

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ**

**Інститут:** Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім. акад.  
І.С.Гулого

**Кафедра:** Теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

Директор інституту

\_\_\_\_\_ Сергій БЛАЖЕНКО

(підпис)

(ім'я та прізвище)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024 р.

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Валентин ПЕТРЕНКО

(підпис)

(ім'я та прізвище)

« \_\_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2024р .

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ МАГІСТРА**

зі спеціальності \_\_\_\_\_ 144 Теплоенергетика \_\_\_\_\_

(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ Теплоенергетика та енергоефективні технології \_\_\_\_\_

**на тему: Вдосконалення системи охолодження компресора шляхом використання пластинчастого теплообмінника**

Виконав: здобувач 2 курсу, групи ТЕ-1-10М

\_\_\_\_\_ Гудзь Іван Юрійович \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_ Недбайло Олександр Миколайович \_\_\_\_\_

(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_

(ім'я та прізвище)

(підпис)

Я, як здобувач Національного університету харчових технологій, розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідні джерела

Здобувач \_\_\_\_\_

(підпис)

Київ – 2024 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут

ім. акад. І.С. Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь

магістр

Спеціальність

144 Теплоенергетика

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Теплоенергетика та енергоефективні технології

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри **ТЕХТ**

проф. Валентин ПЕТРЕНКО

"01" жовтня 2024 року

**З А В Д А Н Н Я**

**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА**

Гурда Івана Зоріовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Вдосконалення системи охолодження компресора шляхом використання пластинчастого теплообмінника.

керівник роботи Звобайло Олександр Михайлович, Д.Т.Н., с.н.с.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затвердені наказом закладу вищої освіти від 01.10.2024 року № 859-кв

2. Строк подання здобувачем роботи 03.12.2024 року

3. Вихідні дані до роботи Гвинтовий компресор REINHER RS-132  
Температура конденсації  $Q = 99$  кВт; поточкова температура  $T_1 = 90^\circ\text{C}$   
 $T_1' = 70^\circ\text{C}$ . Поточкова температура теплоносія у холодильнику  
 $T_2' = 15^\circ\text{C}$   $T_2'' = 45^\circ\text{C}$

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Аналіз світового досвіду щодо систем охолодження компресорів.

2. Визначення теплофізичних параметрів пластинчастого теплообмінника.

3. Математичне моделювання теплообмінника

4. Техніко-економічне обґрунтування ефективності проекту.

5. Перелік графічного матеріалу

Презентація Power Point - 12 слайдів



## АНОТАЦІЯ

Метою роботи є аналіз умов теплообміну в рекуперативному пластинчастому теплообміннику у відповідності до заданого теплового режиму та розроблення рекомендацій щодо його ефективного використання в складі системи охолодження гвинтового компресора RENNERS-132.

Об'єкт досліджень - рекуперативний пластинчастий теплообмінник.

Предмет дослідження: теплообмін у рекуперативному пластинчастому теплообміннику із визначенням його теплотехнічних характеристик для заданого теплового режиму.

Наукова новизна.

Розроблена у програмному комплексі ANSYS Fluent скінчено-елементна CFD-математична модель теплообміну у рекуперативному пластинчастому теплообміннику, що враховує особливості теплового режиму охолодження гвинтового компресора RENNERS-132.

Практичні результати.

На основі отриманих результатів розрахунків, за математичною моделлю теплообміну, були розроблені рекомендації щодо ефективного використання рекуперативного пластинчастого теплообмінника в складі системи охолодження гвинтового компресора RENNERS-132.

Використання систем теплозабезпечення, що використовують утилізовану теплоту є одним із можливих напрямів підвищення ефективності експлуатації компресорних установок. При тому це є можливим без значних витрат на проєктні та дослідно-конструкторські роботи. Утилізована теплота може бути використана для опалення виробничих приміщень, промислового гарячого водопостачання тощо.

**Ключові слова:** рекуперативний пластинчастий теплообмінник, гвинтовий компресор, система охолодження.

## ANNOTATION

The purpose of the work is to analyze the heat exchange conditions in the recuperative plate heat exchanger in accordance with the given thermal regime and to develop recommendations for its effective use as part of the cooling system of the RENNER RS-132 screw compressor.

Object of research: recuperative plate heat exchanger.

The subject of the study: heat exchange in a recuperative plate heat exchanger with determination of its thermal characteristics for a given thermal regime.

Scientific novelty.

A finite-element CFD-mathematical model of heat exchange in a recuperative plate heat exchanger, which takes into account the peculiarities of the thermal mode of cooling of the RENNER RS-132 screw compressor, was developed in the ANSYS Fluent software complex.

Practical results.

Based on the obtained results of calculations based on the mathematical model of heat exchange, recommendations were developed for the effective use of the recuperative plate heat exchanger as part of the cooling system of the RENNER RS-132 screw compressor.

The use of heat supply systems that use recycled heat is one of the possible ways to increase the efficiency of operation of compressor units. At the same time, it is possible without significant costs for design and research and development works. Recycled heat can be used for heating industrial premises, industrial hot water supply, etc.

**Keywords:** recuperative plate heat exchanger, screw compressor, cooling system.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ . . . . .	.6
ВСТУП . . . . .	.7
1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ЩОДО ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ КОМПРЕСОРІВ . . . . .	.8
1.1 Технологічні особливості стиснення повітря . . . . .	.8
1.2 Рекомендації щодо раціональної експлуатації систем стисненого повітря . . . . .	.10
1.3 Поршневі компресори . . . . .	.12
1.4 Ротаційні компресори . . . . .	.13
1.5 Гвинтові компресори . . . . .	.13
1.6 Температура стисненого газу . . . . .	.17
1.7 Система охолодження компресора . . . . .	.22
2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ . . . . .	.29
2.1 Вихідні дані для розрахунку . . . . .	.29
2.2 Тепловий розрахунок параметрів пластинчастого теплообмінника	.29
3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОБМІНУ В ПЛАСТИНЧАСТОМУ ТЕПЛООБІМНИКУ . . . . .	.35
3.1 Постановка задачі дослідження . . . . .	.35
3.2 Стислий порівняльний аналіз методів та принципів числового розрахунку пристінних течій, що задовольняють наближенню примежового шару . . . . .	.42
3.3 Результати моделювання пластинчастого теплообмінника у пакеті ANSYS Fluent . . . . .	.52
3.4 Гідравлічні характеристики пластинчастого теплообмінника . . . . .	.62
4 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП – ПРОЄКТУ . . . . .	.65
4.1 Резюме проекту . . . . .	.65

4.2 Організація проекту . . . . .	.68
4.3 Ключові види діяльності проекту . . . . .	.70
4.4 Ціннісні пропозиції та споживачі . . . . .	.72
4.5 Обґрунтування ресурсів та витрат проекту . . . . .	.72
4.6 Грошовий потік та економічна оцінка проекту . . . . .	.78
ВИСНОВКИ . . . . .	.80
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ . . . . .	.81
Додаток А. Теплове поле теплообмінника в ізометрії . . . . .	.82

# ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Умовні позначення:

$b$  - ширина каналу, мм;

$D_H$  – зовнішній діаметр корпусу секції, мм;

$F$  – площа, м<sup>2</sup>;

$h$  – висота каналу, мм;

$l$  - довжина каналу, мм;

$m$  – маса, кг;

$Q$  - теплова потужність, Вт;

$r$  – об'ємна частка,

$t$  – температура, °С;

$V$  – об'єм, м<sup>3</sup>;

$W$  – швидкість, м/с;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\Delta t$  – температурний напір, °С;

$\zeta$  – коефіцієнт опору;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

$\nu$  – кінематична в'язкість, м<sup>2</sup>/с

$\rho$  – густина, кг/м<sup>3</sup>;

$A$  - коефіцієнт, що залежить від типу пластин;

$B$  – коефіцієнт, що залежить від типу пластини;

$c_p$  – теплоємність, Дж/(кг·К)

$X$ - число ходів;

Індекси нижні:

$max$  – максимальний;

$v$  – вода;

$від$  – відхідний;

вр – внутрішній;  
гл – гладкий;  
нагр – нагрівальний;  
зовн – зовнішній;  
екв – еквівалентний;  
конв – конвективний;  
пл – пластина;  
сек – секція;  
ср – середній;  
ст – стінка.

Індекс верхній:  
уст – установка.

Числа подібності:  
Pr – число Прандтля;  
Re – число Рейнольдса.

Скорочення  
ККД – коефіцієнт корисної дії.

## ВСТУП

При стисненні повітря виділяється значна кількість теплоти. Її кількість збільшується з підвищенням тиску і зменшенням об'єму. Стиснене повітря проходить стадію, на якій теплота виводиться, і тільки після неї повітря потрапляє до системи розподільчих трубопроводів. Високопродуктивні повітряні компресори (компресори з двигунами високої потужності) повинні забезпечуватися системою охолодження, що дозволить охолодити як нагріті частини компресора, так і стиснене повітря, що одержується. Сьогодні без використання мастильно-охолоджуючих рідин не обходиться робота жодного підприємства. Адже мастильні рідини необхідні на різних етапах виробництва. Системи охолодження можна умовно розділити на два види: повітряне охолодження і водяне. При повітряному охолодженні зниження температури відбувається за рахунок обдування атмосферним повітрям. Водяне ж охолодження вимагає додаткового обладнання, що впливає на зниження надійності і збільшення вартості всієї установки. Як було вже сказано, що під час роботи компресорів виділяється значна кількість теплоти, яку можна використовувати з користю. Звідси випливає, що цілком можливо рекуперувати цю теплоту у вигляді гарячої води або гарячого повітря. В даній дипломній роботі буде розглянуто один із методів використання цієї теплової енергії з метою рекуперації теплоти задля нагрівання води для побутових потреб за допомогою теплообмінник.

# 1 АНАЛІЗ ПРОБЛЕМАТИКИ ЩОДО ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ОХОЛОДЖЕННЯ КОМПРЕСОРІВ

## 1.1 Технологічні особливості стиснення повітря

Стиснене повітря використовується практично у всіх галузях народного господарства. За різними оцінками, його виробництво, що становить до 10% від загального споживання, є одним з основних споживачів електроенергії. При цьому втрати стисненого повітря від джерела до кінцевого споживача становлять 25 - 30%.

При цьому абсолютна величина споживання дуже висока в галузях, де виробництво стисненого повітря становить незначну частку в загальному балансі споживання електроенергії, таких як вугільна, чорна та кольорова металургія, хімічна та нафтохімічна промисловість.

Тому потенціал зниження втрат електроенергії в системах стисненого повітря дуже високий (до 30%), і цей факт є підставою для обов'язкового включення цієї системи в перелік об'єктів енергоаудиту.

Слід зазначити, що виробництво стисненого повітря є збитковим з точки зору енергоефективності. Через високі втрати від джерела споживання стисненого повітря (приводу компресора) до кінцевого споживача, який споживає електроенергію, вартість стисненого повітря приблизно в 50 разів перевищує ціну викопного палива і в 15 разів - ціну електроенергії. Насправді лише 10 % спожитої енергії використовується в кінцевій точці споживання стисненого повітря.

Система стисненого повітря на підприємстві складається з однієї або декількох компресорних установок, магістральних трубопроводів і розподільчих систем з арматурою.

Компресорні установки включають в себе компресор, його привід, засоби керування та допоміжне обладнання (всмоктувальні фільтри,

повітроохолоджувачі, насоси охолодження, мастилопроводи та повітропроводи всмоктуваного повітря).

Повітророзподільні мережі включають магістральні та розподільні повітропроводи, повітрозабірники (ресивери), повітроохолоджувачі, мастиловіддільники та повітроосушувачі.

У об'ємних компресорах тиск газу зростає зі зміною об'єму.

У лопатевих компресорах тиск газу збільшується за рахунок потужного впливу обертового колеса на потік газу. Іншими словами, це відбувається завдяки перетворенню високошвидкісної енергії в тиск.

Температура стисненого повітря по різному впливає на окремі частини системи. Так, наприклад, для поршневих компресорів температура стисненого повітря в проміжному холодильнику може перевищувати  $+600^{\circ}\text{C}$ , а для турбокомпресорів  $+700^{\circ}\text{C}$ . Зниження температури стисненого повітря в проміжних охолоджувальних установках на кожні  $60^{\circ}\text{C}$  призводить до економії енергії приблизно на 1%. Підвищення додатково на  $200^{\circ}\text{C}$  збільшує споживання енергії на 14% за інших порівнянних умов.

## 1.2 Рекомендації щодо раціональної експлуатації систем стисненого повітря

Рекомендації щодо раціональної експлуатації систем стисненого повітря:

- патрубок всмоктування компресора повинен розташовуватися поза запиленими приміщеннями та подалі від робочих місць, будівель і поверхонь з високим рівнем тепловиділення. Якщо витяжні повітропроводи проходять через зони підвищеного тепловиділення, вони мають бути ізольовані;

- на компресорах, що інтенсивно експлуатуються, слід вчасно замінювати кільцеві або дискові клапани;

- дискові клапани слід замінити на прямоточні;

- доцільною є заміна чавунних поршневих кілець на ущільнення виготовлені з антифрикційного матеріалу у поршневих компресорах, що дозволяє дещо знизити питомі витрати електроенергії;

- ефективність використання гвинтових компресорів можна підвищити за рахунок вдосконалення масляного охолоджувача, що є напрямом даної роботи.

- підтримання відповідного значення температури на виході з компресора: 1250°C для поршневих компресорів і 1500°C для турбокомпресорів. Завдяки тому, що теплота при цьому використовується повторно (як вторинна енергія), підвищується загальна енергоефективність роботи компресора;

- на робочих місцях, де розбір стисненого повітря значно коливається, має бути встановлений додатковий ресивер на вході (що може заощадити до 20%).

- доцільним є встановлення автономних компресорів для споживачів, що розташовані на значній відстані;

- мають бути встановлені автоматичні масляні сепаратори. Це дозволяє значно зменшити витоки повітря і виключити ручну продувку;

- зниження тиску в системі стисненого повітря до оптимального значення (там, де це можливо, замість суттєво надлишкового);

- розділення повітропроводів високого та низького тиску (для відповідних споживачів).

- регулярний огляд повітропроводів для локалізації та усунення витоків повітря;

- очищення повітрозабірних решіток;

- можлива заміна загального компресора стисненого повітря на розгалужені вентилятори високого тиску;

- заміщення стисненого повітря іншими енергоносіями.

Якщо на підприємстві є кілька компресорів різної потужності, дуже

важливо вибрати компресор, що найкраще відповідає загальному (типовому) навантаженню з точки зору ефективного використання енергії. При цьому необхідно враховувати відносну ефективність окремих компресорів.

Для вибору найбільш підходящого за параметрами компресора важливими є наступні фактори:

- необхідно постійно контролювати добові коливання навантаження.
- дотримання загальних правил регулювання тиску в системах стисненого повітря для мінімізації споживання енергії, а саме підтримання тиску повітря для кінцевого споживача на якомога нижчому рівні;
- доцільним є використання електронних реле тиску замість електромеханічних реле тиску;
- підтримання загального діапазону значень тиску якомога меншим;
- регулювання діапазону тиску в залежності від часу дозволяє значно заощадити, особливо вночі (пільговий нічний тариф на електроенергію).

### 1.3 Поршневі компресори

Поршковий компресор – це змінно-об'ємна машина, що стискає повітря за допомогою поршня. Протягом тривалого часу поршкові компресори були основним типом обладнання в промисловості.

Вони мають одну важливу перевагу: при повному та частковому навантаженні зберігають свою ефективність, особливо у двоступінчастому виконанні. Основні технічні характеристики: подача – до 500 м<sup>3</sup>/год; ступінь підвищення тиску –  $P_2/P_1 = 5 \div 1000$ , ККД –  $\eta = 0,5 \div 0,8$ ; виконання: одно- або багатоступінчасті.

В даний час намітилася тенденція до їх заміни, в основному, через високі вимоги до технічного обслуговування, витрат на встановлення та шуму під час роботи. Разом з тим, при відповідному технічному обслуговуванні, поршкові компресори є дуже ефективними, хоча їх робота

погіршується згодом через зношеність циліндрів, поршнів та поршневих кілець; зношеності та задиру клапанів.

Їх основні недоліки:

- втрати холостого ходу – до 25% повного навантаження;
- зниження ККД через знос клапанів та циліндрів;
- погана ефективність безмасляних систем із використанням

поршневих колін.

#### 1.4 Ротаційні компресори

Ротаційні компресори складаються з ротора, що ексцентрично встановлений в циліндричній камері, що при обертанні стискає повітря між лопатками.

Основні технічні характеристики: подача – до 500 м<sup>3</sup>/год; ступінь підвищення тиску -  $P_2/P_1 = 3 \div 12$ , ККД –  $\eta = 0,5 \div 0,7$ .

Частіше використовуються при менш навантажених режимах роботи (наприклад, при роботі в одну або дві зміни), вимагають для нормальної роботи наявності масла для забезпечення необхідних ущільнень та змащування лопатей. Основна перевага ротаційних пластинчастих машин полягає в тому, що вони не вимагають великих капіталовкладень.

#### 1.5 Гвинтові компресори

Гвинтові компресори належать до сімейства об'ємних компресорів. Повітря стискається між двома колесами з гвинтовим профілем, що протилежно обертаються, надходить до компресора і відводиться через відповідні отвори в кінці корпусу.

Така конфігурація компресора сприяє створенню шумів, якщо відсутні

спеціальні шумопоглиначі. Тому, подібні установки, як правило, розташовують у звукопоглинальній оболонці, що знижує шуми до низького рівня та забезпечує підключення до обладнання системи утилізації теплоти.

Гвинтовий компресор складається з невеликої кількості основних деталей (рис. 1.1), до яких відносяться: корпус, ротори, опорні та підпорні підшипники, ущільнення тощо.

На середній потовщеній частині роторів нарізані гвинти - найбільш складні і точні деталі гвинтового компресора. Обертання роторів гвинтів синхронізується шестернями, які сидять на валах роторів.

Гвинти сучасних гвинтових компресорів є циліндричні косозубі крупномодульні шестерні з зубами спеціального профілю. Зуби кожного з гвинтів в перерізі площини, перпендикулярній осі обертання гвинта (торцевої площиною), окреслені спеціально підібраними кривими, що утворюють профіль зубів. Профілі зубів парних гвинтів підбираються таким чином, щоб при взаємній обкатці гвинтів їх зуби сполучалися теоретично без зазорів. У свою чергу вершини зубів, при обертанні гвинтів описуючі циліндричні поверхні, утворюють з корпусом також теоретично беззазорне сполучення [1].

Цілком очевидно, що для обертання гвинтів поміж ними, а також між гвинтами і корпусом повинні бути малі, але безпечні для руху гвинтів зазори. Величина цих зазорів, є одним з основних факторів, що визначають економічність гвинтових машин.

Для збереження двосторонніх бічних зазорів між зубами гвинтів їх вали з'єднуються шестернями, що виключають можливість взаємного торкання гвинтів. Збереження зазорів між гвинтами і корпусом в радіальному і осьовому напрямках забезпечується опорними і підпорними підшипниками. Все це відноситься до гвинтових машин сухого стиснення, що працюють без подачі мастильної рідини в робочий простір.

В останні роки поширилися гвинтові компресори, що працюють з подачею масла до робочого простору. У цих машинах гвинти можуть

взаємно стикатися, якщо це допускає характер торкання бічних профілів їх зубів, і тоді шестерні на роторах можуть бути відсутні. Однак дотик гвинтів з корпусом і в цьому випадку неприпустимий.

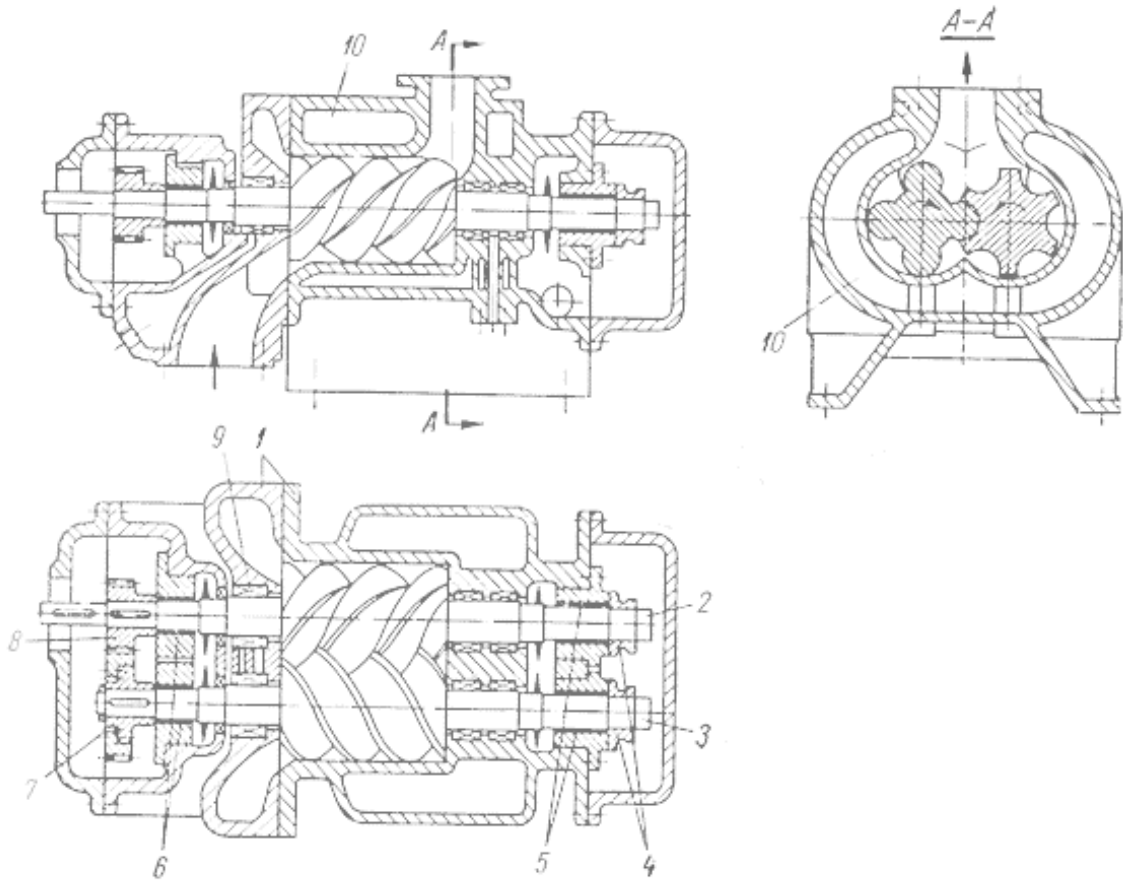


Рисунок 1.1 – Конструктивна схема гвинтового компресора з охолодженням корпусу

Гвинтові компресори, що працюють з подачею мастила в робочий простір, отримали назву маслозаповнених.

У гвинтових компресорах відсутні клапани або будь-які інші розподільні органи. Вони не мають також частин, що здійснюють зворотно-поступальний рух.

На рис. 1.2 показані схематичні розрізи гвинтового компресора. У корпусі 1, що складається з декількох частин, є відповідні розточення з паралельними осями, в яких поміщаються ротори.

