

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

**Факультет автоматизації, промислової інженерії та екології
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв**

ДО ЗАХИСТУ ДОПУЩЕНО
Завідувач кафедри МАХНВ
_____ Андрій СТЕПАНЮК
“ _____ ” _____ 2026 р.

Дипломний проєкт

на здобуття ступеня бакалавра

**за освітньо-професійною програмою «Комп’ютерно-інтегровані
технології проектування обладнання хімічної інженерії»**

спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»

**на тему: «Модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва
фтористого водню»**

Виконав:

студент IV курсу, групи ЛБ-21
Пахольченко Тимофій Олегович _____

Керівник:

Доцент кафедри МАХНВ, канд. техн. наук, доц.
Новохат Олег Анатолійович _____

Консультант з охорони праці:

Старший викладач кафедри ОПЦБ, канд. техн. наук
Ковтун Андрій Іванович _____

Консультант з економіки:

Старша викладачка кафедри МАХНВ, канд. техн. наук
Гусарова Олена Віталіївна _____

Рецензент:

(посада, науковий ступінь, вчене звання)

(прізвище, ім'я, по батькові)

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____

Київ – 2026

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

**Факультет автоматизації, промислової інженерії та екології
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв**

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма: Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри МАХНВ

_____ Андрій СТЕПАНЮК

“ ____ ” _____ 2026 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Пахольченко Тимофію Олеговичу

1. Тема проєкту: Модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва фтористого водню

Керівник проєкту: доцент кафедри МАХНВ, кандидат технічних наук, доцент Новохат Олег Анатолійович.

Затверджені наказом по університету від « ____ » _____ 2026 р. № _____

2. Термін подання студентом проєкту: 08 червня 2026 р.

3. Вихідні дані до проєкту: Спроекувати підігрівач для нагрівання сірчаної кислоти. Тип нагрівача – кожухотрубний теплообмінник; орієнтація монтажу – вертикальний; масова витрата сірчаної кислоти $G = 49,5$ тон/год; температура сірчаної кислоти: початкова $t_p = 20^\circ\text{C}$, кінцева $t_p = 140^\circ\text{C}$; концентрація сірчаної кислоти $c = 92\%$; тип теплоносія – насичена водяна пара; тиск теплоносія $P = 0,5$ МПа.

4. Зміст пояснювальної записки: а) основна частина: обґрунтувати вибір конструкцій; виконати розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкцій, а саме: технологічний, параметричний розрахунки, розрахунки на міцність і надійність елементів підігрівача;

- б) охорона праці: провести аналіз відповідності апарата до вимог охорони праці, викласти основні вимоги безпечної експлуатації апарата;
- в) економічна частина: обґрунтувати модернізацію установки та оцінити її ефективність;
- г) навести рекомендації щодо монтажу та експлуатації апарата;

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов’язкових креслень, плакатів, презентацій тощо): технологічна схема – А1, кресленик складальний – А1, корпус складальний кресленик – А2, розподільча камера складальний кресленик – А2, кришка складальний кресленик – А2, трубна решітка А2 і відповідні специфікації до складальних креслеників – А4. Плакат модернізації – А3 та тривимірна модель апарата – А3.

6. Консультанти розділів проекту:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Андрій КОВТУН старший викладач, к.т.н.		
Техніко-економічне обґрунтування доцільності вдосконалення	Олена ГУСАРОВА старша викладачка, к.т.н.		

7. Дата видачі завдання: 20 квітня 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Строк виконання етапів проєкту	Примітка
1	2	3	4
1	Узгодження теми, вихідних даних, визначення джерел інформації. Обґрунтування актуальності проєкту.	20.04.26	
2	Патентне дослідження. Формування змісту модернізації (на основі зміни технологічної схеми, конструкції апарату, його елементів, речовин).	25.04.26	
3	Опис установки. Схема установки. Вибір і опис конструкції. Технічна характеристика установки, апарату. Вибір матеріалів.	29.04.26	
4	Параметричний розрахунок: визначення основних розмірів апарату.	06.05.26	
5	Розробка складальних креслеників апарату і його складальних одиниць.	12.05.26	
6	Розрахунки на міцність. Розробка алгоритмів та програм розрахунку.	19.05.26	
7	Уточнення графічної частини проєкту та специфікацій.	23.05.26	
8	Обґрунтування економічної доцільності модернізації.	04.06.26	
9	Розробка вимог до апарату з питань охорони праці.	04.06.26	
10	Оформлення пояснювальної записки. Перевірка відповідності проєкту діючим нормам за змістом і оформленням. Підготовка до захисту. Складення плану викладення доповіді, окремих питань.	05.06.26	
11	Попередній захист проєкту.	08.06.26	
12	Корегування проєкту за результатами попереднього захисту. Отримання рецензії, відзиву. Підготовка до захисту.	10.06.26	

Студент

_____ Тимофій ПАХОЛЬЧЕНКО
(підпис)

Керівник проєкту

_____ Олег НОВОХАТ
(підпис)

РЕФЕРАТ

УДК 66.081

Модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва фтористого водню : Дипломний проєкт освітнього ступеня «Бакалавр» / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; керівник О. А. Новохат. – Київ, 2026. – 124 с. : іл. Викон. – Т. О. Пахольченко. – Бібліогр.: с. 94.

Пояснювальна записка складається зі вступу, 8 розділів, висновків, переліку посилань із 42 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 124 сторінок, містить 23 рисунків, 10 таблиці та 4 додатки.

Метою проєкту є модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва фтористого водню, спрямована на підвищення ефективності теплопередачі, надійності роботи обладнання, зниження енергетичних витрат та забезпечення стабільності технологічного процесу. Удосконалення конструкції апарата дозволяє оптимізувати тепловий режим нагрівання сірчаної кислоти, підвищити інтенсивність теплообміну та покращити техніко-економічні показники виробництва фтористого водню.

Для досягнення поставленої мети виконано аналіз технологічного процесу виробництва фтористого водню та визначено місце підігрівача сірчаної кислоти в технологічній схемі. Проведено патентний пошук і аналіз існуючих конструкцій теплообмінного обладнання, обґрунтовано вибір конструкції модернізованого апарата. Виконано комплекс розрахунків, що підтверджують працездатність та надійність конструкції, зокрема параметричний, тепловий, гідравлічний та конструктивний розрахунки, а також розрахунки на міцність основних елементів апарата: циліндричної обичайки, еліптичних днищ, трубної решітки, штуцерів, теплообмінних труб і опорних елементів. Розроблено рекомендації щодо монтажу, експлуатації та технічного обслуговування підігрівача.

У роботі проведено оцінку рівня стандартизації та уніфікації конструкції, виконано техніко-економічне обґрунтування запропонованої модернізації, а також аналіз відповідності конструкції вимогам охорони праці та промислової безпеки. За результатами виконаної роботи сформульовано висновки щодо ефективності модернізації та перспектив її впровадження у виробництво.

Графічна частина дипломного проєкту включає: технологічну схему установки виробництва фтористого водню, складальне креслення підігрівача сірчаної кислоти, креслення корпусу, розподільної камери, кришки та креслення трубчатки. Також розроблено плакат модернізації апарата та тривимірні моделі підігрівача (загальний вигляд і поздовжній розріз).

ПІДІГРІВАЧ СІРЧАНОЇ КИСЛОТИ, ФТОРИСТИЙ ВОДЕНЬ,
КОЖУХОТРУБНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК,
ГІДРАВЛІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ.

ABSTRACT

UDK 66.081

Modernization of the Sulfuric Acid Heater of the Hydrogen Fluoride Production Plant: Diploma project for the educational degree "Bachelor" / Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute; supervisor O. Novokhat. – Kyiv, 2026. – 124 p. : ill. Executor – T. O. Pakholchenko. – Bibliography: p. 94.

The explanatory note consists of an introduction, 8 chapters, conclusions, a list of references with 42 titles. The total volume of the work is 120 pages of the main text, contains 23 figures, 10 tables and 4 appendices.

The purpose of the project is to modernize the sulfuric acid heater of the hydrogen fluoride production plant, aimed at increasing the efficiency of heat transfer, reliability of equipment operation, reducing energy costs and ensuring the stability of the technological process. Improving the design of the apparatus allows you to optimize the thermal regime of sulfuric acid heating, increase the intensity of heat exchange and improve the technical and economic indicators of hydrogen fluoride production.

To achieve the set goal, an analysis of the technological process of hydrogen fluoride production was performed and the place of the sulfuric acid heater in the technological scheme was determined. A patent search and analysis of existing designs of heat exchange equipment were conducted, the choice of the design of the modernized apparatus was justified. A set of calculations was performed that confirm the operability and reliability of the design, in particular parametric, thermal, hydraulic and structural calculations, as well as calculations for the strength of the main elements of the apparatus: a cylindrical shell, elliptical bottoms, pipe grid, fittings, heat exchange pipes and supporting elements. Recommendations for installation, operation and maintenance of the heater were developed.

The work assessed the level of standardization and unification of the design, performed a feasibility study of the proposed modernization, and analyzed the compliance of the design with the requirements of labor protection and industrial safety. Based on the results of the work, conclusions were formulated regarding the effectiveness of the modernization and the prospects for its implementation in production.

The graphic part of the diploma project includes: a technological scheme of the hydrogen fluoride production plant, an assembly drawing of the sulfuric acid heater, a

drawing of the housing, distribution chamber, cover, and a drawing of the tube. A poster of the modernization of the apparatus and three-dimensional models of the heater (general view and longitudinal section) have also been developed.

SULFURIC ACID HEATER, HYDROGEN FLUORIDE, SHELL-TUBE HEAT EXCHANGER, HEAT CALCULATION, HYDRAULIC CALCULATION, EQUIPMENT MODERNIZATION.

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

**Факультет автоматизації, промислової інженерії та екології
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв**

**ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ
на здобуття ступеня бакалавра**

Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування

Освітня програма: Комп'ютерно-інтегровані технології проектування
обладнання хімічної інженерії

**на тему: Модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва
фтористого водню**

ЗМІСТ

Вступ.....	14
1 Призначення та область застосування апарату	17
1.1 Опис технологічного процесу	17
1.2 Вибір типу підігрівача і його місце в технологічній схемі	19
2 Технічна характеристика підігрівача.....	21
3 Опис та обґрунтування вибраної конструкції апаратів	22
3.1 Опис конструкції, основних складальних одиниць та деталей апарата.....	22
3.2 Опис модернізації апарата.....	24
3.3 Вибір матеріалів	27
3.4 Порівняння основних показників розробленої конструкції підігрівача з аналогами	29
3.5 Патентний огляд конструкції підігрівача.....	35
4 Охорона праці	44
5 Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкцій ..	53
5.1 Параметричний розрахунок апарату	53
5.2 Конструктивний розрахунок	59
5.3 Визначення діаметрів патрубків штуцерів	60
5.4 Гідравлічний розрахунок	62
5.5 Розрахунок товщини стінки циліндричної обичайки	64
5.6 Розрахунок еліптичного днища.....	66
5.7 Розрахунок зусиль в кожусі та трубах.....	67
5.8 Розрахунок трубних решіток.....	70
5.9 Розрахунок міцності і стійкості кожуха в місці приєднання до решітки	75
5.10 Розрахунок опорних лап	76

Відповідальна організація МАХНВ	Технічне узгодження: НОВОХАТ	Вид документа Пояснювальна записка	Статус документа опублікований			
Власник документа КПІ ім. Ігоря Сікорського	Розробник документа: ПАХОЛЬЧЕНКО	Назва, додаткова назва Модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва фтористого водню	ЛБ21.04.101.001 ПЗ			
	Документ затверджено: НОВОХАТ		Інд.змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 10

6 Рекомендації з монтажу та експлуатації апарата	80
7 Рівень стандартизації та уніфікації.....	83
8 Техніко-економічне обґрунтування модернізації	85
Висновки	89
Conclusions	91
Перелік посилань.....	93
Додаток А Документація до патентного дослідження	99
Додаток Б Програмний розрахунок елементу апарата	104
Додаток В Патенти, які використані в патентному дослідженні.....	108
Додаток Г Публікації автора	113

