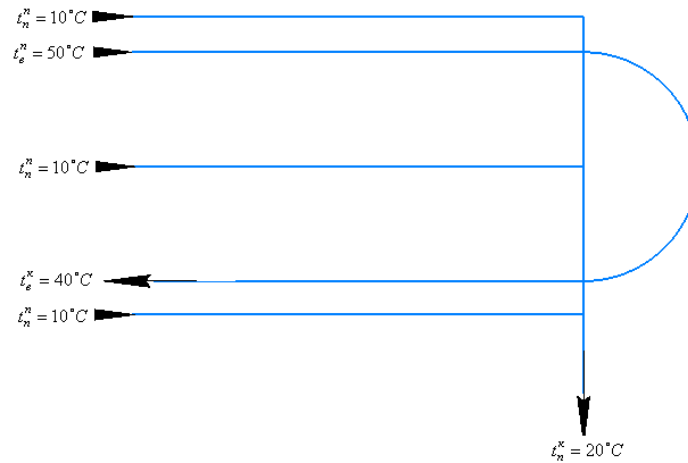


Рисунок 4.1 Схема руху потоків теплообмінного апарату:

1 – повітря, 2 - вода знесолена

Визначимо середню різницю температур теплоносія (повітря) та продукту (води):

більша різниця температур між гарячим теплоносієм та повітрям:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_g^n - t_n^n = 50 - 10 = 40^\circ C;$$

менша різниця температур між гарячим теплоносієм та повітрям:

$$\Delta t_m = t_g^k - t_n^k = 40 - 20 = 20^\circ C.$$

Визначаємо середню різницю температур за наступною формулою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}} = \frac{40 - 20}{\ln \frac{40}{20}} = 29^\circ C.$$

Обчислимо середню температуру повітря:

$$t_{cp} = t_n + \Delta t_{cp} = 23 + 29 = 52^\circ C.$$

Фізичні властивості води при $t = 23^\circ C$ [12]:

В'язкість:

$$\mu_g = 0,94 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с};$$

Теплопровідність:

$$\lambda_g = 0,6 \frac{Вт}{м \cdot ^\circ C};$$

Густина:

$$\rho_1 = 997 \frac{кг}{м^3};$$

Кінематична в'язкість:

$$\nu_1 = 0,95 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с};$$

Критерій температурного розширення:

$$\beta_g = 2,1 \cdot 10^{-4} \frac{1}{К};$$

Критерій Прандтля:

$$Pr_g = 6,5.$$

Розраховуємо число Грасгофа:

$$Gr_g = \frac{g \cdot d_{вн}^3}{\nu_g^2} \cdot \beta_g \cdot \Delta t = \frac{9,81 \cdot (0,021)^3}{(0,95 \cdot 10^{-6})^2} \cdot 2,1 \cdot 10^{-4} \cdot 10 = 480 \cdot 10^2.$$

$$Gr_g \cdot Pr_g = 480 \cdot 10^2 \cdot 6,5 = 3,12 \cdot 10^5 > 10^5.$$

Обчислюємо число Рейнольдса для потоку води:

$$Re_2 = \frac{\omega \cdot d_{вн}}{\nu_g} = \frac{0,038 \cdot 0,021}{0,95 \cdot 10^{-6}} = 8,4 \cdot 10^3.$$

Обчислюємо число Нуссельта для потоку води:

$$Nu_2 = 0,008 \cdot Re^{0,9} \cdot Pr^{0,43} = 0,008 \cdot (8,4 \cdot 10^3)^{0,9} \cdot 6,5^{0,43} = 60,88.$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від рідини до стінки труб α_2 :

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_g}{d_{вн}} = \frac{60,88 \cdot 0,6}{0,021} = 1739 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

$$R_{cm} = 78 \cdot 10^{-6} \frac{(м^2 \cdot К)}{Вт} \text{ – термічний опір стінки з урахуванням забруднень}$$

[12].

Фізичні властивості повітря [12]:

$\nu_{нов} = 18,9 \cdot 10^{-6} \frac{м^2}{с}$ — коефіцієнт кінематичної в'язкості ;

$\lambda_{нов} = 0,028 \frac{Вт}{м \cdot К}$ — коефіцієнт теплопровідності;

Масові витрати повітря:

$$G_n = \frac{Q_2}{c_n \cdot (t_n^n - t_n^k)} = \frac{75240}{1000 \cdot 64} = 1,7 \frac{кг}{с}.$$

$$\rho_{нов} = 1,29 \cdot \left(\frac{273}{273 + 57} \right) = 1,03 \frac{кг}{м^3}.$$

Витрати повітря:

$$V_{нов} = \frac{G_{нов}}{\rho_{нов}} = \frac{1,7}{1,03} = 1,65 \frac{м^3}{с}.$$

Швидкість повітря:

$$\omega_{нов} = \frac{V_{нов}}{f_{мтр}} = \frac{1,65}{0,07} = 23,57 \frac{м}{с}.$$

Обчислюємо число Рейнольдса для потоку повітря:

$$Re_1 = \frac{\omega_{нов} \cdot d_{зовн}}{\nu_{нов}} = \frac{23,57 \cdot 0,025}{18,9 \cdot 10^{-6}} = 3117,7.$$

Обчислюємо число Нуссельта для потоку повітря:

$$Nu_1 = 0,4 \cdot Re^{0,6} \cdot Pr^{0,36} = 0,4 \cdot (3117,7)^{0,6} \cdot 0,7^{0,36} = 43,91.$$

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до повітря α_1 :

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{нов}}{d_{зовн}} = \frac{43,91 \cdot 0,028}{0,025} = 49,17 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}.$$

Загальний коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + R_{cm} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{49,17} + 78 \cdot 10^{-6} + \frac{1}{1739}} = 48,43 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

Розрахункова площа теплообміну:

$$F_p = \frac{Q}{K \Delta t_{cp}} = \frac{75240}{48,43 \cdot 34} = 46,15 м^2.$$

Отже, площа теплообміну більша від розрахункового значення на 30%, тому приймаємо $F = 69 \text{ м}^2$.

4.2 Конструктивний розрахунок апарата

Визначимо розміри патрубків для робочих середовищ, вказаних в табл.

4.1.

Таблиця 4.1 Робочі середовища

Середовище	$\omega, \frac{\text{м}}{\text{с}}$	$\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$G, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$
Повітря	30	1,12	1,7
Вода	2	вхід 999,06 вихід 977,73	3

Діаметри патрубків визначаємо за формулою:

$$d_n = \sqrt{\frac{4G}{\pi \rho \omega}} = 1,13 \sqrt{\frac{G}{\rho \omega}}.$$

Діаметр патрубка для входу повітря в апарат:

$$d_n = 1,13 \sqrt{\frac{0,3}{1,12 \cdot 20}} = 0,10 \text{ м}.$$

Діаметр патрубка для входу води в апарат:

$$d'_e = 1,13 \sqrt{\frac{3}{998,06 \cdot 2}} = 0,043 \text{ м}.$$

Діаметр патрубка для виходу води з апарата:

$$d''_e = 1,13 \sqrt{\frac{3}{977,73 \cdot 2}} = 0,053 \text{ м}.$$

Приймаємо патрубки для входу води в апарат та виходу води з апарата

$$d_n = 0,050 \text{ м}.$$

4.3 Гідравлічний розрахунок апарата

Перевіряємо умову вибору рівняння для розрахунку коефіцієнта тертя води об стінки труб λ_{mp} :

$$Re > \frac{500d}{\Delta},$$

тут $Re = 8,4 \cdot 10^3$ - критерій Рейнольдса для потоку води, розрахований раніше;

$$d = 0,025 \text{ м} - \text{діаметр труб};$$

Δ - абсолютна шорсткість труб, для мідних труб $\Delta = 0,01$.

Тоді:

$$8,4 \cdot 10^3 > \frac{500 \cdot 0,025}{0,01},$$

$$8,4 \cdot 10^3 > 1250.$$

Так як рух потоку знаходиться в області квадратичного опору, коефіцієнт λ_{mp} не залежить від критерію Рейнольдса і визначається за формулою:

$$\lambda_{mp} = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,01}{0,025} \right)^{0,25} = 0,087.$$

Обчислюємо суму коефіцієнтів місцевих опорів в апараті:

$$\sum_{i=1}^k \xi_m = 5 + 2,5(z-1) = 5 + 2,5(5-1) = 20.$$

Гідравлічний опір руху води в апараті обчислюємо за формулою:

$$\begin{aligned} \Delta p &= \left(\lambda \frac{l_0}{d} + \sum_{i=1}^k \xi_m \right) \frac{\omega^2 \rho}{2} = \\ &= \left(0,087 \frac{14,6}{0,025} + 20 \right) \frac{6,2^2 \cdot 988,65}{2} = 380037,06 \text{ Па}. \end{aligned}$$

Визначимо потужність приводу насоса за формулою:

$$N = \frac{v \Delta p}{\rho \eta},$$

тут v - об'ємна витрата рідини;

η - коефіцієнт корисної дії насоса.

$$N = \frac{3 \cdot 380037,06}{988,65 \cdot 0,8} = 1441,5 \text{ Вт}.$$

4.4 Розрахунок трубної решітки

Розрахуємо товщину трубної решітки.

Визначимо радіус інерції поперечного перерізу труби:

$$r = 0,25 \sqrt{d_{\text{вн}}^2 + d_3^2} = 0,25 \sqrt{0,021^2 + 0,025^2} = 0,0081 \text{ м}.$$

Визначимо гнучкість труби. Для $r = 0,0081 \text{ м}$ та довжини труб 2 м гнучкість $\lambda = 2,65$.

З [12] знаходимо коефіцієнт зменшення допустимого навантаження осьового стискання для $\lambda = 2,65$ $\varphi = 0,81$.

Перевіримо стійкість труб за умовою:

$$\frac{d_3^2 p_m}{d_3^2 - d_{\text{вн}}^2} \leq \varphi \sigma_{\text{сд}},$$

де $\sigma_{\text{сд}} = 186,3 \text{ Па}$ - допустиме напруження матеріалу труб на стиск.

Таким чином

$$\frac{0,025 \cdot 0,88}{0,025^2 - 0,022^2} \leq 0,81 \cdot 186,3$$

$$119,56 < 150,9,$$

тобто стійкість труб забезпечується.

Визначимо середнє арифметичне сторін прямокутника в решітці, утвореного центрами чотирьох суміжних труб:

$$l_1 = 1,18t = 1,18 \cdot 0,052 = 0,061 \text{ м}.$$

Те ж саме для двох суміжних труб та контуру решітки:

$$l_2 = \frac{D_e - t(b-1) + 2t}{4} = \frac{0,5 - 0,052(7-1) + 2 \cdot 0,052}{4} = 0,073 \text{ м}$$

Ведемо розрахунок по більшому значенню $l_2 = 0,073 \text{ м}$.

Визначаємо номінальну розрахункову висоту трубної решітки за формулою:

$$h' = 0,525l \sqrt{\frac{P_m}{\left(1 - 0,7 \frac{d_{\text{вн}}}{l}\right) \sigma_d}} = 0,525 \cdot 0,073 \sqrt{\frac{0,88}{\left(1 - 0,7 \frac{0,025}{0,073}\right) 186,3}} = 0,0315 \text{ м}.$$

Приймаємо висоту трубної решітки $h = 0,032 \text{ м}$.

4.5 Розрахунок стінки корпусу апарата на міцність під дією внутрішнього тиску

Розрахункова товщина стінки обичайки:

$$S_R = \frac{P \cdot D}{2 \cdot [\sigma] - P} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,8}{2 \cdot 140 \cdot 10^6 - 0,3 \cdot 10^6} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$ – допустиме напруження для сталі 12Х18Н10Т при температурі стінки $120 \text{ }^\circ\text{C}$;

$P = 0,3 \text{ МПа}$ - тиск в апараті;

$D = 0,8 \text{ м}$ - внутрішній діаметр корпусу.

Виконавча товщина стінки:

$$S = S_R + c = S_R + c_1 + c_2 + c_3 + c_4 = (0,5 + 0,5 + 0,4 + 0 + 2,6) \cdot 10^{-3} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де c_1 – прибавка на товщину стінки, яка враховує корозію і ерозію,

$$c_1 = \Pi \cdot \tau = 0,05 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де Π – проникність, або швидкість корозії. Приймаємо $\Pi = 0,05 \frac{\text{мм}}{\text{рік}}$;

$c_2 = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – прибавка на компенсацію мінусового допуску на товщині листа;

c_3 – технологічна прибавка, яка враховує стоншення листа внаслідок технологічних операцій, приймаємо $c_3 = 0$;

c_4 – прибавка на округлення до стандартного значення [13].

Приймаємо товщину стінки $S = 4$ мм.

Допустимий тиск:

$$[P] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (S - c)}{D + S - c} = \frac{2 \cdot 140 \cdot (0,004 - 0,0035)}{0,8 + 0,004 - 0,0035} = 0,46 \cdot 10^6 \text{ Па} .$$

Перевіряємо умову міцності:

$$P \leq [P]$$

$$0,3 \text{ МПа} \leq 0,46 \text{ МПа} .$$

Умова міцності виконується, що означає, що корпус апарата сконструйовано і обрано вірно і немає необхідності його додатково укріплювати, адже він не зруйнується при заданих умовах технологічного процесу.

4.6 Моделювання навантаження стінок корпусу апарата на міцність під дією внутрішнього тиску

Для моделювання стану циліндричної обичайки під дією внутрішнього тиску використовується програмне забезпечення SolidWorks. Для забезпечення геометричних умов однозначності, було використано геометрію (рис.4.2).

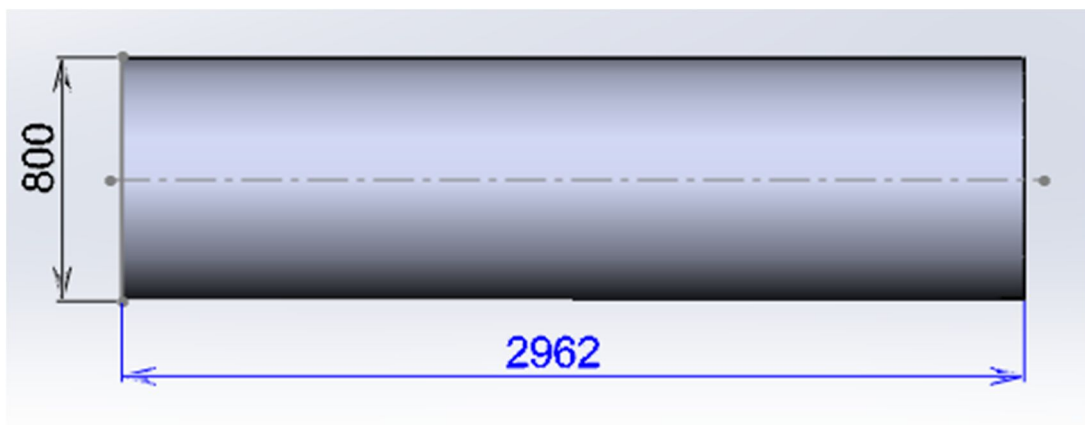


Рис.4.2. Геометрія циліндричної обичайки

Для забезпечення фізичних умов однозначності з «бібліотеки» було обрано матеріал AISI 316 неіржавна сталь, яка має наступні параметри:

$E_n = 19 \text{ МПа}$ - модуль пружності;

$\mu = 0,27$ - коефіцієнт Пуассона.

Граничними умовами для даної задачі є жорстка фіксація кромки та задача тиску на внутрішню поверхню з величиною 0,3 МПа.

За результатами моделювання навантаження отримана епюра (рис.4.3).