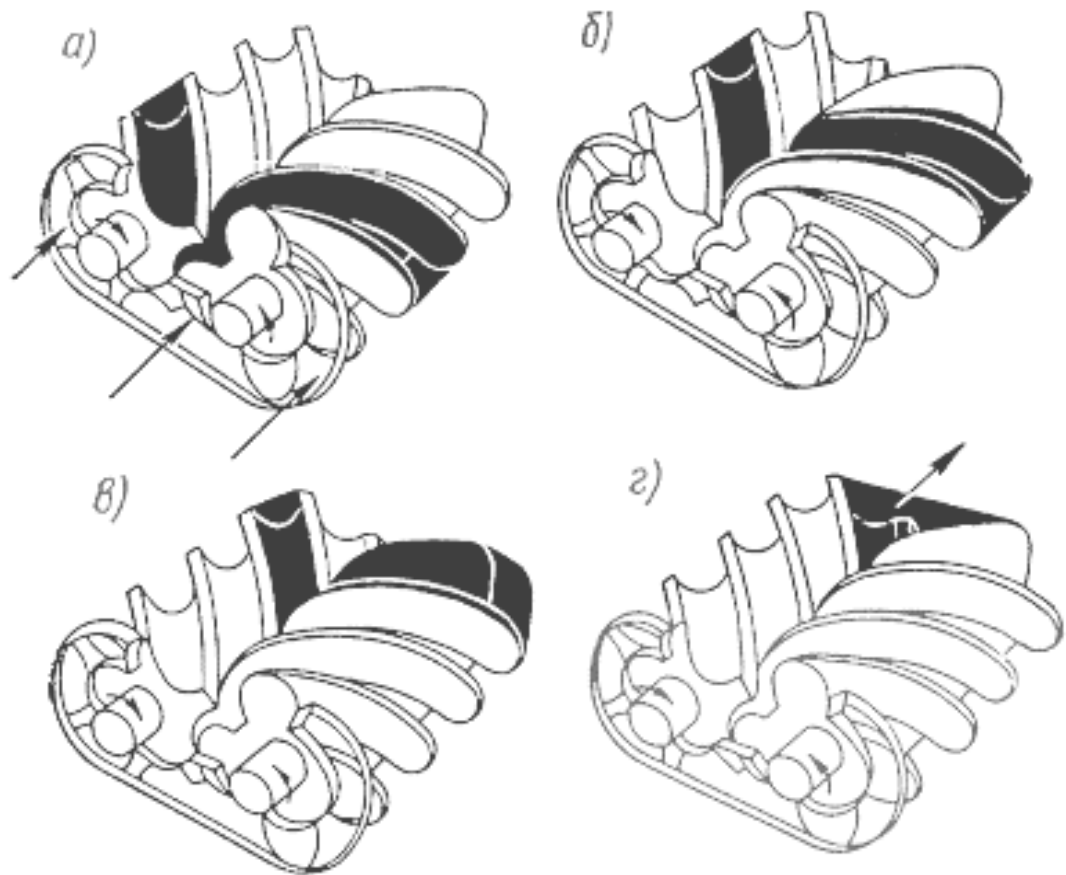


Рисунок 1.2 – Послідовність робочого процесу в компресорі:

а - всмоктування; б - стискання; в - закінчення внутрішнього стискання;  
г - витискання газу.

Розточення корпусу під гвинти перетинаються між собою, утворюючи в поперечному перерізі фігуру у вигляді вісімки. Ці розточення утворюють один загальний простір, який з одного торця повідомляється за допомогою вікна всмоктування з патрубком або камерою всмоктування, з іншого по засобом вікна нагнітання з патрубком або камерою нагнітання. Вікна всмоктування і нагнітання взаємно розташовані по діагоналі. Таке ж розташування можуть мати і патрубки, всмоктування і нагнітання, не виключаючи в той же час до іншого їх взаємного розташування на корпусі компресора.

Вікно всмоктування має форму приблизно двох дотичних розімкнутих

кільцевих секторів. Воно розташоване з торця гвинтів і заходить іноді на невеликій ділянці і на бічну поверхню. Вікно нагнітання, як правило, розташовується і збоку і з торця гвинтів.

Корпус компресора має порожнини 10 для циркуляції охолоджувальної рідини або, якщо тиск стискання невеликий, ребра для охолодження зовнішнім потоком повітря. У маслозаповнених компресорах, а також в машинах, що працюють з уприскуванням охолоджуючої рідини в робочий простір, що виділяється при роботі компресора теплота несеться рідиною. Такі компресори спеціального охолодження корпусу не мають.

### 1.6 Температура стисненого газу

Температура газу в гвинтовому компресорі є одним з основних параметрів, що визначають в кінцевому рахунку багато конструктивних, теплові та енергетичні показники машини. Однак вплив температури в гвинтовому компресорі досліджено менше інших параметрів перш за все тому, що вимір її в робочому просторі гвинтвей машини представляє надзвичайно великі труднощі. З цієї причини поки ще немає експериментальних значень змінюється в процесі стиснення температури. Є лише кінцева температура процесу. При проектуванні гвинтового компресора ця температура повинна бути розрахована за одним з рівнянь, якими користувалися при обробці експериментальних даних для визначення показників політропи. Для цього попередньо необхідно задатися значенням коефіцієнта подачі, який в подальшому має бути уточнений, а температура відкоригована.

Дуже важливо правильно врахувати вплив основних факторів на температуру газу, що нагнітається.

На рис. 1.3 показана експериментальна залежність  $\Delta T = f(\sum f_{\text{щ}})$ , де  $\Delta T = T_n - T_0$ .

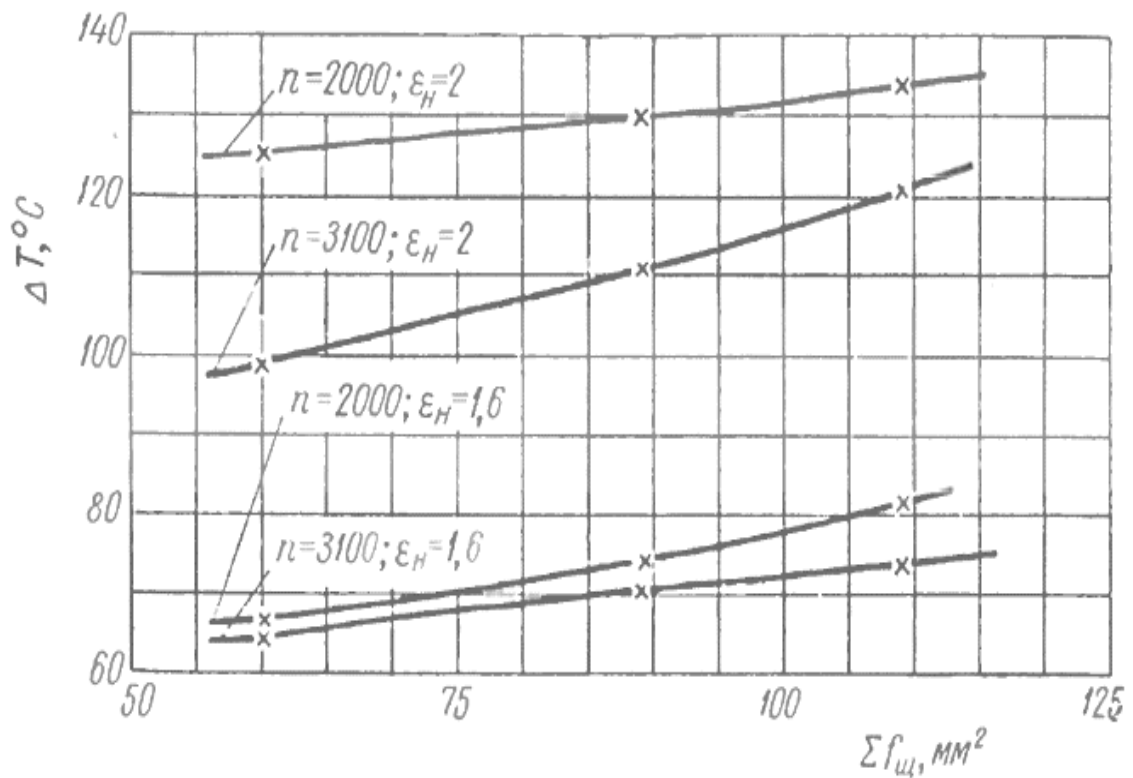


Рисунок 1.3 – Залежність збільшення температури нагнітання від сумарної площі перерізу щілин

Для режимів при  $\varepsilon_H = 2$  для компресора, що розглядається, до внутрішнього ступеню стискання газу  $\varepsilon_a$  при частоті обертання  $n=2000$  зменшення площі перерізу майже не впливає на зменшенні  $\Delta T$ , так як при всьому все ж наявні великі втрати. При тому же значенню  $\varepsilon_H = 2$  із збільшенням частоти обертання  $n = 3100$  спадає відносна величина протікання, тому  $\Delta T$  зменшується, при чому більш різке падіння  $\Delta T$  зі зменшенням площі перерізу щілин  $\Sigma f_{щ}$  пояснюється зменшенням абсолютної величини протікання [2].

На режимі  $\varepsilon_H = 1,6$  і  $n = 2000$  об./хв. величини  $\varepsilon_H$  і  $\varepsilon_a$  мають менший розрив, ніж на режимі  $\varepsilon_H = 1,6$  і  $n = 3100$  об./хв., але в останньому випадку

відносна величина протікання менша, тому криві при цьому розташовані близько. Зменшення загального ступеня стискання, як видно з розташування кривих при  $\varepsilon_n = 1,6$  і  $\varepsilon_n = 2$ , сильно впливає на збільшення температури нагнітання.

На рис. 1.4 представлені експериментальні залежності збільшення температури від частоти обертання при різних ступенях стискання і різної інтенсивності тепловідведення. На рис. 1.5 наведені ті ж залежності, перебудовані в координатах  $\Delta T$  і  $\varepsilon_n$ .

Наведені дослідні дані дозволяють зробити наступні висновки:

1) охолодження корпусу компресора значно знижує температуру повітря, що нагнітається і стабілізує її значення; ця стабілізація настає з підвищенням ступеня стискання при більш високій частоті обертання.

2) приріст температури зменшується зі зменшенням абсолютної величини витоків газу в компресорі; зменшення розмірів щілин і поліпшення осьової герметичності призводить до зменшення.

3) приріст зменшується зі збільшенням коефіцієнта подачі, тобто зі зменшенням відносної величини витоків і втрат при всмоктуванні, тому зі збільшенням частоти (до досягнення оптимального значення) зменшується.

Оптимальним значенням кутів всмоктування відповідає мінімальний приріст значення температури при стисканні внаслідок зменшення перетоків і фактичного внутрішнього ступеню стискання.

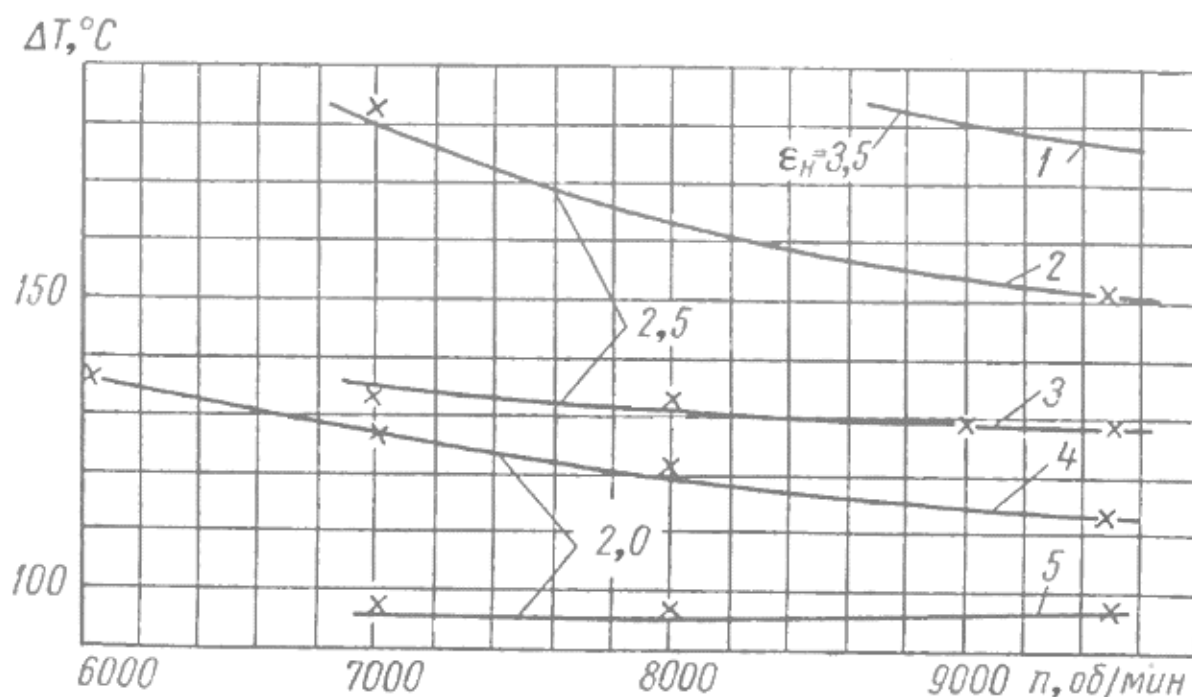


Рисунок 1.4 – Підвищення температури стисненого повітря в залежності від частоти обертання при різних ступенях стискання та інтенсивності тепловідводу ( $\varepsilon_i = 2,48$ ):

1, 3, 5 - в корпусі, що охолоджується (витрата охолоджуваної води 1400 кг/год.); 2, 4 - без охолодження.

При інтенсивному охолодженні корпусу компресора, наприклад водою, зниження температури нагнітання відбувається не тільки за рахунок віддачі теплоти від повітря. Зниження температури відбувається також із-за фактичного зменшення зазорів в робочому режимі компресора.

Насправді, температура гвинтів, в основному, прямує за температурою повітря, що нагнітається. При відсутності штучного охолодження корпус в тій його частині, де розташовані камера нагнітання і область стискання, має температуру також досить високу, хоча і більш низьку, аніж температура гвинтів. При охолодженні корпусу температура його нагрітої зони відрізняється від температури води на 5 - 10°C. Гвинти знижують свою температуру на помітно меншу величину, що призводить до відчутного

зменшення робочих зазорів в цій зоні. А зменшення зазорів, в свою чергу, призводить до збільшення коефіцієнта подачі, зменшення показників «політропи» і температури нагнітання [6].

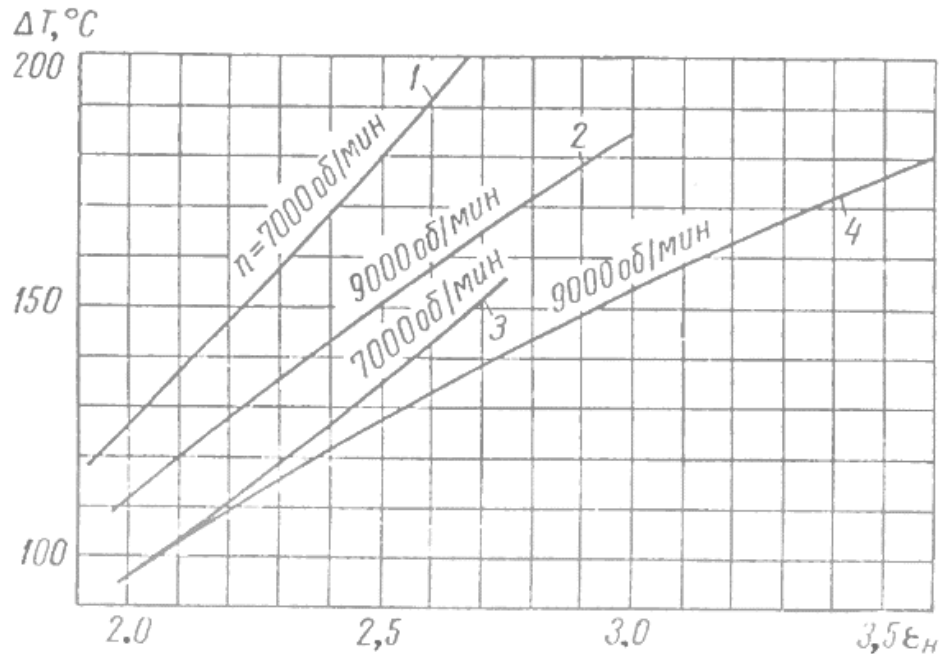


Рисунок 1.5 – Підвищення температури стисненого повітря в залежності від ступені стиснення при різних значеннях оборотів і інтенсивності охолодження ( $\epsilon_2 = 2,48$ ):

1, 2 – без охолодження; 3, 4 – в корпусі, що охолоджується.

Разом з тим, після стабілізації робочих зазорів завдяки інтенсивному охолодженню компресора головну роль починає грати інший фактор - теплопередача, що відбувається що є функцією окружної швидкості гвинтів. З останньою, як відомо, пов'язані швидкості повітря в машині та інших робочих процесів. Саме ці складні явища знаходять узагальнююче відображення в показнику політропи  $m_2$ .

## 1.7 Система охолодження компресора

Система охолодження компресора призначена для:

- підвищення економічності стискання повітря;
- підвищення продуктивності, надійності та терміну експлуатації компресорної машини;

Поліпшення показників досягається за рахунок відведення теплоти від стисненого газу, елементів компресорної установки, масла, що знаходиться в системі змащування, а також за рахунок зниження теплонапруженості елементів компресора [5].

Для забезпечення економічної та надійної роботи компресора (за видом теплоносія), розрізняють наступні типи охолодження:

- повітряне;
- рідинне.

У свою чергу, рідинні системи охолодження компресорів підрозділяються на:

- рекуперативні – безконтактні (через стінку);
- змішувальні (вприскування охолоджуваної рідини).

Нижче розглянемо безпосередньо рекуперативний (безконтактний) метод рідинного охолодження системи.

### 1.7.1 Рідинне охолодження

Рідинні системи охолодження набули широкого використання в компресорних установках середньої та великої продуктивності. Використання даних систем пов'язано з високою ефективністю їх роботи, що обумовлена великим значенням коефіцієнта тепловіддачі для рідин, що в кілька разів перевищують коефіцієнт тепловіддачі для повітря.

### 1.7.2 Безконтактне охолодження

Дана система включає в себе циркуляційний насос, теплообмінник, систему трубопроводів, канали в циліндрах для проходження в них рідини (сорочка охолодження). Сорочка охолодження відливається разом з циліндром (рис. 1.6) або виготовляється із металевих листів.

Відвідні трубопроводи знаходяться в верхній частині охолоджуючої сорочки з метою уникнення можливого виникнення повітряної подушки в котрій концентруються гази, що виділяються із охолоджуваної рідини в процесі нагріву. Підвідні трубопроводи сорочки знаходяться в нижній її частині для можливого зливу охолоджуваної рідини при необхідності.

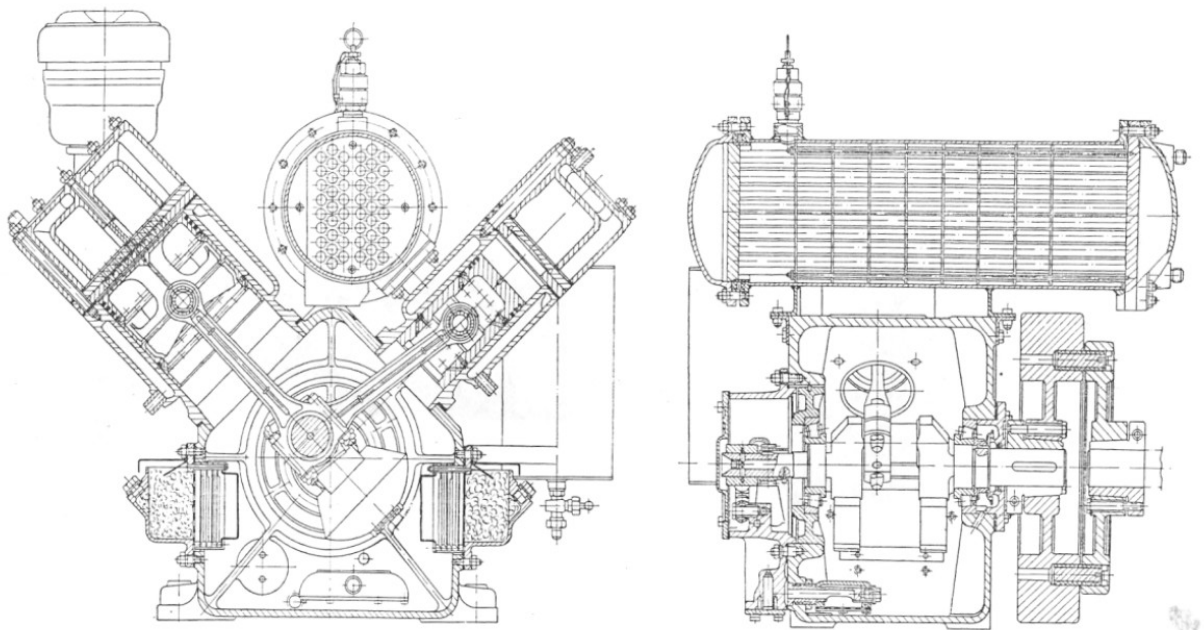


Рисунок 1.6 – Поршневий V- подібний компресор із вилитою охолоджуваною сорочкою [2]

У загальному випадку, розрізняють відкриті та закриті безконтактні рідинні системи охолодження.

### 1.7.3 Відкрита система охолодження

У відкритих системах подача охолоджувальної рідини до сорочок циліндрів компресора і між ступенями здійснюється з відкритого контуру, в якому вода безпосередньо контактує в теплообмінному апараті (градирні) з навколишнім повітрям. Виходячи з того, що в даних системах використовується вода, вони отримали назву - відкриті втовкмачувати системи охолодження. На рис. 1.7 наведена відкрита водооборотних система охолодження багатоступінчастого компресора.