ПЕРЕЛІК СКОРОЧЕНЬ, УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ТА ТЕРМІНІВ

D – діаметр апарата, м;

F – площа поверхні теплообміну, м^2 ;

K – коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

G – масова витрата, $\text{кг}/\text{с}$;

n – кількість труб;

b – кількість отворів по діагоналі;

p – тиск, Па ;

$t_{\text{лк}}$ – кінцева температура теплоносія, К ($^{\circ}\text{C}$);

$t_{\text{лп}}$ – початкова температура теплоносія, К ($^{\circ}\text{C}$);

$t_{\text{пл}}$ – температура плівки конденсату, К ($^{\circ}\text{C}$);

b_4 – ширина плити основи опорної лапи, а також ширина кільця жорсткості, м;

b_2 – ширина підкладного листа, м;

g – відстань між середніми лініями ребер, м;

h_1 – висота опорної лапи, м;

Δt_6 – більша різниця температур на кінцях теплообмінника, $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta t_{\text{м}}$ – менша різниця температур на кінцях теплообмінника, $^{\circ}\text{C}$;

$\Delta t_{\text{сер}}$ – середня різниця температур, $^{\circ}\text{C}$;

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

d_3 – зовнішній діаметр труб;

F_k – площа поперечного перерізу кожуха, м^2 ;

E_k – модуль пружності матеріалу корпусу, Мпа

E_{tr} – модуль пружності матеріалу труб, Мпа

Q_{kr} – осьове зусилля, МН ;

φ_0 – коефіцієнт ослаблення решітки отворами;

z – кількість ходів;

α – коефіцієнт тепловіддачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;

δ – товщина стінки труби, м;

ε - відносна шорсткість, м;

ε_l – поправочний коефіцієнт;

λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·К);

μ – коефіцієнт динамічної в'язкості, Па·с;

ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с;

ρ – густина, кг/м³;

ρ_0 - зведений тиск на решітку;

$[\sigma]$ - допустиме напруження, МПа ;

ψ_0 - коефіцієнт жорсткості перфорованої плити;

t_m - температура монтажу, °С;

η_M - коефіцієнт впливу тиску на трубну решітку з боку трубного простору;

Q_a - розподілена по периметру перфорованої зони решітки сила;

Q_K - розподілене зусилля по периметру кожуха;

τ_{p1} - дотичні напруження в трубній решітці в місці з'єднання з кожухом.

Вступ

Сірчана кислота є однією з базових неорганічних речовин сучасної хімічної промисловості. Світові обсяги її виробництва обчислюються сотнями мільйонів тонн на рік, що обумовлено широким спектром застосування – від виробництва мінеральних добрив до металургії, нафтопереробки, органічного синтезу та фармацевтичної промисловості. Найбільша частка сірчаної кислоти використовується у виробництві фосфатних добрив, де вона виступає ключовим реагентом для отримання суперфосфату та амонійфосфатів, що визначає її стратегічне значення для агропромислового комплексу. Крім того, вона широко застосовується для очищення нафтопродуктів, травлення металів, виробництва барвників, вибухових речовин і синтетичних матеріалів.

Поширеність і масштабність використання сірчаної кислоти зумовлюють необхідність постійного вдосконалення технологій її виробництва та переробки. Сучасні виробництва характеризуються високими температурами, значними тепловими потоками та агресивними середовищами, що вимагає застосування надійного та ефективного теплообмінного обладнання. Саме теплообмінні апарати відіграють ключову роль у забезпеченні оптимальних температурних режимів технологічних процесів, підвищенні енергоефективності та зниженні експлуатаційних витрат.

У виробництві сірчаної кислоти теплообмінники використовуються на всіх основних стадіях технологічного процесу: при охолодженні контактного газу після окиснення діоксиду сірки, у системах абсорбції триоксиду сірки, а також при підігріві реагентів і утилізації тепла. Найбільш поширеними є кожухотрубні теплообмінники, які завдяки своїй універсальності, механічній міцності та здатності працювати при високих тисках і температурах широко застосовуються в хімічній промисловості. Окрім них, використовуються пластинчасті, спіральні та трубчасті апарати спеціального призначення, вибір

яких залежить від умов процесу, властивостей теплоносіїв та вимог до інтенсивності теплообміну [1, 2].

Кожухотрубні теплообмінники можуть виконуватися у різних конструктивних варіантах: з нерухомими трубними решітками, з плаваючою головкою, з U-подібними трубами або з компенсуючими елементами. Кожен із цих типів має свої переваги та обмеження. Наприклад, апарати з нерухомими решітками є простими та дешевими, але чутливими до температурних деформацій, тоді як теплообмінники з плаваючою головкою або U-подібними трубами забезпечують компенсацію температурних напружень, але мають складнішу конструкцію та вищу вартість. У зв'язку з цим важливим напрямком розвитку є створення конструкцій, які поєднують високу ефективність теплообміну, надійність і технологічність виготовлення.

Одним із перспективних напрямків удосконалення теплообмінного обладнання є застосування вертикальних кожухотрубних апаратів із лінзовими компенсаторами. Така конструкція дозволяє ефективно компенсувати температурні деформації корпусу, зменшити термічні напруження та підвищити довговічність апарата без значного ускладнення його будови. Крім того, вертикальне розташування сприяє покращенню гідродинамічних умов, забезпечує рівномірний розподіл потоків і зменшує ризик утворення застійних зон [3].

Метою дипломного проєкту є модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва фтористого водню шляхом удосконалення його конструкції, виконання необхідних розрахунків та обґрунтування технічних рішень, що забезпечують підвищення ефективності теплообміну, надійності, довговічності та безпечності експлуатації обладнання.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

– проаналізувати технологічну схему виробництва фтористого водню та визначити роль підігрівача сірчаної кислоти в технологічному процесі;

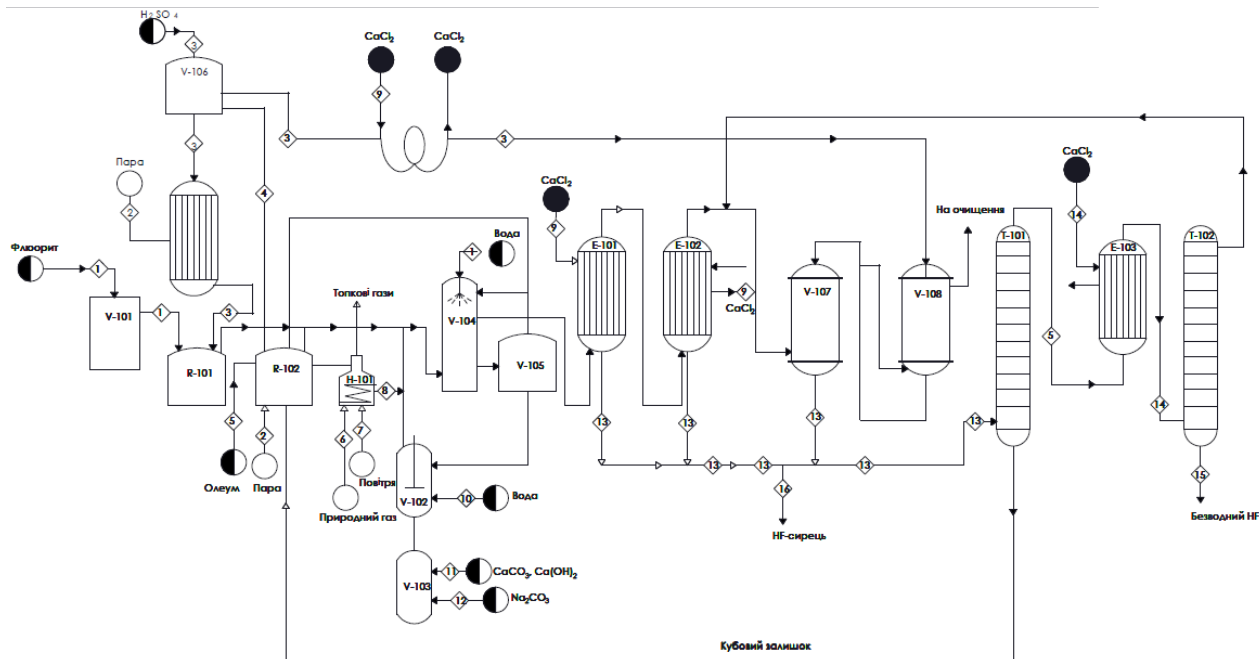
- виконати аналіз існуючих конструкцій теплообмінних апаратів та провести патентний огляд конструкцій підігрівачів;
- обґрунтувати вибір конструкції модернізованого підігрівача сірчаної кислоти;
- виконати технологічний (тепловий) розрахунок апарата;
- провести параметричний розрахунок підігрівача та визначити його основні конструктивні характеристики;
- визначити основні геометричні розміри апарата;
- виконати гідравлічний розрахунок та оцінити втрати тиску в апараті;
- виконати розрахунки на міцність і надійність основних елементів конструкції (обичайки, днищ, штуцерів, трубної решітки, теплообмінних труб та опор);
- обґрунтувати вибір конструкційних матеріалів з урахуванням корозійної активності сірчаної кислоти та умов експлуатації;
- розробити складальне креслення підігрівача та креслення його основних вузлів і деталей;
- виконати креслення технологічної схеми установки виробництва фтористого водню та необхідні специфікації;
- провести аналіз відповідності конструкції вимогам охорони праці, промислової та пожежної безпеки, а також розробити рекомендації щодо безпечної експлуатації апарата;
- виконати економічне обґрунтування модернізації та оцінити її техніко-економічну ефективність;
- розробити рекомендації щодо монтажу, технічного обслуговування та експлуатації підігрівача сірчаної кислоти.

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 16
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

1 Призначення та область застосування апарату

1.1 Опис технологічного процесу

Технологічна схема виробництва фторидного водню наведено на рисунку 1.1 [4]:



1 – бункер; 2, 3 – змішувачі; 4 – піч; 5 – репульпатор-відстійник; 6 – загусник; 7 – скруббер; 8 – збирач; 9 – танк сірчаної кислоти; 10, 11, 15 – холодильники-конденсатори; 12, 13 – абсорбери; 14, 16 – ректифікаційні колони; т/о – теплообмінник

Рисунок 1.1 – Технологічна схема виробництва безводного фтороводню сірчаноокислотним розкладанням флюориту [4]

Сірчана кислота, яка надходить у танк, розподіляється на три потоки. У першому потоці підігрівається в теплообміннику до 120–130 °С і потім надходить у перший змішувач. Сюди ж із бункера дозується плавиковий шпат флюориту.

Другий потік спрямовується в другий змішувач, де нагрівається до температури 135–140 °С. Сюди ж подається олеум, кубовий залишок і грязевікова кислота.

Реакційна суміш з другого змішувача надходить у барабанну піч, у якій підтримується температура 200–250 °С за рахунок зовнішнього обігрівання до температури 700 °С.

Під час змішування в змішувачі в газову фазу виділяється фтороводень. У барабанній печі виділяється фтороводень, що залишився. Ці газові потоки з'єднують в один і відправляють на очищення та осушення.

Спочатку потік надходить у скруббер, де охолоджується і проходить первинне очищення. Тверді частинки після ущільнення в збирачі спрямовуються в репульпатор-відстійник, а кислота, що називається грязевіковою, у змішувач та на зрошування скрубера.

Фтористоводнева кислота надходить на охолодження і подальшу ректифікацію. Для цього газ із скрубера подається в теплообмінники-конденсатори, які охолоджуються розчином хлориду кальцію.

Для кращого вилучення фтороводню газ переміщується в абсорбери. До останнього абсорбера подається з ємності охолоджена сірчана кислота. На абсорбцію також подаються гази з ректифікаційної колони.