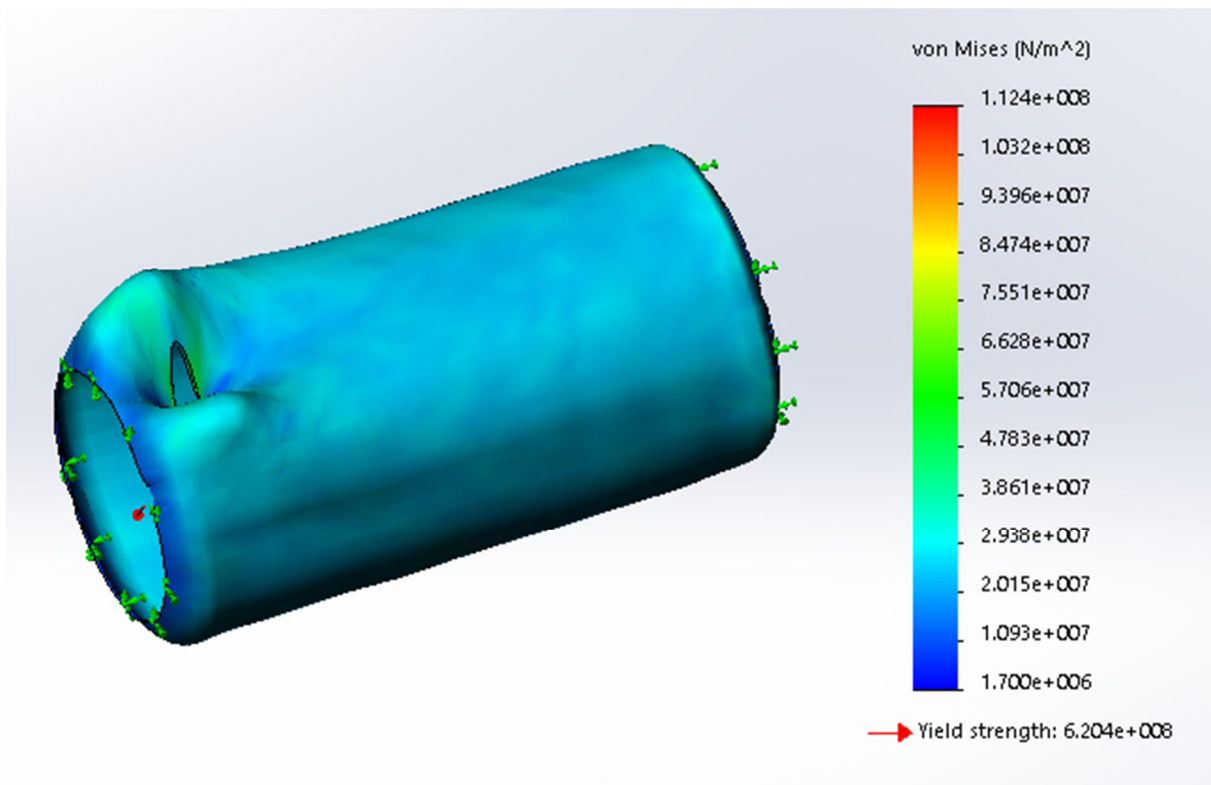


Рис.4.3 Епюра навантаження циліндричної обичайки

З даної епюри видно, що найбільше навантаження, величиною в 112 МПа, є меншим за границю текучості, а найбільш небезпечним місцем у цьому перерізі, очікувано, є отвір під штуцер, де і виникає максимальне значення.

За результатами моделювання можна зробити висновок, що дана обичайка задовольняє умову міцності і може бути використана для заданих навантажень.

4.7 Розрахунок еліптичного днища апарата на міцність під дією внутрішнього тиску

Розрахункова товщина днища:

$$S_R = \frac{P \cdot R}{2 \cdot [\sigma] - 0,5P} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 0,25}{2 \cdot 140 \cdot 10^6 - 0,5 \cdot 0,3 \cdot 10^6} = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$ – допустиме напруження для сталі 12Х18Н10Т при температурі стінки 120°C .

Виконавча товщина стінки днища:

$$S = S_R + c = S_R + c_1 + c_2 + c_3 + c_4 = (0,4 + 0,5 + 0,4 + 0 + 3,1) \cdot 10^{-3} = 4 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де c_1 – прибавка на товщину стінки, яка враховує корозію і ерозію,

$$c_1 = \Pi \cdot \tau = 0,05 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де Π – проникність, або швидкість корозії. Приймаємо $\Pi = 0,05 \frac{\text{мм}}{\text{рік}}$;

$c_2 = 0,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ – прибавка на компенсацію мінусового допуску на товщині листа;

c_3 – технологічна прибавка, яка враховує стоншення листа внаслідок технологічних операцій, приймаємо $c_3 = 0$;

c_4 – прибавка на округлення до стандартного значення.

Приймаємо товщину стінки днища $S = 4 \text{ мм}$.

Допустимий тиск:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot (S - c)}{R + 0,5 \cdot (S - c)} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 10^6 \cdot (0,004 - 0,0036)}{0,2 + 0,5 \cdot (0,004 - 0,0036)} = 1,72 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Перевіряємо умову міцності:

$$P \leq [P]$$

$$0,3 \text{ МПа} \leq 1,72 \text{ МПа}.$$

Умова міцності виконується, що означає, що днище апарата сконструйовано і обрано вірно і немає необхідності його додатково

укріплювати, адже він не зруйнується при заданих умовах технологічного процесу.

4.8 Моделювання навантаження еліптичного днища апарата на міцність під дією внутрішнього тиску

Для забезпечення геометричних умов однозначності, було використано геометрію (рис.4.4).

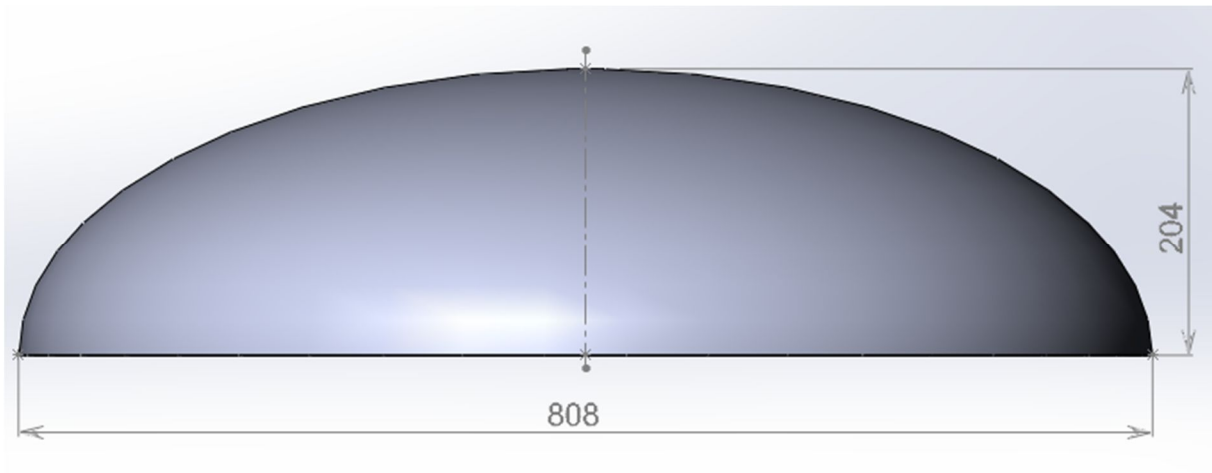


Рис.4.4 Геометрія еліптичного днища

Для забезпечення фізичних умов однозначності з «бібліотеки» було обрано матеріал AISI 316 неіржавна сталь.

Граничними умовами для даної задачі є жорстка фіксація кромки та задача тиску на внутрішню поверхню з величиною 0,3 МПа. За результатами моделювання отримано наступну епюру (рис.4.5).

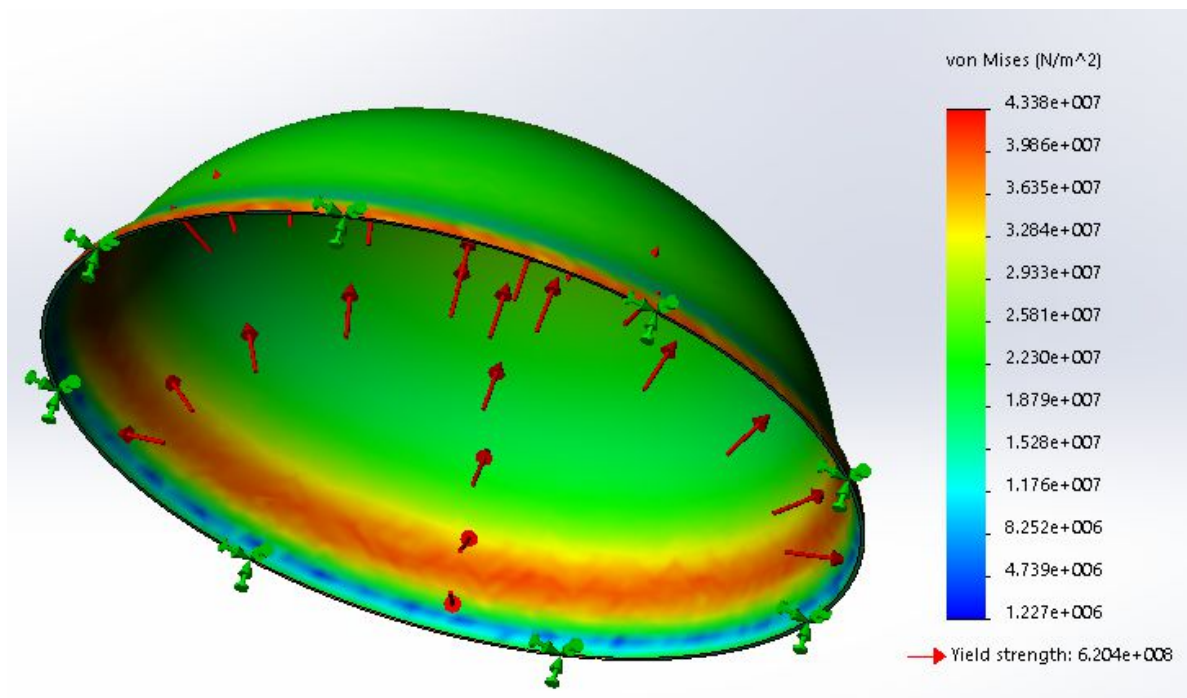


Рис.4.5 Епюра навантаження еліптичного днища

З даної епюри видно, що найбільше навантаження, величиною в 433 МПа, є меншим за границю текучості, тому можна зробити висновок, що дане днище задовольняє умову міцності і може бути використане для заданих навантажень.

4.9 Моделювання навантаження розподільної камери на міцність під дією внутрішнього тиску

Для забезпечення геометричних умов однозначності, було використано геометрію (рис.4.6).

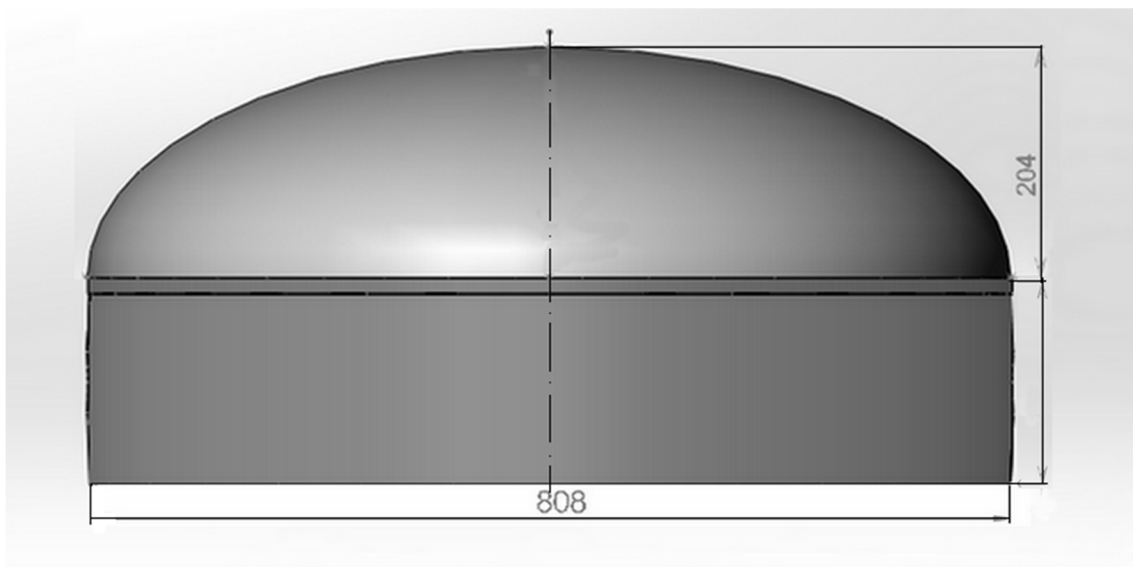


Рис.4.6 Геометрія розподільної камери

Для забезпечення фізичних умов однозначності з «бібліотеки» було обрано матеріал AISI 316 неіржавна сталь.

Граничними умовами для даної задачі є жорстка фіксація кромки та задача тиску на внутрішню поверхню з величиною 0,3 МПа. За результатами моделювання отримано наступну епюру (рис.4.7).

З даної епюри видно, що найбільше навантаження, величиною в 439 МПа, є меншим за границю текучості, тому можна зробити висновок, що розподільна камера задовольняє умову міцності і може бути використане для заданих навантажень.

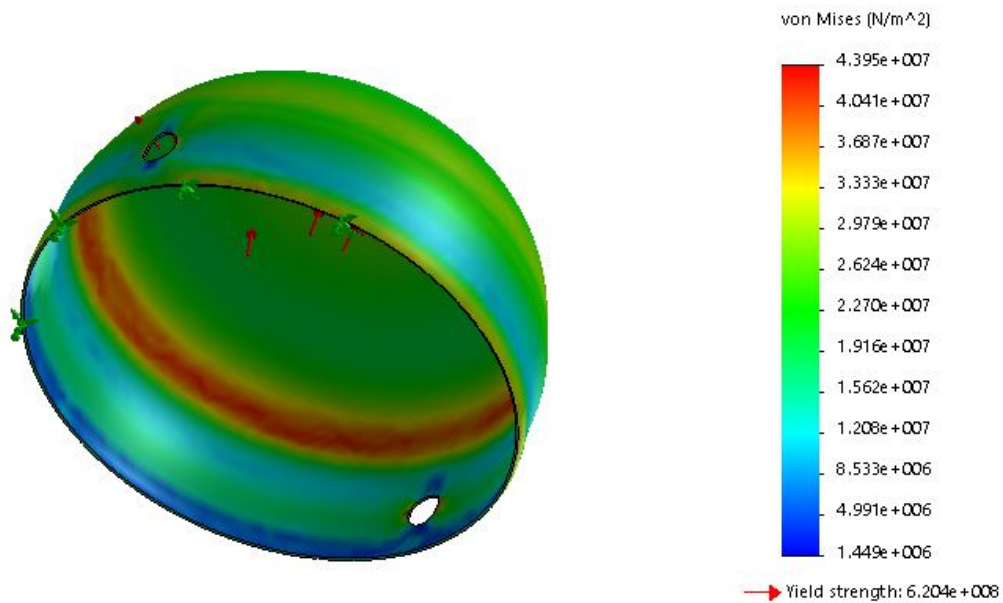


Рис.4.7 Епюра навантаження розподільної камери

4.10 Розрахунок фланцевого з'єднання корпусу теплообмінника

При внутрішньому діаметрі $D = 0,8\text{ м}$ та внутрішньому тиску в апараті $p_p = 0,3\text{ МПа}$ обираємо плоскі приварні фланці з гладкою ущільнюючою поверхнею (рисунок 4.8).

Проведемо конструктивний розрахунок фланця.

Висота втулки фланця:

$$h_g = 0,5\sqrt{D(s_o - c)} = 0,5\sqrt{0,8(0,004 - 0,00164)} = 0,021\text{ м}.$$

Приймаємо висоту втулки $h_g = 0,05\text{ м}$.

Діаметр болтової окружності:

$$D_o = D + 2(2s_o + d_o + u) = 0,8 + 2(2 \cdot 0,004 + 0,020 + 0,004) = 0,865\text{ м},$$

де $d_o = 20\text{ мм}$ – зовнішній діаметр болта при $D = 0,8\text{ м}$ та $p_p = 0,3\text{ МПа}$;

$u = 0,004\text{ м}$ – нормативний зазор.

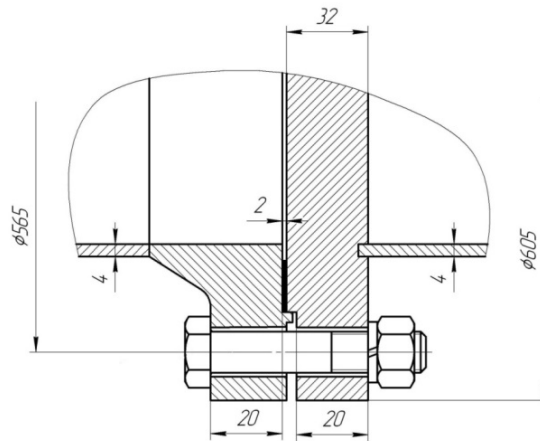


Рисунок 4.8 Фланець плоский приварний

Зовнішній діаметр фланця:

$$D_3 = D_6 + a = 0,865 + 0,040 = 0,905 \text{ м},$$

де $a = 0,04 \text{ м}$ – конструктивна добавка для розміщення шестигранних гайок з діаметром болта $d_6 = 0,02 \text{ м}$ по діаметру фланця.

Зовнішній діаметр прокладки для плоского фланця:

$$D_{з.п.} = D_6 - e = 0,865 - 0,030 = 0,835 \text{ м},$$

де $e = 0,03 \text{ м}$ – нормативний параметр для плоскої прокладки.

Середній діаметр прокладки:

$$D_{с.п.} = D_{з.п.} - b = 0,835 - 0,012 = 0,822 \text{ м},$$

де $b = 0,012 \text{ м}$ – ширина плоскої неметалевої прокладки для апарату з діаметром $D \leq 1 \text{ м}$.

Кількість болтів, що необхідна для забезпечення герметичності з'єднання:

$$n_6 \geq \frac{\pi D_6}{t_k} = \frac{3,14 \cdot 0,865}{0,09} = 30,1,$$

де $t_k = 4,5d_6 = 4,5 \cdot 0,02 = 0,09 \text{ м}$ – рекомендований крок розташування болтів, для апаратів, що працюють під робочим тиском в межах $p_p = 0,3 - 0,6 \text{ МПа}$.

Приймаємо кількість болтів $n_{\phi} = 24$, що кратна чотирьом.