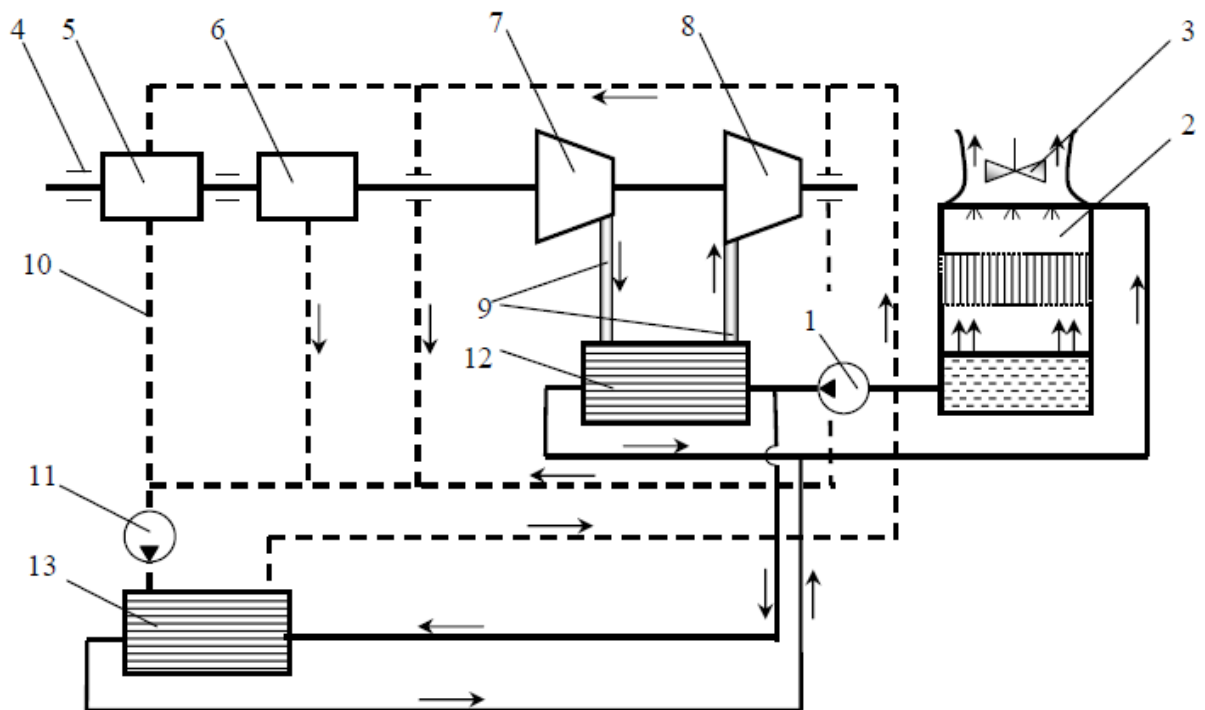


Рисунок 1.7 – Відкрита водооборотна система охолодження:

1 - циркуляційний насос; 2 - теплообмінний апарат (градирня);  
3 - вентилятор; 4 - підшипники; 5 - редуктор; 6 - муфта; 7, 8 – ступені компресора; 9 - повітроводи; 10 - масляна лінія; 11 - маслонасос;  
12 - газоводяний охолоджувач; 13 – маслоохолоджувач

Дана система охолодження працює наступним чином. Стиснений газ з першого ступеня 7 подається в газо-рідинний охолоджувач 12, де віддає теплоту охолоджуючої води і далі надходить у другу сходинку 8 компресора. Паралельно з цим, теплота, що виділяється в результаті тертя в підшипниках

4, редукторі 5 і муфті 6 передається масло, що в свою чергу, за допомогою маслонасоса 11, перекачується в маслоохолоджувач 13. У маслоохолоджувачі 13 теплота від масла відводиться водою. З охолоджувачів 12, 13 вода перекачується у відкритий теплообмінний апарат 2. В останньому здійснюється змішувальний теплообмін води з навколишнім повітрям, а також випарне охолодження. Рух повітря в градирні здійснюється природною тягою (баштові градирні) або вентилятором 3 (вентиляторні градирні). Охолоджена вода стікає в нижню частину градирні та перекачується насосом 1 в охолоджувачі 12, 13. У компресорних установках малої потужності іноді замість градирень застосовуються бризкальні басейни.

Основна перевага відкритих водооборотних систем полягає у високому коефіцієнті тепловіддачі з боку води, в зв'язку з чим, дані системи мають порівняно невеликі габаритні розміри як газо- і маслоохолоджувачів, так і системи в цілому. Крім того, водо-оборотні відкриті системи можуть розміщуватися в безпосередній близькості від компресора, що також говорить про їхню відносну компактність. До основних недоліків відкритих рідинних систем охолодження слід віднести: високу вартість охолоджуючої води і нестабільність характеристик роботи компресора, яка обумовлена тим, що в процесі роботи системи відбувається відкладення солей в елементах системи охолодження (сорочки охолодження, трубопроводи). У зв'язку з цим, з плином часу погіршуються експлуатаційні характеристики компресора (за деякими даними в період 2 - 5 років спостерігається зниження продуктивності компресора на 25 - 30%). Крім того, недоліками використання даних систем є нерентабельність використання низькотемпературної теплоти, одержуваної при роботі водооборотних систем, а також значні економічні та трудові витрати пов'язані з експлуатацією і обслуговуванням даних систем.

Виходячи з розглянутих недоліків відкритих систем охолодження, в даний час є актуальним відмова від даних систем охолодження компресорних установок на користь більш раціональних схем.

#### 1.7.4 Закрита система охолодження

Більш раціональними системами охолодження компресора в порівнянні з відкритими системами є закриті системи рідинного охолодження. Необхідно відзначити, що закриті системи також носять назву комбінованих систем, в силу того, що мають закритий рідинний контур і повітряну систему охолодження. Однак повітряне охолодження присутній практично у всіх раніше розглянутих системах, винятком є лише впорскування рідини. На рис. 1.8 представлена схема закритої системи охолодження. Дана система працює таким чином. Охолодження стисненого газу здійснюється в рідинному охолоджувачі 12. Паралельно з цим в маслоохолоджувачі 13 здійснюється відведення теплоти від масла, що циркулює в системі мастила компресорної установки. У свою чергу охолоджуюча рідина циркулює по закритому контуру за допомогою насоса 1 і сприймає теплоту газу і масла в відповідних охолоджувачах. Надалі теплота, сприйнята охолоджувальною рідиною, відводиться в рекуперативному теплообміннику 2 за допомогою вентилятора 3 в атмосферу [3].

Закриті системи вигідно відрізняються не тільки від відкритих систем, а й систем безпосереднього повітряного охолодження. На відміну від відкритих систем вони дозволяють використовувати в якості теплоносія будь-яку рідину (наприклад, антифризи, масла), що продовжує термін служби компресорної установки в цілому і забезпечує стабільну роботу останньої.

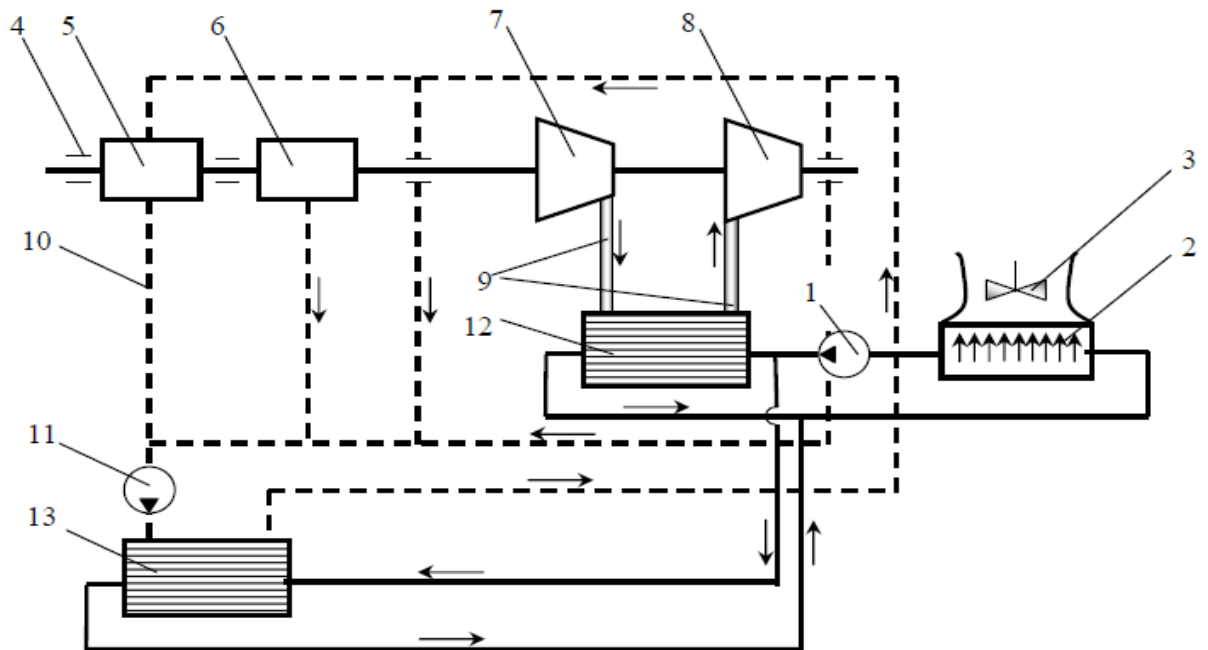


Рисунок 1.8 - Система охолодження з проміжним теплоносієм в закритому контурі:

1 - циркуляційний насос; 2 - рекуперативний теплообмінник;  
 3 - вентилятор; 4 - підшипники; 5 - редуктор; 6 - муфта; 7, 8 - ступені компресора; 9 - повітроводи; 10 - масляна лінія; 11 – маслонасос; 12 – газодводяний охолоджувач; 13 – маслоохолоджувач.

В даному випадку вищенаведені переваги пояснюються відсутністю небезпеки відкладення осаду та забруднення тепловідвідних поверхонь системи. До того ж вищенаведені фактори дозволяють скоротити габаритні розміри системи за рахунок зменшення значення площі тепловідвідних поверхонь і збільшення температури охолоджуючої рідини. Як зазначається в роботі, завдяки значним перепадам температур в закритому контурі (від 40 до 100°C) скорочується витрата проміжного теплоносія і, відповідно, витрати на його заливання, підживлення і прокачування. Таким чином, використання закритих охолоджуючих систем, в порівнянні з відкритими системами, дозволяє мінімізувати витрати на проміжний теплоносій, що у відкритих системах є основними. Також завдяки закритому контуру даних систем з'являється можливість використання теплоти, що виділяється при стисканні

газу. Варто зауважити, що на відміну від систем повітряного охолодження, теплоносій закритого контуру дозволяє опалювати не тільки приміщення компресорної станції, а й об'єкти, що знаходяться на значній відстані від компресорної станції. Всі переваги закритих систем охолодження компресорів підкреслюють доцільність широкого застосування даних систем.

Вищезазначене дозволяє зробити висновок, що розроблення нових систем охолодження з закритим контуром є актуальною науково-практичною задачею.

Широке застосування при цьому отримали пластинчасто-ребристі теплообмінні апарати компактність яких досягає  $2000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ . Великими плюсами цих апаратів є: можливість здійснення теплообміну між трьома, чотирма і більше теплоносіями; найменшу масу і об'єм (отже і вартість) в порівнянні з іншими апаратами.

За своєю будовою пластинчато-ребристі теплообмінники являють собою набір тонких пластин, між якими розташовуються тонкі гофровані листи, припаяні до кожної пластини (рис. 1.9). Таким чином, утворюються ребрені поверхні теплообміну, а теплоносій розбивається на ряд дрібних потоків. Апарат може бути зібраний з будь-якого числа пластин, а теплоносії можуть рухатися або прямоотоком, або перехресним струмом.

На даний момент рекуперація теплоти з компресорного обладнання є дуже актуальною темою. Витрати, витрачені на проектування та монтаж рекуперативного обладнання, окупаються за 1 - 3 роки. Крім того, рекуперація енергії за допомогою замкнутої системи охолодження означає поліпшення умов експлуатації компресора, підвищення надійності його роботи і збільшення термінів служби, завдяки підтримці в компресорі постійної температури. Практично вся енергія, споживана компресорною установкою, перетворюється в теплоту. На сьогоднішній день вже дуже багато підприємств використовують рекуперацію енергії, що істотно скорочує собівартість виробленої продукції.

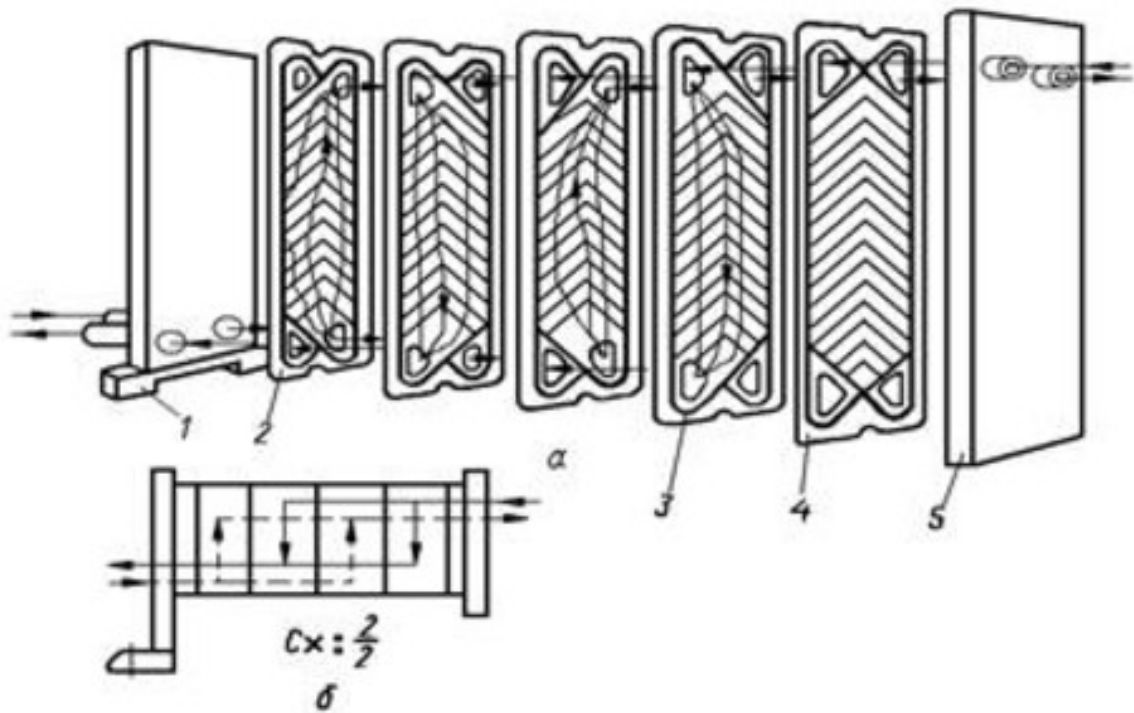


Рисунок 1.9 - Просторова схема руху теплоносіїв (а) і умовна схема компонування пластин (б) в однопакетного пластинчастому розбірному теплообміннику:

1 - нерухома плита, 2 - теплообмінна плита, 3 - прокладка, 4 - кінцева плита, 5 - рухома плита.

На основі вищенаведеного обґрунтування доцільності було вирішено провести математичне моделювання теплообміну від масла з температурою 90°C компресора RENNER RS-132 до охолоджувальної води. Для цього виконані теплові розрахунки параметрів пластинчастого теплообмінника, за результатами яких можливе проектування системи охолодження.

## 2 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛООБМІННОГО АПАРАТУ

### 2.1 Вихідні дані для розрахунку

Для вибору обладнання, яке буде використане для рекуперації тепла, проведемо тепловий розрахунок для кожухотрубного і пластинчатого теплообмінника. За результатами розрахунку буде зроблений висновок яке обладнання буде доцільніше у використанні і більш рентабельним.

Вихідні дані:

Теплова потужність  $Q = 99$  кВт

Початкова температура грійного теплоносія  $t_1' = 90$  [°C]

Кінцева температура грійної води  $t_1'' = 70$  [°C]

Початкова температура води, що нагрівається  $t_2' = 15$  [°C]

Задаємо кінцеву температуру  $t_2'' = 45$  [°C]

### 2.2 Тепловий розрахунок пластинчатого теплообмінника

В даний час пластинчасті теплообмінники компактні та за техніко - економічним і експлуатаційними показниками перевершують більшість кожухотрубних теплообмінників. Однак експлуатувати ці апарати при достатньо високих значеннях тиску і температури значно складніше (а в деяких випадках і зовсім неможливо) в порівнянні з кожухотрубними теплообмінниками.

1) Співвідношення кількості ходів для грійного  $X_1$  і того, що нагрівається теплоносіїв  $X_2$  знаходиться за формулою

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{G_{zp}}{G_{нагр}} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{\Delta P_{zp}}{\Delta P_{нагр}} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{cp}^{нагр}}{1000 - t_{cp}^{zp}} \quad (2.1)$$

Для пластинчастого теплообмінника в більшості випадків приймається  $\Delta P_{zp} = 40$  [кПа] ;  $\Delta P_{нагр} = 100$  [кПа]. Підставивши числові дані, отримуємо

$$\frac{X_1}{X_2} = \left( \frac{2,94}{0,85} \right)^{0,636} \cdot \left( \frac{40 \cdot 10^3}{100 \cdot 10^3} \right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 20}{1000 - 30} = 1,593$$

Отримане співвідношення ходів не перевищує 2, значить для підвищення швидкості теплоносія і, отже, для ефективного теплообміну доцільна симетрична компоновка (рис. 2.1).

2) При розрахунку пластинчастого водопідігрівача оптимальна швидкість теплоносія в каналах приймається  $w_{opt} = 0,4$  м/с . Основні технічні параметри пластини занесемо до таблиці 2.1.

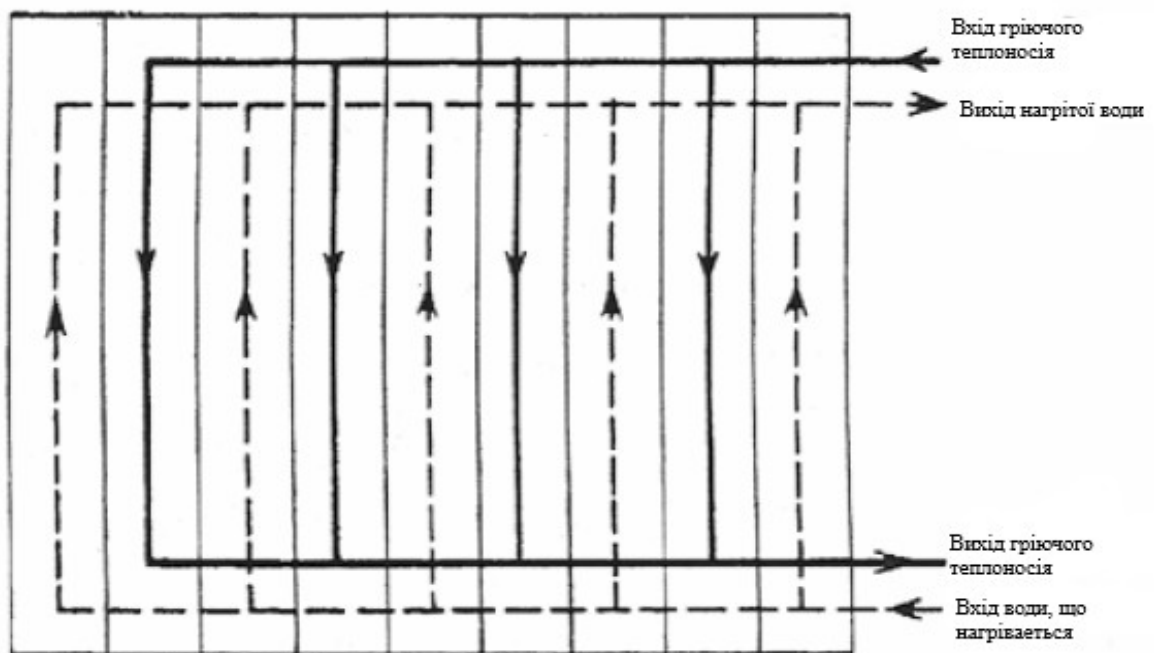


Рисунок 2.1 - Симетрична компоновка пластинчастого водопідігрівача

Тепер за оптимальною швидкістю знаходимо необхідну кількість каналів по воді, що нагрівається  $m_{нагр}$

$$m_{нагр} = \frac{G_1}{\omega_{опт} f_k \rho_1}, \quad (2.2)$$

де  $f_k$  - живий перетин одного міжпластинчастого каналу. Для обраного теплообмінника  $f_k = 0,00031 [м^2]$ , тоді

$$m_{нагр} = \frac{2,94}{0,4 \cdot 0,00031 \cdot 925} = 25,6 \approx 26$$

Теплофізичні властивості теплоносіїв тут і в подальшому будуть використовуватись із довідникових даних.

Таблиця 2.1 – Геометричні характеристики пластинчастого теплообмінника

Позначення	Числові значення
Габарити (ДхШхВ), мм	311x112x0,4
Поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>	0,025
Вага, кг	0,1
Площа поперечного перерізу каналу, м <sup>2</sup>	0,00031
Змочуваний периметр в поперечному перерізі каналу, м	1,188
Ширина каналу, мм	25
Коефіцієнт загального гідравлічного опору	$\frac{15}{Re^{0.25}}$
Коефіцієнт гідравлічного опору штуцера $\xi$	1,5
Коефіцієнти: А	0,492
Б	3,0

3) Компоновка теплообмінника симетрична. Тобто загальний живий переріз каналів в пакеті по ходу гріє і нагрівається

$$f_{zp} = f_{нагр} = m_{нагр} \cdot f_k, \quad (2.3)$$

$$f_{zp} = f_{нагр} = 26 \cdot 0,00031 = 0,00806 \text{ [м}^2\text{]}.$$

4) Знаходимо фактичні швидкості теплоносіїв, що гріє і нагрівається, відповідно, м/с

$$\omega_{zp} = \frac{G_1}{f_{zp} \rho_1} = \frac{2,94}{0,00784 \cdot 925} = 0,405 \text{ [м/с]}, \quad (2.4)$$

$$\omega_{нагр} = \frac{G_2}{f_{нагр} \rho_2} = \frac{0,85}{0,00784 \cdot 995,7} = 0,108 \text{ [м/с]}. \quad (2.5)$$

5) Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_1$  від грійної води до стінки пластини визначається за формулою

$$\alpha_1 = 1,16A[23000 + 283t_{1cp} - 0,063t_{1cp}^2] \cdot \omega_{zp}^{0,73}, \quad (2.6)$$

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492[23000 + 283 \cdot 80 - 0,063 \cdot 80^2] \cdot 0,324^{0,73} = 13345,08 \left[ \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{°C}} \right]$$

де  $A$  - коефіцієнт, що залежить від типу пластин, для типу обраних пластин  $A = 0,492$

6) Коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_2$  від стінки пластини до теплоносія, що нагрівається за формулою

$$\alpha_2 = 1,16A[23000 + 283t_{2cp} - 0,063t_{2cp}^2] \cdot \omega_{нагр}^{0,73}, \quad (2.7)$$

$$\alpha_1 = 1,16 \cdot 0,492 [23000 + 283 \cdot 30 - 0,063 \cdot 30^2] \cdot 0,108^{0,73} = 3825,94 \left[ \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})} \right]$$

7) Коефіцієнт теплопередачі  $k$  визначається як

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}, \quad (2.8)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{11340} + \frac{1}{3267,12} + \frac{0,001}{16}} = 2507,47 \left[ \frac{\text{Вт}}{(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})} \right]$$

8) Тепер визначимо необхідну поверхню нагрівання  $F_{mp}$  за формулою

$$F = \frac{Q}{k \Delta t} = \frac{99 \cdot 10^3}{2507,47 \cdot 50} = 0,79 \left[ \text{м}^2 \right]. \quad (2.9)$$

9) Кількість ходів в теплообміннику  $X$

$$X = \frac{F_{mp} + f_{nl}}{2mf_{nl}} = \frac{0,79 + 0,025}{2 \cdot 70 \cdot 0,025} = 0,2264, \quad (2.10)$$

де  $f_{nl}$  - площа поверхні нагрівання для однієї пластини,  $\text{м}^2$ .

Кількість ходів закрюгується до цілої величини, в нашому випадку до 1.

У одноходових теплообмінниках чотири штуцера для підведення і відведення гріє і нагрівається розташовуються на одній нерухомій плиті.