Абсорбційний розчин змішується з рідким фтороводнем, отриманим на стадії конденсації. У результаті одержують фтороводень-сирець, який подають на ректифікацію спочатку в ректифікаційну колону, у якій виділяються висококиплячі домішки. Пари фтороводню з домішками фторид кремнію і діоксид сірки надходять у теплообмінник, у якому циркулює розчин хлориду кальцію з температурою мінус 20 °С. Далі утворений газ надходить у другу ректифікаційну колону, з якої витікає безводний розчин фтороводню.

Кубовий залишок з колони надходить у змішувач. У печі також утворюється фторогіпс з домішками фтороводню, фторид кальцію і сульфатна кислота. Фторогіпс вивантажується в репульпатор, у якому послідовно

обробляється водою, потім спрямовується в нейтралізатор-змішувач для оброблення крейдовою суспензією, розчином соди або вапняним молоком [4].

1.2 Вибір типу підігрівача і його місце в технологічній схемі

Для підігріву сірчаної кислоти до температури 120–140 °С доцільно застосовувати вертикальні кожухотрубні теплообмінники з лінзовим компенсатором. Така конструкція відповідає вимогам роботи з агресивними середовищами, високими температурами та значними термічними деформаціями. Сірчана кислота, особливо при підвищених температурах, характеризується високою корозійною активністю та значною густиною, що обумовлює необхідність використання апаратів з підвищеною механічною міцністю та корозійною стійкістю.

Вертикальна компоновка теплообмінника має низку суттєвих переваг. По-перше, вона забезпечує більш рівномірний розподіл рідини по трубному пучку, що покращує коефіцієнт тепловіддачі. По-друге, сприяє природній циркуляції середовища завдяки гравітаційних сил, що особливо важливо при роботі з в'язкими рідинами, такими як концентрована H_2SO_4 . По-третє, така конструкція дозволяє зменшити площу, зайняту обладнанням у виробничому приміщенні, що є актуальним для промислових установок великої продуктивності.

Застосування лінзового компенсатора в конструкції теплообмінника обумовлено необхідністю компенсації температурних деформацій корпусу та трубного пучка. При нагріванні до 120–140 °С різниця температур між кожухом і трубами може призводити до значних термічних напружень, що, у разі відсутності компенсуючих елементів, спричиняє втрату герметичності або навіть руйнування апарата. Лінзові компенсатори, завдяки своїй гнучкості та здатності сприймати осьові переміщення, дозволяють значно підвищити надійність та довговічність теплообмінника.

У технологічній схемі (рисунок 1.1) виробництва фтороводною підігрівач сірчаної кислоти розміщується на початковій стадії процесу, перед змішувачами. Згідно з наведеною схемою, сірчана кислота, що надходить у танк, розподіляється на три потоки. Перший потік направляється у теплообмінник, де нагрівається до 120–130 °С, після чого подається у перший змішувач, де контактує з флюоритом. Другий потік надходить у другий змішувач, де нагрівається до 135–140 °С та взаємодіє з олеумом, кубовими залишками та грязевіковою кислотою.

Такий розподіл потоків дозволяє оптимізувати тепловий режим процесу, забезпечити стабільні умови протікання реакції та підвищити ступінь вилучення фтороводною.

Отже, підігрівач сірчаної кислоти є одним із ключових елементів технологічної схеми, що визначає енергетичну ефективність та стабільність роботи всього виробництва. Вибір вертикального кожухотрубного теплообмінника з лінзовим компенсатором є технічно обґрунтованим рішенням, яке відповідає сучасним вимогам до надійності, довговічності та ефективності теплообмінного обладнання в умовах агресивних середовищ та високих температур [5, 6].

2 Технічна характеристика підігрівача

Технічна характеристика теплообмінного апарату наведена у таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічні характеристики

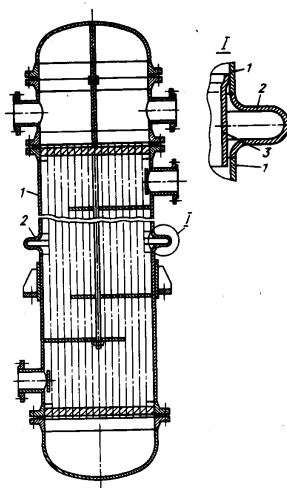
№	Параметри, розмірність	Значення
1	Продуктивність за H_2SO_4 , кг/с	13,75
2	Початкова температура H_2SO_4 , $^{\circ}\text{C}$	20
3	Кінцева температура H_2SO_4 , $^{\circ}\text{C}$	140
4	Температура пари, $^{\circ}\text{C}$	151,8
5	Поверхня теплообміну, м^2	91
7	Кількість труб, штук	196
8	Зовнішній діаметр труб, м	0,025
9	Внутрішній діаметр труб, м	0,021
10	Довжина труб, м	6
11	Діаметр апарату, м	0,6
12	Довжина апарату, м	1,024
13	Висота апарату, м	6,75
14	Ширина апарату, м	1,024

3 Опис та обґрунтування вибраної конструкції апаратів

3.1 Опис конструкції, основних складальних одиниць та деталей апарата

Вертикальний кожухотрубний теплообмінник з лінзовим компенсатором є апаратом теплообмінного типу, призначеним для передачі теплоти між двома середовищами.

Вертикальний кожухотрубний теплообмінник з лінзовим компенсатором показано на рисунку 3.1. Основним конструктивним елементом апарата є циліндричний кожух. Усередині кожуха розміщено трубний пучок, що складається з великої кількості теплообмінних труб малого діаметра, закріплених у трубних решітках. Трубний пучок є основною робочою поверхнею теплообміну, через яку відбувається передача теплоти від одного середовища до іншого. Закріплення труб здійснюється шляхом розвальцювання або зварювання у трубних решітках, які забезпечують герметичне розділення трубного та міжтрубного просторів.



1 – кожух; 2 – лінзовий компенсатор; 3 - обтічник

Рисунок 3.1 – Кожухотрубний теплообмінник з лінзовим компенсатором [5]

З обох боків теплообмінника встановлюються кришки (камери розподілу середовища), які формують вхід і вихід теплоносія у трубному просторі. У випадку багатопрохідної схеми в кришках передбачаються перегородки, що забезпечують зміну напрямку руху середовища та підвищують ефективність теплообміну.

У міжтрубному просторі розташовані перегородки, які виконують подвійну функцію: направляють потік теплоносія поперек трубного пучка та запобігають вібрації труб. Це сприяє підвищенню коефіцієнта тепловіддачі та стабільності роботи апарата.

Особливістю даного типу теплообмінника є наявність лінзового компенсатора, який вбудовується у корпус кожуха. Він являє собою тонкостінний гофрований елемент (лінзу), здатний деформуватися в осьовому напрямку. Лінзовий компенсатор призначений для сприйняття температурних подовжень корпусу, що виникають при нагріванні апарата. Завдяки цьому зменшуються термічні напруження у зварних з'єднаннях і трубних решітках, що значно підвищує надійність і довговічність обладнання [3,5].

До допоміжних елементів конструкції належать:

- патрубки для підведення та відведення теплоносіїв, розташовані на кожусі та кришках;
- опори (лапи показані на рисунку 3.2), які забезпечують вертикальне встановлення апарата;
- люки та штуцери для огляду, очищення і контролю параметрів;
- ущільнювальні елементи (прокладки), що гарантують герметичність з'єднань [5].
- кріпильні елементи (болти, фланці) для монтажу та обслуговування.

Принцип роботи апарата полягає в тому, що один теплоносій рухається по трубах, а інший – у міжтрубному просторі. Теплота передається через стінки труб за рахунок конвекції та теплопровідності. Вертикальна орієнтація апарата сприяє рівномірному розподілу фаз та покращує умови теплопередачі [5].

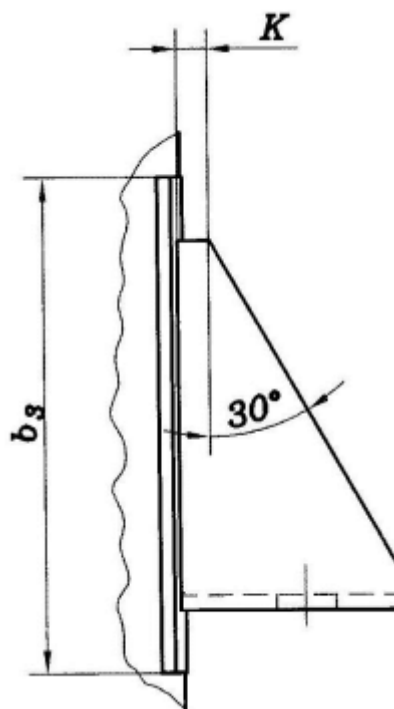


Рисунок 3.2 – Опора вертикального теплообмінника [5]

Використання теплообмінників з компенсаторами дозволяють збільшити різниця температур між середовищами до 70 градусів, але це також збільшує вартість пристроїв. Область застосування пристроїв даного типу обмежений тиском (надлишок тиск для сталевих теплообмінників не більше 2,5 МПа) [6].

3.2 Опис модернізації апарата

Традиційні кожухотрубні теплообмінники мають ряд експлуатаційних недоліків. До них належать обмежена інтенсивність теплопередачі, утворення застійних зон у міжтрубному просторі, нерівномірний розподіл швидкостей потоку та можливе накопичення відкладень на поверхні теплообміну. Це призводить до зниження коефіцієнта теплопередачі, збільшення гідравлічного опору та зростання енергетичних витрат [7, 8].

Одним із ефективних напрямів підвищення інтенсивності теплообміну у кожухотрубних апаратах є модернізація системи перегородок у міжтрубному просторі. Замість традиційних сегментних перегородок доцільно застосувати

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 24
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

диско-кільцеві перегородки (рисунок 3.3), які забезпечують більш раціональний розподіл потоків теплоносія та покращують гідродинамічні умови роботи апарата.

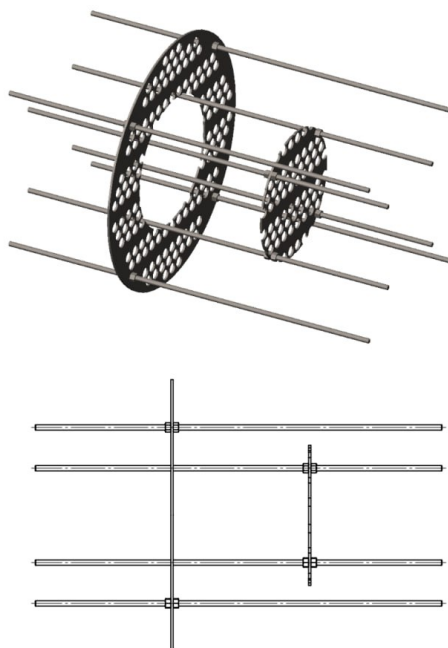


Рисунок 3.3 – Схема диско-кільцевих перегородок у теплообміннику

Диско-кільцева система перегородок складається з двох типів елементів, що чергуються вздовж довжини трубного пучка:

- дискові перегородки – суцільні круглі пластини з отворами під трубки, що створюють зазор із внутрішньою поверхнею обичайкою корпусу
- кільцеві перегородки – перегородки у вигляді кільця, що перекривають периферійну частину міжтрубного простору.

Таке почергове розташування дискових і кільцевих елементів формує комбінований радіально-осьовий рух теплоносія. Потік у міжтрубному просторі змушений послідовно змінювати напрямок: спочатку рухатися до периферії трубного пучка, потім – до його центру. У результаті створюється більш рівномірний розподіл швидкостей та покращується омивання поверхні труб.

При проходженні теплоносія між трубами дискова перегородка перекриває центральну частину потоку, спрямовуючи його до стінок кожуха.

Наступна кільцева перегородка, навпаки, перекриває периферію і спрямовує потік у центральну зону трубного пучка. Завдяки такому чергуванню формується осцилюючий радіальний рух теплоносія, що значно підвищує турбулізацію потоку і ефективність тепловіддачі.