Висота фланця:

$$h_{\phi} \geq \lambda_{\phi} \sqrt{Ds_{ек}} = 0,4 \sqrt{0,8 \cdot 0,006} = 0,027 \text{ м},$$

де λ_{ϕ} – поправочний коефіцієнт для плоских фланців, що працюють під робочим тиском $p_p = 0,3 \text{ МПа}$;

$s_{ек} = s_o = 0,004 \text{ м}$ – еквівалентна товщина для втулки плоских приварних фланців.

Приймаємо висоту фланця $h_{\phi} = 0,02 \text{ м}$.

Розрахункова довжина болта:

$$l_{\phi} = l_{\phi,o} + 0,28d_{\phi} = 0,064 + 0,28 \cdot 0,020 = 0,071 \text{ м},$$

де $l_{\phi,o} = 2(h_{\phi} + h_n) = 2(0,02 + 0,002) = 0,064 \text{ м}$ – відстань між опорними поверхнями головки болта та гайки при товщині прокладки $h_n = 0,002 \text{ м}$.

Рівнодіюча внутрішнього тиску:

$$F_{\phi} = \frac{p_p \pi D^2}{4} = \frac{0,3 \cdot 3,14 \cdot 0,8^2}{4} = 0,15 \text{ МН}.$$

Реакція прокладки:

$$R_n = \pi D_{c.n.} b_o k_{np} p_p = 3,14 \cdot 0,822 \cdot 0,012 \cdot 1 \cdot 0,3 = 0,010 \text{ МН},$$

де $k_{np} = 1$ – коефіцієнт для резини з твердістю вище $1,2 \text{ МПа}$;

$b_o = b = 0,012 \text{ м}$ – ефективна ширина прокладки, так як $b < 0,015 \text{ м}$.

Зусилля, що виникає від температурних деформацій:

$$F_t = \frac{y_{\phi} n_{\phi} f_{\phi} E_{\phi} (\alpha_{\phi} t_{\phi} - \alpha_{\phi} t_{\phi})}{y_n + y_{\phi} + 0,5 y_{\phi} (D_{\phi} - D_3)^2} =$$

$$= \frac{5,5 \cdot 10^{-5} \cdot 24 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 1,95 \cdot 10^5 (16,6 \cdot 10^{-6} \cdot 76,8 - 11,2 \cdot 10^{-6} \cdot 76)}{4,5 \cdot 10^{-3} + 5,5 \cdot 10^{-5} + 0,5 \cdot 0,95 (0,864 - 0,8)^2} = 0,0042 \text{ МН},$$

де $\alpha_\phi = 16,6 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ C}$ та $\alpha_\sigma = 11,2 \cdot 10^{-6} \frac{1}{^\circ C}$ – відповідно коефіцієнти лінійного розширення матеріалу фланців (сталь 12 X 18 H 10 T) та болтів (сталь 35);

$t_\phi = 0,96t = 0,96 \cdot 80 = 76,8^0 C$ – розрахункова температура неізолюваних фланців;

$t_\sigma = 0,95t = 0,95 \cdot 80 = 76^0 C$ – розрахункова температура болтів;

$E_\sigma = 1,95 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності для болтів зі сталі 35;

$f_\sigma = 2,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – розрахункова площа поперечного перерізу болта діаметром $d_\sigma = 0,02 \text{ м}$;

$n_\sigma = 24$ – кількість болтів;

y_σ, y_n, y_ϕ – піддатливість відповідно болтів, прокладки фланців:

$$y_\sigma = \frac{l_\sigma}{E_\sigma f_\sigma n_\sigma} = \frac{0,071}{1,95 \cdot 10^5 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4} \cdot 24} = 5,5 \cdot 10^{-5} \frac{\text{м}}{\text{МН}},$$

$$y_n = \frac{h_n}{E_n \pi D_{c.n.} b} = \frac{0,002}{16 \cdot 3,14 \cdot 0,822 \cdot 0,012} = 4,5 \cdot 10^{-3} \frac{\text{м}}{\text{МН}},$$

де $E_n = 16 \text{ МПа}$ – модуль пружності для прокладки із резини з твердістю вище 1,2 МПа [7];

$$y_\phi = \frac{[1 - \nu(1 + 0,9\lambda'_\phi)]\psi_2}{h_\phi^3 E} = \frac{[1 - 0,438(1 + 0,9 \cdot 0,463)]13,5}{0,02^3 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0,95 \frac{1}{\text{МН} \cdot \text{м}},$$

$$\text{де } \lambda'_\phi = \frac{h_\phi}{\sqrt{Ds_\sigma}} = \frac{0,02}{\sqrt{0,8 \cdot 0,004}} = 0,463;$$

$$\psi_2 = \frac{D_3 + D}{D_3 - D} = \frac{0,865 + 0,8}{0,865 - 0,8} = 13,5;$$

$$\nu = \frac{1}{1 + 0,9\lambda'_\phi \left(1 + \frac{\psi_1 h_\phi^2}{s_\sigma^2}\right)} = \frac{1}{1 + 0,9 \cdot 0,463 \left(1 + \frac{0,083 \cdot 0,02^2}{0,004^2}\right)} = 0,438,$$

$$\text{де } \psi_1 = 1,28 \lg \left(\frac{D_3}{D} \right) = 1,28 \lg \left(\frac{0,865}{0,8} \right) = 0,083;$$

$E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ – модуль пружності для фланця зі сталі 12 Х18 Н10Т.

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання:

$$k_{жс} = \frac{y_{\delta} + 0,5 y_{\phi} (D_{\delta} - D - s_o)(D_{\delta} - D)}{y_n + y_{\delta} + 0,5 y_{\phi} (D_{\delta} - D)^2} =$$

$$= \frac{5,5 \cdot 10^{-5} + 0,5 \cdot 0,95(0,864 - 0,8 - 0,004)(0,864 - 0,8)}{4,5 \cdot 10^{-3} + 5,5 \cdot 10^{-5} + 0,4 \cdot 0,95(0,864 - 0,8)^2} = 0,25.$$

Болтове навантаження в умовах монтажу до подачі внутрішнього тиску:

$$F_{\delta 1} = \max \left\{ \begin{array}{l} k_{жс} F_{\delta} + R_n = 0,25 \cdot 0,167 + 0,011 = 0,0528 \text{ МН} \\ 0,5 \pi D_{c.n} b_o p_{np} = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 0,822 \cdot 0,012 \cdot 3 = 0,0413 \text{ МН} \end{array} \right\} = 0,0528 \text{ МН},$$

де $p_{np} = 3 \text{ МПа}$ – мінімальний тиск обхвату прокладки.

Болтове навантаження при робочих умовах:

$$F_{\delta 2} = F_{\delta 1} + (1 - k_{жс}) F_{\delta} + F_t = 0,0528 + (1 - 0,25) 0,167 + 0,0042 = 0,182 \text{ МПа}.$$

Приведений згинаючий момент:

$$M_o = \max \left\{ \begin{array}{l} 0,5(D_{\delta} - D_{c.n}) F_{\delta 1} = 0,5(0,864 - 0,822) 0,0528 = 0,0011 \text{ МН} \cdot \text{м} \\ 0,5[(D_{\delta} - D_{c.n}) F_{\delta 2} + (D_{c.n} - D - s_o) F_{\delta}] \frac{[\sigma]_{20}}{[\sigma]} = \\ = 0,5[(0,864 - 0,822) 0,182 + (0,822 - 0,8 - 0,004) 0,167] \frac{160}{154} = \\ = 0,0061 \text{ МН} \cdot \text{м} \end{array} \right\} = 0,0061 \text{ МН} \cdot \text{м},$$

де $[\sigma]_{20} = 160 \text{ МПа}$ та $[\sigma] = 154 \text{ МПа}$ – відповідно допустиме напруження для матеріалу фланця при 20°C та при розрахунковій температурі $t = 80^{\circ} \text{C}$.

Проведемо перевірку міцності та герметичності з'єднання [14]. Умова міцності болтів виконується:

$$\frac{F_{\delta 1}}{n_{\delta} f_{\delta}} < [\sigma]_{\delta 20} \quad \frac{0,0528}{24 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}} = 8 \text{ МПа} < 130 \text{ МПа},$$

$$\frac{F_{\sigma 2}}{n_{\sigma} f_{\sigma}} < [\sigma]_{\sigma} \quad \frac{0,182}{24 \cdot 2,35 \cdot 10^{-4}} = 29 \text{ МПа} < 127 \text{ МПа},$$

де $[\sigma]_{\sigma 20} = 130 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\sigma} = 127 \text{ МПа}$ – допустиме напруження для сталевих болтів при 20°C .

Умова міцності неметалевої прокладки з резини виконується:

$$\frac{F_{\sigma_{\max}}}{\pi D_{c.n.} b} < [p_{np}] \quad \frac{0,182}{3,14 \cdot 0,422 \cdot 0,012} = 6,6 \text{ МПа} < 20 \text{ МПа},$$

де $[p_{np}] = 20 \text{ МПа}$ – допустимий тиск обхвату прокладки з резини твердістю від $1,2 \text{ МПа}$;

$$F_{\sigma_{\max}} = \max \{F_{\sigma 1}; F_{\sigma 2}\} = \max \{0,0528 \text{ МПа}; 0,182 \text{ МПа}\} = 0,182 \text{ МПа},$$

де $s_1 = s_o$, так як у плоского приварного фланця втулка циліндрична;

$$f_{\phi} = 1, \text{ так як } \frac{s_1}{s_o} = 1;$$

$$D^* = D = 0,8 \text{ м}, \text{ так як } D > 20s_o \quad (0,8 > 20 \cdot 0,006 = 0,12 \text{ м});$$

$$T_{\phi} = \frac{D_3^2 \left[1 + 8,55 \lg \frac{D_3}{D} \right] - D^2}{(1,05D^2 + 1,945D_3^2) \left(\frac{D_3}{D} - 1 \right)} = \frac{0,805^2 \left[1 + 8,55 \lg \frac{0,805}{0,8} \right] - 0,8^2}{(1,05 \cdot 0,8^2 + 1,945 \cdot 0,805^2) \left(\frac{0,805}{0,8} - 1 \right)} = 1,853.$$

Напруження на втулці від внутрішнього тиску:

– тангенційне

$$\sigma_t = \frac{p_p D}{2(s_o - c)} = \frac{0,3 \cdot 0,8}{2(0,004 - 0,00164)} = 32 \text{ МПа};$$

– меридіальне

$$\sigma_m = \frac{p_p D}{4(s_o - c)} = \frac{0,3 \cdot 0,8}{4(0,004 - 0,00164)} = 16 \text{ МПа}.$$

Умова міцності для перерізу, що обмежений розміром $s = 0,004 \text{ м}$, виконується:

$$\sqrt{(\sigma_o + \sigma_m)^2 + \sigma_i^2} - (\sigma_o + \sigma_m)\sigma_i < \phi[\sigma]_o$$

$$\sqrt{(372+16)^2 + 32^2} - (372+16)32 = 373 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 600 = 540 \text{ МПа},$$

де $[\sigma]_o = 0,003E = 0,003 \cdot 2 \cdot 10^5 = 600 \text{ МПа}$ – допустиме напруження у фланці.

Кільцеве напруження у кільці фланця:

$$\sigma_\kappa = \frac{M_o [1 - \nu(1 + 0,9\lambda'_\phi)] \psi_2}{Dh_\phi^2} = \frac{0,0061 [1 - 0,438(1 + 0,9 \cdot 0,463)] 13,5}{0,8 \cdot 0,03^2} = 49,6 \text{ МПа} .$$

Умова герметичності фланцевого з'єднання виконується:

$$\theta = \frac{\sigma_\kappa}{E} \frac{D}{h_\phi} < [\theta];$$

$$\theta = \frac{49,6}{2 \cdot 10^5} \frac{0,8}{0,03} = 0,0058 \text{ рад} < 0,013 \text{ рад},$$

де θ – кут повороту фланця;

$[\theta]$ – допустимий кут повороту плоского фланця.

4.11 Розрахунок теплової ізоляції апарата

В якості матеріалу для ізоляції обрано вату мінеральну ВМСТ ГОСТ 4640-93, що має коефіцієнт теплопровідності $\lambda_i = 0,72 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$. Приймаємо температуру зовнішньої поверхні стінки $t_{cm} = 45^\circ \text{C}$. Температуру зовнішнього середовища $t_0 = 22^\circ \text{C}$ [13]. Тоді товщина шару ізоляції:

$$s_i = \frac{\lambda_i (t_1 - t_{cm})}{\alpha_3 (t_{cm} - t_0)} = \frac{0,72(100 - 45)}{26,7(45 - 22)} = 0,064 \text{ м},$$

тут $\alpha_3 = 9,3 + 0,058t_{cm} = 9,3 + 0,058 \cdot 130 = 26,7 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)}$ - коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні апарата в навколишнє середовище.

Приймаємо товщину шару ізоляції $s_i = 0,064 \text{ м}$.

4.12 Розрахунок опор апарату

Максимальна маса апарату:

$$M = M_{an} + M_c,$$

тут $M_{an} = 527 \text{ кг}$ - маса апарата;

$$M_c = 1000 \cdot 0,785 \cdot 0,30^2 \cdot 3 = 392,5 \text{ кг} - \text{ маса середовища в апараті.}$$

Тоді $M = 527 + 392,5 = 919,5 \text{ кг}$.

Обираємо дві горизонтальні опори типу ОГ-500-7 МН 5131-63 [12]:

$$\begin{array}{lll} G = 5,2 \text{ МН}; & & h = 345 \text{ мм}; \\ D_3 = 800 \text{ мм}; & B = 250 \text{ мм}; & A = 500 \text{ мм}; \\ L = 740 \text{ мм}; & B_2 = 140 \text{ мм}; & R = 414 \text{ мм}; \\ l = 690 \text{ мм}; & H = 360 \text{ мм}; & M_{on} = 43 \text{ кг}. \end{array}$$

Перевіряємо обрані опори на несучу спроможність.

Реакція опори:

$$P_o = 0,354G = 0,354 \cdot 520 = 184,08 \text{ Н},$$

де G - вага апарату.

Розрахунковий вигинаючий момент від сили тяжіння визначаємо за формулою:

$$M_g = 0,0105GL = 0,0105 \cdot 520 \cdot 7,4 = 40,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Напруження на вигин визначаємо за формулою:

$$\sigma_g = \frac{M_g}{W} = \frac{M_g}{0,8D_o^2(s-c_k)} = \frac{43}{0,8 \cdot 0,8^2 \cdot 0,0115} = 0,07 \text{ Па}.$$

Тобто, напруження мале настільки, що ним можна знехтувати, тому на стійкість корпус не перевіряємо.

Момент опору розрахункового перетину стінки корпусу над опорою визначаємо за формулою:

$$W = \frac{[b + 8(s - c_k)](s - c_k)^2}{6} = \frac{(0,114 + 8 \cdot 0,015) \cdot 0,015^2}{6} = 5,11 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3.$$

Напруження на вигин в стінці апарату від дії реакції опори визначимо за наступною формулою:

$$\sigma_{ep} = \frac{0,02P_{\sigma}D_3}{W} = \frac{0,02 \cdot 325,68 \cdot 0,8}{5,1 \cdot 10^{-6}} = 637 \text{ МПа} .$$

$637 \text{ МПа} > 146 \text{ МПа}$, $\sigma_{ep} > [\sigma]$ - необхідно підсилити опору накладним листом.

Потрібний момент опору визначаємо за формулою:

$$W = \frac{0,02P_{\sigma}D_3}{\sigma_{ep}} = \frac{0,02 \cdot 325,68 \cdot 0,8}{146} = 22 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 .$$

Приймаємо товщину накладного листа $s_{\mu} = 1,6s = 1,6 \cdot 4 = 6 \text{ мм}$.

4.13 Рекомендації з монтажу і експлуатації

4.13.1 Монтаж

Перед початком монтажу виконують планові та транспортні роботи, прокладку допоміжних трубопроводів та електричного кабелю, установку приладів, монтажного та такелажного інструмента.

Монтажні роботи полягають в установці апарату на фундаменті, установці та приєднанні допоміжного обладнання, приєднанні трубопроводів, деталей вузлів подачі та відводу продуктів, встановленні пристроїв теплового контролю і автоматичного регулювання. У процесі монтажу виявляються та видаляються дефекти конструкції та виготовлення апарату. Одночасно здійснюється наладка роботи деталей та механізмів з метою підготування апарату до експлуатації.

Проектом виробництва монтажно-складальних робіт передбачається наступна послідовність операцій монтажу:

1. Установка металоконструкцій – опор апарата;
2. Установка апарату на металоконструкцію;
3. Припасування і приєднання всіх трубопроводів;
4. Установка арматури і контрольно-вимірювальних приладів;

5. Герметизація місць з'єднання апарата (кришок, фланців і т.д.);
6. Приєднання допоміжних механізмів і пристроїв;
7. Установка огорожень;
8. Випробування апарата на герметичність;
9. Пробна експлуатаційна установка;
10. Проведення теплоізоляційних робіт;
11. Здача установки в експлуатацію.

Після закінчення монтажних робіт апарат має неодмінно пройти випробування. Спочатку проводять підготовчі роботи, пов'язані з оглядом та перевіркою стану всіх частин та вузлів апарата [11].