10) Дійсна поверхня нагрівання всього теплообмінника визначається за формулою

$$F = (2mX - 1)f_{nl}, \quad (2.11)$$

$$F = (2 \cdot 26 \cdot 0,1 - 1) \cdot 0,025 = 1,275 [\text{м}^2]$$

11) Втрати тиску в теплобміннику слід визначати за формулами нижче.  
Для теплоносія, що нагрівається

$$\Delta P_{\text{нагр}} = \varphi B (33 - 0,08 t_{2cp}) \omega_{\text{нагр}}^{1,75} \cdot X \quad (2.12)$$

$$\Delta P_{\text{нагр}} = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 30) \cdot 0,108^{1,75} \cdot 1 = 2,02 [\text{кПа}]$$

Для грійного теплоносія

$$\Delta P_{\text{нагр}} = \varphi B (33 - 0,08 t_{1cp}) \omega_{\text{гр}}^{1,75} \cdot X \quad (2.13)$$

$$\Delta P_{\text{нагр}} = 1 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 80) \cdot 0,324^{1,75} \cdot 1 = 11,56 [\text{кПа}]$$

де  $\varphi$  - коефіцієнт, що враховує накипоутворення, що за відсутності дослідних даних можна приймати в діапазоні  $\varphi = 1,5 - 2$ ;

Б - коефіцієнт, що залежить від типу пластини, приймається з таблиці 2.1.

### 3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕПЛОБМІНУ В ПЛАСТИНЧАСТОМУ ТЕПЛОБІМННИКУ

Розділ присвячений аналізу результатів моделювання пластинчастого теплообмінного апарату у пакеті ANSYS Fluent. Були визначені теплові та гідравлічні параметри теплообмінника. Дослідження проводились за попередньо підібраними в розрахунках значеннями. Були отримані числові значення температури теплоносіїв після проходження через теплообмінник, результати супроводжуються зображеннями, що отримані в результаті моделювання. Наведені температурні поля теплообмінника, температурні значення в міжпластинчастому просторі, як гарячого, так і для холодного теплоносіїв, а також значення температури теплоносіїв на виході із теплообмінника. Також були отримані числові значення швидкостей теплоносіїв в теплообміннику та значення тисків на вході та виході із апарату. Все це також детально було проілюстровано зображеннями з моделювання, що показують зміну значень тиску в міжпластинчастому просторі для гарячого і холодного теплоносіїв, розподіл швидкостей на вході і виході з теплообмінника, а також розподіл швидкостей теплоносіїв в міжпластинчастому просторі.

#### 3.1 Постановка задачі дослідження

Розроблена в роботі числова модель базується на повній тривимірній моделі пластинчастого теплообмінника і дозволяє розраховувати тепло- і гідродинамічні параметри потоків, що рухаються в середині між пластинчастого простору. Процедура моделювання передбачає дискретизацію дослідної геометрії за допомогою розрахункових сіток, що дозволяють представити фізико-математичний опис течії всередині пластинчастого простору, що базується на чисельному розв'язанні,

осереднених за Рейнольдсом, рівнянь Нав'є-Стокса, замкнених за допомогою RNG-k- $\varepsilon$  моделі турбулентності з нерівноважними пристінними функціями.

Розпочнемо розгляд розвинених та використаних в дисертаційному дослідженні методів з висвітлення методів розрахунку турбулентних пристінних течій з наявним переважаючим напрямком розвитку. Розглянемо відповідну систему рівнянь задля спрощення подальшого висвітлення розрахункового методу у двовимірному випадку та за умови відсутності розгляду теплообмінних процесів та з додаванням рівнянь переносу наявних в моделі пасивної домішки та складових турбулентного руху – кінетичної енергії турбулентності та швидкості її дисипації. Після аналізу існуючих та побудови нових схем розрахункового методу, орієнтованого на двовимірні течії, буде проведене його узагальнення на випадок течії в просторовому примежовому шарі.

Рівняння, що описують стаціонарний турбулентний рух нестисливої рідини в примежовому шарі, який розвивається на плоскій поверхні чи при обтіканні вісесиметричного тіла вздовж його осі, при використанні системи декартових координат  $x, y$  мають вигляд

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial r^\gamma \bar{v}}{\partial y} + \frac{\bar{u}}{U_H} \frac{dU_H}{dx} = 0 ; \quad (3.1)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{u}}{\partial x} + \bar{v} \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial r^\gamma \bar{u}}{\partial y} + \bar{u}^2 \frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{dx} = -\frac{dp}{dx} + \frac{2}{3} \frac{\partial k}{\partial x} + \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial r^\gamma \tau}{\partial y} ; \quad (3.2)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{c}}{\partial x} + \bar{v} \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial r^\gamma \bar{c}}{\partial y} = \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial}{\partial y} \left( r^\gamma \bar{D}_c^{eff} \frac{\partial \bar{c}}{\partial y} \right) ; \quad (3.3)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{k}}{\partial x} + \bar{v} \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial r^\gamma \bar{k}}{\partial y} + 2\bar{u}\bar{k} \frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{dx} = \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial}{\partial y} \left( r^\gamma \bar{D}_k^{eff} \frac{\partial \bar{k}}{\partial y} \right) + P - \varepsilon ; \quad (3.4)$$

$$\bar{u} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial x} + \bar{v} \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial r^\gamma \bar{\varepsilon}}{\partial y} + 3\bar{u}\bar{\varepsilon} \frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{dx} = \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial}{\partial y} \left( r^\gamma \bar{D}_\varepsilon^{eff} \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial y} \right) + (C_{\varepsilon 1} P - C_{\varepsilon 2} \bar{\varepsilon}) \frac{\bar{\varepsilon}}{\bar{k}} . \quad (3.5)$$

Тут (3.1) є рівнянням нерозривності; (3.2 - 3.5) – рівняння переносу поздовжньої складової швидкості  $u$ , концентрації пасивної домішки  $c$ , кінетичної енергії турбулентності  $k$  та швидкості її дисипації  $\varepsilon$ ;  $\gamma$  – показник, що враховує наявність поперечної кривизни обтічної поверхні ( $\gamma = 1$ ) чи її відсутність ( $\gamma = 0$ ),  $r = r_w + y$ ,  $r_w$  – радіус кривизни обтічної поверхні. Рівняння (3.1 - 3.5) подано в безрозміреному вигляді. Обезрозмірювання поздовжньої та нормальної координат  $x$  та  $y$  здійснено за характерним лінійним розміром розрахункової області  $L$ , тобто  $\bar{x} = x/L$ ,  $\bar{y} = y/L$ . За характерну швидкість для прилежових шарів, як правило, приймається швидкість зовнішньої течії  $U_H$ , яка вважається відомою функцією поздовжньої координати  $x$  (для затоплених струменевих течій, тобто при відсутньому супутньому потоці, береться рівною сталій величині, наприклад  $U_H = 1$ ); градієнт безрозміреного тиску  $\bar{p} = p/(\rho U_H^2)$  визначається розподілом зовнішньої швидкості  $U_H$  у відповідності до рівняння Бернуллі,  $\rho$  – густина,  $V$  – нормальна складова швидкості,  $\bar{u} = U/U_H$ ,  $\bar{v} = V/U_H$ . Безрозмірне напруження тертя  $\bar{\tau} = \tau/(\rho U_H^2)$  у відповідності з припущенням ньютонівської рідини моделюється формулою

$$\text{Буссінеска} \quad \bar{\tau} = \frac{\tau}{\rho U_H^2} = \bar{v}_{eff} \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}}, \quad \text{де} \quad \bar{v}_{eff} = \frac{(\nu + \nu_t)}{U_H L} \quad - \quad \text{безрозмірений}$$

кінематичний коефіцієнт ефективної в'язкості, який виступає ефективним дифузійним коефіцієнтом  $D_u^{eff}$  рівняння (3.2);  $\nu$ ,  $\nu_t$  – кінематичні коефіцієнти молекулярної та турбулентної в'язкості відповідно. Кінетична енергія турбулентності  $k$  та швидкість її дисипації  $\varepsilon$  обезрозмірюються наступним чином  $\bar{k} = k/(\rho U_H^2)$ ,  $\bar{\varepsilon} = \varepsilon L/(\rho U_H^3)$ . Коефіцієнти дифузії для  $k$  і

$\varepsilon$  визначаються так 
$$\bar{D}_k^{eff} = \frac{(v + v_t/\sigma_k)}{U_H L}, \quad \bar{D}_\varepsilon^{eff} = \frac{(v + v_t/\sigma_\varepsilon)}{U_H L}, \quad \sigma_k = 1.0, \quad \sigma_\varepsilon = 1.3,$$

$P = v_t \left( \frac{\partial \bar{u}}{\partial \bar{y}} \right)^2$  – член породження  $k$ ,  $\tilde{\varepsilon} = \bar{\varepsilon} - \bar{\varepsilon}_\infty$ ,  $\bar{\varepsilon}_\infty$  – значення дисипації незбуреного потоку.

Система (3.1 - 3.5) розв'язується в області  $\bar{x} \in [\bar{x}_{init}, \bar{x}_{final}]$ ,  $\bar{y} \in [0, \bar{y}_M]$ , де  $\bar{y}_M = (2 \div 5)\delta_o$ , при наступних межових умовах.

Обтічна поверхня ( $\bar{y} = 0$ ). Для рівнянь (3.1) - (3.2) формулюються типові межові умови прилипання

$$\bar{u} = 0, \quad \bar{v} = 0. \quad (3.6)$$

Для рівняння переносу концентрації пасивної домішки при  $\bar{y} = 0$  задається умова Неймана

$$\frac{\partial \bar{c}}{\partial \bar{y}} = 0. \quad (3.7)$$

Для рівнянь (3.4), (3.5) у зв'язку з втратою достовірності фізичних припущень, застосованих при побудові  $k - \varepsilon$  моделі поблизу твердих стінок, розрахунок починається подібно до високореїнольдсової версії цієї моделі з деякої відстані від обтічної поверхні  $\bar{y}^{**}$ , яка вважається “віртуальним початком” логарифмічної ділянки примежового шару і визначається

співвідношенням 
$$\bar{y}^{**} = 20 \div 70 \frac{v}{v_* L}.$$
 Відповідні межові умови згідно відомих властивостей  $k$  та  $\varepsilon$  у логарифмічній ділянці ставляться наступним традиційним чином

$$\bar{k} = \frac{v_*^2}{U_H^2 \sqrt{C_\mu}}, \quad \bar{\varepsilon} = \frac{v_*^3}{U_H^3 \kappa \bar{y}_{**}}. \quad (3.8)$$

Незважаючи на традиційність постановки межових умов для модельних рівнянь (3.4 - 3.5), слід відзначити принципову відмінність між даною моделлю та її оригінальним варіантом Джонса-Лаундера з точки зору як зазначеної вище деякої довільності вибору  $\bar{y}_{**}$ , так і особливості використання отриманих результатів. Турбулентна в'язкість  $V_t$ , що фігурує в рівняннях (3.2 - 3.5), визначається з розробленої автором гібридної моделі, згідно структури якої біля стінки є домінуючою її алгебраїчна складова, тобто похибки різноманітної природи, обумовлені у тому числі і неврахуванням формулами (3.8) можливих пристінних ефектів, ефективно нівелюються завдяки цій структурній особливості, не впливаючи на результат розрахунку течії у цілому. Крім того, завдяки алгебраїчно-диференціальній структурі модельного представлення турбулентності вдається ефективно гальмувати нестійкість розрахункової процедури, обумовлену значними градієнтами визначальних параметрів течії поблизу стінки, оскільки, незважаючи на локальні збурення  $k$  і  $\varepsilon$  різноманітної природи, в рівняннях використовуються дифузійні коефіцієнти і, зокрема,  $V_t$ , що обчислюється в околі стінки за неперервними та гладкими залежностями (3.39), (3.40), достовірність яких є вищою за відповідні набори демпфуючих функцій, що лежать в основі побудови низькорейнольдсових версій диференціальних моделей. Отже використаний підхід до задання межових умов для  $k$  і  $\varepsilon$  при своїй традиційності є значно менш обмежувальним з точки зору врахування різноманітних пристінних впливів, спрямованих на здійснення управління пристінними зсувними течіями.

Зовнішня межа ( $y \rightarrow \infty$ )

$$\bar{u} \rightarrow U_H(\bar{x}), \quad \frac{\partial \bar{c}}{\partial y} \rightarrow 0, \quad \frac{\partial \bar{k}}{\partial y} \rightarrow 0, \quad \frac{\partial \bar{\varepsilon}}{\partial y} \rightarrow 0. \quad (3.9)$$

Для затоплених струменів, враховуючи їх структуру, перша з цих умов модифікується, набуваючи вигляду  $\bar{u} \rightarrow 0$ .

Початковий розрахунковий переріз ( $\bar{x} = \bar{x}_{init}$ )

$$\bar{u} = f_1(\bar{y}), \quad \bar{c} = f_2(\bar{y}), \quad \bar{k} = f_3(\bar{y}), \quad \bar{\varepsilon} = f_4(\bar{y}). \quad (3.10)$$

Функції (3.10) задають початкові профілі розрахункових характеристик, джерелом яких у даному дослідженні виступали інтерполяційні залежності наявних експериментальних даних для  $\bar{u}(\bar{y})$ ,  $\bar{c}(\bar{y})$ ,  $\bar{k}(\bar{y})$  та їх перерахунки для  $\bar{\varepsilon}(\bar{y})$  за наближеною формулою

$$\bar{\varepsilon} = \sqrt{C_\mu} \bar{k} \frac{\partial \bar{u}}{\partial y}. \quad (3.11)$$

Остання формула є наближеною, вона відповідає умові локальної рівноваги породження  $k$  та її дисипації  $\varepsilon$ , тобто  $P = \bar{\varepsilon}$ , яке не виконується строго в початкових розрахункових перерізах, особливо після локальних збурень, спричинених, наприклад, LEBU. Але перевага (3.11) полягає, перш за все, в тому, що ця формула дозволяє узгодити розподіли  $k$  і  $\varepsilon$  таким чином, щоб  $P - \bar{\varepsilon} = 0$ , тобто уникнути нефізичного зростання кінетичної енергії через похибки задання початкових профілів з локальними зонами сильних поперечних градієнтів. Тобто такий підхід, незважаючи на його наближеність, забезпечує методу додаткові стабілізаційні властивості в початкових розрахункових перерізах, тобто там, де на результати впливають ще й неточності розподілів (3.10). Водночас слід зауважити, що за умов

відсутності більш фізично раціонального підходу, такий підхід є цілком прийнятним, оскільки, як відомо, що похибки початкових розподілів мають тенденцію до швидкого гальмування вже впродовж кількох перших розрахункових перерізів.

Вихідна межа ( $\bar{x} = \bar{x}_{final}$ ) не потребує задання межових умов для системи (3.1 - 3.5), враховуючи параболічний тип останньої.

Таким чином, співвідношення (3.6 - 3.11) повністю визначають межові умови для системи рівнянь (3.1 - 3.5), замикаючи тим самим разом з моделлю турбулентності крайову задачу Коші для рівнянь параболічного типу. У подальшому для зручності рівняння (3.2 - 3.5) будемо представляти в наступному узагальненому вигляді

$$\bar{u} \frac{\partial \varphi}{\partial \bar{x}} + \bar{v} \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial r^\gamma \varphi}{\partial \bar{y}} = \frac{1}{r^\gamma} \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left( r^\gamma D_\varphi \frac{\partial \varphi}{\partial \bar{y}} \right) + S_\varphi, \quad (3.12)$$

де  $\varphi = \{\bar{u}, \bar{c}, \bar{k}, \bar{\varepsilon}\}$  – узагальнена розрахункова змінна,  $D_\varphi$  – ефективний дифузійний коефіцієнт,  $S_\varphi$  – джерельний член, в який для зручності, уніфікації та підвищення стійкості процедури числового розрахунку

включені члени рівнянь (3.2, 3.4, 3.5), що містять  $\frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{d\bar{x}}$ . Для кожної з невідомих  $\varphi = \{\bar{u}, \bar{c}, \bar{k}, \bar{\varepsilon}\}$  коефіцієнти та складові (3.12) залежно від структури відповідного рівняння переносу системи (3.2 - 3.5) набувають значень, які представлені таблицею 3.1.

Таблиця 3.1. Коефіцієнти  $\lambda_\varphi$ ,  $D_\varphi$  та структура джерельного члена  $S_\varphi$  залежно від значень змінної  $\varphi = \{\bar{u}, \bar{c}, \bar{k}, \bar{\varepsilon}\}$  узагальненого рівняння (3.12)

$\varphi$	$D_\varphi$	$S_\varphi$
$\bar{u}$	$v_{eff}$	$-\frac{dp}{dx} + \frac{2}{3} \frac{\partial k}{\partial x} - 2\bar{u}^2 \frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{dx}$
$\bar{c}$	$D_C^{eff}$	0
$\bar{k}$	$1/Re + \bar{v}_t / \sigma_k$	$P - \bar{\epsilon} - 2\bar{u}\bar{k} \frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{dx}$ ,
$\bar{\epsilon}$	$1/Re + \bar{v}_t / \sigma_\epsilon$	$(C_{\epsilon 1} P - C_{\epsilon 2} \bar{\epsilon}) \frac{\bar{\epsilon}}{\bar{k}} - 3\bar{u}\bar{\epsilon} \frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{dx}$

### 3.2 Побудова скінченно-різницевого методу

Необхідність врахування особливостей модифікації структурних складових турбулентного руху та їх взаємодії при моделюванні дії методів управління суттєво обмежує, а у ряді випадків й унеможливорює застосування емпіричних підходів та широко розвиненого інструментарію інтегральних методів моделювання турбулентних течій. Тому першочергова увага у подальшому приділятиметься виключно розробці та адаптації до досліджуваних задач саме скінченно-різницевого методів розрахунку.

Враховуючи наявність суттєвих локальних особливостей розподілів визначальних характеристик досліджуваних течій та наявність переважаючого напрямку, в ролі базового для подальших удосконалень в даній роботі використано підхід до побудови безітераційного методу розрахунку, розроблений Пасконовим В.М., Полежаєвим В.И., Чудовим Л.А., який володіє властивістю сильної стабілізації високочастотних збурень. Нижче буде наведено кілька варіантів побудови схем безітераційної розрахункової процедури у порівнянні з традиційною схемою Кранка-Ніколсона, яка передбачає побудову ітераційної процедури з метою досягнення збіжності “по нелінійності” вихідних рівнянь. Саме удосконалені методи безітераційної структури використані при розрахунках значної кількості представлених у подальших розділах результатів.

У наступних пунктах даного підрозділу наводяться результати, отримані автором з побудови і використання сіткових методів до задач моделювання примежових шарів і пристінних струменів.

Побудова різницевої сітки.

Введемо в розгляд двовимірну прямокутну нерівномірну сітку:

$$\begin{aligned} x^{n+1} &= x^n + \Delta x^n, \quad n = 1, \dots, N, \quad x^1 = x_{init}, \quad \Delta x^{n+1} = \Delta x^n q_x; \\ y_{m+1} &= y_m + \Delta y_m, \quad m = 1, \dots, M, \quad y_1 = 0, \quad \Delta y_{m+1} = \Delta y_m q_y, \end{aligned} \quad (3.13)$$

де  $q_x$  та  $q_y$  – знаменники геометричних прогресій, що визначають швидкість зміни згущення вузлів у напрямках поздовжньої (співспрямованої до напрямку розвитку течії)  $x$  та нормальної  $y$  до обтічної поверхні координат відповідно.

Результати числового експерименту дозволили зробити висновок, що для отримання задовільної точності розрахунків характеристик примежових шарів та пристінних струменів, що формуються за наявності дії факторів управління, доцільно використовувати нерівномірну в нормальному напрямку сітку з кількістю вузлів  $M$  від 100 до 500, контролюючи виконання умови  $\Delta y_1^+ = \Delta y v_* / \nu \leq 0.5$ , яка забезпечує близько 10 вузлів у в'язкому підшарі, а також забезпечуючи належне згущення сітки в областях сильних локальних збурень течії (наприклад, за LEBU). З цією метою будувалися сітки зі змінними у різних областях потоку вздовж  $y$  значеннями  $q_y$ :  $0.5 \leq q_y \leq 1.5$ . В напрямку розвитку основної течії до задовільних результатів приводить застосування сітки з незначною нерівномірністю  $1 \leq q_x \leq 1.2$  і кількістю вузлів  $N$ , не меншою за 50. Найуживанішим в проведених вище розрахунках був діапазон  $80 \leq M \leq 200$ .

В практиці побудови числових методів розрахунку течій з наявним переважаючим напрямком є розповсюдженим використання двох неявних скінченно-різницевоїх схем: схеми Келлера та схема Кранка-Ніколсона.

Перша може бути використана на сітках з сильною нерівномірністю вузлів і при цьому має другий порядок точності. Використання ж другої схеми при локальному збереженні другого порядку точності можливе лише на сітках зі слабкою нерівномірністю за координатою  $\mathcal{Y}$ . Разом з тим, схема Кранка-Ніколсона, як показав аналіз Ф.Дж. Блотгнера, є у порівнянні зі схемою Келлера ефективнішою в обчислювальному відношенні при тому самому другому порядку точності апроксимації у разі її застосування на нерівномірних сітках з повільно змінним кроком за координатою  $\mathcal{Y}$ , а також – простішою при алгоритмізації та програмуванні. Наведене вище є достатньою підставою для того, щоб розпочати розгляд скінченно-різницевих схем, застосованих у даному дослідженні саме зі схеми Кранка-Ніколсона

$$\begin{aligned}
& \bar{u}_m^{n+1/2} \frac{\varphi_m^{n+1} - \varphi_m^n}{\Delta \bar{x}} + \\
& \bar{v}_m^{n+1/2} \frac{q \left( \binom{n+1}{m+1} \varphi_{m+1}^{n+1} - \binom{n+1}{m-1} \varphi_{m-1}^{n+1} \right) + (1-q) \left( \binom{n}{m+1} \varphi_{m+1}^n - \binom{n}{m-1} \varphi_{m-1}^n \right)}{\binom{n+1/2}{m} (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} = \\
& = \frac{2}{\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1}} \left[ \frac{q}{\binom{n+1}{m}} \left( \binom{n+1}{m+1/2} D_{\varphi_{m+1/2}}^{n+1} \frac{\varphi_{m+1}^{n+1} - \varphi_m^{n+1}}{\Delta \bar{y}_{m+1}} - \binom{n+1}{m-1/2} D_{\varphi_{m-1/2}}^{n+1} \frac{\varphi_m^{n+1} - \varphi_{m-1}^{n+1}}{\Delta \bar{y}_m} \right) + \right. \\
& \left. + \frac{(1-q)}{\binom{n}{m}} \left( \binom{n}{m+1/2} D_{\varphi_{m+1/2}}^n \frac{\varphi_{m+1}^n - \varphi_m^n}{\Delta \bar{y}_{m+1}} - \binom{n}{m-1/2} D_{\varphi_{m-1/2}}^n \frac{\varphi_m^n - \varphi_{m-1}^n}{\Delta \bar{y}_m} \right) \right] + \mathcal{S}_{\varphi m}^{n+1/2}, \quad (3.14)
\end{aligned}$$

де  $q$  – ваговий коефіцієнт, індексами  $m$ ,  $n$  позначені вузлові значення сіткових функцій, індексами  $m+1/2$ ,  $n+1/2$  – значення сіткових функцій у міжвузлових середніх (напівцілих) точках, що визначаються шляхом лінійного інтерполювання значень у вузлах

$$\bar{u}_m^{n+1/2} = 0.5(\bar{u}_m^n + \bar{u}_m^{n+1}); \quad \bar{v}_m^{n+1/2} = 0.5(\bar{v}_m^n + \bar{v}_m^{n+1});$$

$$r_{m+1/2}^n = 0.5(r_m^n + r_{m+1}^n); \quad r_{m-1/2}^n = 0.5(r_{m-1}^n + r_m^n);$$

$$D_{\varphi m+1/2} = 0.5(D_{\varphi m} + D_{\varphi m+1}); \quad D_{\varphi m-1/2} = 0.5(D_{\varphi m-1} + D_{\varphi m}).$$

Відомо, що схема (3.14) апроксимує вихідні диференціальні рівняння на шеститочковому шаблоні ( по три сусідні вузли двох розрахункових перерізів вздовж  $x$  з номерами  $n$  та  $n+1$  різницевої сітки) і є абсолютно стійкою при  $0.5 \leq q \leq 1$ . Групуючи члени при значеннях сіткових функцій в вузлових точках шаблону, представимо схему (3.12) у вигляді трьохточкового різницевого рівняння:

$$E_m \varphi_m^{n+1} = A_m \varphi_{m+1}^{n+1} + B_m \varphi_{m-1}^{n+1} + C_m, \quad (3.15)$$

де коефіцієнти  $A_m, B_m, C_m, E_m$  залежать від координат і значень шуканих характеристик в перерізах  $n$  та  $n+1$ .