Застосування диско-кільцевих перегородок дозволяє значно інтенсифікувати теплообмін у міжтрубному просторі. Завдяки зміні напрямку руху теплоносія та підвищенню турбулізації потоку збільшується коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до зовнішньої поверхні труб. Крім того, така конструкція забезпечує більш плавний рух теплоносія, що сприяє зменшенню втрат тиску у порівнянні з традиційними сегментними перегородками.

Додатковою перевагою є більш рівномірний розподіл гідродинамічних навантажень на трубний пучок. Це дозволяє зменшити вібрації труб, підвищити механічну стійкість конструкції та збільшити термін експлуатації теплообмінника. Також знижується ймовірність утворення локальних зон забруднення поверхонь теплообміну.

Таким чином, потік постійно змінює напрямок, виникають вихори. Вони перемішують пару і не дають утворитися застою. Завдяки цьому виникає більш рівномірний розподіл швидкостей та збільшується турбулентність потоку. Також при застосуванні отворів у дисках відбувається рівномірне зливання конденсату по корпусу апарату, завдяки чому немає застою конденсату.

Також зроблені локальні пази для стікання конденсату. На кільцевих перегородках більшого діаметру зроблено додаткові пази по периферії для стікання конденсату, апарат показано на рисунку 3.4. Це сприяє стікання конденсату плівкою по внутрішній поверхні корпуса, збільшує термічний опір для пари і зменшенню втрати назовні від корпусу.

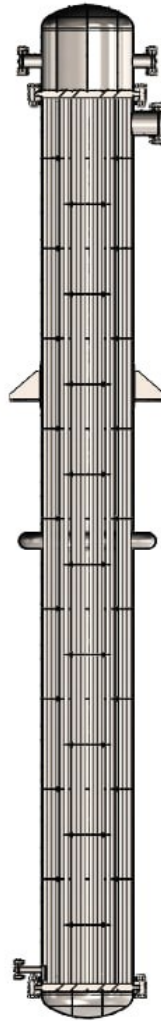


Рисунок 3.4 – Зображення теплообмінника

Таким чином, застосування диско-кільцевих перегородок вертикальному кожухотрубному теплообміннику є ефективною його модернізацією, що дозволяє підвищити інтенсивність теплообміну, зменшити енергетичні витрати на прокачування теплоносія та підвищити експлуатаційну надійність теплообмінної апаратури [8].

3.3 Вибір матеріалів

Умови роботи підігрівача сірчаної кислоти ($t = 120\text{--}140\text{ }^{\circ}\text{C}$, висока концентрація H_2SO_4 , наявність домішок) визначають середовище як сильно агресивне. Корозійна активність різко зростає при наявності води, SO_2 ,

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 27
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

фторидів, а також при локальних перегрівах. Тому вибір матеріалів повинен базуватися на поєднанні корозійної стійкості, технологічності та економічності.

Корпус теплообмінника доцільно виготовляти зі сталі 09Г2С, яка характеризується високою міцністю, доброю зварюваністю та достатньою пластичністю, що є важливим для апаратів, які працюють під тиском. Водночас ця сталь не володіє корозійною стійкістю в середовищі гарячої сірчаної кислоти, тому її використання можливе лише за умови застосування захисних заходів [9].

Найбільш відповідальним елементом теплообмінника є трубний пучок, який безпосередньо контактує з агресивним середовищем і працює в умовах інтенсивного теплообміну. Для його виготовлення обґрунтовано застосування аустенітної корозійностійкої сталі 10Х17Н13М2Т, легованої молібденом і титаном. Наявність молібдену забезпечує підвищену стійкість до дії сірчаної кислоти, особливо в умовах підвищених температур, а титан стабілізує структуру сталі та запобігає міжкристалітній корозії. Така сталь добре протистоїть як рівномірній, так і локальній корозії, що є критично важливим для забезпечення герметичності та довговічності трубного пучка [10].

Трубні решітки доцільно виготовляти з тієї ж сталі 10Х17Н13М2Т, що і трубки, оскільки це дозволяє уникнути утворення гальванічних пар і пов'язаної з ними електрохімічної корозії. Крім того, однаковість матеріалів сприяє підвищенню надійності з'єднання труб із решітками та забезпечує стабільність роботи вузла в умовах температурних коливань [11].

Лінзовий компенсатор, як елемент, що сприймає температурні деформації корпусу, повинен виготовлятися з матеріалу, здатного витримувати багаторазові цикли навантаження без утворення тріщин. Для цього доцільно застосовувати сталі типу 12Х18Н10Т або 08Х18Н10, які характеризуються високою пластичністю, корозійною стійкістю та втомною міцністю. Використання таких сталей забезпечує надійну роботу компенсатора в умовах змінних температурних режимів [12, 13].

Допоміжні елементи конструкції, зокрема перегородки в міжтрубному просторі, можуть виготовлятися зі сталі 09Г2С або Ст3пс за умови відсутності контакту з агресивним середовищем. У разі контакту з кислотами необхідно застосовувати корозійностійкі сталі або захисні покриття. Патрубки та фланцеві з'єднання виготовляються з матеріалів, сумісних із корпусом або робочим середовищем, що забезпечує герметичність і довговічність з'єднань [14].

3.4 Порівняння основних показників розробленої конструкції підігрівача з аналогами

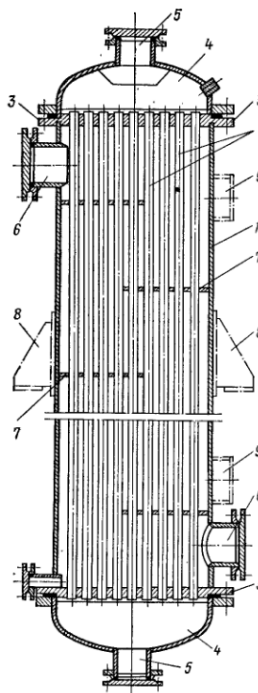
Теплообмінник з нерухомими трубними ґратами

У теплообмінниках з нерухомими трубними ґратами (рисунк 3.5) при різному тепловому подовженні труб та кожуха виникають температурні напруження; тому такі теплообмінники застосовують при невеликій різниці температур між трубами та кожухом.

Для одноходових теплообмінників при порівняно невеликих витратах рідини швидкість руху в трубах низька і, отже, коефіцієнти тепловіддачі невеликі. Для збільшення останніх при даній поверхні теплообміну можна зменшити діаметр труб відповідно збільшивши їх висоту (довжину).

Особливістю апаратів типу ТН і те, що труби жорстко з'єднані з трубними решітками, а ґрати з корпусом. У зв'язку з цим виключено можливість взаємних переміщень труб та кожуха, тому апарати цього називають ще теплообмінниками жорсткої конструкції.

Перевагою теплообмінних апаратів цього є простота конструкції і, отже, менша вартість. Проте їм властиві дві особливості. По-перше, очищення міжтрубного простору подібних апаратів складна, тому теплообмінники такого типу застосовуються у тих випадках, коли середовище, що проходить через міжтрубний простір, є чистим, не агресивним, тобто не агресивним. коли немає потреби в чищенні.



1 - корпус; 2 - труби; 3 - трубні ґрати; 4 - кришки; 5 - штуцери для входу та виходу з трубного простору; 6 - штуцери для входу та виходу з міжтрубного простору; 7 - поперечні перегородки міжтрубного простору; 8, 9 - опорні липи відповідно при вертикальному та горизонтальному розташуваннях апарата.

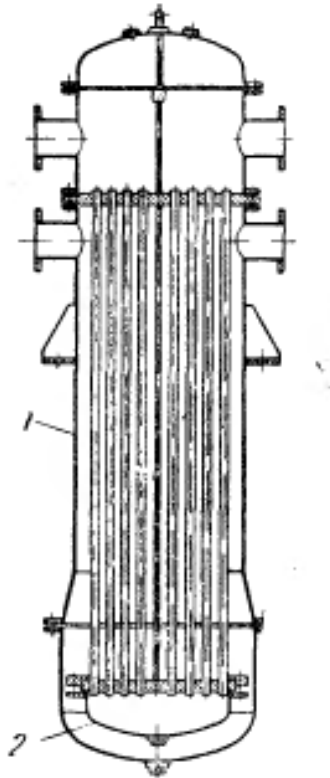
Рисунок 3.5 – Кожухотрубний теплообмінний апарат

По-друге, істотна відмінність між температурами трубок і кожуха в цих апаратах призводить до більшого подовження трубок у порівнянні з кожухом, що обумовлює виникнення температурних напруг у трубній решітці, порушує щільність вальцювання труб у решітці і веде до попадання одного теплообмінного середовища. Тому теплообмінники цього типу застосовують при різниці температур теплообмінних середовищ, що проходять через трубки та міжтрубний простір не більше 60°C та при порівняно невеликій довжині апарату [14].

Теплообмінник з плаваючою голівкою

Така конструкція запобігає небезпечній температурній деформації труб та порушення щільності їх з'єднання з трубними решітками. Нижня трубна решітка 2 є рухомою, що дозволяє всьому пучку труб вільно переміщуватися

незалежно від корпусу апарату. Схема теплообмінника з плаваючою голівкою представлена на рисунку 3.6.



1 – корпус; 2 – рухома трубна решітка

Рисунок 3.6 – Схема кожухотрубного теплообмінника з плаваючою голівкою: I – відкритого типу; II – закритого типу

Переваги: Забезпечення можливості великих переміщень труб і кожуха.

Недоліки: Ускладнення і збільшення маси конструкції [14].

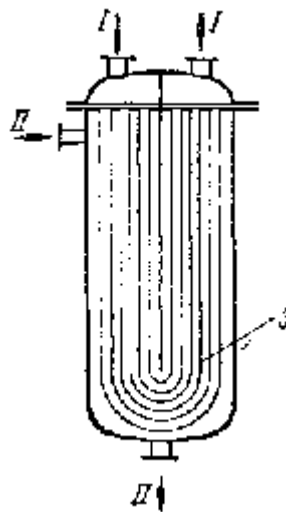
Кожухотрубчатий теплообмінник з U-подібними трубами

Застосування. При різницях температур труб і кожуха, більших $50\text{ }^{\circ}\text{C}$, або при значній довжині труб, застосовують кожухотрубні теплообмінники нежорсткої конструкції, яка допускає деяке переміщення труб відносно кожуха апарата.

Теплообмінник з U-подібними трубами

В кожухотрубному теплообміннику з U-подібними трубами (рисунок 3.7) самі труби з виконують функцію компенсуючих пристроїв. Крім того, в

теплообмінниках такої конструкції, які є двох- або багатоходовими, досягається досить сильний теплообмін.



1 – компенсатор; 2 – рухома рубна решітка; 3 – U-подібні труби

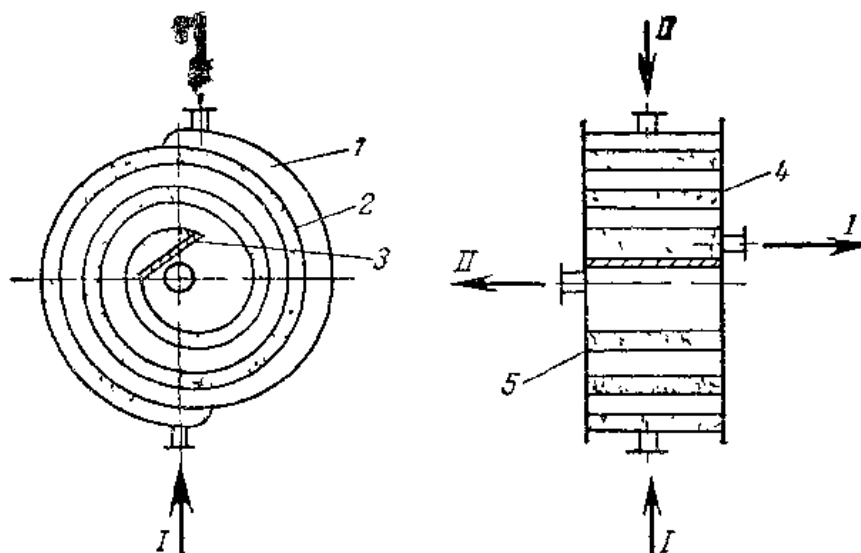
Рисунок 3.7 – Кожухотрубчатий теплообмінник з U-подібними трубами

Пераваги. Спрощується та полегшується конструкція апарата, який має лише одну нерухому трубну решітку. Зовнішня поверхня труб може бути легко очищена при виїмці всієї трубчатки з корпусу апарата.