При цьому особливу увагу необхідно звернути на присутність в конструкції арматури, приладів, кришок, заглушок, болтів, прокладок та інших деталей, які забезпечують герметичність системи.

4.13.2 Випробування

4.13.2.1 Гідравлічне випробування

Гідравлічне випробування проводиться з метою виявлення дефектів та недоробок, які заважають отримати необхідну герметичність конструкції.

Випробування проводиться для корпусу, трубної системи, зібраного апарата та для апарата з допоміжним обладнанням. Дуже важливо забезпечити уникнення прогину апарата при наповненні його водою.

Порядок випробування наступний. Після внутрішнього та зовнішнього огляду та очищення заглушають всі отвори і штуцера. Через один тимчасовий ніпель наповнюють апарат водою. Ще два ніпелі необхідні для виходу повітря при наповненні його водою (верхній) та для спуску води після випробувань (нижній). Замість ніпелів можна використати штуцера. Температура води повинна бути не нижче температури оточуючого середовища, але не вище 40°C. Після наповнення, за допомогою насоса, в апараті утворюють випробувальний тиск та підтримують його 5 хвилин. Потім знижують тиск до

робочого та підтримують його 2 години. Одночасно проводять огляд апарата з метою виявлення дефектів. Результати випробувань визнають позитивними, якщо впродовж 2 годин тиск води знизився не більше ніж на 5 %.

4.13.2.2 Теплотехнічне випробування

Теплотехнічне випробування проводиться з метою виявлення відповідності експлуатаційних показників апарата проектним показникам.

Перед початком випробувань у точках, передбачених схемою випробування, встановлюють контрольно-вимірювальні пристрої. Випробування починають тоді, коли апарат працює при встановленому режимі. Після випробувань складається матеріальний та тепловий баланс.

4.13.3 Експлуатація

Перед введенням апарата в експлуатацію необхідно провести випробування. Результати випробувань виявляють дефекти та недоліки, які заносять в акт випробувань на конкретно взятий апарат.

Апарат вважається прийнятим в експлуатацію після підписання акту з боку представників монтажної організації та замовника.

Експлуатацію апарата ведуть за інструкцією. Для забезпечення правильного експлуатаційного режиму повинні виконуватися наступні умови: справність роботи апарата; високий рівень кваліфікації обслуговуючого персоналу; забезпечення необхідним видом енергії.

Для дотримання правильного експлуатаційного режиму установок, що використовують тепло, необхідні:

1. Справність і безперебійність роботи устаткування;
2. Високий рівень кваліфікації обслуговуючого персоналу;
3. Забезпечення необхідними видами енергії і раціональна її витрата.

Для безперебійної роботи устаткування необхідний:

1. Достатній резерв основного і допоміжного устаткування і дотримання правил технічної експлуатації;

2. Своєчасне виконання планово-попереджувальних ремонтів устаткування і наявність запасних частин для вузлів і деталей, які швидко зношуються.

5 РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

5.1 Резюме

Біотехнологічні процеси в більшості випадків протікають у заданому напрямку тільки за певних температур, які в свою чергу досягаються шляхом підведення або відведення певної кількості теплоти. Це можна забезпечити використовуючи різноманітні за конструкцією теплообмінники .

Даний проект присвячений розробці кожухотрубного теплообмінника, в якому відбувається процес нагрівання повітря. Для забезпечення інтенсивного нагрівання запропоноване оребрення труб для кращої теплопередачі.

Мета наукової розробки: покращення технологічної схеми виробництва, і як наслідок підвищення швидкості виробництва і якості, технічне рішення для подальшої автоматизації.

Головною метою наукової розробки є отримання прибутку за рахунок виробництва і реалізації конкурентоспроможної продукції.

Тема: Оптимізація конструкції кожухотрубного теплообмінника для нагрівання повітря.

Назва: Кожухотрубний теплообмінник з оребреними трубами.

Проектом передбачається створення підприємства з виготовлення обладнання, а саме кожухотрубних теплообмінників, яке буде працювати на території м. Києва.

Суб'єкт замовлення: юридична, фізична особа або фізична особа підприємець.

Об'єкт дослідження: інноваційна продукція (модернізована конструкція теплообмінника).

Основними факторами, які вплинули на вибір даного напрямку виробництва є:

- масова автоматизація виробництв;
- наявність попиту на ринку;
- потреба суспільства в якісних ліках.

Даний проект розглядає 5 перших років роботи підприємства. Інвестиції в проект складають 8000000 грн. Плановий обсяг випуску – 500 одиниць продукції.

Очікувана рентабельність – 30 %. Період повернення капіталовкладень 4 роки.

5.1.1 Загальна характеристика розробки

Об'єкт розробки – теплообмінник кожухотрубний з оребреними трубами.

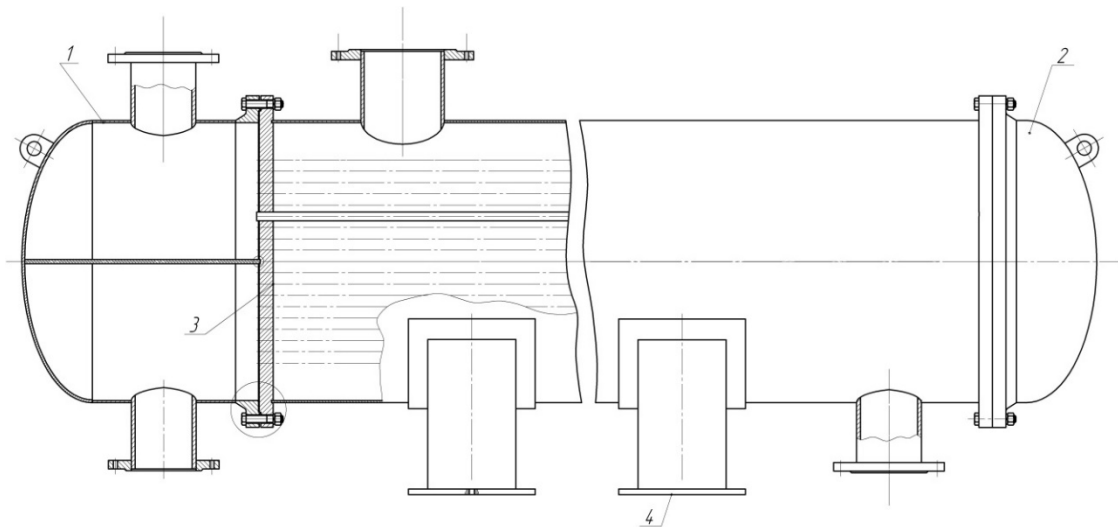


Рис. 5.1. Кожухотрубний двоходовий (по трубному простору) теплообмінник:

1 – корпус; 2 – кришка; 3 – трубочатка; 4 – опора.

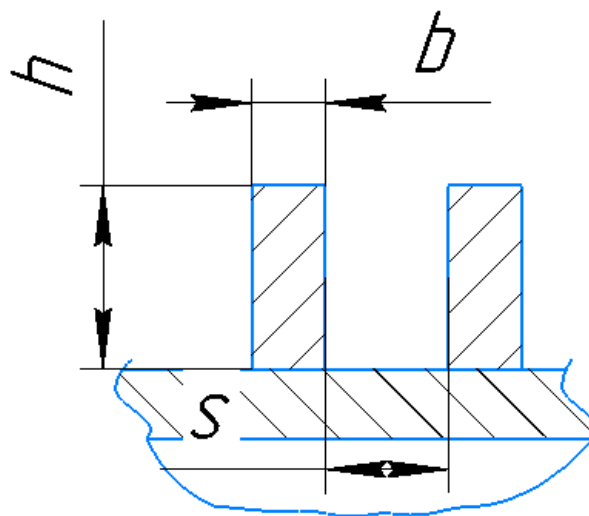


Рис.5.2. Фрагмент оребрення труби

Технічні характеристики теплообмінника наведені в таблиці 5.1.

Таблиця 5.1 Технічні характеристики теплообмінника

Показник	Значення
1. Продуктивність теплообмінника по виходу води, м ³ /год	10,8
2. Площа поверхні теплообміну, м ²	69
3. Тиск, МПа: в трубному просторі в міжтрубному просторі	0,3 0,3
4. Швидкість руху теплоносіїв, м/с: в трубному просторі в міжтрубному просторі	0,038 23,57
5. Середовище: в трубному просторі в міжтрубному просторі	вода повітря
.6. Габаритні розміри: висота, мм довжина, мм ширина, мм	1024 2700 800
7. Маса теплообмінника, кг	527

Розглянемо місце розробки в інноваційному ланцюжку цінностей (елементи ланцюжка споживчої цінності інноваційного продукту).

Таблиця 5.2 Елементи споживчої цінності

Види цінності ІІІ	Характеристика зони цінності	Кінцева цінність для споживача
Цінність володіння	Придбання ІІІ, що має нове технічне рішення для подальшої автоматизації	Можливість спрощення автоматизації за допомогою нового ІІІ
Цінність місця	Близькість та зручність у транспортуванні	Можливість придбання продукту в межах країни
Цінність якості	Можливість оптимізації виробництва за допомогою нового ІІІ	Можливість покращення виробничого процесу з придбаним ІІІ

5.2 Аналіз зовнішнього та внутрішнього середовища підприємства

У процесі своєї роботи і розвитку промислове підприємство відчуває на собі вплив зовнішнього середовища, і як наслідок цей вплив визначає ефективність діяльності.

До зовнішніх факторів відносяться: географія, демографія, політика, економіка, культура та науково-технічний прогрес (НТП).

Ці фактори і їх вплив на підприємство розглянуто в таблиці 5.3.

Таблиця 5.3 Зовнішні фактори впливу

Загрози	Можливості
Географія	
Використання великої кількості електроенергії шкодить екології.	У Києві найбільше фармацевтичних заводів, що є основним контингентом замовників.
Виробництво виділяє шкідливі викиди навіть при очищенні відходів, що може накликати шквал негативу від проживаючих поряд людей.	Через розташування у столиці про підприємство знатиме більша кількість потенційних покупців, можливість проведення екскурсій по виробництву.
Заробітна плата у Києві є вищою, ніж в регіонах.	Поряд з м. Києвом знаходиться багато міст/сіл/СМТ, жителі яких зацікавлені в роботі в столиці.
Через густу населеність та швидке розростання Києва підприємство рано чи пізно опиниться поряд з житловими будинками.	
Демографія	
Шкідливі умови праці можуть відлякувати потенційних молодих працівників.	Нові робочі місця, що позитивно вплине на картину безробіття у країні.
Все більше людей отримує вищу освіту, через що не хоче працювати на заводі, відтік кадрів за кордон через скасування візового режиму.	Наявність посад, що не вимагають вищої освіти, але передбачають кар'єрний ріст (випускники ПТУ).
Жителі столиці менш схильні працювати на заводах.	Можливість залучити на виробництво студентів 4 і 5 курсів, надання досвіду та додаткової освіти для студентів.
Зменшення народжуваності.	Підвищення пенсійного віку, що збільшить кількість бажаючих працювати на заводі, через брак

	робочих місць у країні.
Політика	
Довга процедура отримання необхідних сертифікатів на виготовлення обладнання.	Держава зацікавлена у розвитку промисловості.
Державне мито на продаж за кордон.	Підвищення якості лікарських препаратів за рахунок покращеного обладнання.
	Можливість підвищення конкурентоспроможності виробництв, розташованих у регіонах.
Економіка	
Ринок досить повний підприємствами з виготовлення обладнання, може «задушити» конкурента.	Вітчизняне обладнання більш дешеве, ніж імпордне, що не означає менш якісне.
Через фінансову кризу потенційні покупці можуть бути фінансово неготові до переобладнання своїх підприємств.	Транспортування в межах країни не є дорогим.
	Через заборгованості держава зацікавлена у розробках і продажу на базі державних установ.
	Встановлення цін у доларах, щоб забезпечити себе від падіння гривні.
Культура	
Для людей є більш привабливим працювати в офісі ніж на заводі	Актуальною є робота на державне підприємство через відрахування у пенсійний фонд (люди 35-50 років)
Для амбіційних випускників ВНЗ робота на заводі може здатись не досить престижною	Культура оновлення обладнання
НТП	
Випускники ВНЗ часто не спроможні без досвіду застосувати знання до роботи.	Можливість «вирощувати» кадри для себе за допомогою курсів підвищення кваліфікації, заохочуючи випускників роботою без досвіду.

Внутрішнє середовище підприємства є результатом управлінських рішень. Воно визначає технічні та організаційні умови роботи підприємства. Метою аналізу внутрішнього середовища є виявлення слабких і сильних сторін

його діяльності, щоб знати слабкі місця, які можуть погіршити зовнішню загрозу і небезпеку, і оперувати сильними для постійного покращення результатів роботи. До факторів внутрішнього середовища належать постачальники, виробництво, конкуренти, посередники, споживачі (табл. 5.4).

Таблиця 5.4 Внутрішні фактори впливу

Переваги	Недоліки
Постачальник	
Великий вибір постачальників сировини в Україні	Підвищення ціни на сировину
Одноразовий вклад в обладнання і можливість використовувати його в подальшому для інших деталей.	
Виробництво	
Очистка води і передача її на інші етапи виробництва.	Витрати енергії на підігрів теплоносія (25,2 кВт/місяць = 50,4 грн/місяць при тарифі 2 грн/кВт·год).
Одноразове переобладнання підприємства	Потрібно багато працівників, витрати на заробітну плату
	Збір і використання забрудненої води з інших етапів виробництва (витрата теплоносія 720 м ³ /місяць= 11376 грн/місяць)
Конкуренти	
Перехід від конкурентів за рахунок нового технічного рішення	Недовіра до нового продукту
Одні на ринку.	Одні на ринку.
Покупка іншими компаніями прав на використання інновації.	При покупці іншими підприємства прав на використання інновації зменшення ринку збуту.
Споживачі	
Широкий ринок збуту, завжди є підприємства, які зацікавлені в продукції.	Не всі довіряють новому продукту на ринку
Можливість розширення закордонного ринку.	Витрати на рекламу
Посередники	
Ціна на продукцію нижча ніж на аналоги.	Старі посередники можуть відмовитися працювати з новим товаром

Отже, провівши аналіз зовнішнього і внутрішнього середовища виявлені слабкі і сильні сторони підприємства. Обидва середовища мають як і слабкі так

и сильні сторони. Аналіз показує в якому напрямку треба рухатися для успішного управління підприємством. При правильній організації функціонування підприємства необхідно спиратися на позитивні фактори і намагатися мінімізувати вплив негативних.

5.2.1 Аналіз потенційного ринку збуту

Основними конкурентами є вітчизняні підприємства з багаторічним досвідом. Зважаючи на те, що продукція мого підприємства має нижчу ціну і використовує інноваційну технологію, вона може чинити конкуренцію очевидним лідерам на ринку.

Фармацевтична промисловість – одна з найбільш розвинутих, має гарні перспективи розвитку, саме тому можна прогнозувати перспективи розвитку, шляхом збільшення обсягів опродажу.

Для аналізу конкурентного середовища за методом квадрату Бове (табл.5.6) обрано наступні підприємства-конкуренти:

1. FARMMASH (м. Київ)
2. Фармацевтичні технології (м. Полтава)
3. FOOD-PROCESSING INSTALATION (м. Київ)
4. *Інновація*

Таблиця 5.5 Квадрат Бове

FARMMASH	Фармацевтичні технології
<i>Інновація</i>	FOOD-PROCESSING

За методом квадрату Бове запропоновану інженерну розробку можна віднести до зони “Готові обійти”, тому що завдяки інноваційній ідеї розробка може конкурувати з лідерами на ринку.

5.2.2 Місце розробки у системі цінностей за методом Бостонської матриці

Будучи простим, але ефективним інструментом, вона дозволяє виявити найбільш перспективні і, навпаки, «найслабші» продукти або підрозділи

підприємства. Мета цієї матриці – аналіз актуальності продуктів компанії в залежності від зростання ринку даної продукції і займаної ним частки.

Таблиця 5.6 Метод БКГ

№	Підприємство	Обсяг реалізації, грн	Обсяг прибутку, грн
1	FARMMASH	10 000 000	4 100 000
2	Фармацевтичні технології	7 000 000	2 050 000
3	FOOD-PROCESSING INSTALATION	2 850 000	1 560 000
4	<i>Інновація</i>	8 000 000	2 000 000
Разом		27 850 000	9 710 000

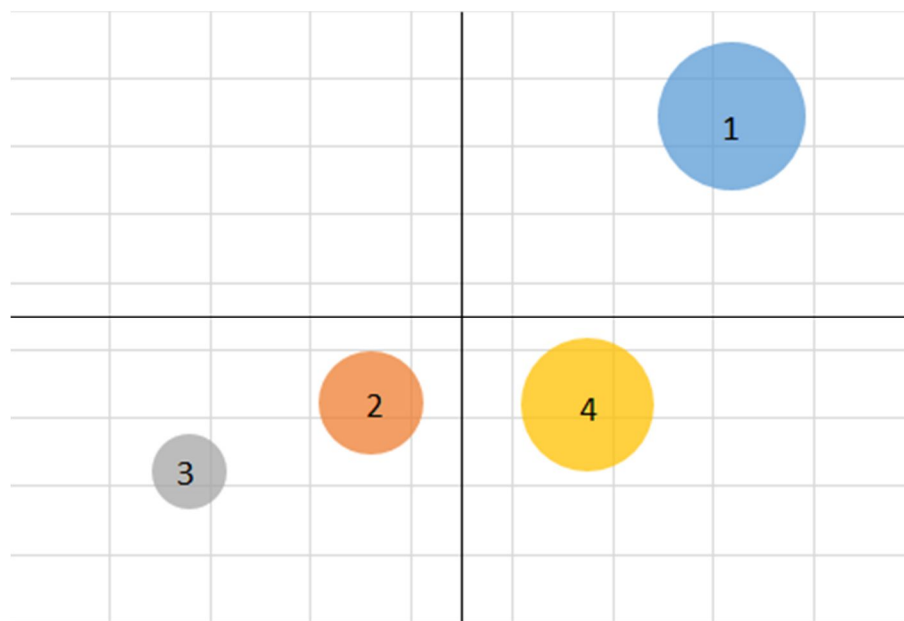


Рис.5.3. Матриця БКГ

Отже, за результатом аналізу за методом Бостонської матриці видно, що запропонована *Інновація* знаходиться в зоні “Дійні корови”. Отже, підприємство знаходиться на зростаючому ринку, але вимагає інвестиційних вкладень для збільшення конкурентоспроможності, перспективним товаром.