Числові значення коефіцієнтів  $A_m, B_m, C_m, E_m$  є сітковими функціями, що визначаються як складовий елемент розрахунку характеристик  $\varphi_m^{n+1}$  в  $(n+1)$ -му перерізі за наступними формулами

$$E_m = \frac{\bar{u}_m^{n+1/2}}{\Delta \bar{x}} + \frac{2q}{(r_m^{n+1/2}) (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \frac{(r_{m+1/2}^{n+1}) D_{\varphi m+1/2}^{n+1}}{\Delta \bar{y}_{m+1}} + \frac{(r_{m-1/2}^{n+1}) D_{\varphi m-1/2}^{n+1}}{\Delta \bar{y}_m} \right);$$

$$A_m = \frac{q}{(\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \frac{2(r_{m+1/2}^{n+1}) D_{\varphi m+1/2}^{n+1}}{(r_m^{n+1}) \Delta \bar{y}_{m+1}} - \frac{(r_{m+1}^{n+1})}{(r_m^{n+1/2})} \bar{v}_m^{n+1/2} \right);$$

$$B_m = \frac{q}{(\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \frac{2(r_{m-1/2}^{n+1}) D_{\varphi m-1/2}^{n+1}}{(r_m^{n+1}) \Delta \bar{y}_m} + \frac{(r_{m-1}^{n+1})}{(r_m^{n+1/2})} \bar{v}_m^{n+1/2} \right);$$

$$C_m = F_m \varphi_{m+1}^n + G_m \varphi_{m-1}^n - H_m \varphi_m^n + S_{\varphi m}^{n+1/2};$$

$$F_m = \frac{(1-q)}{(\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \frac{2 \binom{n}{m+1/2} D_{\varphi m+1/2}^n}{\binom{n}{m} \Delta \bar{y}_{m+1}} - \frac{\binom{n}{m+1}}{\binom{n+1/2}{m}} \bar{U}_m^{n+1/2} \right);$$

$$G_m = \frac{(1-q)}{(\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \frac{2 \binom{n}{m-1/2} D_{\varphi m-1/2}^n}{\binom{n}{m} \Delta \bar{y}_{m+1}} + \frac{\binom{n}{m-1}}{\binom{n+1/2}{m}} \bar{U}_m^{n+1/2} \right);$$

$$H_m = \frac{\bar{u}_m^{n+1/2}}{\Delta \bar{x}} - \frac{2(1-q)}{\binom{n}{m} (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \frac{\binom{n}{m+1/2} D_{\varphi m+1/2}^n}{\Delta \bar{y}_{m+1}} + \frac{\binom{n}{m-1/2} D_{\varphi m-1/2}^n}{\Delta \bar{y}_m} \right). \quad (3.16)$$

Звернемо тут знову увагу на той факт, що в наведеній апроксимації, так само, як і в узагальненому рівнянні (3.15), а також і в усіх різницевих схемах, викладених у подальшому, в джерельні члени  $S_{\varphi m}^n$  включені члени

рівнянь (3.2, 3.4, 3.5) з  $\frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{d\bar{x}}$ . Така форма подання дозволить не лише з єдиних позицій підійти до висвітлення проблеми побудови різницевих схем та розрахункових процедур, а також зменшити дестабілізуючий вплив цих

членів за умови несприятливого градієнта тиску, при якому  $\frac{dU_H}{d\bar{x}} < 0$ ,

оскільки при включенні члена з  $\frac{1}{U_H} \frac{dU_H}{d\bar{x}}$  в коефіцієнт  $E_m$  величина останнього буде зменшуватися, що у свою чергу вестиме до зменшення діагонального переважання відповідної тридіагональної матриці і, як наслідок, до негативного впливу на стійкість розрахунку.

Незважаючи на розповсюдженість практики використання схеми Кранка-Ніколсона, при розрахунках течій зі значним несприятливим

(додатним) градієнтом тиску  $i$ , зокрема, у випадках відривних течій вона виявляє ряд суттєвих недоліків, внаслідок чого ефективність її застосування суттєво погіршується. Так, ця схема погано гасить високочастотні збурення, обумовлені порушенням гладкості початкових або граничних умов. До того ж, застосування скінченно-різницевої схеми Кранка-Ніколсона при розв'язанні диференціального рівняння руху (3.2) потребує побудови ітераційного процесу “по нелінійності”, мета якого полягає в уточненні коефіцієнтів  $\bar{u}_m^{n+1/2}$ ,  $\bar{v}_m^{n+1/2}$ , які самі визначаються шуканими змінними рівнянь (3.1, 3.2)  $\bar{u}_m^{n+1}$  та  $\bar{v}_m^{n+1}$ . Остання обставина уповільнює розрахунок, особливо в зазначених вище ускладнених випадках та за наявності в потоці локальних збурень, що примушує шукати або методи стабілізації розрахункової процедури або звертатися до інших скінченно-різницевоїх схем.

Перспективною щодо подолання зазначених недоліків схеми Кранка-Ніколсона для задач даного дослідження представляється використання методу розрахунку турбулентних примежових течій на основі різницевої схеми з підвищеними стабілізуючими властивостями, який базується на неявній схемі та трикроковій розрахунковій процедурі. Дана схема також має другий порядок точності за поздовжньою та нормальною координатами. При визначенні характеристик примежових зсувних течій з її використанням завдяки безітераційній структурі процедури розрахунку відпадає необхідність у проведенні ітерацій за нелінійністю, що передбачає суттєве підвищення ефективності розрахункового методу у порівнянні з наведеною вище схемою Кранка-Ніколсона. Це дає підстави для сподівання і на ефективність використання даної схеми при моделюванні пристінних течій з локальними збуреннями їх характеристик за пристроями LEBU. У оригінальному вигляді схема записана для незмінних дифузійних коефіцієнтів (ламінарного режиму течії), її модифікація на випадок змінності коефіцієнта дифузії буда здійснена і успішно випробувана автором для

розрахунків турбулентних примежових шарів на плоских поверхнях ще в його кандидатській дисертації. Пізніше в дисертації Мамчука ця схема довела свою ефективність у випадку моделювання турбулентних пристінних струменів і продемонструвала переваги, зокрема, перед диференціально-різницеvim методом (методом прямих) при визначенні параметрів тришарової алгебраїчної моделі. Модифікований варіант цієї схеми для узагальненого рівняння (3.12) з урахуванням змінності як величини дифузійного коефіцієнта, так і наявності поперечної кривизни, наведено нижче.

Розрахунок передбачає три етапи. На першому етапі розраховуються профілі характеристик  $\tilde{\Phi}_m^{n+1}$  на кроці  $\Delta\bar{x} = \bar{x}^{n+1} - \bar{x}^n$  у першому наближенні з першим порядком точності по  $\mathcal{X}$  за схемою

$$\bar{u}_m^n \frac{\tilde{\Phi}_m^{n+1} - \tilde{\Phi}_m^n}{\Delta\bar{x}} + \bar{v}_m^n \frac{\binom{n+1}{m+1} \tilde{\Phi}_{m+1}^{n+1} - \binom{n+1}{m-1} \tilde{\Phi}_{m-1}^{n+1}}{\binom{n+1}{m} (\Delta\bar{y}_m + \Delta\bar{y}_{m+1})} =$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{2}{\left(r_m^{n+1}\right) (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \left(r_{m+1/2}^{n+1}\right) D_{\varphi m+1/2}^n \frac{\tilde{\varphi}_{m+1}^{n+1} - \tilde{\varphi}_m^{n+1}}{\Delta \bar{y}_{m+1}} - \right. \\
&\quad \left. - \left(r_{m-1/2}^{n+1}\right) D_{\varphi m-1/2}^n \frac{\tilde{\varphi}_m^{n+1} - \tilde{\varphi}_{m-1}^{n+1}}{\Delta \bar{y}_m} \right) + S_{\varphi m}^n. \tag{3.17}
\end{aligned}$$

На другому і третьому етапах розрахунку використовується та ж скінченно-різницева апроксимація, але відповідно на першому і другому півкроках  $\Delta \bar{x}/2$ . При записі схеми другого етапу  $\Delta \bar{x}$  замінюється в (3.17) на  $\Delta \bar{x}/2$  і, крім того, індекс  $(n+1)$  замінюється на  $(n+1/2)$ , тобто

$$\begin{aligned}
&\bar{u}_m^n \frac{\varphi_m^{n+1/2} - \varphi_m^n}{0.5\Delta \bar{x}} + \bar{v}_m^n \frac{\left(r_{m+1}^{n+1/2}\right) \varphi_{m+1}^{n+1/2} - \left(r_{m-1}^{n+1/2}\right) \varphi_{m-1}^{n+1/2}}{\left(r_m^{n+1/2}\right) (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} = \\
&= \frac{2}{\left(r_m^{n+1/2}\right) (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \left(r_{m+1/2}^{n+1/2}\right) D_{\varphi m+1/2}^n \frac{\varphi_{m+1}^{n+1/2} - \varphi_m^{n+1/2}}{\Delta \bar{y}_{m+1}} - \right. \\
&\quad \left. - \left(r_{m-1/2}^{n+1/2}\right) D_{\varphi m-1/2}^n \frac{\varphi_m^{n+1/2} - \varphi_{m-1}^{n+1/2}}{\Delta \bar{y}_m} \right) + S_{\varphi m}^n. \tag{3.18}
\end{aligned}$$

Обчислення за (3.18) дають наближення розрахункових сіткових функцій  $\varphi_m^{n+1/2}$  першого порядку точності на півкроці  $\Delta \bar{x}/2$ , яке використовується для визначення коефіцієнтів конвективних членів схеми наступного третього етапу, тобто значень  $\bar{u}_m^{n+1/2}$  та  $\bar{v}_m^{n+1/2}$ . Схема третього етапу отримується із (3.17) заміною  $\Delta \bar{x}$  на  $\Delta \bar{x}/2$ , а також індексу  $(n)$  на  $(n+1/2)$ , а саме

$$\bar{u}_m^{n+1/2} \frac{\tilde{\varphi}_m^{n+1} - \tilde{\varphi}_m^{n+1/2}}{0.5\Delta \bar{x}} + \bar{v}_m^{n+1/2} \frac{\left(r_{m+1}^{n+1}\right) \tilde{\varphi}_{m+1}^{n+1} - \left(r_{m-1}^{n+1}\right) \tilde{\varphi}_{m-1}^{n+1}}{\left(r_m^{n+1}\right) (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} =$$

$$= \frac{2}{\left(r_m^{n+1}\right) (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \left(r_{m+1/2}^{n+1}\right) D_{\varphi m+1/2}^{n+1/2} \frac{\tilde{\varphi}_{m+1}^{n+1} - \tilde{\varphi}_m^{n+1}}{\Delta \bar{y}_{m+1}} - \right. \\ \left. - \left(r_{m-1/2}^{n+1}\right) D_{\varphi m-1/2}^{n+1/2} \frac{\tilde{\varphi}_m^{n+1} - \tilde{\varphi}_{m-1}^{n+1}}{\Delta \bar{y}_m} \right) + S_{\varphi m}^{n+1/2}. \quad (3.19)$$

Обчислення за (3.19) дають наближення третього етапу розрахункових сіткових функцій  $\tilde{\varphi}_m^{n+1}$ , отримане як результат двох попередніх обрахунків на півкроках.

Остаточно, профілі розрахункових характеристик  $\varphi_m^{n+1}$  на кроці  $\Delta \bar{x}$  отримується наступною лінійною комбінацією наближень першого  $\tilde{\varphi}_m^{n+1}$  і третього  $\tilde{\varphi}_m^{n+1}$  етапів, що і забезпечує другий порядок точності вздовж  $x$

$$\varphi_m^{n+1} = 2\tilde{\varphi}_m^{n+1} - \tilde{\varphi}_m^{n+1}. \quad (3.20)$$

Відзначимо визначальну властивість описаної розрахункової процедури, що ґрунтується на послідовному застосуванні схем (3.17 - 3.19) – в усіх цих схемах конвективні та дифузійні коефіцієнти визначаються з запізненням, тобто беруться з попереднього розрахункового перерізу ( $n$ ) як у (3.17 та 3.18), або з результатів попереднього етапу розрахунку як у (3.19), що й позбавляє схему потреби в ітераційному їх уточненні.

Характеризуючи наведену вище схему слід зазначити той факт, що її перший етап співпадає зі схемою першого порядку точності за  $x$ , запропонованою Плетчером Р.Х. і успішно застосованою ним для розрахунків відривних плоских течій, включаючи циркуляційні ділянки. Автором даної дисертаційної роботи були багаторазово підтверджені висновки дослідження про те, що підвищення порядку точності шляхом проведення ітерацій з метою уточнення значень конвективних членів, не внесло значних змін в результати розрахунків при значеннях кроків сітки, необхідних для збереження інших похибок урізання. Це свідчить про те, що на досить дрібних сітках навіть перший порядок точності використаної скінченно-різницевої схеми може забезпечити задовільну точність відтворення характеристик пристінної зсувної течії. Отже першочерговою проблемою для задач з наявними локальними впливами, що впливають як на осереднену течію, так і на властивості турбулентного руху, стає саме забезпечення стійкості розрахункової процедури. Описана вище схема (3.17 - 3.20) успішно забезпечує як підвищені стабілізаційні властивості, так і другий порядок точності апроксимації вихідних рівнянь разом з відсутністю потреби в ітераціях за нелінійністю останніх. Як і схема Кранка-Ніколсона, скінченно-різницева схема (3.17 - 3.20) є неявною і легко представляється у вигляді триточкового різницевого рівняння (3.15), яке зв'язує по три сусідні значення невідомих:  $\varphi_{m-1}^{n+1}$ ,  $\varphi_m^{n+1}$ ,  $\varphi_{m+1}^{n+1}$ , але коефіцієнти  $A_m$ ,  $B_m$ ,  $C_m$  та  $E_m$  різницевого рівняння (3.15) визначаються простішими у порівнянні зі схемою Кранка-Ніколсона формулами. Так, для першого етапу розрахунку, що відповідає різницевій схемі (3.17), маємо наступні залежності для коефіцієнтів рівняння (3.15)

$$E_m = \frac{\bar{u}_m^n}{\Delta x} + \frac{2}{\left(r_m^{n+1}\right) (\Delta \bar{y}_m + \Delta \bar{y}_{m+1})} \left( \frac{\left(r_{m+1/2}^{n+1}\right) D_{\varphi m+1/2}^n}{\Delta \bar{y}_{m+1}} + \frac{\left(r_{m-1/2}^{n+1}\right) D_{\varphi m-1/2}^n}{\Delta \bar{y}_m} \right); \quad C_m = S_{\varphi m}^n;$$

$$A_m = \frac{1}{(\Delta\bar{y}_m + \Delta\bar{y}_{m+1})} \left( \frac{2 \binom{n+1}{m+1/2} D_{\varphi m+1/2}^n}{\binom{n+1}{m} \Delta\bar{y}_{m+1}} - \frac{\binom{n+1}{m+1} U_m^n}{\binom{n+1}{m}} \right);$$

$$B_m = \frac{1}{(\Delta\bar{y}_m + \Delta\bar{y}_{m+1})} \left( \frac{2 \binom{n+1}{m-1/2} D_{\varphi m-1/2}^n}{\binom{n+1}{m} \Delta\bar{y}_m} + \frac{\binom{n+1}{m-1} U_m^n}{\binom{n+1}{m}} \right). \quad (3.21)$$

Вирази коефіцієнтів  $A_m$ ,  $B_m$ ,  $C_m$  та  $E_m$  для схем другого (4.18) та третього (3.19) етапів мають подібний до (3.21) вигляд і відрізняються лише заміною  $\Delta\bar{x}$  на  $\Delta\bar{x}/2$  разом з зазначеними вище змінами індексів  $(n+1)$  на  $(n+1/2)$  – для другого та  $(n)$  на  $(n+1/2)$  – для третього етапів відповідно.

Викладене вище дозволяє підсумувати, що розрахункова схема (3.17-3.20) ґрунтується на простіших у порівнянні зі схемою (3.14) апроксимаціях, але передбачає на кожному розрахунковому кроці проведення відповідної послідовності етапів. Остання обставина виявляється одночасно як структурною особливістю, що забезпечує розрахунок безітераційне просування вздовж маршової поздовжньої координати  $x$ , так і причиною деяких суттєвих недоліків, притаманних цій схемі. Аналізу цих недоліків та побудові вільних від них безітераційних схем присвячено наступний пункт.

### 3.3 Результати моделювання пластинчастого теплообмінника у пакеті ANSYS Fluent

На рис. 3.1 та 3.2 наведені зображення тривимірних моделей та геометричні параметри пластини, що вибирались з таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Геометричні параметри пластини

Позначення	Числове значення
Габарити (ДхШхВ), мм	311x112x0,4
Поверхня теплообміну, м <sup>2</sup>	0,025
Вага, кг	0,1
Площа поперечного перерізу каналу, м <sup>2</sup>	0,00031
Змочуваний периметр в поперечному перерізі каналу, м	1,188
Ширина каналу, мм	25

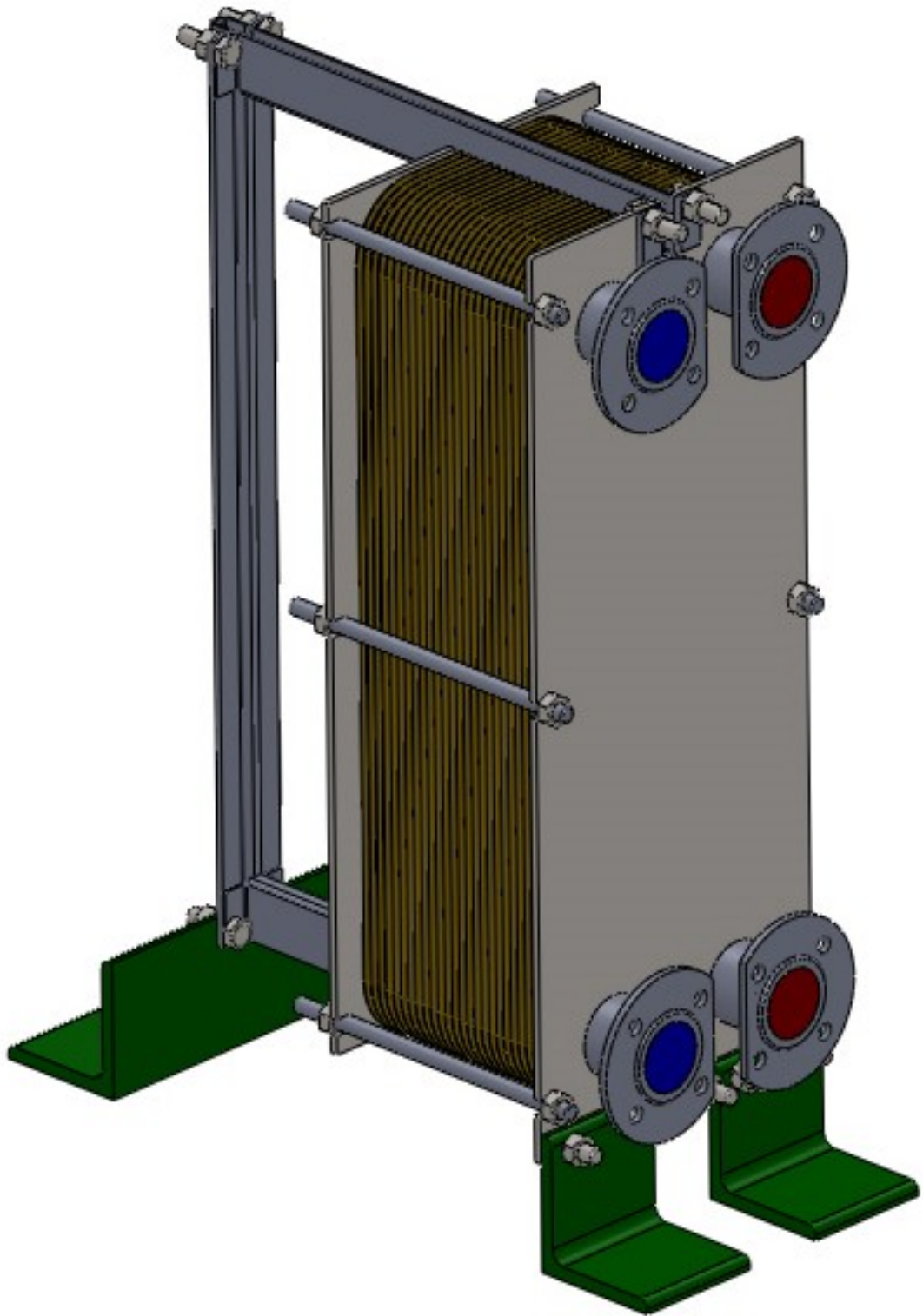


Рисунок 3.1 – Тривимірна модель пластинчастого теплообмінника

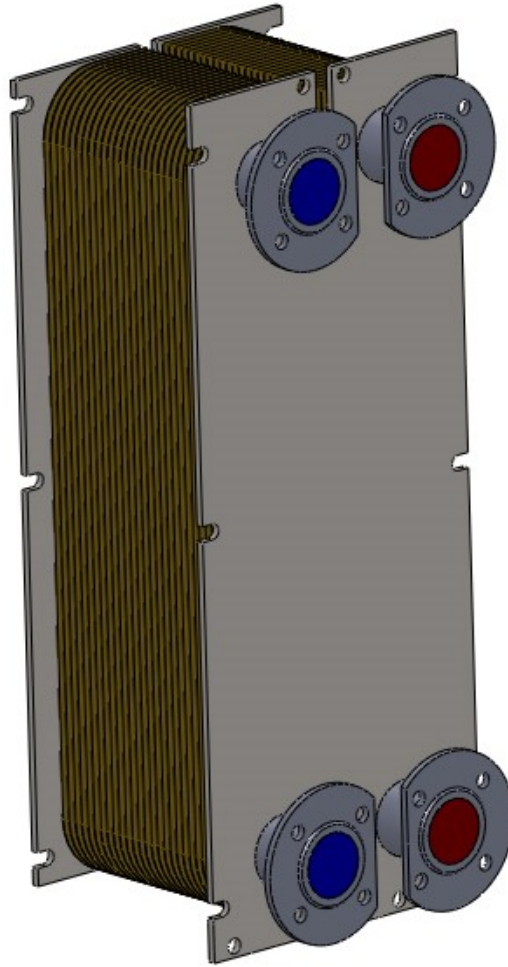


Рисунок 3.2 – Область розв'язання задачі для пластинчастого теплообмінника

CFD-моделі течії ґрунтується на побудові геометричної моделі розрахункової області, дискретизації розрахункової області згідно з поняттями про вплив параметрів сітки кінцевих елементів на стійкість і збіжність рішення, завданні граничних умов. Тривимірна розрахункова сітка для випадку течії потоку в середині теплообмінника представлена на рис. 3.3.