Недоліки. Важкість очистки внутрішньої поверхні труб, важкість розміщення великої кількості труб в трубній решітці.

Спиральний теплообмінник

В спіральному теплообміннику поверхня теплообміну утворюється двома металевими листами 1 і 2, згорнутими по спіралі. Внутрішні кінці листів приварені до глухої перегородки 3, а їх зовнішні кінці зварені один з одним. З торців спіралі закриті встановленими на прошарках плоскими кришками 4 та 5. Таким чином, всередині апарата утворюються два ізольованих один від іншого спіральних канали (шириною $2 \div 8$ мм), по яким, зазвичай протivotоком, рухаються теплоносії. Як показано на рисунку 3.5, теплоносій 1 надходить через штуцер та видаляється через боковий штуцер в правій кришці теплообмінника, а теплоносій 2 входить в верхній штуцер та видаляється через боковий штуцер в лівій кришці. Схема спірального теплообмінника представлена на рисунку 3.8 [6].



1,2 – листи, звернуті в спіралі; 3 – перегородка; 4,5 – кришки.

Рисунок 3.8 – Схема спірального теплообмінника

Спіральні теплообмінники досить компактні, працюють при високих швидкостях теплоносіїв (для рідин $1 \div 2$ м/с) та володіють при рівних швидкостях середовищ меншим гідравлічним опором, ніж трубчасті теплообмінники різних типів.

Ці апарати складні в виробництві та працюють при обмежених надлишкових тисках, які не перевищують 10 атм, оскільки намотка спіралей ускладнюється зі збільшенням товщини листів; крім того, виникають труднощі при створенні щільного з'єднання між спіралями та кришками.

У таблиці 3.1 наведено порівняльну характеристику апаратів, розглянуто найбільш поширені типи кожухотрубних теплообмінників, що застосовуються в хімічній промисловості, зокрема апарати з U-подібними трубами, з плаваючою головкою, з нерухомими трубними решітками, а також апарати з компенсатором.

Таблиця 3.1– Порівняльна характеристика теплообмінників

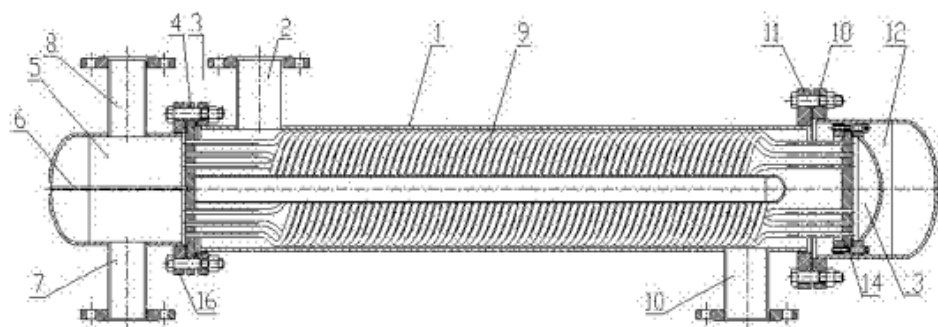
Показники	U- подібні труби [15]	Плаваю ча головка [3]	Нерухо мі решітки [14]	Спіральний теплообмінн ик [15]	Розроблюван ий підігрівач
Теплова продуктивніст ь, кВт	900 (5)	900 (5)	900 (5)	990 (5)	900 (5)
Робоча температура, °C	150 (3)	200 (4)	130 (2)	180 (4)	220 (5)
Робочий тиск, МПа	1,6 (3)	2,5 (4)	1,0 (2)	1,0 (2)	3,0 (5)
Стійкість до корозії	середня (3)	висока (4)	низька (2)	висока (4)	дуже висока (5)
Компенсація температурни х деформацій	повна (5)	повна (5)	відсутня (1)	часткова (3)	повна (5)
Можливість очищення	обмеже на (2)	добра (4)	обмеже на (2)	добра (4)	добра (4)
Металомісткіс ть	середня (3)	висока (2)	низька (4)	висока (2)	середня (3)
Надійність	висока (4)	висока (4)	середня (3)	висока (2)	дуже висока (5)
Σ	28	32	21	26	37

Проведений порівняльний аналіз показує, що існуючі конструкції теплообмінників мають як переваги, так і суттєві недоліки, пов'язані з умовами експлуатації, складністю обслуговування та обмеженнями по температурі і

тиску. Найбільш універсальними є апарати з плаваючою головкою, однак їх конструкція є складною та матеріаломісткою. Теплообмінники з нерухомими решітками поступаються за надійністю в умовах значних температурних перепадів. Розроблюваний вертикальний підігрівач з лінзовим компенсатором перевищує аналоги за основними експлуатаційними показниками. Він забезпечує підвищену теплову продуктивність, роботу при вищих температурах і тисках, а також високу корозійну стійкість завдяки раціональному вибору матеріалів. Конструкція компенсатора дозволяє ефективно знімати температурні напруження без суттєвого ускладнення конструкції апарата, що підвищує його надійність і довговічність.

3.5 Патентний огляд конструкції підігрівача

У винаході CN204987953U описує кожухотрубний теплообмінник з плаваючою головкою, у якому внутрішній трубний пучок виконаний у вигляді спірально намотаних труб [16]. Конструкція теплообмінника (рисунок 3.8) включає фіксовані та рухомі трубні решітки, що утворюють знімний блок.



1 — корпус; 2 — трубний пучок; 3 — трубна решітка; 4 — передня кришка; 5 — задня кришка; 6 — патрубок входу гарячого теплоносія; 7 — патрубок виходу гарячого теплоносія; 8 — патрубок входу холодного теплоносія; 9 — патрубок виходу холодного теплоносія; 10 — перегородки; 11 — опори

Рисунок 3.8 – Конструкція кожухотрубчастого теплообмінника [16]

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 35
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

Плаваюча головка забезпечена спеціальним ковпаком і фланцем, що дозволяє герметично з'єднувати вузли та компенсувати теплові деформації під час роботи. Трубний блок кріпиться фланцями та болтами, що дає змогу легко демонтувати його для очищення, ремонту або заміни окремих труб, без необхідності розбирати корпус теплообмінника.

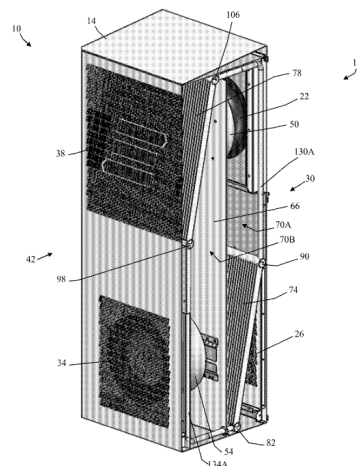
Переваги даного теплообмінника:

1. Зручність обслуговування – з'єднання вузлів через фланці та болти дозволяє швидко витягувати трубний блок, що полегшує очищення та технічне обслуговування.
2. Модульність конструкції – знімний трубний вузол дає можливість адаптувати апарат під різні технологічні процеси без повної заміни корпусу.
3. Плаваюча головка з герметичним ковпаком – забезпечує компенсацію теплових деформацій і підвищує довговічність апарата при різких перепадах температури та тиску.
4. Покращена доступність для персоналу – конструкція полегшує технічне обслуговування та очищення від відкладень, що особливо важливо при роботі з середовищами, схильними до забруднення.

Недоліки:

1. Відсутність інтенсифікації теплообміну – у патенті не передбачено спеціальних заходів для збільшення турбулентності потоку або коефіцієнта теплообміну, наприклад, оребрення труб або встановлення турбулізаторів, що може обмежувати ефективність апарата при високих теплових навантаженнях.
2. Складність виготовлення спіралью намотаного трубного пучка – така конструкція потребує більш складного виробництва і може бути дорожчою у порівнянні з класичними прямими трубами.
3. Потенційно більший об'єм корпусу – через спіральне розташування труб об'єм теплообмінника може бути більшим без істотного збільшення поверхні теплообміну.

У винаході U.S. 20250305732 A1 присвячений удосконаленню модульної теплообмінної збірки (рисунок 3.9) шляхом зміни просторової конфігурації теплообмінних поверхонь [17].



10 — теплообмінний вузол; 14 — корпус; 18 — теплообмінник; 22 — внутрішній вхід повітря; 26 — внутрішній вихід повітря; 30 — перша сторона корпусу; 34 — зовнішній вхід повітря; 38 — зовнішній вихід повітря; 42 — друга сторона корпусу; 46 — цільовий корпус; 50 — перший вентилятор; 54 — другий вентилятор; 58 — внутрішній повітряний потік; 62 — зовнішній повітряний потік; 70A, 70B — фільтрувальні елементи; 90 — дренажний отвір; 98 — теплообмінні пластини; 106 — напрямні елементи потоку; 130A — перший канал повітряного потоку; 134 — перегородка (роздільна панель)

Рисунок 3.9 – Вузел теплообмінника [17]

Теплообмінник виконаний у вигляді модульної збірки, як показано на рисунку 3.8, що складається з корпусу, двох теплообмінних панелей та системи підведення і відведення теплоносіїв. Кожна панель містить спірально навиті трубні елементи, які формують окремі гідравлічні контури для гарячого і холодного середовищ. Панелі встановлені під кутом одна до одної, що відрізняє конструкцію від традиційних паралельних схем. Передбачено канали для організації повітряного або газового потоку через поверхні теплопередачі.

Основною модернізацією є просторове кутове розташування теплообмінних секцій та використання спіральної геометрії труб. Це дозволяє збільшити довжину контакту теплоносія з поверхнею теплообміну та інтенсифікувати зовнішню конвекцію. Геометрія каналів оптимізована для зменшення локальних втрат тиску та підвищення рівномірності температурного поля.

Гаряче і холодне середовища циркулюють по окремих трубних контурах. Теплопередача здійснюється через стінку труб у режимі примусової конвекції. Кутове розташування панелей сприяє руйнуванню прикордонного шару зовнішнього потоку, що підвищує коефіцієнт тепловіддачі.

Переваги: Підвищення коефіцієнта теплопередачі без істотного збільшення габаритів; більш рівномірний розподіл температур; зростання енергоефективності.

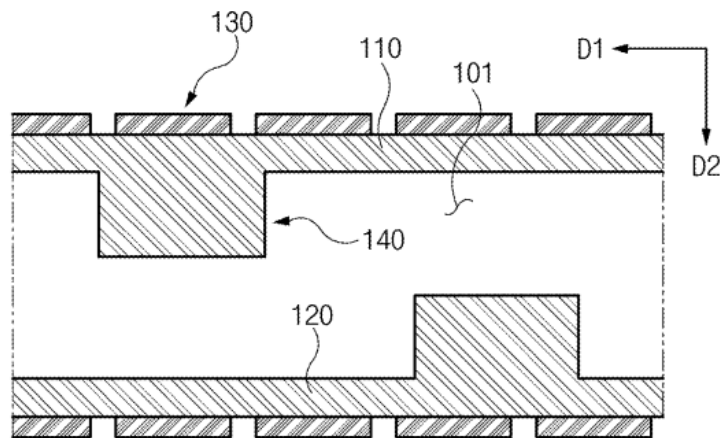
Недоліки: Складність виготовлення та монтажу; підвищені вимоги до герметичності; можливе ускладнення очищення спіральних труб.

Патент U.S. 20250216157 A1 стосується інтенсифікації теплообміну шляхом впровадження внутрішніх турбулізуючих елементів у каналах руху теплоносія, показано на рисунку 3.10 [18].