5.3 Ключові фактори успіху проекту

Ключові фактори успіху (або конкурентні переваги) - це характерний для певної галузі перелік чинників, що приносять їй переваги перед іншими галузями (наприклад, в боротьбі за інвестиції за рахунок більшої прибутковості або швидкості обороту капіталу), а також одним підприємствам галузі над іншими. Ці фактори не є постійними, вони змінюються в залежності від особливостей галузей, сегментів ринку, які обслуговуються, а також часу та етапу «життєвого циклу» галузі та підприємства.

Для більш наочної оцінки технічного рівня проєктованого виробу і аналогів, а також для більшої об'єктивності оцінки порівнюємо продукцію за методом Шонфільда (таблиця 5.7).

A – FARMMASH

B – Фармацевтичні технології

C – FOOD-PROCESSING INSTALATION

D – Інновація

Таблиця 5.7 Порівняльна характеристика продукції за методом Шонфільда

Характери-стика	Коеф. вагомості	Конкурент/оцінка			
		A	B	C	D
Продуктивність, т/м ² (П)	0,5	4	4	4	5
Ціна, грн/т (Ц)	0,2	3	3	2	3
К-ть постач. сировини, од (С)	0,1	2	4	4	3
Обсяг збуту, тис (ОЗ)	0,2	5	4	2	4

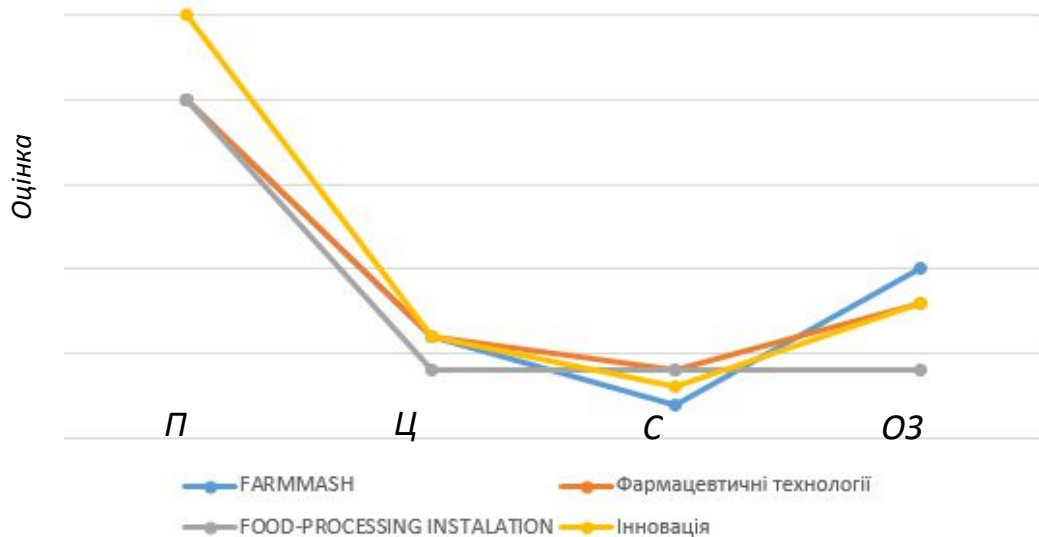


Рис. 5.4. Метод Шонфільда

Отже, провівши оцінку і порівняння конкурентів можна зробити висновок, що ключовим фактором моєї інноваційної розробки є продуктивність. Завдяки впровадженню нового технічного рішення продуктивність апарату і, як наслідок, всього процесу збільшується, а ціна залишається сталою.

5.3.1 Анкета для споживачів

Анкета – інструмент для збору даних з метою підтвердження певної інформації. Анкетування використовується для забезпечення багатофакторності, швидкості отримання результатів і ефективного використання коштів.

Мета проведення анкетування:

1. Виявити споживчі переваги і фактори прийняття рішень.
2. Визначити відношення споживачів до інноваційного продукту.
3. Використовуючи зібрані данні створити план заходів для задоволення потреб споживачів.

АНКЕТА

1. Чи готові Ви придбати обладнання у підприємства, яке щойно вийшло на ринок або віддає перевагу лідерам галузі?

- Готовий (-а)
- Не готовий (-а)

2. Яке значення для Вас має можливість повторного використання відпрацьованої води в інноваційному обладнанні?

- Важливо
- Не важливо

3. Відмітьте, будь ласка, які фактори мають ключове значення для Вашого підприємства.

- Продуктивність
- Ціна
- Інноваційність продукту
- Перевіреність виробника
- Ваш варіант _____

4. Звідки Ви найчастіше отримуєте інформацію про обладнання та новинки на ринку?

- Інтернет
- Каталоги товарів
- Виставки або конференції
- Ваш варіант _____

5. У порядку спадання вкажіть чим Ви керуєтесь при виборі ТО?

- Ціна
- Популярність марки
- Країна виробника
- Якісні характеристики

5.4 Оцінка ринкових позицій інноваційної розробки

5.4.1 Анкета

1. Як Ви оцінюєте роботу місцевої влади у сприянні виходу підприємства на ринок?

- Відмінно
- Добре
- Задовільно
- Погано
- Немає думки

2. У порядку спадання вкажіть важливість роботи влади щодо розвитку інноваційного потенціалу міста.

- Співробітництво з іншими регіонами/країнами
- Розвиток інфраструктури (транспортна, складська, дистрибуторська)
- Надання адміністративних послуг пов'язаних з виходом на ринки
- Погано
- Забезпечення прозорості податкових процедур

3. Чи проведено необхідні випробування продукції для перевірки відповідності вимогам потенційного ринку?

- Так
- Ні
- Частково

4. Чи зможете Ви виконати майбутні зовнішні замовлення з урахуванням виробничих потужностей та завантаженості підприємства?

- Так
- Ні

5. Чи існує на підприємстві система, яка може гарантувати необхідний рівень якості і безпеки продукції для зовнішніх ринків?

- Так
- Ні

5.4.2 Договір на виконання НДР

ДОГОВІР № 55678 на виконання науково-дослідних робіт

м. Київ

"20" листопада 2018 року

1. Предмет договору

1.1. Замовник доручає, а Виконавець бере на себе зобов'язання провести за завданням Замовника наукові дослідження:

найменування наукової теми

а Замовник зобов'язується прийняти виконану роботу та оплатити її.

1.2. Наукові, технічні, економічні та інші вимоги до наукової продукції, що є предметом договору, визначаються Технічним завданням, яке є невід'ємною частиною цього договору

1.3. Термін здачі робіт за договором « ____ » _____ 20 ____ р.

1.4. Зміст, терміни виконання основних етапів визначаються Календарним планом, що є невід'ємною частиною цього договору.

1.5. Прийняття та оцінка наукової продукції здійснюються відповідно Технічному завданню .

1.6. Виконані за договором наукові дослідження є власністю Замовника з урахуванням того, що права винахідника охороняються патентним законодавством, а права автора – авторським правом. При використанні інших додаткових джерел фінансування право сторін на створену продукцію погоджується сторонами в додатковій угоді.

1.7. Виконавець може використовувати результати теми для власних потреб з науковою метою, а для отримання прибутку лише за умов, визначених додатковою угодою.

2. Вартість робіт та порядок розрахунків

2.1. Вартість наукової роботи визначається календарним планом та складає

_____ тис. грн. _____ в т.ч. ПДВ _____

сума в гривнях прописом

відповідно до Протоколу узгодження вартості науково-технічної роботи.

Без ПДВ (згідно із ст. 197.1.22. Податкового Кодексу України).

Планова калькуляція кошторисної вартості робіт та розрахунки витрат за статтями наведені у Додатку.

2.2. Оплата за кожний етап проводиться у такі терміни:

а) у строк до 10 календарних днів Замовник оплачує Виконавцю 50% від загальної суми етапу.

б) 50% від загальної суми цього етапу перераховується Виконавцю Замовником у строк до 3 банківських днів після підписання акту прийому-передачі.

2.3. Остаточний розрахунок за кожним етапом здійснюється після здачі роботи за актом прийому-передачі в термін 3 банківських днів зі дня його підписання.

3. Порядок та строки здавання і приймання робіт

3.1. Перелік наукової, технічної та іншої документації, що підлягає оформленню та здаванню Виконавцем Замовнику на окремих етапах виконання і по закінченню договору, визначається технічним завданням, що є частиною договору (додаток).

3.2. Виконання проміжних етапів оформлюється Виконавцем актами здачі-приймання, які направляються Замовнику відповідно до календарного плану.

3.3. При завершенні робіт Виконавець подає Замовнику акт здачі-приймання наукової продукції з додаванням до нього комплексу наукової, технічної та іншої документації, передбаченої технічним завданням та умовами договору.

3.4. Замовник протягом 5 робочих днів з дня отримання акту здачі-приймання робіт та звітних документів, зазначених у п. 3.3 цього договору, зобов'язаний надіслати Виконавцю підписаний акт здачі-приймання наукової продукції або мотивовану відмову від приймання робіт.

3.6. У разі дострокового виконання робіт Замовник має право достроково прийняти та оплатити їх за ціною, що вказана в договорі.

3.7. Якщо в процесі виконання роботи з'ясується недоцільність подальшого її проведення, Виконавець повинен призупинити роботу та повідомити про це Замовника протягом 5 робочих днів після її призупинення. Після повідомлення сторони повинні протягом 10 днів розглянути питання про доцільність продовження роботи. Відповідне рішення оформлюється Протоколом сторін.

4. Відповідальність сторін

4.1. За невиконання або неналежне виконання зобов'язань за цим договором Виконавець та Замовник несуть відповідальність згідно з чинним законодавством.

4.2. В разі виникнення форс-мажорних обставин Замовник зобов'язаний надіслати письмове повідомлення виконавцю не пізніше 15 днів з моменту їх виникнення.

4.3. Науково-дослідна робота виконується за відкритим планом, без обмежуючих грифів.

4.4. Якщо відповідний спір не можливо вирішити шляхом переговорів, він вирішується у Господарському суді Одеської області.

5. Інші умови

5.1. За згодою сторін зміст пунктів технічного завдання, термін дії Договору або етапів Календарного плану, а також вартість робіт за договором (в тому числі при несвоєчасному отриманні Виконавцем фінансування на виконання цієї роботи) можуть бути змінені в процесі виконання роботи, що оформлюється додатковою угодою, яка є невід'ємною частиною Договору. Внесення змін до калькуляції кошторисної вартості проводиться за 30 днів до початку наступного етапу на підставі додаткової угоди до цього Договору.

5.2. Інші умови за розсудом сторін

6. Термін дії договору та юридичні адреси сторін

6.1. Договір набирає чинності з моменту підписання і діє до «__» _____ 20__ р.

6.2. Юридичні адреси і банківські реквізити.

5.4.3 Джерела фінансування НДР

Джерела фінансування НДР наведені в табл. 5.8.

Таблиця 5.8 Джерела фінансування НДР

№ п/п	Джерело фінансування	Пріоритет
1	Система грантів за підтримкою Державного фонду фундаментальних досліджень (напрямок - наукові основи перспективних технологій)	1
2	Держбюджет	3
3	Державні фонди спеціального призначення	2
4	Приватні підприємства	4
5	Власні кошти	5

5.5 Підприємство у промисловій структурі держави

Назва підприємства: ТОВ «Інновація»

Організаційно-правова форма: Товариство з обмеженою відповідальністю.

Комерційне підприємство в сфері сучасних технологій.

Мета діяльності: виготовлення якісної конкурентоспроможної продукції, а саме теплообмінників, які будуть використовуватись на фармацевтичних та біотехнологічних підприємствах.

Основні завдання: задоволення потреб споживача у якісному теплообмінному обладнанні: проектування, монтаж обладнання, запуск, технологічне обслуговування.

За ресурсами, що споживає: матеріаломістке, енергомістке та працемістке;

Економічне призначення: товари споживчого призначення (група А).

Тип виробничих структур: підприємство споживчого типу.

Структура виробництва: вузькоспеціалізоване.

Форма власності майна: колективна.

Галузева приналежність: металургія.

Організаційна структура:

- Генеральний директор – організація роботи підприємства. Координація всіх видів діяльності підприємства, зокрема ефективної взаємодії персоналу та виробничих підрозділів, фінансових питань, зовнішньоекономічної діяльності.
- Заступник директора – приводить у дію безпосередні накази директора, займається питаннями пошуку клієнтів та постачальників.
- Головний бухгалтер – визначає, формулює, планує, здійснює і координує організацію бухгалтерського обліку господарсько-фінансової діяльності підприємства, здійснює контроль за раціональним використанням матеріальних, трудових і фінансових ресурсів.
- Головний інженер – відповідає за виробництва продукції і її якість. Контролює персонал.
- Менеджер з персоналу – спеціаліст відділу кадрів. Безпосередньо займається питаннями прийому на роботу та звільнення, керування працівниками.
- Інженер (3) – організовує правильну експлуатацію обладнання, а у разі несправностей – за своєчасний ремонт.
- Інші робітники – робітник (6), водій (2), вантажник (2), прибиральник (2), охоронець (3).

Всього на підприємстві працює 24 працівника.

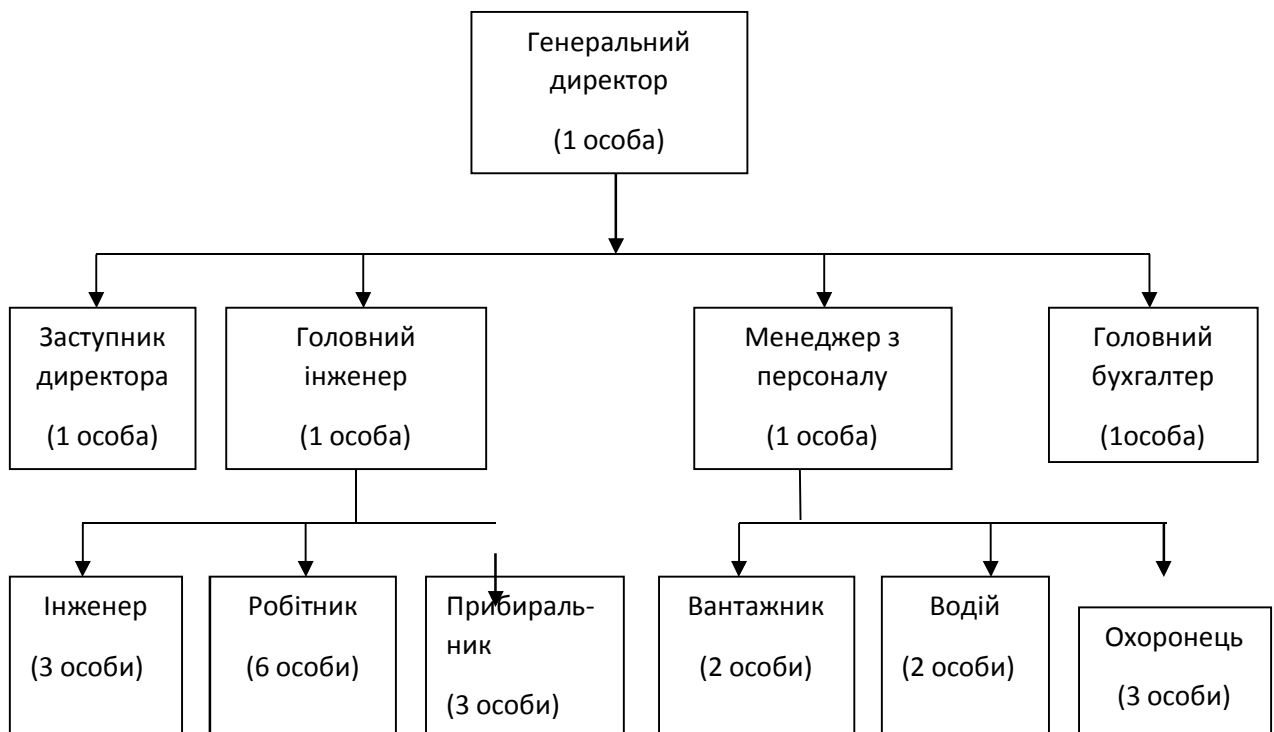


Рис.5.5 Схема підпорядкування персоналу

Для обслуговування обладнання необхідно 3 працівники (інженер та 2 робітники) на зміні, також у кожену зміну мають бути охоронець та прибиральниця. Явочна чисельність працюючих у зміну — 5.