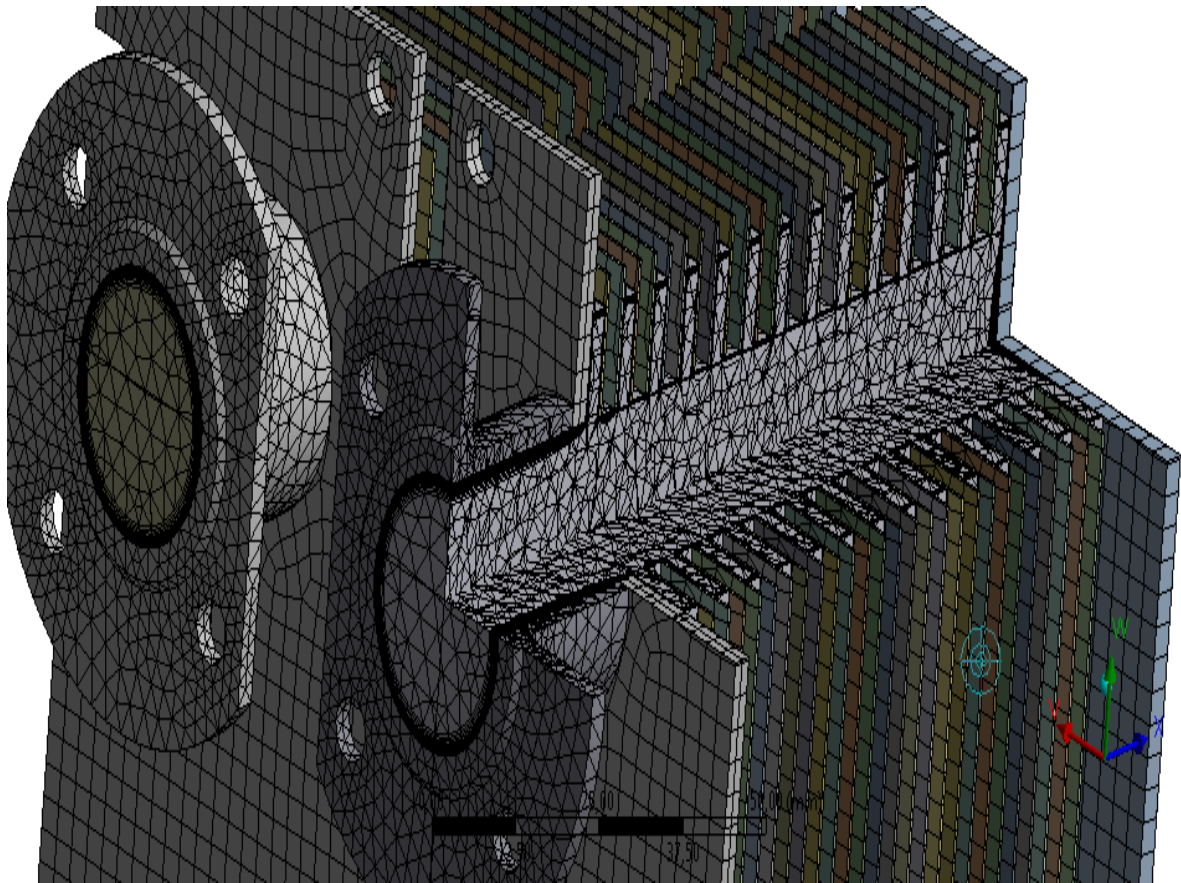


Рисунок 3.3 – Скінченно-елементна сітка моделі пластинчастого теплообмінника

Приведений нижче аналіз виконувався за допомогою розроблених скінченно-елементних CFD-моделей пластинчастого теплообмінника в середовищі програмного комплексу ANSYS-Fluent. Поставлена задача вирішувалась в стаціонарній постановці з дотриманням вимоги досягнення незалежності рішення від щільності розрахункової сітки. При моделюванні обраного типорозміру вибирались незмінними наступні вихідні умови:

- температура потоку на вході в теплообмінник гарячого потоку  $t_{\text{вх1}} = 90^{\circ}\text{C}$ ;
- температура потоку на вході в теплообмінник холодного потоку  $t_{\text{вх1}} = 15^{\circ}\text{C}$ ;
- гарячим теплоносієм є масло;
- холодним теплоносієм є вода.

Витрата гарячого теплоносія дорівнювала 0,405 м<sup>3</sup>/с, а холодного теплоносія 0,108 м<sup>3</sup>/с. Теплофізичні властивості води та масла використовувались у вигляді поліноміальних залежностей від температури.

Для води:

- густина:  $\rho(t) = -0.0035t^2 - 0.0877t + 1001.2$

- теплоємність:  $C_p(t) = -0.0157t^2 - 1.3432t + 4202.5$

- теплопровідність:  $\lambda(t) = -1E - 0.05t^2 - 0,0026t + 0,5508$

Для масла:

- густина:  $\rho(t) = 0.6231t + 974.33$

- теплоємність:  $C_p(t) = 1E - 0.8t^4 - 4E - 0.6t^3 + 0.0005t^2 - 0.0231t + 0.4626$

- теплопровідність:  $\lambda(t) = -2E - 0.9t^3 + 2E - 0.6t^2 - 0,0003t + 0,0264$

За поставленою задачею та заданими вихідними даними були отримані наступні результати моделювання в пакеті ANSYS. Числові значення результатів моделювання показані на рис. 3.4. та 3.5.

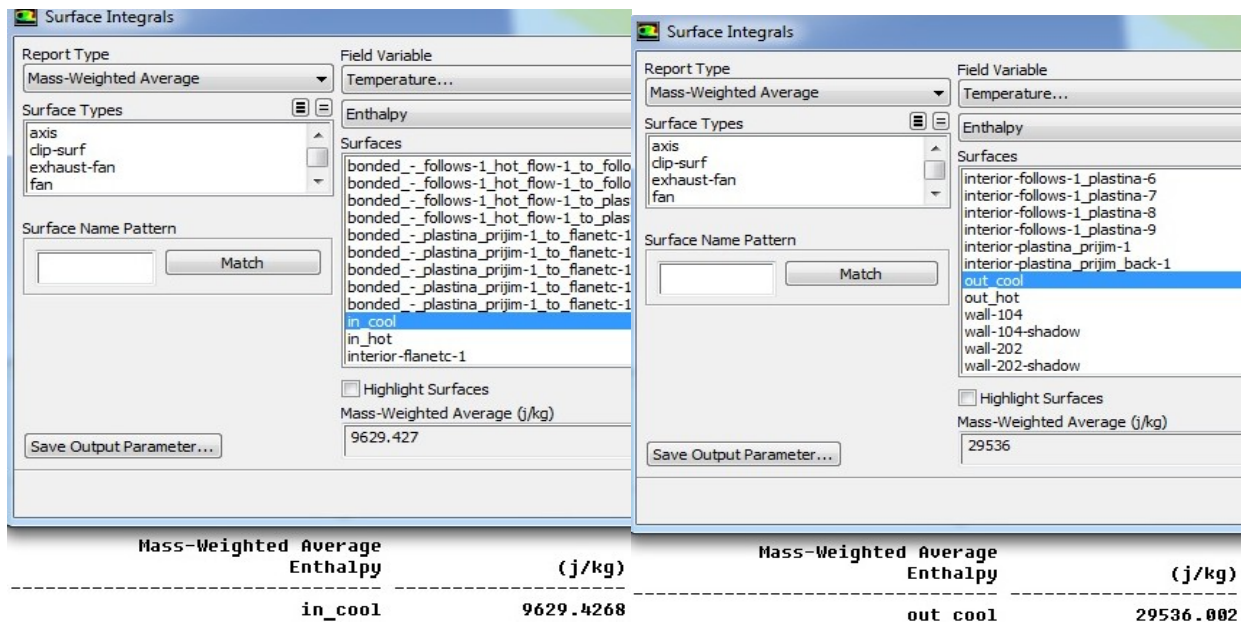


Рисунок 3.4 – Значення ентальпій на вході та виході для холодного теплоносія

Були розраховані значення ентальпій на вході та виході гарячого і

холодного теплоносіїв. Всі значення, що показані у вигляді ентальпій перераховуються для визначення температури теплоносіїв на вході та виході, після чого знаходиться їх різниця.

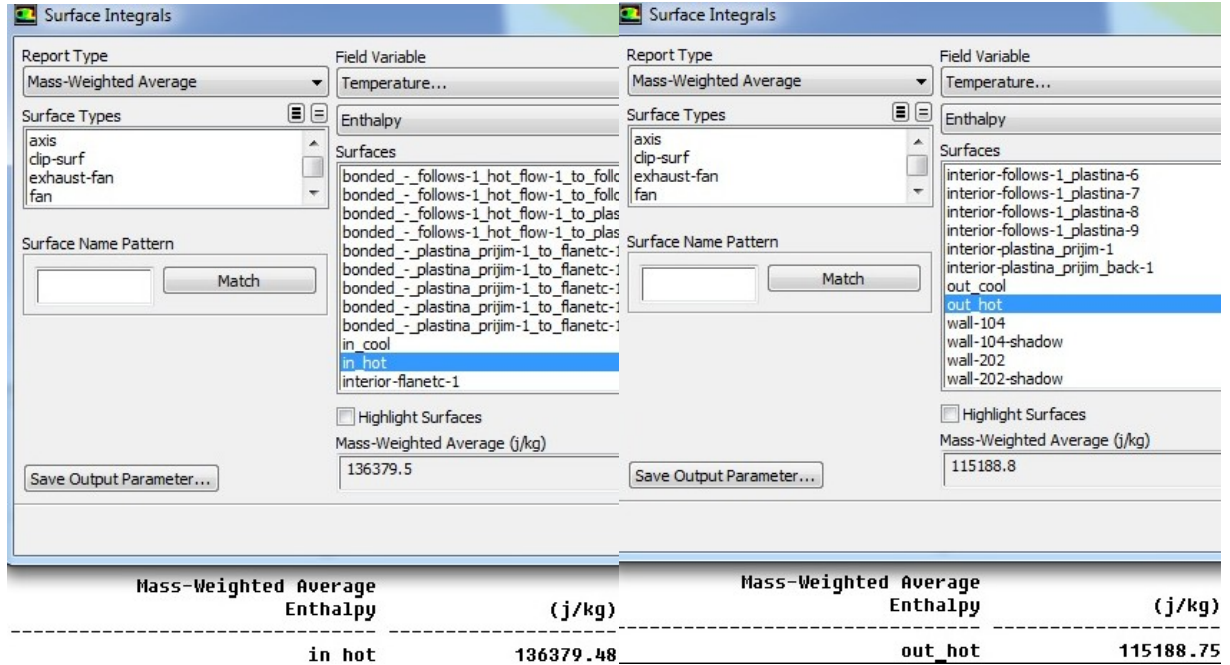


Рисунок 3.5 – Значення ентальпій на вході та виході для гарячого теплоносія

На рис. 3.6 зображено температурне поле пластинчастого теплообмінника в ізометрії. Чітко видна зміна температури на поверхні теплообмінника. Гарячий потік масла входить в лівий верхній патрубок, холодний – в правий. Дійсно, за отриманим зображенням температурного розподілу температур по поверхні теплообмінника чітко зображена зміна значень після проходження через між пластинчастий простір. У даному випадку був використаний прямоток. Тобто як холодний, так і гарячий теплоносії протікали в одному напрямку з верхньої частини теплообмінника в нижню його частину.

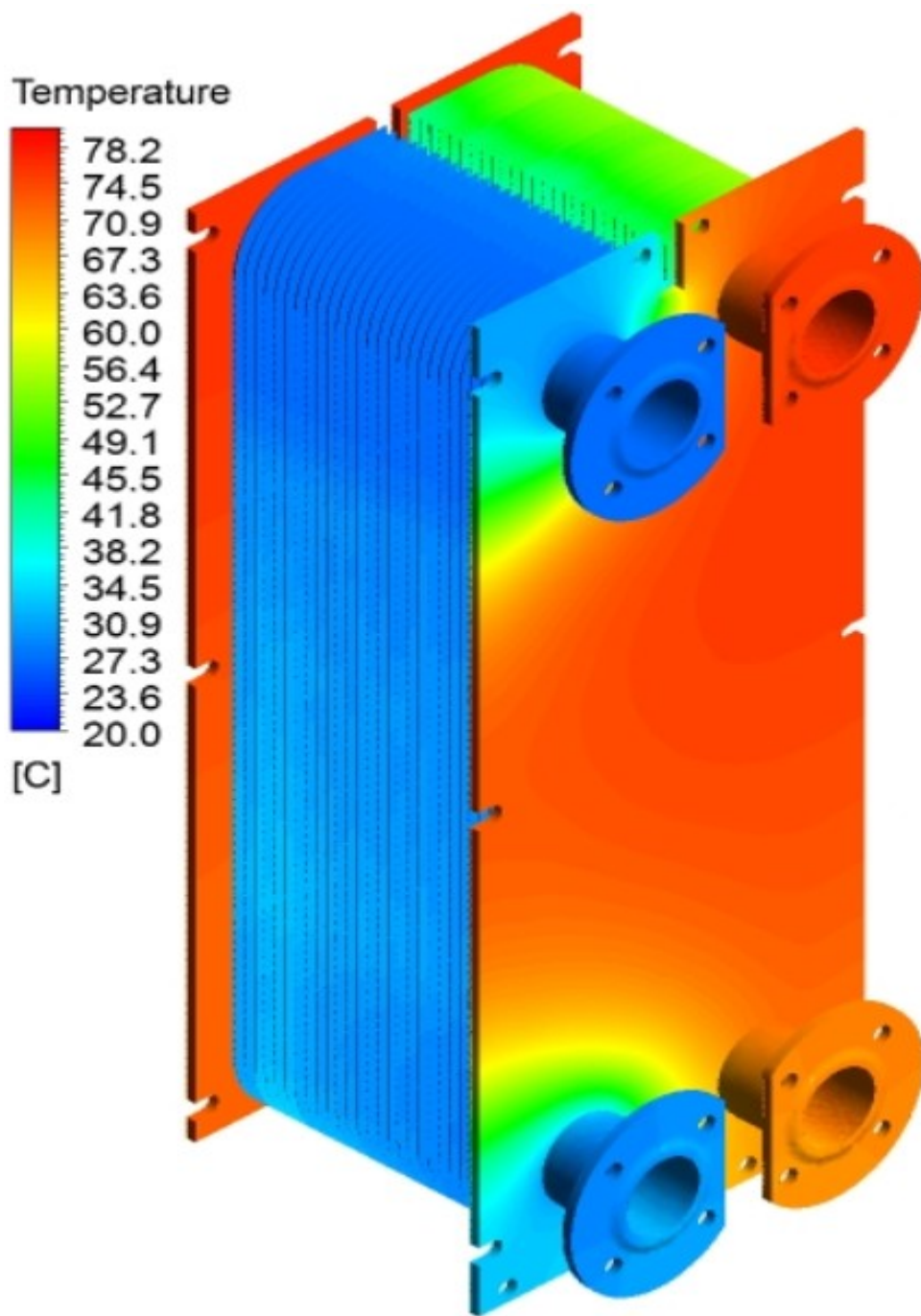


Рисунок 3.6 – Температурне поле теплообмінника в ізометрії

Для більш детального розуміння зміни значень температури в пластинчастому теплообміннику був виконаний розріз в області фланців на вході та виході теплоносіїв, що зображено на рис. 3.7 і 3.8.

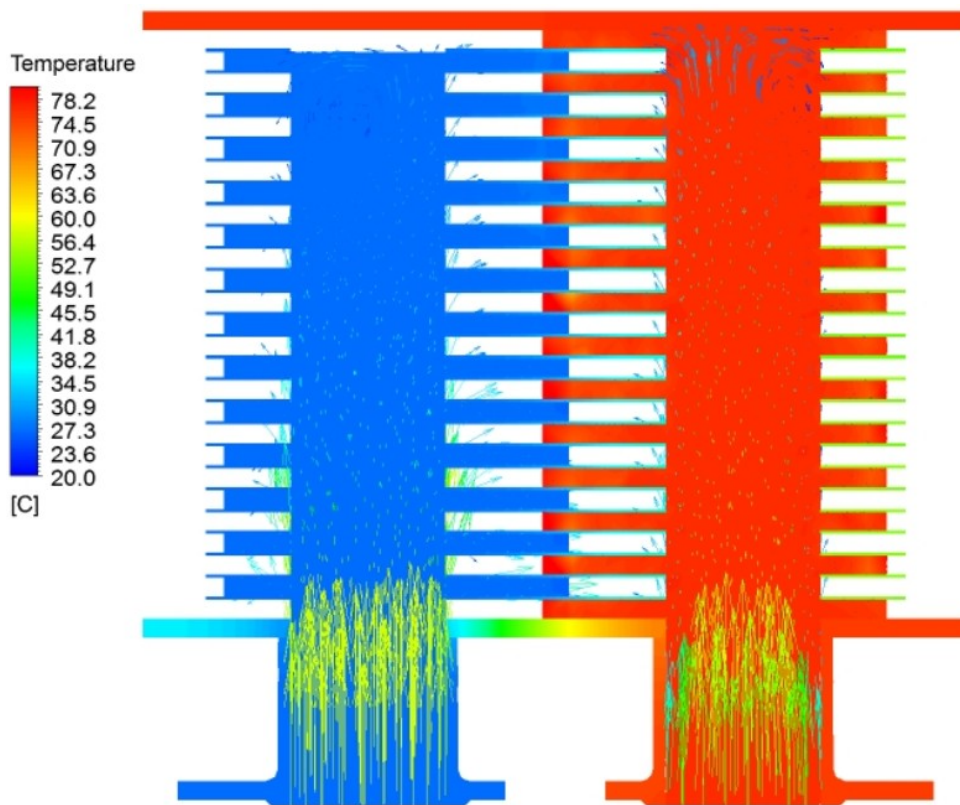


Рисунок 3.7 – Розподіл температур теплоносіїв на вході в теплообмінник

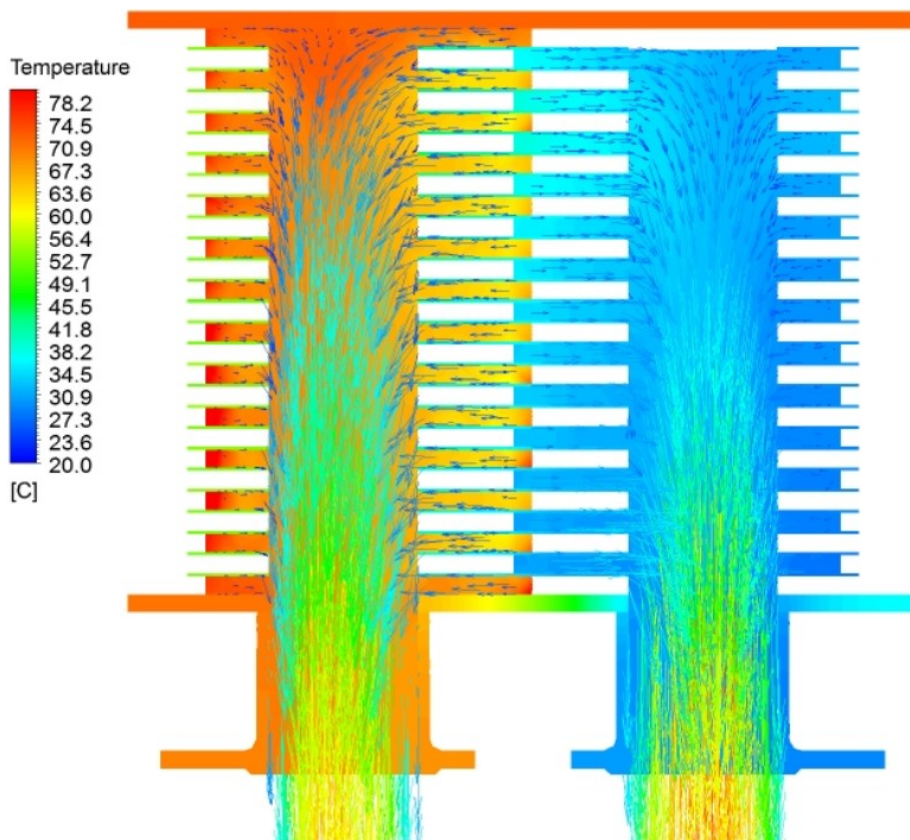
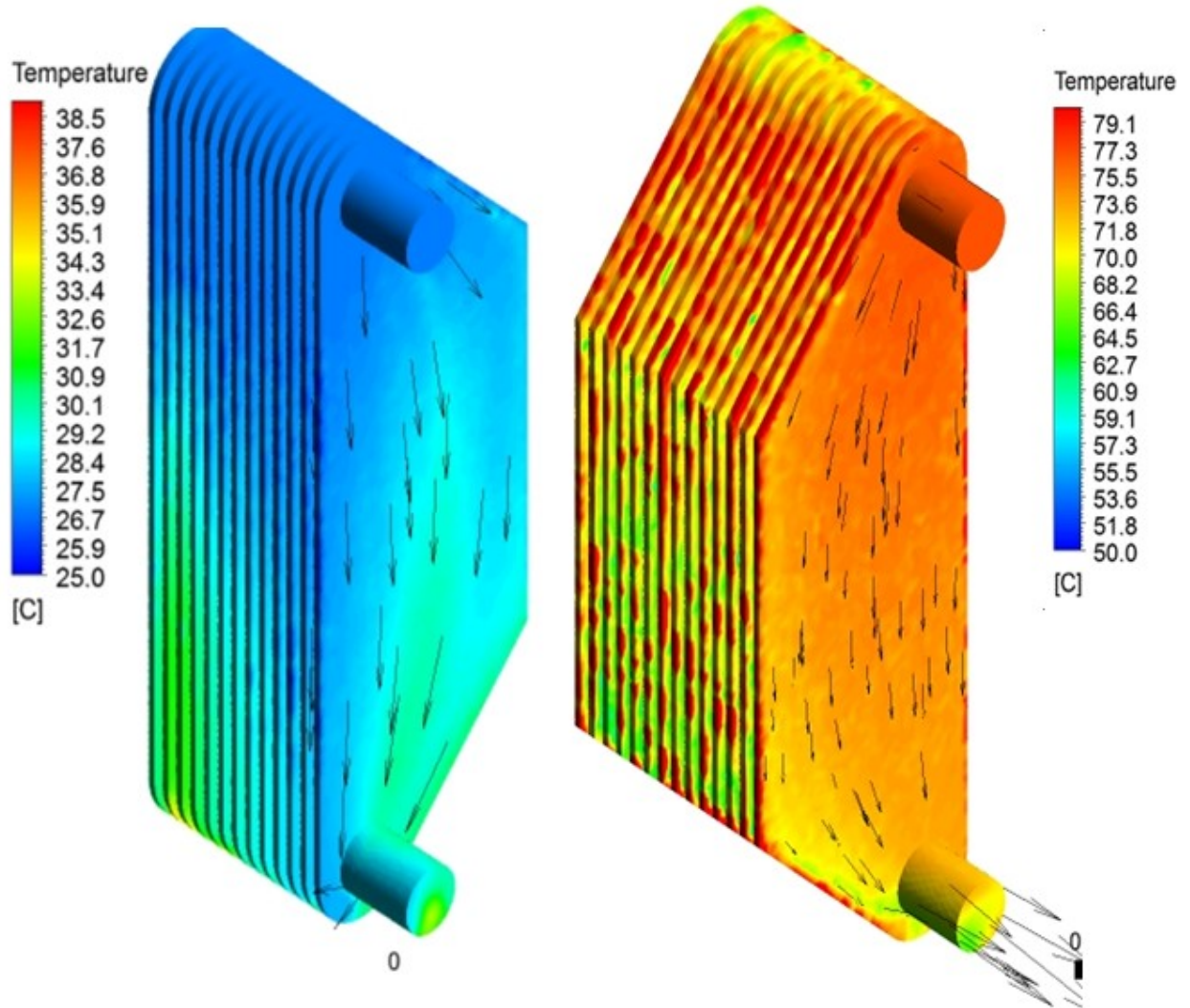


Рисунок 3.8 – Розподіл температур теплоносіїв на виході із теплообмінник

Також був отримані розподіли температур теплоносіїв в міжпластинчастому просторі для гарячого і холодного, відповідно, що показані на рис. 3.9.