Конструкція передбачає корпус із внутрішніми каналами, у яких встановлені турбулізуючі елементи - ребра, вставки або профільовані перегородки (пластини – 110, 120). Ці елементи інтегровані у проточну частину теплообмінника і розташовані вздовж руху теплоносія. Новизна полягає у цілеспрямованій інтенсифікації теплообміну за рахунок штучної турбулізації потоку. Руйнування ламінарного прикордонного шару зменшує термічний опір конвекції, що підвищує коефіцієнт тепловіддачі. Додатково забезпечується вирівнювання температурного поля, що знижує ризик локального перегріву та накипоутворення.

Принцип роботи: Теплоносій, проходячи через канал з турбулізаторами, зазнає інтенсивних збурень, що переводить режим течії у турбулентний або

перехідний. Внаслідок цього зростає число Нуссельта та коефіцієнт тепловіддачі. Теплопередача відбувається більш інтенсивно при збереженні габаритів апарата.



101 – внутрішній простір, 110 – перша пластина, 120 – друга пластина,
130 – тепловиділяюча частина, 140 – ребриста частина

Рисунок 3.10 – Схема штучної турбулізації потоку [18]

Переваги: Суттєве підвищення теплової потужності; зменшення нерівномірності температурного поля; зниження ризику накипоутворення.

Недоліки: Збільшення гідравлічного опору; підвищені енергетичні витрати на перекачування; складність очищення внутрішніх поверхонь.

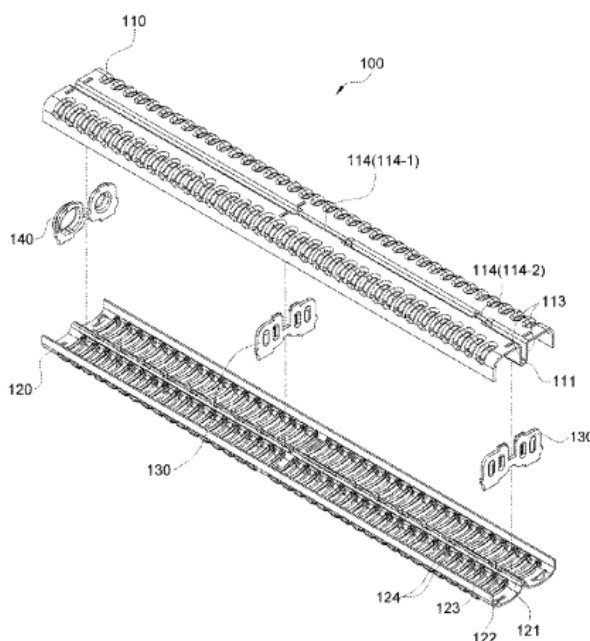
Патентна заявка U.S. 20250321064 A1 описує теплообмінник із багатоканальною схемою руху теплоносія на рисунку 3.11 [19]. Теплообмінник 100 являє собою багатоканальну конструкцію, призначену для передачі теплоти між потоками робочого середовища. Основним елементом апарата є серцевина 110, що містить систему теплообмінних трубок 111, через які циркулює теплоносії. Трубки розташовані всередині корпусу та забезпечують ефективний теплообмін між потоками. На кінцях теплообмінника встановлено колекторну частину 120, призначену для розподілу та збору робочого середовища.

Основна ідея полягає у багатоканальному розподілі потоку для вирівнювання швидкісного та температурного полів. Така схема дозволяє більш

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 39
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

повно використовувати площу поверхні теплообміну та адаптувати роботу апарата до змінних теплових навантажень.

Вхідний потік розподіляється між декількома каналами, що знижує локальні швидкості та вирівнює гідродинамічні параметри. Теплопередача відбувається у режимі протитечії або комбінованої течії. Перерозподіл масової витрати дозволяє стабілізувати температурний профіль уздовж апарата.



100 — теплообмінник; 110 — серцевина теплообмінника; 111 — теплообмінні трубки; 112 — перший потік робочого середовища; 120 — колекторна частина; 121 — вхідний канал; 122 — вихідний канал; 123 — розподільча пластина; 124 — напрямна пластина; 140 — перегородка.

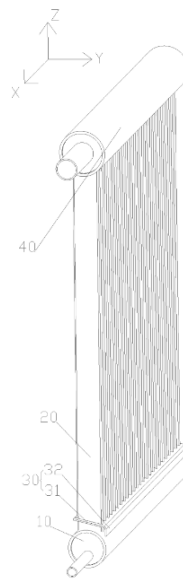
Рисунок 3.11 - Конструкція теплообмінника [19]

Переваги: Рівномірне використання поверхні теплообміну; можливість роботи при змінних режимах; підвищення коефіцієнта використання теплової площі.

Недоліки: Складність гідравлічного розрахунку; підвищена матеріалоємність; ускладнене технічне обслуговування.

У патентній заявці WO/2025/162191 A1 описано теплообмінник, який має традиційні складові – корпус, канали для двох робочих середовищ (гарячого і холодного), а також колектори підведення/відведення, показаний на рисунку 3.12 [20]. Основна будова передбачає розміщення теплообмінних труб або каналів таким чином, щоб вони ефективно обмінювали теплову енергію між потоками.

Новизна цього теплообмінника полягає у запропонованій системі розподілу флюїду та з'єднань труб, що вирішує відразу кілька технічних проблем:



10 — теплообмінний вузол; 20 — корпус; 30 — перша сторона корпусу (передня/монтажна частина); 31 — внутрішній вхід повітря; 32 — внутрішній вихід повітря; 40 — теплообмінний елемент (пасивний теплообмінник або теплообмінна касета)

Рисунок 3.12 – Повітряний теплообмінний модуль [20]

У традиційних схемах входження флюїду в колекторі часто виникає нерівномірний розподіл речовини по теплообмінних трубах, особливо коли йдеться про двофазні суміші (частина газова, частина рідка). Це призводить до нерівномірної тепловіддачі і зниження ефективності.

Запропонована розподільна труба з отворами, розташованими напроти вихідних отворів з'єднувальних елементів, забезпечує більш однорідну подачу флюїду у кожен теплообмінну трубу.

Крім того, використання перегородок та особливо спроектованих з'єднувальних елементів дозволяє оптимізувати процес розподілу флюїду та зменшити локальні гідравлічні втрати.

Це рішення модернізує стандартну схему трубчастого теплообмінника тим, що забезпечує краще управління потоком флюїду всередині колектора, що у свою чергу підвищує ефективність теплопередачі.

Теплоносій (наприклад, холодоагент у системі кондиціонування) поєднано надходить у головну трубу-колектор. Усередині колектора розташована розподільна труба з отворами, розміщена таким чином, що кожний отвір збігається з входом відповідного з'єднувального елемента (connection joint). Через ці отвори флюїд спрямовується у з'єднувальні елементи й далі — у теплообмінні труби.

У теплообмінних трубах (які можуть мати різну форму поперечного перерізу) відбувається передача тепла між рухомим середовищем та зовнішнім повітрям чи іншим робочим середовищем. Завдяки рівномірному розподілу флюїду через систему отворів і перегородок забезпечується більш однорідна робота всіх теплообмінних труб одночасно, що стабілізує тепловий режим і підвищує загальну ефективність апарата.

Переваги: Рівномірний розподіл флюїду по каналах: за рахунок розподільної труби та системи отворів забезпечується більш рівний потік у кожній трубі, що підвищує ефективність теплопередачі у порівнянні з традиційним колекторним введенням.

Оптимізована гідравлічна схема: перегородки і структура з'єднувальних елементів зменшують локальні втрати тиску та знижують нестійкість потоку у колекторі.

Покращення теплової однорідності: більш рівномірний розподіл робочого середовища сприяє уникненню локальних перегрівів або нерівномірної роботи окремих труб.

Недоліки: Збільшена складність конструкції: порівняно з простими трубчастими апаратами, наявність розподільної труби з точно розташованими отворами та з'єднувальними елементами ускладнює виготовлення і підвищує технологічні вимоги. Вища матеріалоемність: додаткові елементи й перегородки збільшують матеріалоемність апарата. Певна чутливість до забруднень: тонкі розподільні отвори можуть бути схильні до засмічення у разі експлуатації з неконденсованими або забрудненими робочими середовищами.

Загалом аналіз патентних джерел 2025-2026 років свідчить про те, що сучасні напрями модернізації теплообмінників спрямовані не лише на збільшення площі теплообмінної поверхні, а насамперед на керовану зміну структури потоків та інтенсифікацію конвективної складової процесу теплопередачі. Основними тенденціями є оптимізація геометрії каналів, застосування турбулізуючих елементів, багатопоточні схеми руху теплоносія та підвищення конструктивної надійності. Такі рішення дозволяють підвищити коефіцієнт теплопередачі та енергоефективність апаратів без істотного збільшення їх габаритів, що є ключовим фактором при модернізації промислових теплообмінних установок.

4 Охорона праці

Експлуатація підігрівача сірчаної кислоти належить до робіт із підвищеним рівнем виробничого ризику, оскільки персонал працює з гарячими поверхнями, агресивним хімічним середовищем, трубопроводами, запірною арматурою, насосним обладнанням і системами вентиляції.

Для ділянки підігріву сірчаної кислоти доцільно приймати, що робота апаратника та оператора належить переважно до категорії Па, а під час ремонтних, монтажних і частини обслуговувальних робіт – до категорії Пб. Це інженерне припущення узгоджується з класифікацією робіт за енерговитратами, наведеною у ДСН 3.3.6.042-99 [21] (таблиця 4.1), і дозволяє коректно вибрати параметри мікроклімату та організаційні заходи захисту персоналу.

Таблиця 4.1 – Класифікація робіт персоналу на ділянці підігріву сірчаної кислоти

Категорія робіт	Характеристика	Приклади робіт
Па	Роботи середньої важкості з енерговитратами 151–200 Вт	Обслуговування підігрівача, контроль параметрів
Пб	Більш важкі роботи з енерговитратами 201–250 Вт	Ремонт, монтаж, розбирання обладнання

Підготовка, навчання та кваліфікація персоналу

Вступний інструктаж проводиться з усіма працівниками, які приймаються на постійну або тимчасову роботу, незалежно від стажу, освіти чи посади. Він має проводитися спеціалістом служби охорони праці або іншою уповноваженою особою, яка сама пройшла навчання і перевірку знань. Первинний інструктаж проводиться безпосередньо на робочому місці, а

повторний - не рідше одного разу на три місяці для робіт підвищеної небезпеки і не рідше одного разу на шість місяців для інших робіт. Для посадових осіб навчання і перевірка знань з охорони праці проводяться під час прийняття на роботу і далі періодично один раз на три роки. Спеціальне навчання для працівників, що залучаються до робіт підвищеної небезпеки або робіт, де є потреба у професійному доборі, є щорічним [22].

Для цієї ділянки до робіт повинні допускатися лише працівники, які пройшли навчання безпечним методам праці, знають властивості сірчаної кислоти, правила користування засобами індивідуального захисту, порядок дій при розгерметизації, опіках і аварійних викидах. Працівникам, які виконують роботи підвищеної небезпеки або роботи, що потребують професійного добору, потрібні відповідні медичні висновки; законодавство також передбачає наявність висновку психофізіологічної експертизи для таких видів робіт. При цьому порядок медичних оглядів у 2025 році був оновлений: попередній порядок за наказом МОЗ № 246 втратив чинність, а діє новий порядок, затверджений наказом МОЗ № 1393 [23].

Мікроклімат виробничого приміщення

Для ділянки підігріву сірчаної кислоти мікроклімат має особливе значення, оскільки поруч із персоналом працює обладнання з нагрітими поверхнями та трубопроводами. Нормування здійснюється за температурою повітря, відносною вологістю, швидкістю руху повітря та інтенсивністю теплового опромінення.