Отже, на даному підприємстві працюють 3 бригади. Графік змінності наведено в табл. 5.9.

Таблиця 5.9 Графік змінності бригад

№ бриг.	Дата																																				
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31						
I	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1
II	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2
III	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В	В	1	1	2	2	В

Режим роботи бригад:

1 зміна – 9⁰⁰-21⁰⁰

2 зміна – 21⁰⁰-9⁰⁰

Графік змінності адміністративного персоналу наведено в таблиці 5.10.

Таблиця 5.10 Графік змінності адміністративного персоналу

Посада	День тижня						
	Пн	Вт	Ср	Чт	Пт	Сб	Нд
Директор	1	1	1	1	1	В	В
Заступник директора	1	1	1	1	1	В	В
Головний бухгалтер	1	1	1	1	1	В	В
Менеджер з персоналу	1	1	1	1	1	В	В
Головний інженер	1	1	1	1	1	В	В

Адміністративний персонал працює 10⁰⁰-18⁰⁰ (8 годин) і 10⁰⁰-15⁰⁰ (5 годин) в святкові дні. Вихідні дні: субота та неділя.

Водії та вантажники працюють лише в ті дні, коли потрібно доставити апарати замовнику.

5.6 Матеріальна, документальна та організаційно-технічна підготовка виробництва

5.6.1 Розрахунок техніко-економічних показників

Таблиця 5.11 Калькуляція собівартості виробництва кожухотрубних теплообмінників

Сировина і матеріали:	
Сталь 12Х18Н10Т	1 250 000 грн
Латунь Л63, Л68, Л93	500 000 грн
Мідь МНЖ5-1	500 000 грн
Мельхіор	250 000 грн
Вартість приміщення	500 000 грн
Вартість обладнання	2 400 000 грн
Нематеріальні активи	500 000 грн
Інше	15 000 грн
Амортизація	300 100 грн
Заробітна плата персоналу (+ нарахування 22%)	520 900 грн
Разом собівартість	3 801 000 грн

Річна собівартість продукції:

$$C = 063 + A = 3\,801\,000 \text{ грн/рік.}$$

Собівартість одиниці продукції:

$$C_{\text{од}} = \frac{C}{B} = \frac{3\,801\,000}{500} = 7\,602 \text{ грн/од.}$$

Запланована ринкова ціна (за конкурентним методом) одиниці продукту:

$$Ц = 17\,500 \cdot 500 = 8\,750\,000 \text{ грн.}$$

Прибуток:

$$П = Ц - C = 8\,750\,000 - 3\,801\,000 = 4\,949\,000 \text{ грн/рік.}$$

Капіталовкладення:

$$K = 8\,000\,000 \text{ грн.}$$

Рентабельність продукту:

$$P = \frac{\Pi}{C} \cdot 100\% = 30\%.$$

Період повернення капіталовкладень:

$$T = \frac{K}{\Pi} = \frac{8\,000\,000}{2\,000\,000} = 4 \text{ років.}$$

5.6.2 Розрахунок ціни інноваційної пропозиції

Для того, щоб розрахувати собівартість продукції необхідно визначити всі витрати виробництва. Підприємство витратить кошти на придбання матеріалів і сировини, виплату заробітної плати, оплату електроенергії, а також нести додаткові витрати, пов'язані з організацією та здійсненням діяльності підприємства. Собівартість складає 3 801 000 грн/рік.

Розрахунок ціни буде виконуватись за наступними методами:

- витратний;
- агрегатний;
- параметричний;
- конкурентним;
- методом точки беззбитковості.

а) Витратний метод

Ціна розраховується, виходячи із суми постійних і змінних витрат на одиницю продукції й запланованого прибутку з урахуванням нижнього порогу ціни.

$$Ц = C + \%П$$

$$Ц = 13474 + 20\% = 16169 \text{ грн.}$$

б) Агрегатний метод

Суть агрегатного методу полягає в підсумовуванні цін окремих конструктивних частин виробу (деталей, вузлів, комплектуючих), що входять до параметричного ряду, а також додаванні нормативному прибутку.

$$Ц = Ц_1 + Ц_2 + \dots + Ц_n$$

Розглянемо ціни на основні елементи теплообмінника кожухотрубного (табл.5.13).

Таблиця 5.12 Ціни на основні елементи конструкції

Елемент	Ціна, грн	Кількість	Всього, грн
Корпус	3 200	1	7 000
Кришка	240	1	900
Трубчатка	290	1	5 100
Опора	470	2	650

$$Ц = 9000 + 500 + 5\,400 + 900 + 900 = 14\,300 \text{ грн.}$$

в) Параметричний метод

Визначення ціни нового виробу:

$$Ц_n = Ц_{\text{пит}} \cdot X_n + N = 234 \cdot 69 + 100 = 16\,269 \text{ грн,}$$

де X_n – кількісне значення головного параметра нового виробу (поверхня теплообміну – 69 м^2),

N – надбавки/знижки, які відображують зміни інших споживчих характеристик нового виробу 100 грн.

г) Метод точки беззбитковості

Метод заснований на розрахунках сукупних витрат підприємства і її сукупного доходу, одержаного в результаті реалізації різних обсягів виробленої продукції. Метод потребує розгляду різних варіантів ціни, і визначення їх впливу на обсяги збуту, необхідного для подолання рівня беззбитковості.

$$Ц = \frac{A + 0,63 \cdot B}{B} = \frac{300100 + 3\,500\,900 \cdot 500}{500 \cdot 500} = 12\,801 \text{ грн/рік.}$$

г) Метод конкурентних цін

Метод використовують підприємства, які виходять виключно з умов конкуренції і встановлюють ціну ледве вище або нижче, ніж конкуренти.

Застосовується цей метод на ринку, де продаються однорідні товари в умовах чистої конкуренції.

Оцінивши ринкові ціни на аналогічну продукцію мною було вирішено встановити ціну в розмірі 17 500 грн

Мною був обраний метод конкурентних цін. При такому методі ціноутворення ціна є трохи вище середнього (порівнюючи всі розглянуті методи), але забезпечує гарні показники для підприємства:

- прибуток у розмірі 1 985 350 грн/рік;
- швидший термін повернення капіталовкладень.

5.7 Оцінка ризиків та страхування розробки

5.7.1 Ризики

Ризик інноваційного проекту – це міра непевності в одержанні очікуваного рівня прибутковості при реалізації інноваційного проекту в реальних умовах господарювання.

Основними етапами оцінки ризиків інноваційних проектів наведені в таблиці 5.13.

Таблиця 5.13 Етапи оцінки ризиків

Етап оцінки ризику	Пояснення
1. Вибір та використання відповідних методів оцінки вірогідності окремих проектних ризиків.	Аналіз елементарного ризику інноваційного проекту базується на оцінці ризиків, що притаманні його грошовим потокам. Тобто ймовірності відхилення отриманого грошового надходження від запланованого його значення в проспекті проекту. Враховується також рівень кореляції та характер розподілу даних ймовірностей.
2. Визначення окремих (елементарних) ризиків реалізації даного інноваційного проекту.	Ідентифікувати ризиків, які можуть виникнути в будь-який момент здійснення проекту та, за можливості, систематизувати їх.
3. Оцінка загального проектного ризику.	Загальний рівень ризику, притаманного конкретному інноваційному проекту, теоретично оцінюється як функція значень рівнів ідентифікованих елементарних ризиків по проекту. При цьому слід також

	враховувати взаємний вплив реалізації інноваційного проекту на зміну дохідності активів підприємства та середньогалузеві доходи від інноваційної діяльності.
4. Співставлення рівня проектного ризику з рівнем дохідності проекту.	Основою діяльності будь-якого підприємця є прагнення отримати прибуток, саме тому величина ймовірних втрат повинна бути співрозмірною із величиною отриманого прибутку чи інших конкурентних переваг від впровадження інноваційного проекту.

Ризик інноваційного проекту не приймає статичного, абсолютного значення раз і назавжди. Його природа така, що він змінює свої характеристики залежно від стадії інноваційного проекту. Тому керівництву підприємства слід здійснювати постійний моніторинг процесів впровадження та управління інноваційним проектом для своєчасного виявлення слабких сигналів та для підготовки механізму ефективного управління ризиками.

5.7.2 Страхування

У процесі здійснення інноваційної діяльності виділяють:

- страхування відповідальності роботодавців за шкоду, заподіяну здоров'ю працівників при виконанні ними своїх службових обов'язків;
- страхування відповідальності виробників товарів за шкоду, заподіяну в результаті споживання їх продукції;
- страхування відповідальності підприємств, пов'язане із забрудненням навколишнього природного середовища;
- страхування відповідальності перед третіми особами при здійсненні будівельно-монтажних робіт;
- страхування відповідальності за невиконання зобов'язань.

5.7.3 Методи страхування

1. Титульне страхування – особливий вид страхування майнових інтересів власників, орендарів, кредиторів та інших зацікавлених осіб, пов'язаних з

переходом прав власності. Ці особи ризикують опинитися в ситуації, коли права власності можуть бути порушені в результаті розпорядження об'єктом власності без узгодження з його власником (наприклад, піратське тиражування) або оскаржені через порушення, вчинені у попередніх актах переходу прав власності.

2. "Покриття витрат на захист патентних прав". Цей договір захищає страхувальника у разі пред'явлення йому заяви про порушення виключних прав на об'єкти ІВ третіх осіб і покриває витрати по захисту в суді, а також витрати по виконанню судового рішення або відступні при досудовому врегулюванні претензій.

3. "Покриття витрат, пов'язаних із порушенням патентних прав". Цей договір компенсує страхувальникові судові витрати по переслідуванню особи, яка порушила його виключні права на об'єкти, тобто:

- витрати щодо пред'явлення позову;
- витрати у разі пред'явлення зустрічного позову і звинувачення в недійсності патенту;
- витрати на експертизу патенту;
- витрати на повтор патенту для підкріплення позову.

5.8 Техніко-економічні показники підприємства

Таблиця 5.14 Техніко-економічні показники підприємства

№ п/п	Показник	Позначення показників підприємства	Значення показників підприємства
1	Річний випуск, од/рік	Вн	500
2	Чисельність персоналу за списком, осіб У тому числі: основні та допоміжні робітники; інженерно-технічні робітники	Чсп _н Чспр _н Чспі _н	24 19 10
3	Середньорічний виробіток робітника, од/особу	Вн/ Чспр _н	50
4	Капіталовкладення у проект, грн: всього, грн на одиницю продукції, грн/од	К К/Вн	8 000 000 16 000
5	Загальна собівартість продукту: всього, грн на одиницю продукції, грн/од	Сз _н Сн	3 801 000 13 402
6	Ринкова вартість продукту, грн/од	Ц	17 500
7	Відносний прибуток на одиницю продукції, грн/од	П=Ц-Сн	4 098
8	Рентабельність продукту, %	Рн=(Пн100)/Сн	30
9	Термін повернення капіталовкладень, років	Тпов=К/Пн	4
10	Вартість виробничих фондів, грн У тому числі: основних оборотних	ВФн ОФн ОбФн	6 701 000 2 900 000 3 801 000
11	Фондовіддача виробничих фондів, грн	ФВн=(ВнЦ)/ВФн	1,3
12	Фондомісткість, грн/рік	ФЄн=1/ФВн	0,77
13	Продуктивність праці підрозділу, грн/особу	ППн=(ВнЦ)/Чсп _н	364 583, 3
14	Коефіцієнт економічної ефективності	Е=1/Тпов	0,25

ВИСНОВОК

В даній роботі було здійснено розробку оптимізованої конструкції кожухотрубного теплообмінника для нагрівання повітря.

Розрахунки та креслення виконані згідно чинних стандартів, з використанням сучасних системних та інформаційних технологій.

Для підтвердження працездатності та надійності апарату, окрім розрахунків, було проведено моделювання навантажень в програмі SolidWorks.

Ефективність запропонованої конструкції оребрення підтверджена комп'ютерним моделюванням теплообміну оребреної труби в середовищі ANSYS, а також математичним моделюванням з використанням математичного пакету MathCad, в якому була побудована програма для дослідження залежності кількості теплоти від параметрів оребрення. Отримані моделі дозволяють імітувати реальний фізичний процес, тому можуть використовуватися для побудови теплообмінного обладнання.

Також, були проведені розрахунки корпусу, кришок, фланців та опор на міцність та стійкість, дані рекомендації з монтажу та експлуатації кожухотрубного теплообмінника.

Для розробленої конструкції кожухотрубного теплообмінника з оребреними трубами був створений стартап-проект підприємства з виготовлення обладнання, а саме кожухотрубних теплообмінників, яке буде працювати на території м. Києва.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Настанова СТ-Н МОЗУ 42-4.0:2016 Лікарські засоби. Належна виробнича практика
2. ДСТУ ГОСТ ИСО 14644-1:2004 Чисті приміщення і пов'язані з ними контрольовані середовища. Частина 1. Класифікація чистоти повітря (ГОСТ ИСО 14644-1-2002, IDT)
3. Касаткин А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии. Учебник для вузов. 11-е изд., стереотипное, доработанное. Перепеч. с изд. 1973 г. _М.: ООО ТИД «Альянс», 2005. – 753 с.
4. Альперт Л.З. Основы проектирования химических установок. Изд. 4, перераб. и доп. - М.: Высшая школа, 1989. – 304 с.
5. Мартыненко О.Г. Справочник по теплообменникам. Том 2. – Пер. с англ. под ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. – М.: Энергоатомиздат, 1987, - 560 с.
6. Уонг Х. Основные формулы и данные по теплообмену для инженеров: Пер. с англ./ Справочник. – М.: Атомиздат, 1979. – 216 с.
7. Исаченко В. П., Осипова В. А., Сукомел А. С. Теплопередача. Издание 4-е перераб. и дополненное. - М.: Энергоиздат, 1981. - 415 с.
8. Павлов К.Ф., Романков П.Г., Носков А.А. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. – М.: Химия, 1968. – 847 с.
9. Основы метода конечных элементов : Введение. Расчет стержневых систем : конспект лекций / Владим. гос. ун-т ; сост. Л.Е. Кондратьева. – Владимир : Изд-во Владим. гос. ун-та, 2007. – 36 с.
10. https://www.cfd-online.com/Wiki/K-epsilon_models [Електронний ресурс]
11. К. А. Калунянц, Л. И. Голгер, В. Е. Балашов Оборудование микробиологических производств. – М. : Агропромиздат, 1987. – 397 с.
12. Стабников В.Н. Проектирование процесов и апаратов пищевых производств. – К.: Вища школа, 1982. – 198с.
13. Лацинский А.А., Толчинский А.Р. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. – Л.: Машиностроение, 1970. – 750 с.
14. ГОСТ 12822-80: «Фланцы стальные свободные на приварном кольце». – К. : Міждержавні стандарти, 2012. — 112 с.

15. Бакластов, А.М. Проектирование, монтаж и эксплуатация тепломассообменных установок / Бакластов А.М., Горбунко В.В., Удыма П.Г/ М.: Энергоиздат, 1981. – 336 с.