а - холодний теплоносій

б - гарячий теплоносій

Рисунок 3.9 – Зміна температури холодного (а) та гарячого (б) теплоносіїв в міжпластинчастому просторі

З отриманих результатів щодо зміни температури, що зображені на цьому рисунку, можна, завдяки кольоровій гамі, зрозуміти зміну температури по всьому міжпластинчастому простору як для гарячого, так і для холодного теплоносіїв. У випадку із гарячим теплоносієм можна зробити висновок, що теплообмінник повністю задовольняє задані умови його експлуатації, а

різниця значень температури на вході та виході гарячого теплоносія досягає 22°C.

Аналогічно, у випадку з холодним теплоносієм, температура на виході із пластинчастого теплообмінника становить близько 35°C, що більш ніж задовольняє тепловому режиму компресора. Також на рис. 3.9 якісно зображений напрям розподілу температури в міжпластинчастому просторі, як для холодного, так і для гарячого теплоносіїв.

Були отримані розрахункові дані щодо зміни температури безпосередньо на поверхні пластин теплообмінника. Результати розподілу зображені на рис. 3.10.

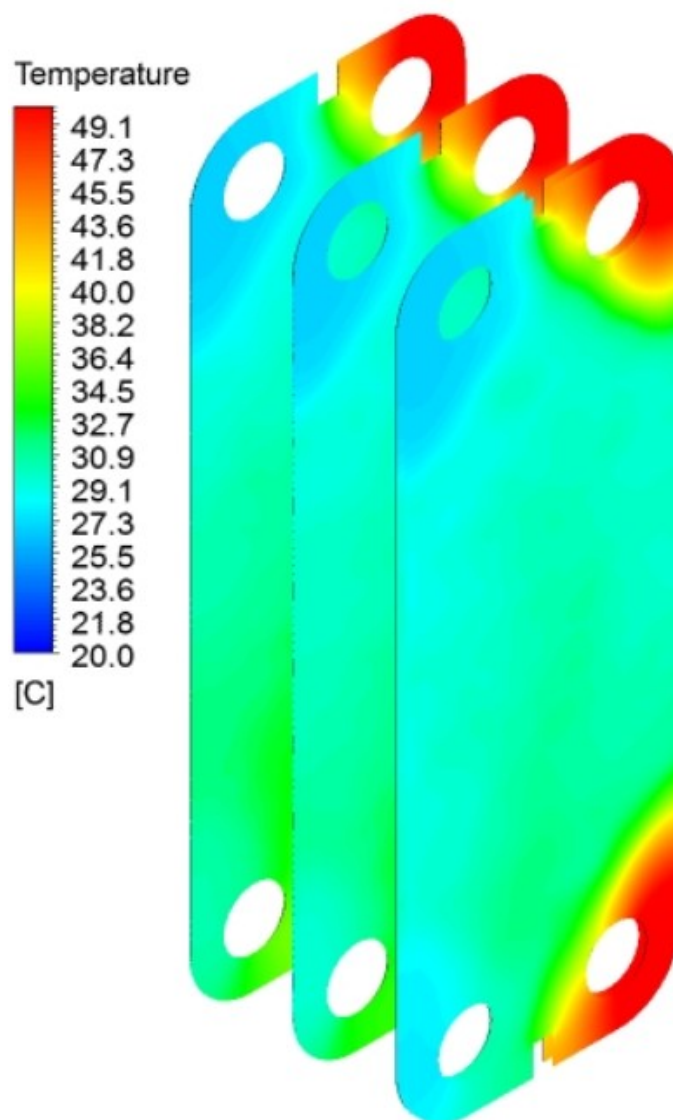


Рисунок 3.10 – Розподіл температури на поверхні пластин теплообмінника  
3.4 Гідравлічні характеристики пластинчастого теплообмінника

Разом із тепловими розрахунками були досліджені гідравлічні параметри пластинчастого теплообмінника. Отримані поля значень тиску на вході та виході, як для гарячого, так і холодного теплоносіїв. Результати зображені на рис. 3.11 і 3.12.

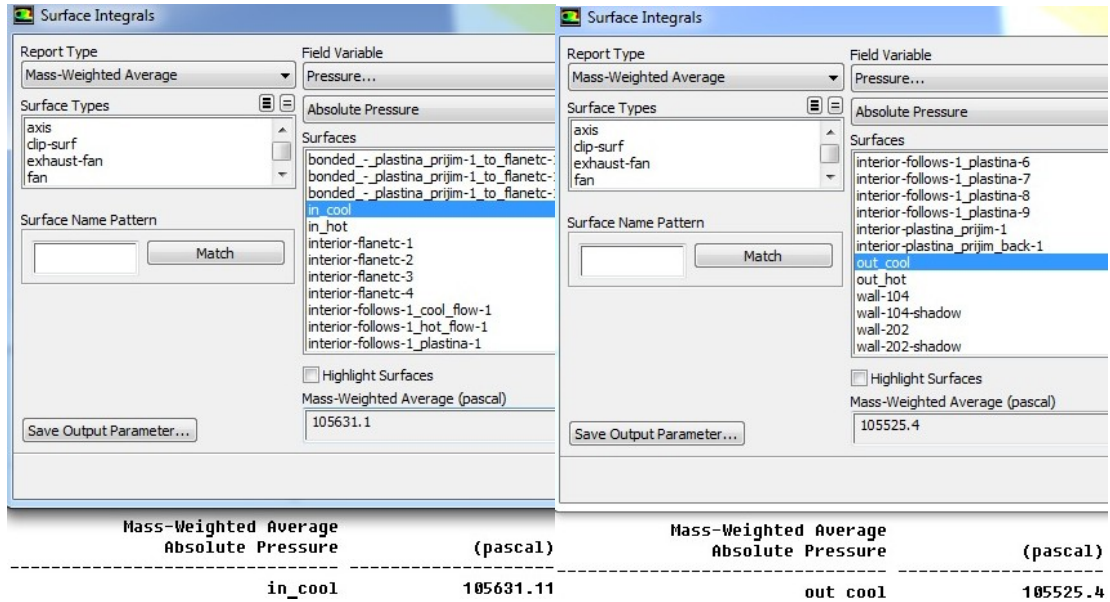


Рисунок 3.11 – Значення тиску на вході та виході холодного теплоносія в пластинчастому теплообміннику

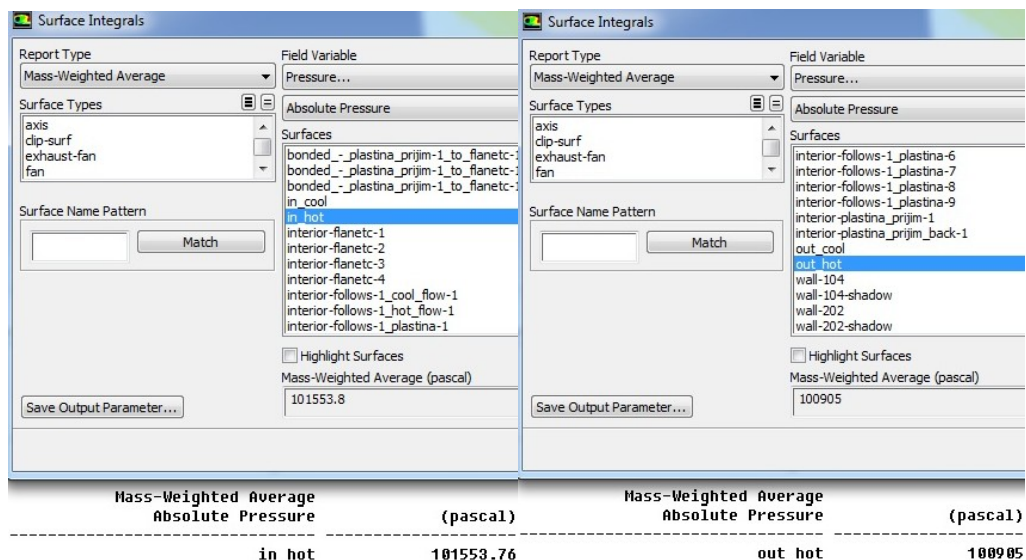
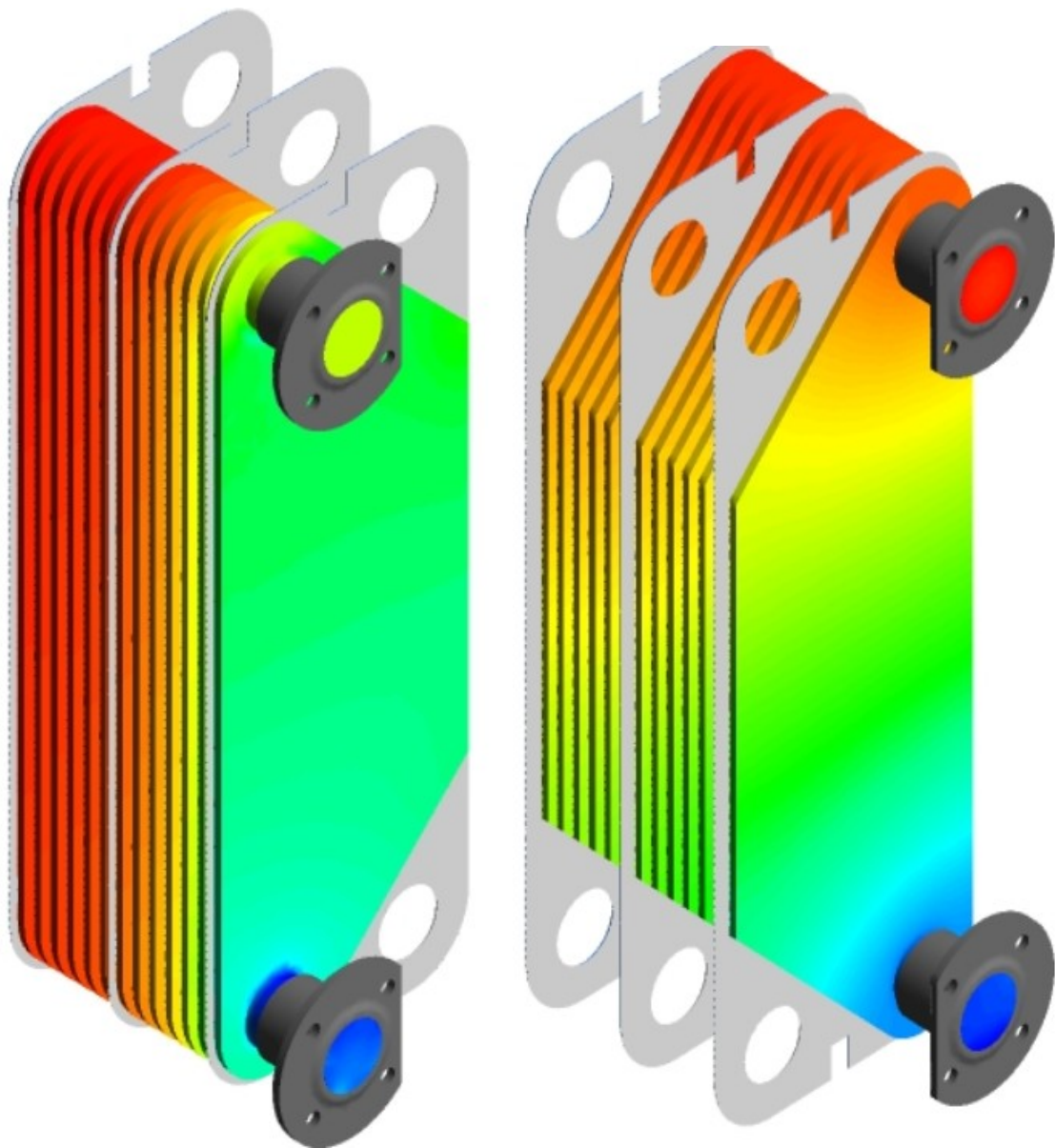


Рисунок 3.12 – Значення тиску на вході та виході гарячого теплоносія в пластинчастому теплообміннику

На рис. 3.13 зображена зміна тиску в теплообміннику в його

міжпластинчастому просторі для гарячого і холодного теплоносіїв, відповідно.



а - гарячий теплоносій

б - холодний теплоносій

Рисунок 3.13 – Зміна тиску в міжпластинчастому просторі теплообмінника для гарячого (а) і холодного (б) теплоносіїв

Також було виконане моделювання швидкостей теплоносіїв в теплообміннику. Після моделювання було визначена оптимальна витрата холодного теплоносія на вході в теплообмінник для його ефективної експлуатації. Результат зображений на рис. 3.14.

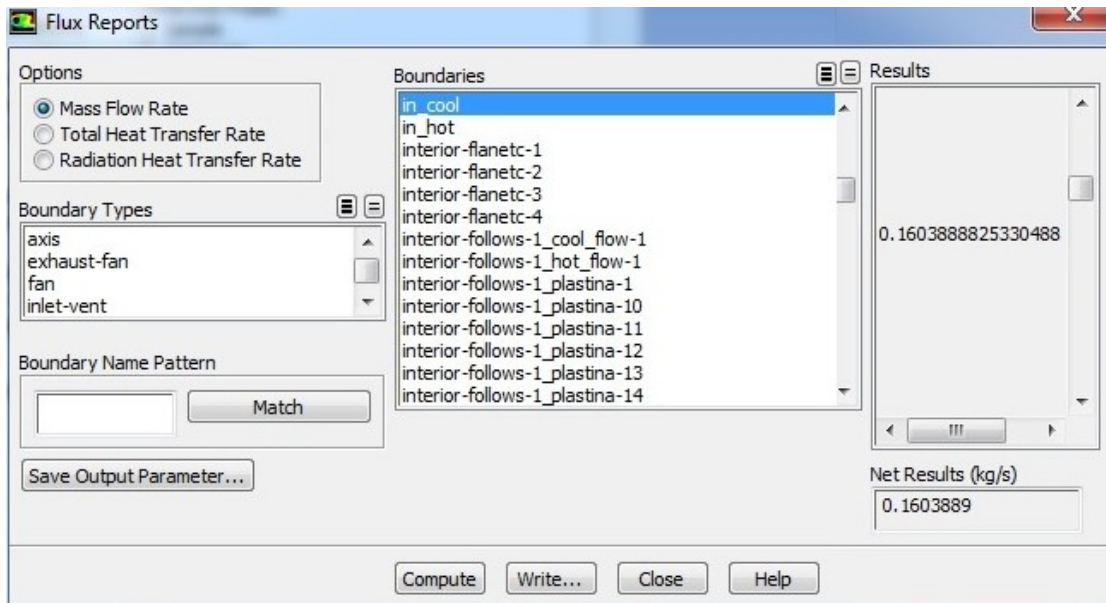


Рисунок 3.14 – Значення оптимальної витрати холодного теплоносія через пластинчастий теплообмінник

Для більш детального розуміння зміни швидкостей в пластинчастому теплообміннику був виконаний розріз в області фланців на вході та виході теплоносіїв, що зображено на рис. 3.15 і 3.16.

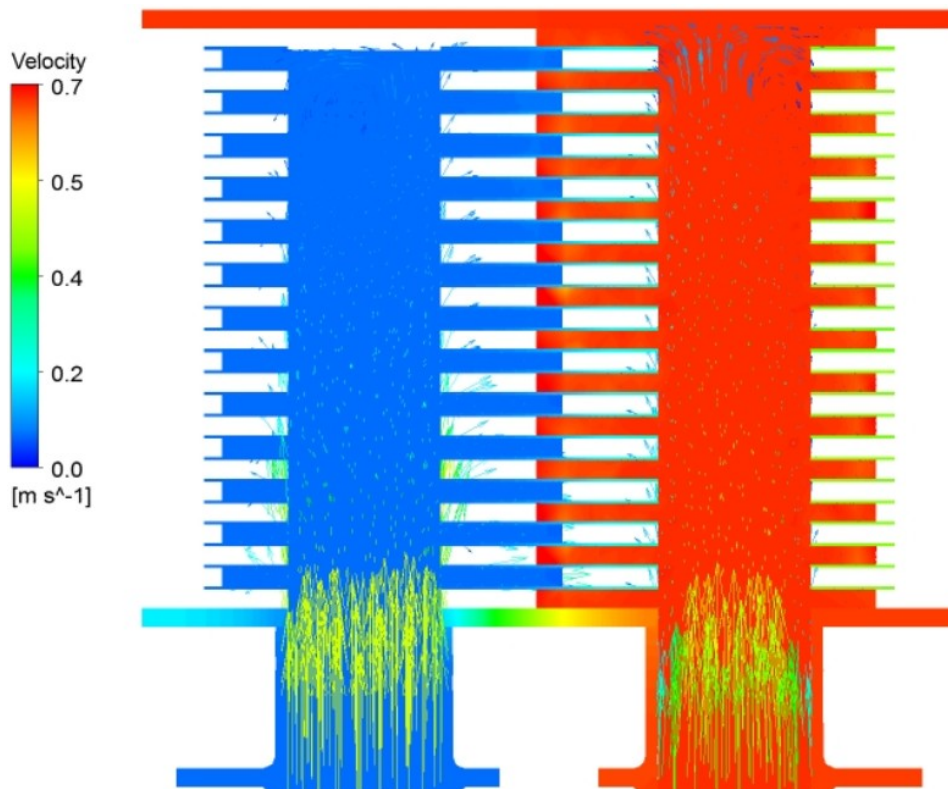


Рисунок 3.15 – Розподіл швидкостей теплоносіїв на вході в теплообмінник

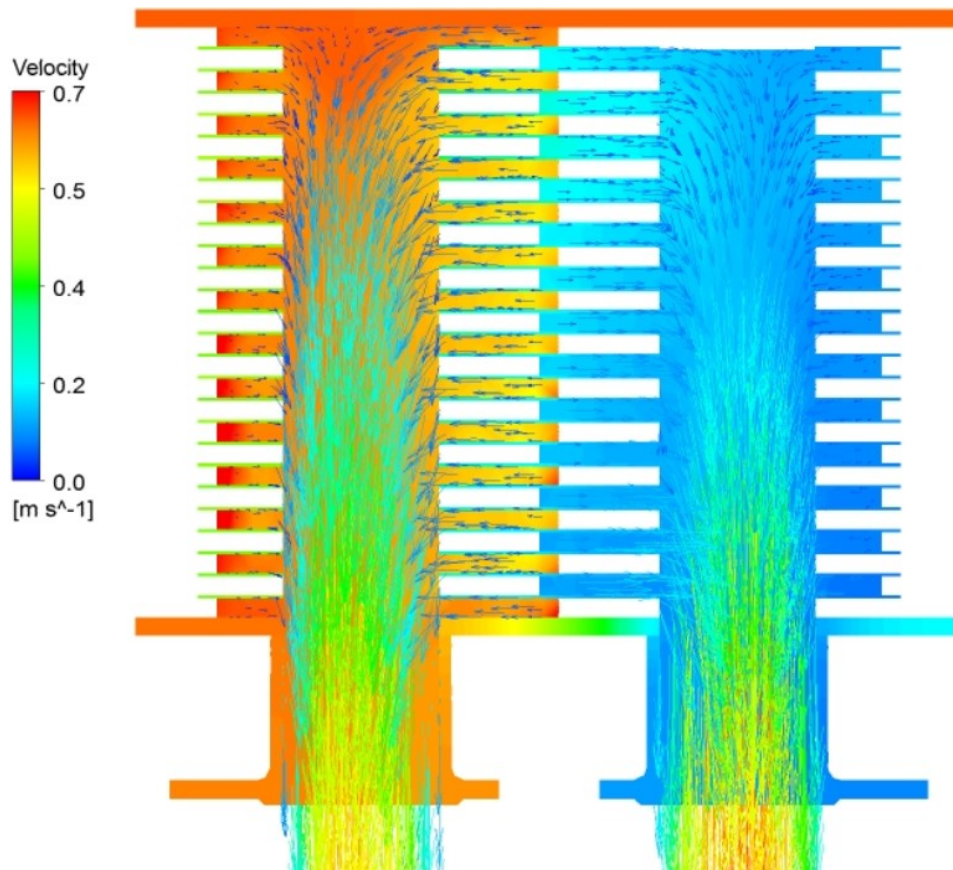


Рисунок 3.16 – Розподіл швидкостей теплоносіїв на виході із теплообмінник

Також було виконане моделювання зміни швидкостей по всьому простору теплообмінника, за допомогою якого можна більш чітко зрозуміти зміну її значень та локалізувати застійні зони. На рис. 3.18 і 3.19 показана зміна швидкостей на вході і виході теплообмінника.