За нормативними параметрами мікроклімату ДСН 3.3.6.042-99 [24] (таблиця 4.2), якщо робочі місця апаратника відносять до категорії Па, то в холодний період оптимальна температура становить 19–21 °С, а в теплий - 21–23 °С; для категорії Пб відповідно 17–19 °С і 20–22 °С. Для обох категорій оптимальна відносна вологість приймається в межах 40–60 %, а швидкість руху повітря - 0,2 м/с у холодний період і 0,3 м/с у теплий. Допустимі межі ширші,

але саме оптимальні значення доцільно закладати у проєкт, оскільки вони забезпечують менше теплове навантаження на організм [24].

Таблиця 4.2 – Нормативні параметри мікроклімату (ДСН 3.3.6.042-99)

Категорія робіт	Період	Температура, °C	Вологість, %	Швидкість повітря, м/с
Па	холодний	19–21	40–60	0,2
Па	теплий	21–23	40–60	0,3
Пб	холодний	17–19	40–60	0,2
Пб	теплий	20–22	40–60	0,3
Операторна зона	цілий рік	22–24	40–60	≤0,1

Для приміщень, де оператор виконує функції контролю та спостереження, норматив прямо вимагає оптимальних умов: температура 22–24 °C, відносна вологість 40–60 % та швидкість руху повітря не більше 0,1 м/с. Це особливо актуально для пультових, локальних постів керування або операторських зон, які обслуговують апарат підігріву. Окремо слід враховувати теплове опромінення від гарячих поверхонь: при опроміненні понад 50 % поверхні тіла воно не повинно перевищувати 35 Вт/м², при 25–50 % - 70 Вт/м², а при опроміненні не більш як 25 % тіла - 100 Вт/м².

Повітря робочої зони та вентиляція

Оскільки у вузлі підігріву використовується сірчана кислота, головним завданням системи вентиляції є недопущення перевищення гігієнічних регламентів шкідливих речовин у повітрі робочої зони. Для сірчаної кислоти чинні гігієнічні регламенти встановлюються МОЗ (таблиця 4.3) у переліку допустимого вмісту хімічних речовин у повітрі робочої зони; у проєкті доцільно формулювати вимогу саме як «не вище ГДК», оскільки контроль має здійснюватися за актуальною редакцією регламенту на дату введення об'єкта в експлуатацію. Для виробництв із хімічно небезпечними речовинами

обов'язковими є герметизація апаратів і комунікацій, місцева витяжна вентиляція над потенційними джерелами виділення парів і аерозолів, а також загальнообмінна припливно-витяжна вентиляція [25, 26].

Таблиця 4.3 – Шкідливі речовини у повітрі робочої зони

Речовина	Нормування	Примітка
Сірчана кислота (аерозоль)	не вище ГДК	Кислотний туман
Пари H_2SO_4	контроль за ГДК	Корозійно-активні
Домішки технологічні	не вище ГДК	Контроль лабораторний

Шум і вібрація

На ділянці підігріву основними джерелами шуму й вібрації є насоси, електродвигуни, вентилятори, трубопроводи, а також гідродинамічні процеси під час руху теплоносія. ДСН 3.3.6.037-99 (таблиця 4.4) встановлюють, що для робіт з допустимою напруженістю праці рівень шуму на робочому місці не повинен перевищувати 80 дБА. Крім того, максимальний рівень шуму, що коливається в часі або є переривчастим, не повинен перевищувати 110 дБА, а для імпульсного шуму - 125 дБА. Це означає, що в проєкті потрібно закладати обладнання з низькими шумовими характеристиками, передбачати шумоізоляцію, віброопори, гнучкі вставки на трубопроводах, вирівнювання ротуючих елементів і, за потреби, локальні акустичні кожухи [27].

Таблиця 4.4 – Допустимі рівні шуму

Вид шуму	Допустиме значення
Постійний шум	≤ 80 дБА
Непостійний шум	≤ 110 дБА
Імпульсний шум	≤ 125 дБА

Щодо вібрації, норми ДСН 3.3.6.039-99 [28] (таблиця 4.5) вимагають, щоб обладнання, яке вібрує, допускалося до експлуатації лише за умови відповідності допустимим величинам. Для локальної вібрації при тривалості дії

8 годин норми наводяться за октавними смугами; наприклад, для частоти 31,5 Гц гранично допустимі значення становлять $1,4 \cdot 10^{-2}$ м/с за віброшвидкістю (109 дБ) та $2,7 \text{ м/с}^2$ за віброприскоренням (79 дБ). Для стаціонарного підігрівача головна вимога полягає в тому, щоб вібрація від насосного та допоміжного обладнання не передавалася на робочі місця персоналу понад установлені межі [28].

Таблиця 4.5 – Норми вібрації

Вид вібрації	Норматив
Локальна (руки)	за октавними смугами (до $1,4 \cdot 10^{-2}$ м/с)
Загальна	відповідно до класу робіт
Перевищення	не допускається

Освітлення

Освітлення на ділянці підігрівача повинно забезпечувати безпечне обслуговування арматури, контрольно-вимірювальних приладів, насосів, фланцевих з'єднань і майданчиків обслуговування. Чинні нормативи вимагають, щоб виробничі приміщення та шляхи евакуації мали природне і штучне освітлення відповідно до ДБН В.2.5-28:2018 (таблиця 4.6), а аварійне освітлення - на шляхах евакуації та у місцях, де знеструмлення може створити небезпеку. Для обґрунтування числових величин у дипломному проєкті доцільно прийняти не менше 300 лк у зоні постійного обслуговування обладнання, не менше 200 лк на шкалах вимірювальних приладів при загальному освітленні та не менше 75 лк у проходах і на ділянках, де постійні роботи не ведуться. Такі значення відповідають поширеним галузевим вимогам і не суперечать загальній вимозі ДБН щодо нормованої освітленості робочих поверхонь [29].

Таблиця 4.6 – Нормативи освітлення

Зона	Освітленість, лк
Робочі місця апаратника	≥ 300
Контрольно-вимірювальні прилади	≥ 200
Проходи та обслуговування	≥ 75
Операторна	300–500
Евакуаційне освітлення	≥ 1

Засоби індивідуального захисту та організаційні заходи

Персонал повинен бути забезпечений кислотостійким спецодягом, захисними окулярами або щитком, рукавицями, спеціальним взуттям та, за потреби, засобами захисту органів дихання, наведено у таблиці 4.7. Організаційно необхідно передбачити інструкції з безпечної експлуатації підігрівача, інструкції для аварійних ситуацій, порядок нейтралізації розливів, аптечку для надання першої допомоги при хімічних опіках, а також наявність душі або принаймні аварійного пункту промивання очей і шкіри у безпосередній близькості до небезпечної зони. Обов'язковими є маркування трубопроводів, огороження гарячих поверхонь, блокування небезпечних режимів та заземлення електрообладнання. Такі заходи впливають із загального обов'язку роботодавця забезпечити безпечні умови праці та не допускати ризиків, що можуть бути усунені технічними або організаційними рішеннями [30].

Таблиця 4.7 – Засоби індивідуального захисту (ЗІЗ)

Небезпечний фактор	Засіб захисту
Кислотні пари	кислотостійкий костюм
Хімічні опіки	гумові/неопренові рукавиці
Пари кислоти	протигаз фільтрувальний
Бризки	захисний щиток/окуляри

Продовження таблиці 4.7

Висока температура	термостійкий одяг
Механічні ризики	спецвзуття з підноском
Шум	протишумні навушники

Відповідно до вимог ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва» [31], виробничі приміщення повинні бути оснащені системами первинного пожежогасіння, автоматичною пожежною сигналізацією, а також мати організовані шляхи евакуації та доступ до засобів гасіння пожежі.

Первинні засоби пожежогасіння призначені для ліквідації загорянь на початковій стадії розвитку пожежі до моменту її поширення. Вони повинні бути розміщені безпосередньо у зоні можливого виникнення займання та бути доступними для персоналу.

У виробничих умовах дільниці підігріву сірчаної кислоти застосовуються в основному порошкові та вуглекислотні вогнегасники.

Порошкові вогнегасники є універсальними та можуть застосовуватися для гасіння твердих, рідких речовин і електрообладнання під напругою. Їх дія базується на інгібуванні процесу горіння та ізоляції горючої речовини від кисню.

Вуглекислотні вогнегасники використовуються переважно для гасіння електроустановок та обладнання (таблиця 4.8), чутливого до залишків гасильної речовини. Вони діють шляхом витіснення кисню та охолодження зони горіння.

Таблиця 4.8 – Розміщення первинних засобів пожежогасіння

Об'єкт	Тип вогнегасника	Кількість	Призначення
Підігрівач сірчаної кислоти	ВП-5 (порошковий)	2	Локалізація загорянь технологічного обладнання
Насосне обладнання	ВП-9 (порошковий)	2	Гасіння витоків рідин
Електрощитова	ВВК-5 (CO ₂)	2	Гасіння електрообладнання

Продовження таблиці 4.8

Операторна	ВБК-5 (CO ₂)	1– 2	Захист персоналу та апаратури
Технологічна площадка	ВП-5	2	Оперативне реагування на займання

З метою підвищення рівня пожежної безпеки та зниження виробничих ризиків на ділянці підігріву сірчаної кислоти рекомендується впровадження комплексу інженерно-технічних та організаційних заходів.

Основні напрямки вдосконалення:

1. Автоматизація контролю технологічних параметрів

Встановлення автоматичних систем контролю температури, тиску та витрати дозволяє своєчасно виявляти аварійні режими та запобігати перегріву обладнання.

2. Системи раннього виявлення аварій

Впровадження датчиків загазованості та температурних сенсорів дозволяє здійснювати безперервний моніторинг стану виробничого середовища.

3. Підвищення герметичності обладнання

Застосування сучасних ущільнень, компенсаторів та антикорозійних матеріалів знижує ризик витоків та вторинних аварій.

4. Модернізація вентиляційних систем

Локальні відсмоктувачі та припливно-витяжна вентиляція забезпечують видалення можливих шкідливих парів та зменшення концентрації небезпечних речовин.

5. Використання сучасних ЗІЗ

Забезпечення персоналу сучасними кислотостійкими костюмами, фільтрувальними протигазами та антивібраційними засобами підвищує рівень індивідуального захисту.

6. Організаційні заходи

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 51
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

Регулярне навчання персоналу діям у надзвичайних ситуаціях,
проведення тренувальних евакуацій та перевірка знань з охорони праці.

5 Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкцій

5.1 Параметричний розрахунок апарату

Метою розрахунку є визначення необхідної площі теплообміну та вибір конструкції апарата, яка оптимально задовольняє заданим технологічним умовам та конструктивних розмірів кожухотрубного теплообмінника.

Розрахункова схема зображена на рисунку 5.1

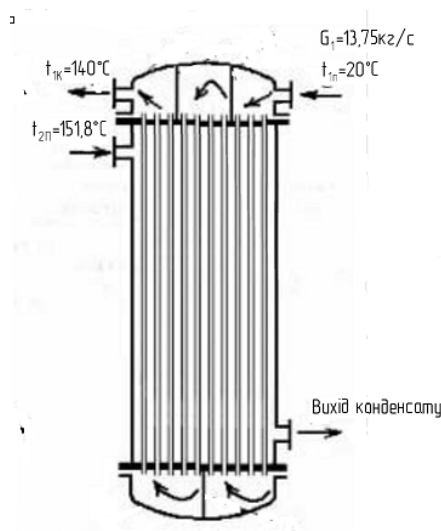


Рисунок 5.1 – Розрахункова схема

Вихідні дані:

Початкова температура H_2SO_4 , t_{1n} , °C	20;
Кінцева температура H_2SO_4 , t_{1k} , °C	140;
Температура пари $t_{2n}=t_{2k}$, °C	151,8;
Тиск пари, МПа	0,5
Продуктивність за розчином H_2SO_4 , G_2 кг/с	13,75.

Розрахунок буде проведено за алгоритмом, запропонованим авторами [32].

Оскільки відбувається конденсація пари, то теплообмінник доцільно приймати вертикальним і для кращих умов теплообміну пару слід подавати в міжтрубний простір.