ДОДАТОК А. Програма для розрахунку параметрів оребрення

Термофізичні властивості води:

$$t_w := \begin{bmatrix} 20 \\ 30 \end{bmatrix} \quad \lambda_w := \begin{bmatrix} 0.599 \\ 0.618 \end{bmatrix} \quad \nu_w := \begin{bmatrix} 1.01 \cdot 10^{-6} \\ 0.81 \cdot 10^{-6} \end{bmatrix} \quad Pr_w := \begin{bmatrix} 7.02 \\ 5.42 \end{bmatrix} \quad \mu_w := \begin{bmatrix} 10^{-3} \\ 0.804 \cdot 10^{-3} \end{bmatrix}$$

Термофізичні властивості повітря:

$$t_n := \begin{bmatrix} 10 \\ 20 \\ 30 \\ 40 \\ 50 \\ 60 \\ 70 \\ 80 \end{bmatrix} \quad \lambda_n := \begin{bmatrix} 2.51 \cdot 10^{-2} \\ 2.59 \cdot 10^{-2} \\ 2.67 \cdot 10^{-2} \\ 2.76 \cdot 10^{-2} \\ 2.83 \cdot 10^{-2} \\ 2.9 \cdot 10^{-2} \\ 2.96 \cdot 10^{-2} \\ 3.05 \cdot 10^{-2} \end{bmatrix} \quad \nu_n := \begin{bmatrix} 14.16 \cdot 10^{-6} \\ 15.06 \cdot 10^{-6} \\ 18.6 \cdot 10^{-6} \\ 19.1 \cdot 10^{-6} \\ 19.6 \cdot 10^{-6} \\ 20.1 \cdot 10^{-6} \\ 20.6 \cdot 10^{-6} \\ 21.1 \cdot 10^{-6} \end{bmatrix} \quad Pr_n := \begin{bmatrix} 0.705 \\ 0.703 \\ 0.701 \\ 0.699 \\ 0.698 \\ 0.696 \\ 0.694 \\ 0.692 \end{bmatrix}$$

Швидкість руху теплоносія, м/с:

$$v_n := 23.57 \quad v_w := 0.038$$

Внутрішній діаметр труби, м:

$$d_{in} := 20 \cdot 10^{-3}$$

Товщина стінки труби, м:

$$\delta_{in} := 2.5 \cdot 10^{-3}$$

Коефіцієнт теплопровідності стінки, Вт/(м К):

$$\lambda_{in} := 17$$

Температури повітря, °C:

$$t_{n1} := 10$$

$$t_{n2} := 20$$

Температури води, °C:

$$t_{w1} := 50$$

$$t_{w2} := 40$$

Параметри оребрення, м:

Зовнішній діаметр: D_o

Внутрішній діаметр: d

Крок: z

Товщина ребра: δ

Кількість кроків розбиття: N

$$N := 8 \quad d := 25 \cdot 10^{-3} \quad \delta := 2 \cdot 10^{-3} \quad z := 20 \cdot 10^{-3}$$

$$t_1 := \frac{t_{n1} + t_{n2}}{2}$$

$$t_2 := \frac{t_{n1} + t_{n2}}{2}$$

$$t_{in} := \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$Pr_{in} := \text{linterp}(t_1, Pr_n, t_{in})$$

$$\nu_n := \text{linterp}(t_1, \nu_n, t_1)$$

$$\lambda_n := \text{linterp}(t_1, \lambda_n, t_1)$$

$$Pr_w := \text{linterp}(t_1, Pr_w, t_1)$$

$$\mu_{in} := \text{linterp}(t_1, \mu_w, t_{in})$$

$$Pr_n := \text{linterp}(t_2, Pr_n, t_2)$$

$$\mu_n := \text{linterp}(t_2, \mu_w, t_2)$$

$$\lambda_w := \text{linterp}(t_2, \lambda_w, t_2)$$

$$\nu_w := \text{linterp}(t_2, \nu_w, t_2)$$

$$R := 0.045$$

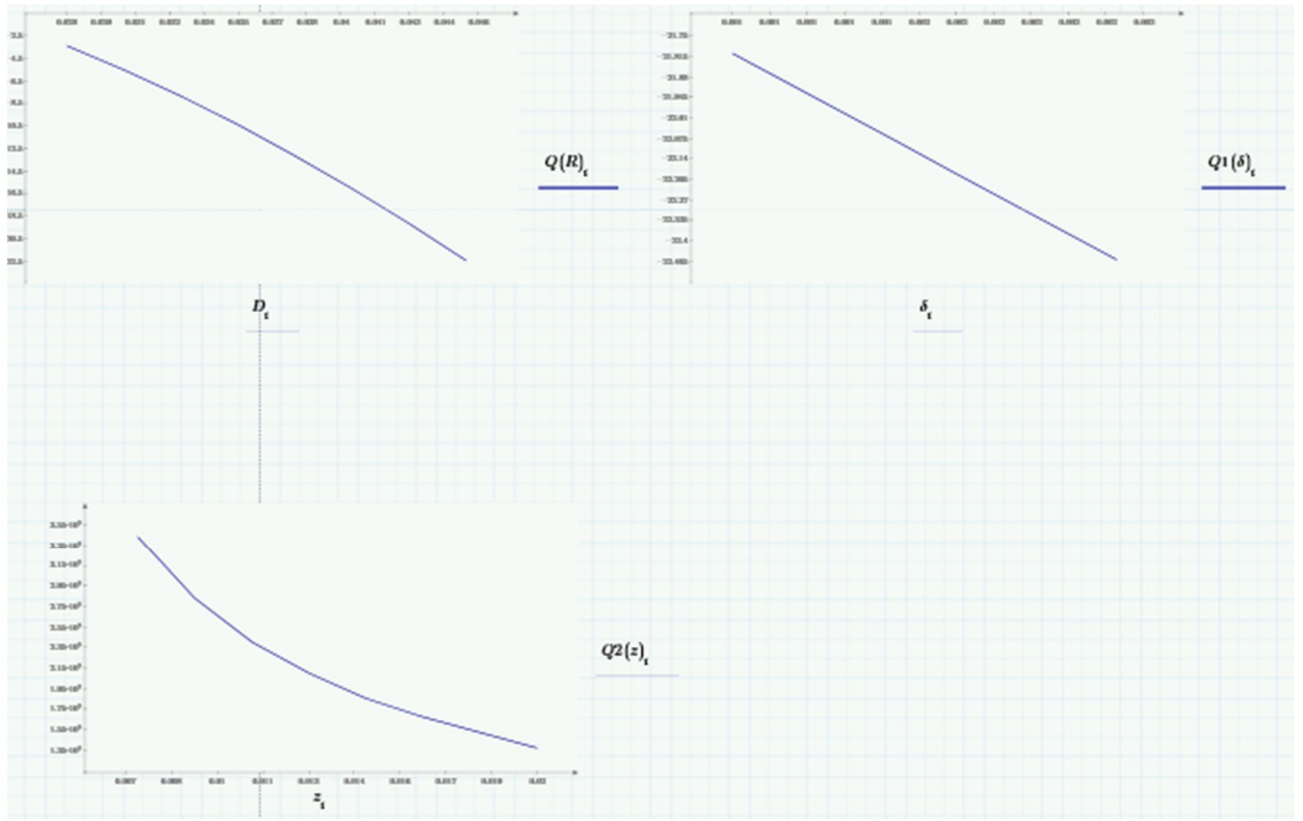

```

Q(R) := for i c 1..N
  D_i ← d +  $\frac{i}{N}$  (R-d)
  8 · (D_i - d + 2 · z)
  d_{v_i} ←  $\frac{D_i - d}{D_i - d}$ 
  v_n ← d_{v_i}
  Re_{v_i} ← v_n
  Nu_{v_i} ← 0.21 · Re_{v_i}^{0.85} · Pr_{v_i} ·  $\left(\frac{Pr_{v_i}}{Pr_{crit}}$ \right)
  Nu_{v_i} · λ_n
  α_{v_i} ←  $\frac{d_{v_i}}{d_{v_i}}$ 
  Re_{d_i} ←  $\frac{v_n · d_m}{v_n}$ 
  Nu_{d_i} ← 0.022 Re_{d_i}^{0.85} Pr_{d_i}^{0.4}  $\left(\frac{\mu_{d_i}}{\mu_{crit}}\right)^{0.14}$ 
  Nu_{d_i} · λ_n
  α_{d_i} ←  $\frac{d_m}{d_m}$ 
  l_i ←  $\frac{(D_i - d)}{2}$ 
  F_{l_i} ← 3.14 · d · l_i
  F_{pc_i} ← (D_i - d)
  K_{l_i} ←  $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{v_i}} + \frac{\delta_{crit}}{\lambda_{crit}} + \frac{1}{\alpha_{d_i}}}$   $\left(\frac{F_{l_i}}{F_{pc_i}}\right)$ 
  q_i ← K_{l_i} · (t_1 - t_2)
  F_{t_i} ← 0.785 · (D_i^2 - d^2) · 2 + 3.14 · d · δ
  Q_{r_i} ← F_{t_i} · q_i
  Q_r

Q1(δ) := for i c 1..N
  D_i ← R
  8 · (D_i - d + 2 · z)
  D_i - d
  d_{v_i} ←  $\frac{v_n · d_e}{v_n}$ 
  Re_{v_i} ← v_n
  Nu_{v_i} ← 0.21 · Re_{v_i}^{0.85} · Pr_{v_i} ·  $\left(\frac{Pr_{v_i}}{Pr_{crit}}\right)$ 
  Nu_{v_i} · λ_n
  α_{v_i} ←  $\frac{d_e}{d_e}$ 
  Re_{d_i} ←  $\frac{v_n · d_m}{v_n}$ 
  Nu_{d_i} ← 0.022 Re_{d_i}^{0.85} Pr_{d_i}^{0.4}  $\left(\frac{\mu_{d_i}}{\mu_{crit}}\right)^{0.14}$ 
  Nu_{d_i} · λ_n
  α_{d_i} ←  $\frac{d_m}{d_m}$ 
  l_i ←  $\frac{(D_i - d)}{2}$ 
  F_{l_i} ← 3.14 · d · l_i
  F_{pc_i} ← (D_i - d)
  K_{l_i} ←  $\frac{1}{\frac{1}{\alpha_{v_i}} + \frac{\delta_{crit}}{\lambda_{crit}} + \frac{1}{\alpha_{d_i}}}$   $\left(\frac{F_{l_i}}{F_{pc_i}}\right)$ 
  q_i ← K_{l_i} · (t_1 - t_2)
  δ_i ←  $10^{-3} + 10^{-3} · \frac{i}{N}$ 
  F_{t_i} ← 0.785 · (D_i^2 - d^2) · 2 + 3.14 · d · δ_i
  Q_{r_i} ← F_{t_i} · q_i
  Q_r

Q2(z) := Q ← 30.43
  for i c 1..N
    z_i ←  $5 · 10^{-3} + 15 · 10^{-3} · \frac{i}{N}$ 
    n_i ← round  $\left(\frac{1}{\delta + z_i}\right)$ 
    Q_{r_i} ← Q · n_i
  Q_r
  
```

$R = 0.045$			
$Q(R) =$	$\begin{bmatrix} -3.369 \\ -5.524 \\ -7.869 \\ -10.406 \\ -13.134 \\ -16.052 \\ -19.161 \\ -22.46 \end{bmatrix}$	$Q(R) =$	$\begin{bmatrix} -3.369 \\ -5.524 \\ -7.869 \\ -10.406 \\ -13.134 \\ -16.052 \\ -19.161 \\ -22.46 \end{bmatrix}$
		$Q1(\delta) =$	$\begin{bmatrix} -21.805 \\ -21.899 \\ -21.992 \\ -22.086 \\ -22.18 \\ -22.273 \\ -22.367 \\ -22.46 \end{bmatrix}$
			$Q2(z) =$
		$z_i = 5 \cdot 10^{-3} + 15 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{i}{N}$	$\begin{bmatrix} 3.439 \cdot 10^3 \\ 2.83 \cdot 10^3 \\ 2.404 \cdot 10^3 \\ 2.1 \cdot 10^3 \\ 1.856 \cdot 10^3 \\ 1.674 \cdot 10^3 \\ 1.522 \cdot 10^3 \\ 1.369 \cdot 10^3 \end{bmatrix}$



ДОДАТОК Б. Специфікації

ДОДАТОК В. Творчий доробок

1. Рукопис статті в журналі «Інтернаука»

Технічні науки

УДК 663.11

Шибецький Владислав Юрійович

кандидат технічних наук, доцент кафедри біотехніки та інженерії

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Шибецкий Владислав Юрьевич

кандидат технических наук, доцент кафедры биотехники и инженерии

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Shybetskyu V.

Ph.D.

National Technical University of Ukraine

«Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»

Бас Тетяна Олексіївна

Магістр

Національний технічний університет України

«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Бас Татьяна Алексеевна

Магистр

Национальный технический университет Украины

«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Bas T.

Master of the

National Technical University of Ukraine

"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

Колесник Олексій Володимирович

Магістр

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

Колесник Алексей Владимирович

Магистр

Национальный технический университет Украины
«Киевский политехнический институт имени Игоря Сикорского»

Kolesnyk O.

Master of the

National Technical University of Ukraine

"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛООБМІНУ ОРЕБРЕНОЇ ТРУБИ

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕПЛООБМЕНА ОРЕБРЕННОЙ ТРУБЫ

COMPUTER SIMULATION OF FINNED TUBE HEAT EXCHANGE

Анотація. Проаналізований вплив параметрів геометрії оребрення на інтенсивність теплообміну. Приведені результати комп'ютерного моделювання процесу теплопередачі між водою та повітрям в теплообміннику з оребреними трубами.

Ключові слова: інтенсифікація теплообміну, оребрення, теплопередача, моделювання.

Аннотация. Проанализировано влияние параметров геометрии оребрения на интенсивность теплообмена. Приведены результаты компьютерного моделирования теплообмена между водой и воздухом в теплообменнике с оребренными трубами.

Ключевые слова: интенсификация теплообмена, оребрение, теплопередача, моделирование.

Summary: The analysis of the effect of fin geometry on the heat transfer intensity. The results of computer simulation of heat transfer between water and air in a heat exchanger with finned tubes are presented.

Key words: heat transfer intensification, finning, heat transfer, modeling.

1. Вступ

Неможливо уявити жодне фармацевтичне підприємство без дотримання вимог НВП [1] технологічного процесу, який в свою чергу складається з основних та допоміжних операцій. Актуальність даного питання в тому, що підготовки повітря є однією з найважливіших допоміжних операцій, адже повітря являється оточуючою аерацією для всіх одиниць обладнання, що приймають участь у процесі.

Для комфортної роботи персоналу повинен підтримуватись постійний температурний режим, який регламентується технічними нормами [2], а в холодний період необхідна система підігріву повітря, що подається на аерацію. Для підігріву зазвичай використовуються теплообмінники і калорифери. Калорифери доцільно використовувати при відсутності строгих умов асептичності. Але у випадку з фармацевтичним підприємством необхідно мінімізувати можливість контамінації, використовуючи закриту систему, такою системою є теплообмінник.

2. Аналіз існуючих методів інтенсифікація та постановка проблеми

Звичайні теплообмінні конструкції є ефективними для теплообміну двох рідин або теплообміну зі зміною агрегатного стану. Але з урахуванням теплофізики повітря звичайні труби не є ефективними.

Застосування теплообмінників з інтенсифікованим теплообміном є особливо актуальним на сучасному етапі, оскільки воно дозволить реалізувати необхідні температурні режими, які є невід'ємною частиною технологічного процесу з більш високою точністю, надійністю і з набагато меншими енергетичними втратами і підвищеною ремонтпридатністю устаткування, ніж існуючі методи. Саме тому мета даної роботи – оптимізація конструкції теплообмінника, що дозволить знизити його масогабаритні показники в результаті інтенсифікації теплообміну, при наперед заданому тепловому потоці, гідравлічних втратах, витраті і температурах теплоносія; в ряді випадків завданням є отримання заданого температурного рівня стінок поверхні

теплообміну при фіксованих режимних і конструктивних характеристиках. Задачею, для досягнення поставленої мети, буде побудова комп'ютерної моделі та дослідження впливу оребрення і аналіз його параметрів на теплопередачу.

Можна виділити два напрямки інтенсифікації. Один з них пов'язаний зі збільшенням теплового потоку без урахування додаткових витрат енергії.

Другий напрямок пов'язаний зі збільшенням теплового потоку при заданій величині енергії, що тратиться на перекачку теплоносія, тобто зі збільшенням ефективності тепловіддачі.

Важливим фактором на шляху збільшення кількості переданого тепла є підбір оптимальної геометрії і типу теплообмінної поверхні. Умови роботи теплообмінника визначає і тип теплообмінної поверхні. Так, при більшому тиску найбільш прийнятними є круглі труби, при малих коефіцієнтах тепловіддачі – різноманітні оребрені поверхні і т.д.

Досліджений ряд методів інтенсифікації [3]:

1. Метод цілеспрямованої штучної турбулізації потоку в пристінній зоні, заснований на періодичному створенні невеликих вихрових зон біля стінки, які є джерелом додаткової турбулізації потоків.

2. Метод закрутки потоку всередині овальних труб і при поздовжньому і поперечному обтіканні щільноупакованих пучків кручених труб і стержнів.

3. Метод керованого відриву пограничного шару при поперечному обтіканні пучків труб за допомогою створення на них спеціальних турбулізаторів.

Зі збільшенням компактності теплообмінника, як правило, зменшується питома витрата металу на одиницю тепла, що передається. Застосування компактних теплообмінників виправдовує себе в тому випадку, якщо одним з теплоносіїв є газ, а самі теплоносії достатньо чисті і не викликають корозію поверхні. Падіння теплового навантаження може бути компенсовано збільшенням поверхні теплообміну (збільшенням поверхні пластин), що, в свою чергу, також призведе до збільшення витрат енергії на подолання сил опору руху, але тільки в тій пропорції, в якій збільшена поверхня теплообміну. На високу

ефективність теплообмінної поверхні впливає будь-яка модифікація геометрії поверхні, що веде до більш високого коефіцієнту тепловіддачі для даної швидкості потоку.

Природно, що компактні високоефективні поверхні теплообміну можуть мати безліч різноманітних геометричних форм, і в багатьох випадках найбільш прийнятними є якраз ті, які мають дуже складну геометричну форму. Тільки для поверхні з простою геометричною формою, такий, як пластинчата форма, можна зробити повний аналітичний розрахунок для виявлення основних її характеристик; для інших поверхонь основні показники можуть бути отримані тільки експериментальним шляхом з використанням законів моделювання для визначення діапазону застосування отриманих результатів.

Різні типи розглянутих нами компактних поверхонь об'єднані в наступні групи:

1. Трубчасті поверхні: а) рух потоку всередині круглих і плоских (сплюснутих) труб; б) поперечне обтікання пучків гладких труб.

2. Пластинчато-ребристі поверхні: а) гладкі ребра; б) жалюзійні ребра; в) короткі пластинчасті ребра; г) хвилясті ребра; д) стержневі ребра; е) перфоровані ребра.