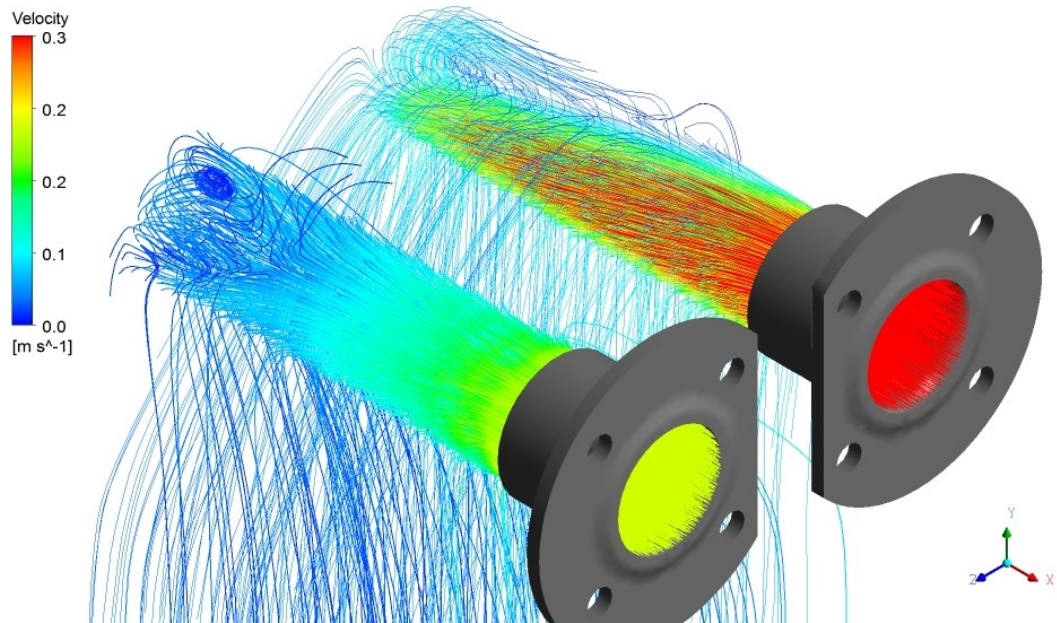


Рисунок 3.18 – Зміна швидкостей теплоносіїв на вході в теплообмінник

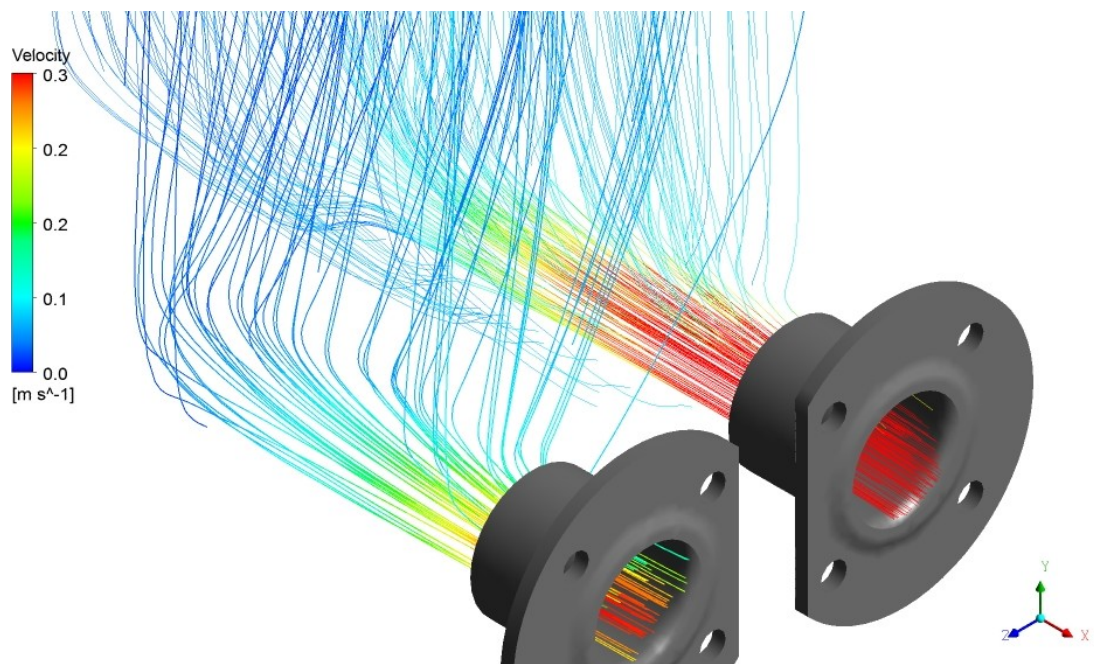


Рисунок 3.19 – Зміна швидкостей теплоносіїв на виході з теплообмінника

Також має місце вигляд зміни значень швидкості теплоносіїв в міжпластинчастому просторі теплообмінника (рис. 3.20).

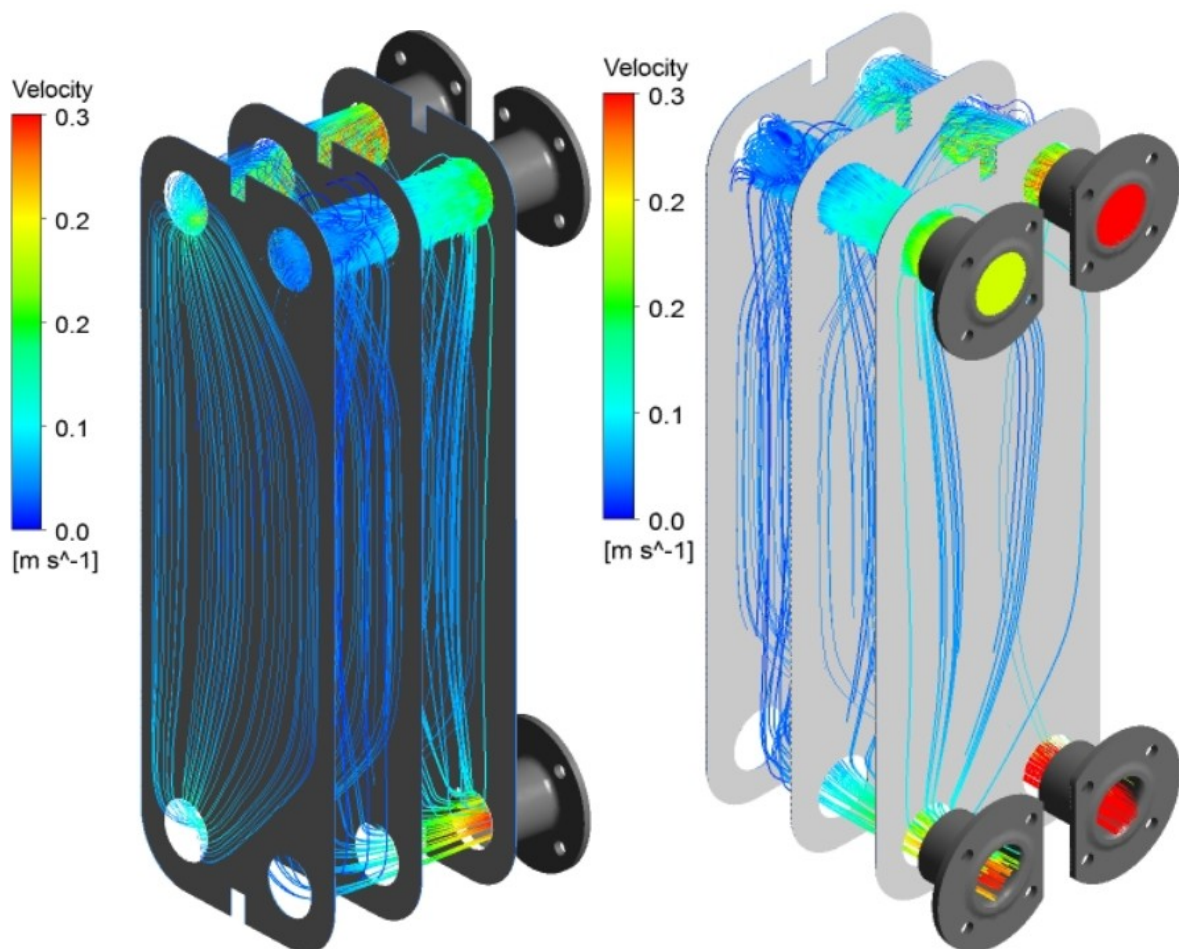


Рисунок 3.20 – Зміна швидкості гарячого і холодного теплоносія в між пластинчастому просторі

## 4 РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП – ПРОЄКТУ

### 4.1 Резюме проекту

Компресорні станції є найрозповсюдженішим промисловим об'єктом, що знаходиться майже на кожному промисловому підприємстві. Стиснене повітря є одним із основним джерелом енергії на будь-якому виробництві, наприклад: харчове, хімічне, фармацевтичне, переробне, деревообробне тощо.

Внаслідок процесу стискання повітря утворюється профіцитна кількість теплоти, що відводиться системою охолодження. Всю цю надлишкову теплоту доцільно утилізувати водночас заощадивши при цьому кошти та підвищити ефективність роботи компресора. При цьому це дозволить подовжити термін експлуатації агрегату.

Використання систем теплозабезпечення, що використовують утилізовану теплоту є одним із можливих напрямів підвищення ефективності експлуатації компресорних установок. При тому це є можливим без значних витрат на проєктні та дослідно-конструкторські роботи. Утилізована теплота може бути використана для опалення виробничих приміщень, промислового гарячого водопостачання тощо.

В роботі пропонується технічне рішення для утилізації теплоти на компресорній станції. Оскільки ККД компресора може досягати лише 60 - 70%, то підвищення ККД на 10 - 15% значно збільшить ефективність її роботи.

### 4.2 Організація проекту

Проєкт реалізується в Київському підприємстві металоконструкцій при виробництві аспіраційних фільтрів ТОВ «АБ ТЕХНОЛОДЖИС». Загальна

продуктивність підприємства до 400 т металу в рік. Досвід роботи підприємства більше 10 років, а проєкт створюється, як впровадження інноваційних технічних рішень для компресорної станції (таблиця 4.1).

Таблиця 4.1 - Канва бізнес-моделі проєкту

(8) КЛЮЧОВІ ПАРТНЕРИ SIGMA-ENGINEERING - Інжинірингова компанія	(4) КЛЮЧОВІ ВИДИ ДІЯЛЬНОСТІ Інжиніринг, розробка апіраційних установок	(5) ЦІННІСНІ ПРОПОЗИЦІЇ Підвищення ККД станцій, опалення території за рахунок виробленого тепла від стисненого повітря який не використовувався, значне підвищення економічної ефективності станції.	(6) ВЗАЄМОВІДНОСИНИ ЗІ СПОЖИВАЧАМИ Партнерські відносини, які становлюються за рахунок тендеру.	(5) СПОЖИВЧІ СЕГМЕНТИ Всі країни є потенціальною клієнтами, оскільки саме держкомпанії проводять такі проєкти, як приклад СІТЕС.
	(6) КЛЮЧОВІ РЕСУРСИ Програмне забезпечення, праця людей.		(6) КАНАЛИ ЗБУТУ Через міжнародні тендери та партнерами з якими вже працювали.	
(7) СТРУКТУРА ВИТРАТ Витрати на працю людей, закупівлю програмного забезпечення.		(9) ПОТОКИ НАДХОДЖЕННЯ ДОХОДІВ Після кожної виконаної частини проєкту йдуть виплати згідно з контракту, це зазвичай 3 - 7% від ціни всього проєкту (без проєктування: матеріали, конструкторські витрати і т.д.)		

### 4.3 Ключові види діяльності проєкту

#### 4.3.1 Вид проєкту за характером інновації

- дослідно-конструкторська робота полягає у проєктуванні нового обладнання для утилізації теплоти за компресорною станцією;
- запровадження нової технології для теплообмінника.

#### 4.3.2 Спрямованість проєкту

Має місце:

- економія енергоресурсів. На магістральних компресорних станціях, які для забезпечення стисненого повітря на виробництві, виробляють велику кількість теплоти, що відводиться маслом для оптимальної роботи компресорної станції. Температура цього масла досягає 100°C. Цю теплоту можна доцільно для теплофікації.
- економія електроенергії, оскільки можливо використовувати меншу потужність для охолодження, а це зменшує витрату електроенергії.

#### 4.3.3 Висновок щодо науково-технічного рівня ідеї

- в результаті виконання роботи буде розроблено проєкт теплоутилізаційного пристрою, що забезпечить підвищення ККД компресорного агрегату на 10%.
- результати даного проєкту будуть використанні при модернізації компресорного агрегату RENNER RS-132.

Основні бізнес-процеси проєкту визначені в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Основні бізнес-процеси проекту

Група процесів	Бізнес-процес	Ступінь опрацювання бізнес-процесу	
		є реалізованим	буде реалізовано
Розробка продукції	розробка та конструювання продукції	-	буде реалізовано
	розробка і конструювання процесу	-	буде реалізовано
	технологічна підготовка виробництва	-	буде реалізовано
Вимоги споживачів	дослідження розвитку ринку	-	-
	організація маркетингу і продажів	-	-
	тендерне розміщення замовлень	є реалізованим	-
Виконання замовлень	забезпечення і матеріально-технічний збут	-	-
	планування і управління виробництвом	є реалізованим	-
	виробництво продукції	-	-
	розподіл продукції і логістика	-	-
Обслуговування споживача	післяпродажне обслуговування	-	-
	повернення продукції	-	-

#### 4.4 Ціннісні пропозиції та споживачі

Користувачами результатами даного проекту можуть бути проектно-конструкторські та виробничі організації, що працюють в сфері будівництва та експлуатації компресорних станцій. В результаті виконання роботи буде розроблено проект теплоутилізаційного пристрою, що забезпечить підвищення ККД компресорних станцій на 10%.

##### 4.4.1 Характер формування споживчої цінності проекту

Покращення задоволення існуючих потреб, оскільки буде підвищення ККД компресорних станцій. Далі будуть наведені головні моменти по змісту ідеї проекту, його аналізу і технологічному аудиту, відповідно, у таблицях 4.3, 4.4, 4.5.

Таблиця 4.3 - Зміст ідеї проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Сегменти споживачів	Цінність для споживачів
Використання теплоти стисненого повітря в теплоутилізаторі за компресором для підвищення ККД агрегату	Для реалізації на компресорних станціях	Державні замовники, компанії, що мають заводи	Збільшення прибутку з установок, за рахунок підвищення ККД, а також використання непотрібного тепла для обігріву приміщень

Таблиця 4.4 - Зміст ідеї проєкту

№	Техніко-економічні характеристики ідеї	Продукція конкурентів			W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)	
		Мій проєкт	Кон-т 1 (вказати)	2				3
	Використання теплоти стисненого повітря в теплоутилізаторі за компресором для підвищення ККД агрегату	Система для перекриття теплообмінника, проектування утилізатора, який би працював при оптимальних температурах	Компанія Kaeser	Ozen	Atlas Copco	Більш дорогий утилізатор за рахунок спеціальної системи	Габарити не будуть зменшені	Більше збільшення ККД установки, а також обігрів прилеглих територій

Таблиця 4.5 - Технологічний аудит ідеї проєкту

№	Ідея проєкту	Технології її реалізації	Наявність технологій	Доступність технологій
	Використання теплоти від стисненого повітря за компресором	Тепломасообмінні технології	Ці технології є на факультеті, які дороблені мною	Майже всю технології можна купити за велику ціну
Обрана технологія реалізації ідеї проєкту: технологія використання теплообмінника пластинчастого типу				

Таблиця 4.6 - SWOT-аналіз проєкту

<p>Сильні сторони (S):</p> <p>Більше збільшення ККД порівняно з іншими аналогами</p> <p>Компактна компоновка</p> <p>Вирішено питання з процесом коли не потрібен теплообмін або дуже різка зміна клімату</p>	<p>Слабкі сторони (W):</p> <p>Вартість більша</p> <p>Складність</p> <p>Обслуговування</p>
<p>Можливості (O):</p> <p>Покращення технологій призведуть до зменшення витрати коштів</p> <p>Ще більше підвищувати ККД</p>	<p>Загрози (T):</p> <p>Можливо більш довша окупність</p>

Таблиця 4.7 - Взаємовідносини зі споживачами та канали збуту

№	Сегмент споживачів	Особливості поведінки	Вимоги споживачів	Канали збуту	Інші аспекти взаємовідносин
1.	Всі, хто потребує на виробництві стиснене повітря	Малий ККД компресора, або не вигідно встановлювати додаткове обладнання для використання територій	Швидка окупність проєкту та збільшення ККД	Державні замовники, фірми	Відносини з субпостачальником і самого компресора

#### 4.5 Обґрунтування ресурсів та витрат проекту

Визначені економічні витрати на впровадження даного обладнання у таблицях: 4.8, 4.9, 4.10, 4.11, 4.12, 4.13.

Таблиця 4.8 – Грошові витрати

№	Рівень цін на товари-замінники	Рівень цін на товари-аналоги	Рівень доходів цільової групи споживачів	Верхня та нижня межі встановлення ціни на продукцію	Розрахункова ціна продукції
	Немає товарозамінників	40000\$	Державний ВВП, або дуже високий.	Від 50000\$ до будь-якої ціни в залежності від замовника в загалі до 250000\$	65000\$

Таблиця 4.9 - Визначення обсягу виробництва продукції

Показник	Значення по роках				
	2020	2021	2022	2023	2024
Загальна потреба в продукції	20	22	24	26	28
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках	20	до 22	до 24	до 26	до 28
Ціна одиниці продукції	1220	1220	1220	1220	1220
Річні обсяги випуску в вартісних показниках, тис. грн.	22100	2100	22100	2100	22100

Таблиця 4.10 - Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат

№	Назва етапу	Строки виконання	Обсяги фінансування, тис. грн.
1	Розробка або придбання технології	2 місяці	200
2	Придбання устаткування	3 місяці	60
3	Організація діяльності та запуск проекту	3 місяці	250
4	Витрати на управління	Весь час роботи	120
5	Початкові виробничі витрати	Перший місяць	15
6	Інші витрати	зустрічі з партнерами	40
Разом:		5 місяців	400000

Таблиця 4.11 - Розрахунок виробничих витрат

з/п	№ Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
		2020	2021	2022	2023	2024
1	Загальногосподарські витрати	5000	7500	8000	10000	15000
2	Витрати на оренду та утримання приміщень, обладнання	20000	25000	28000	27000	30000
3	Комунальні витрати	Ця ціна є в оренді	Ця ціна є в оренді	Ця ціна є в оренді	Ця ціна є в оренді	Ця ціна є в оренді
4	Витрати на збут, просування та рекламу	10000	11000	11500	12000	12500
5	Витрати на матеріальні ресурси (комплектуючі, сировина)	немає	немає	немає	немає	немає
6	Витрати на оплату праці	100000	100000	110000	110000	120000
7	Інші витрати (якщо є)	нема	нема	нема	нема	нема
Разом:		145000	151500	162500	167000	185000

Таблиця 4.12 - Розрахунок загальних витрат на реалізацію проекту по роках

Показник	Значення по роках					Разом
	2020	2021	2022	2023	2024	
Інвестиційні витрати	550000	-	-	-	-	550000
Виробничі витрати	140000	150000	180000	200000	250000	920000
Обсяг загальних витрат, в тому числі за рахунок	400000	300000	300000	400000	50000	1900000
– власних коштів	200000	100000	300000	400000	50000	1500000
– кредиту	-	-	-	-	-	
– коштів інвестора	200000	200000	-	-	-	400000

Таблиця 4.13 - План робіт та партнери проекту

Бізнес-процес проекту	Термін виконання	Виконавець, співвиконавці	Результат
Знаходження тендеру	3 місяці	ТОВ СІГМАІНЖИНІРІНГ	Знаходження роботи
Отримання проекту	1 місяць	ТОВ СІГМАІНЖИНІРІНГ	Отримання роботи
Отримання параметрів для проектування	1 місяць	ТОВ СІГМАІНЖИНІРІНГ	Можливість початку розрахунків
Проектування	4 місяці	ТОВ СІГМАІНЖИНІРІНГ	Проектування
Знаходження постачальників	2 місяці	Donaldson	Виготовлення продукції
Закінчення проекту	7 місяців	ТОВ СІГМАІНЖИНІРІНГ	Закінчення проекту

## 4.6 Грошовий потік та економічна оцінка проєкту

### 4.6.1 Формування грошового потоку від реалізації проєкту

Чистий дисконтований дохід (NPV, Net Present Value) – це різниця між надходженнями за весь період інноваційного проєкту та інвестиціями в проєкт. Дані на дисконтований дохід занесені в таблицю 4.14.

Таблиця 4.14 - Чистий дисконтований дохід

Показник	Значення по роках						Разом
	2019	2020	2021	2022	2023	2024	
Надходження від проєкту (виручка від реалізації продукції, послуг – див. п. 7.2) (D)	725600	136500	161000	187500	216000	246500	584 900
Загальні витрати (див. п. 7.5) (I), в тому числі	410000	60000	55000	50000	45000	40000	345000
Грошовий потік ( $3 = 1 - 2$ ) (CF)	15600	76500	106000	137500	171000	206500	716500 NPV>0
Акумуляований грошовий потік (ACF)	315600					(NPV)	-

Проєкт доцільно прийняти, оскільки  $NPV > 0$  протягом розрахункового періоду.

#### 4.6.2 Розрахунок індексу рентабельності інвестицій в проєкт

Оскільки інвестиція одноразова, то  $ROI = \frac{\sum_T D_t}{\sum_T I_t} = 1,68$  тому інвестиції є доцільними.

#### 4.6.3 Період окупності інвестицій

Окупність проєкту висока, оскільки виплати здійснюються замовником одразу після кожної частини виконаної роботи. Також при розвитку технології використання теплообмінників та їх знижень на них цін призводитиме до того, що дохід буде відповідно збільшуватися.

## ВИСНОВКИ

1. В магістерській роботі були проаналізовані результати математичного моделювання теплообміну пластинчастого теплообмінника. Отримане температурні поля теплоносіїв в теплообміннику, отриманий розподіл значень температури на поверхні пластин, визначена зміна температури в розрізі фланців на вході и виході теплоносіїв із теплообмінника.

Розрахункові значення температури теплоносіїв після проходження теплообмінника повністю задовольняють поставлену задачу як нагрівання води для її подальшого використання, так і охолодження масла, що використовується в системі відведення теплоти в компресорі.

2. Було виконане математичне моделювання гідравлічних параметрів теплообмінника. Розраховане значення витрати холодного теплоносія, отримана модель зміни швидкості теплоносія на вході і виході теплоносіїв, так и в між пластинчастому просторі. Також визначені значення тиску на вході та виході теплообмінника. При цьому, вони наближені до тих, що були розраховані в розділі 2. Це означає коректність проведення інженерних розрахунків запропонованого до аналізу теплообмінного апарату.

3. Стартап-проект демонструє можливість впровадження розробки, а також рентабельність та перспективність експлуатації змодельованого пластинчастого теплообмінника для утилізації теплоти від компресорного агрегату RENNER RS-132.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Сакун И.А. Винтовые компрессоры. Машиностроение, 1970. 108 с.
2. Берман, Я.А. Системы охлаждения компрессорных установок. Л.: Машиностроение. 1984. 288 с.
3. Горбушкин Ю.В. Системы охлаждения компрессорных установок. СамГТУ, 2008. 64 с.
4. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам. М.: Машиностроение, 1989. 364 с.
5. И.В. Артамонова, Э.Б. Мазурин., А.В. Братусь Разработка технологической схемы компрессорной установки с рекуперацией теплоты. Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. Сер. «Машиностроение». Спец. выпуск «Вакуумные и компрессорные машины и пневмооборудование», 2011. С. 78 – 97.
6. Уалиев Д.Ш., Шайманова Ж. К., Таттимбек Г. Смазочно-охлаждающие жидкости – основа эффективной работы промышленности. Наука, техника и образование, 2014. С. 72 — 74.

Додаток А.

Теплове поле теплообмінника в ізометрії