3. Поперечне обтікання пучків оребрених труб: а) круглі ребра і труби; б) круглі труби, суцільні ребра; в) плоскі труби, суцільні ребра.

4. Насадочні поверхні.

Детальніше розглянемо оребрення поверхонь теплообміну, яке застосовується як для зменшення габаритів теплообмінних апаратів, так і для вирівнювання термічних опорів та інтенсифікації процесів теплопередачі в цілому. Оребрення здійснюють з боку теплоносія з меншим значенням коефіцієнта тепловіддачі. Для прикладу, розглянемо частину труби зі стандартним спіральним оребренням, для якої задані граничні, фізичні та геометричні умови.

Для досягнення поставленої мети було поставлено наступні задачі:

- 1) Побудувати комп'ютерну модель процесу теплопередачі між водою та повітрям в теплообміннику з оребреними трубами;
- 2) Проаналізувати вплив параметрів геометрії оребрення на інтенсивність теплообміну.

3. Моделювання процесу теплообміну

Для моделювання обрано відрізок оребреної труби (рис.1) з кількістю ребер $n=10$. Для даного відрізка побудований геометричний об'єм (рис.2), який може займати повітря, в якому вирізана труба разом з ребрами.

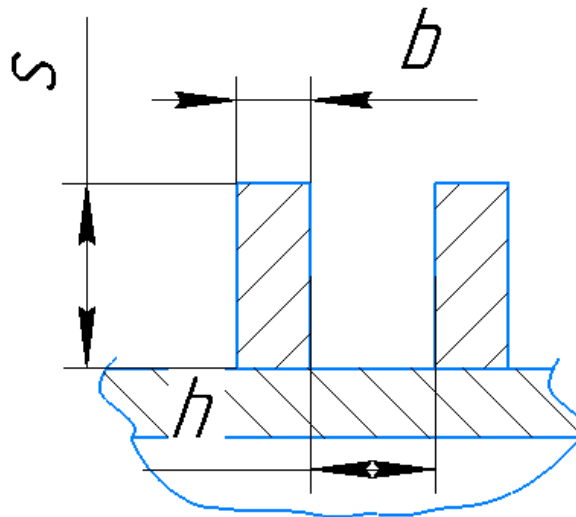


Рис.1. Фрагмент оребрення труби

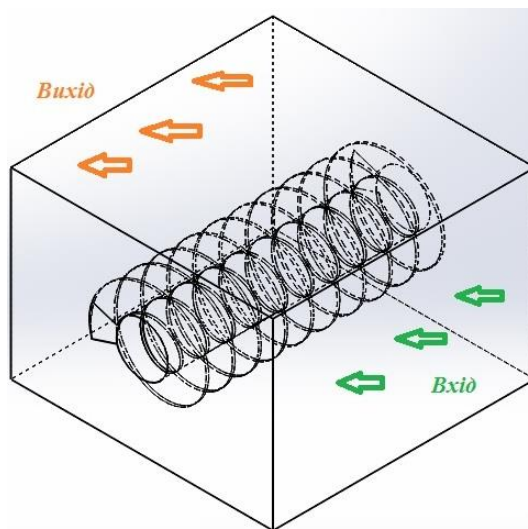


Рис.2. Комп'ютерна модель частини труби з оребренням

Фізичний процес в реальному апараті: повітря нагрівається від $t=10^{\circ}\text{C}$ до $t=20^{\circ}\text{C}$, вода подається в трубний простір, повітря – в міжтрубний. Швидкість води $v_v=0,038\text{ м/с}$, швидкість повітря $v_n=23,57\text{ м/с}$. Матеріал перегородки – сталь.

Фізичні умови однозначності реалізуються за рахунок використання «бібліотечного» середовища Air, для якого характерні теплофізичні властивості повітря.

Для моделювання було використане програмне забезпечення ANSYS, який базується на методі кінцевих елементів, отже необхідно розбити об'єм на елементарні об'єми за допомогою відповідного модуля MESH.

Граничними умовами для даної задачі є вхід повітря, що реалізується за допомогою властивості «inlet» з наступними параметрами: температура $t_n=40^{\circ}\text{C}$ і швидкість $v_n=1\text{ м/с}$, вихід повітря задається за допомогою властивості «outlet» з параметрами тиску, який приймаємо рівним атмосферному (тобто без додаткових гідравлічних опорів). Для зменшення навантаження на ПК, ми «викидаємо» трубу та замінюємо її граничними умовами «wall» з параметрами $t_{cm}=20^{\circ}\text{C}$.

В результаті моделювання отриманий контур розподілу температур. Моделювання проводилось для різних значень ширини ребра, яке набуває значень 1 і 2 мм. В результаті збільшення ребра в 2 рази, на виході з об'єму максимальне значення температури майже не змінюється, але ширина області з максимальною температурою збільшується в декілька разів. У повздовжньому перерізі спостерігається збільшення зон з більш високою температурою. Максимальна температура після теплообмінної труби складає $49,5^{\circ}\text{C}$.

Також проводилося дослідження для значень діаметрів орєбрення 10 та 20 мм (рис.3). Як і варто було очікувати, інтенсивність зміни температури найвища у варіанті з найбільшою площею ($h=20\text{мм}$, $b=2\text{мм}$). Якщо порівняти найменші та найбільші значення, контур температур більш рівномірний, а середнє значення температури на виході з об'єму складає 53°C .

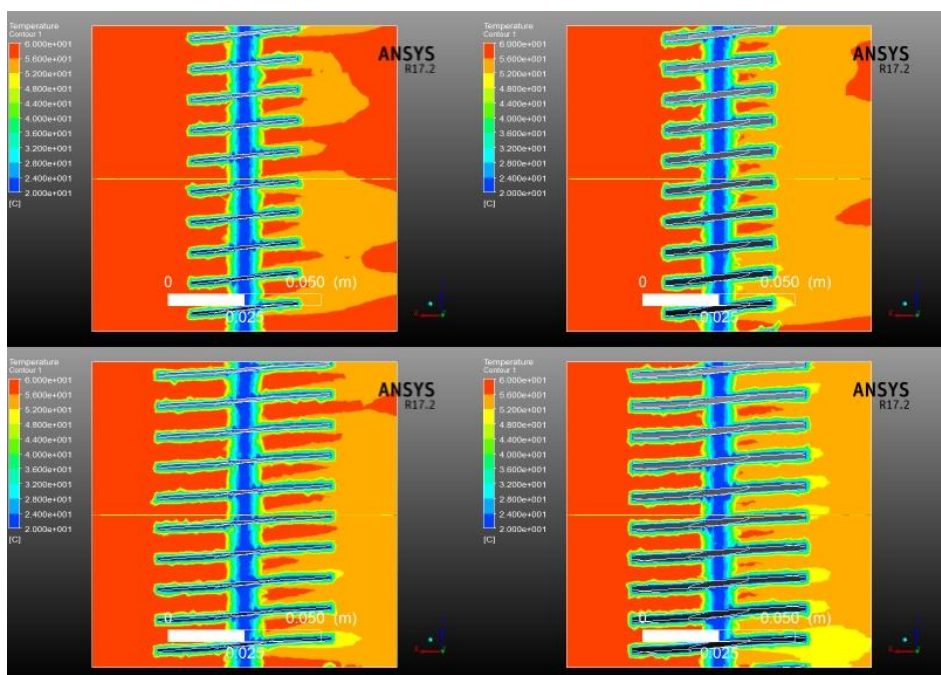


Рис.3. Контур температур у повздовжньому розрізі для 4 моделювань ($s=10\text{мм}$, $b=1\text{мм}$; $s = 10\text{ мм}$, $b=2\text{ мм}$; $s = 20\text{ мм}$, $b=1\text{ мм}$; $s = 20\text{ мм}$, $b=2\text{ мм}$)

Для того, щоб оцінити відмінність температур при використанні різних за розмірами ребрень, був побудований графік залежності температур від довжини, що проходить повітря (рис.4). Як бачимо, різниця максимальних значень на виході по даній лінії складає майже $2,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

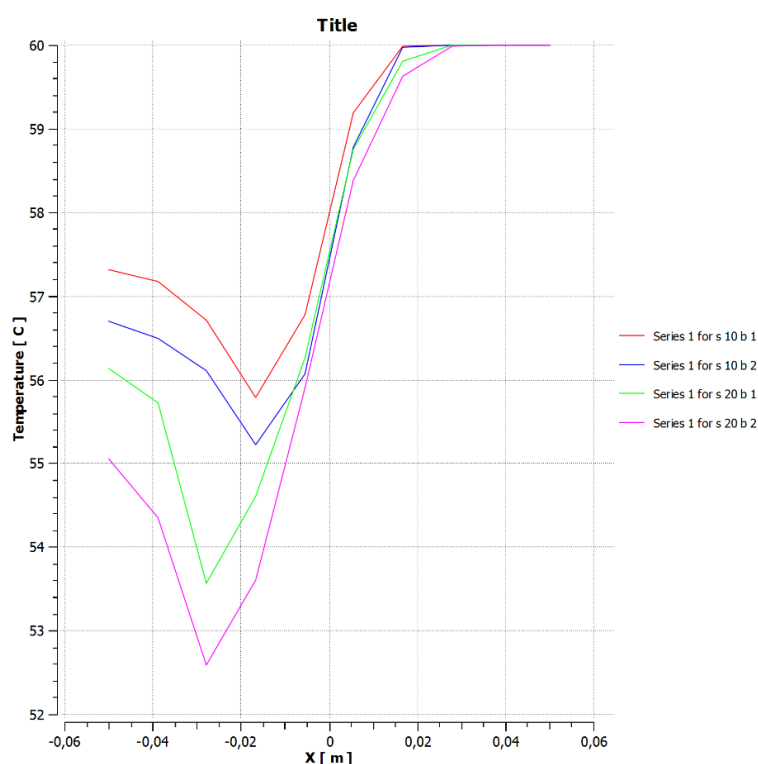


Рис.4. Графік температур проходження процесів

З урахуванням того, що було змодельовано довжину 10 витків, дає змогу стверджувати, що ми можемо суттєво інтенсифікувати теплообмін в цілому.

4. Висновки

Отже, побудована комп'ютерна модель, яка дає можливість аналізувати ступінь впливу різних параметрів на розподіл температур.

При збільшенні ширини та висоти оребрення в 2 рази, різниця температур на виході збільшується на 2,5 °С, крім того, більша площа впливає на рівномірність розподілу температур.

Комп'ютерна модель дозволяє імітувати реальний фізичний процес, тому може використовуватися для побудови теплообмінного обладнання.

Література

1. Настанова СТ-Н МОЗУ 42-4.0:2016 Лікарські засоби. Належна виробнича практика

2. ДСТУ ГОСТ ИСО 14644-1:2004 Чисті приміщення і пов'язані з ними контрольовані середовища. Частина 1. Класифікація чистоти повітря (ГОСТ ИСО 14644-1-2002, IDT)

3. Лобанов И.Е. Теория интенсифицированного теплообмена и эффективности его применения для перспективных компактных теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве [Текст] /И.Е. Лобанов, Л.М. Штейн// Альманах современной науки и образования. Тамбов: Грамота, 2010 – №3(34). – Часть 1.

2. Тези для XI Всеукраїнської науково-практичної конференції присвяченої 170 річниці від дня народження Іллі Мечнікова, Київ, 21 квітня 2017р.

УДК 66-5

ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ В ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТАХ

Бас Т.О., Шибецький В.Ю.

НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
пр. Перемоги 37, Київ, 03056, vi8640vi@gmail.com

В багатьох галузях техніки, а саме в сучасних виробництвах стерильних матеріалів використовуються різноманітні теплообмінні апарати, де в результаті інтенсифікації теплообміну може мати місце зниження їх масогабаритних показників при постійному тепловому потоці, гідравлічних витратах і температурах теплоносія. В деяких випадках задача полягає в отриманні необхідного теплового рівня стінок поверхні теплообміну при необхідних режимах і конструкції теплообмінника.

Спосіб інтенсифікації теплообміну визначається характером, режимом, характеристиками робочого теплоносія. Найменша тепловіддача присутня при протіканні газоподібних речовин, тому інтенсифікація тепловіддачі в таких процесах має найбільше значення. Розповсюджені методи підвищення тепловіддачі з поверхонь теплообміну, пов'язані з підвищенням швидкості течії теплоносія, часто є малоєфективними.

Аналіз технологічних процесів дозволяє зробити висновок, що температурні інтервали, реалізовані в цих процесах, достатньо широкі, отже для гідравлічного опору забезпечення необхідної точності

і надійності температурних режимів доцільно застосовувати теплообмінники трубчатого типу з інтенсифікованою тепловіддачею, які мають стійкі характеристики теплообміну у великому діапазоні температур.

Для інтенсифікації тепловіддачі використовується накатка, тобто обробка матеріалів поверхневим пластичним деформуванням за допомогою роликів, зубчастих накатників і т.п. Глибина накатки впливає на підвищення теплової потужності, гідравлічного опору теплообмінника і на девіацію об'єму теплообмінного апарату при різних відношеннях коефіцієнтів тепловіддачі із зовнішньої та внутрішньої сторін теплообмінника. Мають місце залежності довжини теплообмінного апарату і площі його поперечного перерізу від глибини накатки d/D , що дозволяє виявити рівень зменшення цього показника в залежності від різноманітних геометричних параметрів і режимів роботи. Залежність впливу від відносної глибини накатки d/D зображена на рисунку.

1. Лобанов Н.Е. Теория интенсифицированного теплообмена и эффективности его применения для перспективных коллатных теплообменных аппаратов, применяемых в современном металлургическом производстве [Текст] / Н.Е. Лобанов, Л.М. Штейн // Альманах современной науки и образования. Тамбов: Грамота, 2010 – №3(34). – Часть 1.

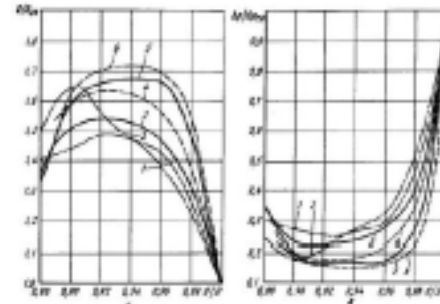


Рис.1. Залежність впливу від відносної глибини накатки d/D : а – зміна теплової потужності при різноманітних t/D ; б – зміна

УДК 663.1

ПІДГОТОВКА ПОВІТРЯ НА БІОТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИРОБНИЦТВАХ*Бас Т.О., Шибецький В.Ю.**НТУУ «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
пр. Перемоги 37, Київ, 03056, vi8640vi@gmail.com*

Більшість продуцентів є аеробами, і для їх нормального розвитку в процесі культивування необхідно подавати в достатній кількості стерильне повітря. Повітря після аерації зростаючої культури може містити спори або клітини мікроорганізмів, тому перед виводом в навколишнє середовище повітря також потребує очистки. Таким чином, повітря що подається в апарати та видаляється з них потребує очистки. Особливо високі вимоги стерильності висуваються при підготовці повітря для аерації глибинної культури.

Існує декілька способів очистки і стерилізації повітря, заснованих на двох принципах: умертвіння мікроорганізмів і їх механічне відділення. Перший принцип лежить в основі методів впливу високих температур, ультрафіолетового або іонізуючого випромінювання, фенол- і ртутновмісних агентів, пропускання повітря через 10%-вий луговий розчин або 15-20%-вий розчин кислоти в спеціальних баштах. Використання хімічних стерилізуючих агентів недопустиме, тому що їх сліди в апаратах і середовищах можуть негативно впливати на розвиток мікроорганізмів. Використання методу впливу сухого тепла для стерилізації повітря при температурі до 300°C ефективно знищує мікрофлору, але економічно невиправдано.

Принципова технологічна схема очистки і стерилізації повітря представлена на рис.1. Повітря з повітрязабірника поступає у фільтр попередньої очистки 1, де повітря стиснується до 350-500 кПа в компресорі 2, охолоджується до температури 30-40°C в холодильнику 3 з наступним відділенням утвореного аерозолу у вологовідділювачі 4. Відносна вологість повітря і температура визначається термодатчиком після виходу з нагрівача 5. Відхилення температури від заданої реєструють прилади на вході у фільтр 6 щоб змінити температуру до величини, визначеної регламентом. Остаточна стерилізація повітря здійснюється в індивідуальному фільтрі тонкої очистки 7. Проте дана схема є застарілою та потребує вдосконалення, адже стадія охолодження повітря не є достатньо інтенсивною. Інтенсифікувати процес можна шляхом збільшення поверхні теплообмінника, наприклад оброблення, або шляхом створення турбулізації потоку.

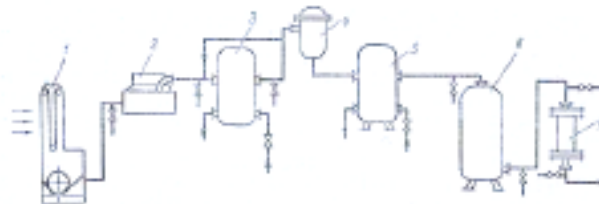


Рис.1.
Технологічна
схема очистки
повітря

1. Грачева И.М. Биотехнология биологически активных веществ. Учебное пособие для студентов высших учебных заведений [Текст] / под ред. И.М. Грачевой, Л.А. Ивановой // М: НПО «Эльвар», 2006. – 453с.