Позначимо всі параметри 92% розчину H_2SO_4 – індексом «1», а всі параметри пари – індексом «2».

Визначення орієнтовної поверхні теплообміну:

$$t_{1п}=20\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow t_{1к}=140\text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$t_{2к} = 151,8\text{ }^{\circ}\text{C} \leftarrow t_{2п}=151,8\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

де $t_{1п}$ і $t_{1к}$ – початкова та кінцева температура H_2SO_4 ;

$t_{2п}$ і $t_{2к}$ – початкова та кінцева температура пари.

Більша різниця температур:

$$\Delta t_6 = t_{2к} - t_{1п} = 151,8 - 20 = 131,8\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Менша різниця температур:

$$\Delta t_m = t_{2п} - t_{1к} = 151,8 - 140 = 11,8\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Оскільки $\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} = \frac{131,8}{11,8} = 2,6 \geq 2$, тоді середня різниця температур визначається як середньологарифмічна [32].

Середньологарифмічна різниця температур:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_6}{\Delta t_m} \right)} = \frac{131,8 - 11,8}{\ln \left(\frac{131,8}{11,8} \right)} = 49,7\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

$\Delta t_{cp} < 50$, потрібно встановлювати лінзовий компенсатор, але проведемо перевірку на необхідність встановлення компенсатору.

Середня температура пари:

$$t_{2сep} = t_{2к} = t_{2п} = 151,8\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Середня температура H_2SO_4 :

$$t_{1сep} = t_{2сep} - \Delta t_{cp} = 151,8 - 49,7 = 102^{\circ}\text{C}.$$

Теплофізичні властивості H_2SO_4 при середній температурі 102°C [32]:

Густина, ρ_1 , кг/м^3 , 1742;

Коефіцієнт теплопровідності, λ_1 , $\frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$, 0,236;

Теплоємність, $C_1, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$

1486;

Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu_1, \text{Па} \cdot \text{с}$,

$2,44 \cdot 10^{-4}$.

Кількість теплоти:

$$Q = C_1 \cdot G_1 \cdot (t_{1\text{к}} - t_{1\text{н}}) = 1485,9 \cdot 13,75 \cdot (140 - 20) = 2,45 \cdot 10^6 \text{ Вт}$$

Масова витрата пари:

$$G_2 = \frac{1,1Q}{r} = \frac{1,1 \cdot 2,45 \cdot 10^6}{2114400} = 1,275 \text{ кг/с},$$

$r, \frac{\text{Дж}}{\text{кг}}$ - теплота пароутворення.

Коефіцієнт 1,1 враховує 10% витрат тепла в навколишнє середовище.

Орієнтовно визначаємо потрібну площу теплообміну з основного рівняння теплопередачі, попередньо задавшись, значенням коефіцієнта теплопередачі, оскільки посилаючись на авторів [32] коефіцієнт теплопередачі від пари до H_2SO_4 лежить в межах $K = 800 - 1700 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Визначаємо орієнтовну площу теплообміну:

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{2,45 \cdot 10^6}{1100 \cdot 49,7} = 44,8 \text{ м}^2,$$

де Q - теплове навантаження;

$\Delta t_{\text{ср}}$ - середня різниця температур, $^{\circ}\text{C}$

де K – орієнтовне значення коефіцієнта теплопередачі.

Приймаємо попередньо значення критерію Рейнольдса для H_2SO_4 в трубному просторі $Re=11000$, тоді попередньо швидкість в трубах повинна бути:

$$w_1^{\text{ор}} = \frac{(Re \cdot \mu_1)}{d_v \cdot \rho_1} = \frac{11000 \cdot 2,44 \cdot 10^{-4}}{0,021 \cdot 1741,8} = 0,735 \text{ м/с},$$

$d_v = 0,021 \text{ м}$ – внутрішній діаметр теплообмінної труби.

Орієнтовне число труб при $Re=11000$:

$$n' = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_v^2 \cdot w_1^{\text{ор}}} = \frac{4 \cdot 13,75}{1741,8 \cdot 3,14 \cdot 0,021^2 \cdot 0,735} = 31 \text{ шт.}$$

По визначеній площі теплообміну та числу труб вибираємо за ГОСТ 15118-79 [32] теплообмінник: діаметр кожуха $D = 600 \text{ мм}$, діаметр труб $d =$

25 × 2 мм, кількість труб $n = 196$ шт, кількість ходів $z = 6$, ², площа найвужчого перерізу в міжтрубному просторі, $S_2 = 3,7 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$.

Дійсна швидкість речовини у трубах:

$$w_1 = \frac{4 \cdot G_1}{\rho_1 \cdot \pi \cdot d_v^2 \cdot \frac{n}{z}} = \frac{4 \cdot 13,75}{1741,8 \cdot 0,021 \cdot 0,021^2 \cdot \frac{196}{6}} = 0,698 \text{ м/с.}$$

Критерій Рейнольдса для H_2SO_4 :

$$\text{Re}_1 = w_1 \cdot d_v \cdot \frac{\rho_1}{\mu_1} = 0,698 \cdot 0,021 \cdot \frac{1741,8}{2,44 \cdot 10^{-4}} = 10446;$$

$\text{Re}_1 > 10000$. Розчин тече по трубах у турбулентному режимі.

Критерій Прандтля для H_2SO_4 :

$$\text{Pr}_1 = C_1 \cdot \frac{\mu_1}{\lambda_1} = 1485,9 \cdot \frac{2,44 \cdot 10^{-4}}{0,236} = 15,37;$$

λ_1 - коефіцієнт теплопровідності

Визначаємо температуру стінки з боку обох теплоносіїв. Задамося значеннями допоміжних величин $A_1 = 0,56$ та $A_2 = 0,1$

Температура стінки з боку H_2SO_4 :

$$t_{\text{ст}1} = t_{1\text{сер}} + A_1 \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 102 + 0,56 \cdot 49,7 = 130 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Температура стінки з боку пари:

$$t_{\text{ст}2} = t_{2\text{сер}} - A_2 \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 151,8 - 0,1 \cdot 49,7 = 147 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Теплофізичні властивості H_2SO_4 при температурі 130°C [32]:

Коефіцієнт теплопровідності, $\lambda_{1\text{ст}}, \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$, 0,23;

Теплоємність, $C_{1\text{ст}}, \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ 1525;

Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu_{1\text{ст}}, \text{Па} \cdot \text{с}$, $1,677 \cdot 10^{-3}$

Визначаємо критерій Прандтля для H_2SO_4 при температурі стінки 130°C .

$$\text{Pr}_{1\text{ст}} = C_{1\text{ст}} \cdot \frac{\mu_{1\text{ст}}}{\lambda_{1\text{ст}}} = 1525 \cdot \frac{1,677 \cdot 10^{-3}}{0,229} = 11,13.$$

Критерій Нусельта для трубного простору при турбулентному режимі руху.

$$Nu_1 = 0,021 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{1ct}}\right)^{0,25}$$

$$= 0,021 \cdot 10446^{0,8} \cdot 15,37^{0,43} \cdot \left(\frac{15,37}{11,13}\right)^{0,25} = 120,97.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до H_2SO_4 :

$$\alpha_1 = Nu_1 \cdot \frac{\lambda_1}{d_v} = 120,97 \cdot \frac{0,23}{0,021} = 1360 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К},$$

де d_v , м - внутрішній діаметр труб;

$\lambda_1, \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$ - коефіцієнт теплопровідності H_2SO_4 .

Розрахункова температура плівки конденсату:

$$t_{1пл} = \frac{t_{1п} + t_{1ct}}{2} = \frac{151,8 + 146,8}{2} = 149,3 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Теплофізичні властивості конденсату при температурі плівки 149,3 $^\circ\text{C}$ [32]:

Коефіцієнт теплопровідності, $\lambda_3, \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$, 0,684;

Густина, $\rho_3, \text{кг/м}^3$ 917,6;

Коефіцієнт динамічної в'язкості, $\mu_3, \text{Па}\cdot\text{с}$, $1,858 \cdot 10^{-4}$;

Коефіцієнт тепловіддачі для пари в міжтрубному просторі:

$$\alpha_2 = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(\lambda_3^3 \cdot \rho_3^2 \cdot 9,81 \cdot r)}{\mu_3 \cdot (t_{1п} - t_{1ct}) \cdot H}}$$

$$= 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{(0,684^3 \cdot 917,6^2 \cdot 9,81 \cdot 2114400)}{1,858 \cdot 10^{-4} \cdot (151,8 - 146,8) \cdot 3}} = 7707 \text{ Вт/м}^2\cdot\text{К}.$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{ct}}{\lambda_{ct}} + r_{\alpha 1} + r_{\alpha 2} + \frac{1}{\alpha_1}} = \frac{1}{\frac{1}{1360} + \frac{0,002}{17,5} + \frac{1}{3000} + \frac{1}{25000} + \frac{1}{7707}} = 739,4 \text{ Вт/(м}^2\cdot\text{К)},$$

$\lambda_{ct} = 17,5 \text{ Вт/(м}\cdot\text{К)}$ – теплопровідність матеріалу стінки [32];

$\delta_{ct} = 0,002$ – товщина стінки труби, м [32];

$r_{\alpha 1}$ - термічний опір для H_2SO_4 , [32];

$r_{\alpha 2}$ - термічний опір для конденсату [32].

Перевірка правильності прийнятих значень температур стінок:

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 57
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

$$A'_1 = \frac{K}{a_1} = \frac{739,4}{1360,4} = 0,544;$$

$$A'_2 = \frac{K}{a_2} = \frac{739,4}{7707,4} = 0,096.$$

Відповідні розбіжності становлять:

$$\delta_1 = \frac{|A'_1 - A_1|}{A'_1} \cdot 100 = \frac{|0,544 - 0,56|}{0,544} \cdot 100 = 3 \%;$$

$$\delta_2 = \frac{|A'_2 - A_2|}{A'_2} \cdot 100 = \frac{|0,096 - 0,1|}{0,096} \cdot 100 = 4,2 \%.$$

Оскільки немає розбіжності більші за 10% проводити уточнюючий перерахунок не потрібно.

Розрахована площа поверхні теплообміну:

$$F_{\text{роз}} = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{cp}}} = \frac{2451739}{729,4 \cdot 49,7} = 66,68 \text{ м}^2.$$

Визначаємо довжину труб:

$$L = \frac{F_{\text{роз}}}{\pi \cdot d_v \cdot n} = \frac{66,68}{3,14 \cdot 0,021 \cdot 196} = 5,15 \text{ м}.$$

Продовжуємо розрахунок з прийнятою довжиною труби $L=6$ м.

Дійсна площа теплообмінника:

$$F = \pi \cdot d_v \cdot n \cdot L = 3,14 \cdot 0,021 \cdot 196 \cdot 6 = 77,6 \text{ м}^2$$

Запас площі поверхні:

$$\Delta = \frac{(F - F_p) \cdot 100}{F} = \frac{(77,6 - 66,68) \cdot 100}{77,6} = 14 \%.$$

Результати розрахунку:

кількість труб, n	196;
кількість ходів, z	6;
число Рейнольдса в трубному просторі, Re_1	10446;
коефіцієнт тепловіддачі H_2SO_4 , $\alpha_1, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	1360;
коефіцієнт тепловіддачі пари, $\alpha_2, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	7707;
коефіцієнт теплопередачі $K, \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$	739,4;
розрахункова площа теплообміну $F_{\text{роз}}, \text{м}^2$	66,68.

За результатами розрахунків визначена робоча площа поверхні теплообміну $77,6 \text{ м}^2$. За ГОСТ 15118-79 вибираємо теплообмінник: вертикальний шестиходовий теплообмінник діаметром 600 мм, з поверхнею теплообміну 91 м^2 , довжиною 6м, що забезпечує запас поверхні теплообміну в 14%.

5.2 Конструктивний розрахунок

Метою розрахунку є за відомою кількістю трубок і кроком між ними розрахувати діаметр трубної решітки та корпусу апарата.

При розміщенні труб в трубних ґратках необхідно забезпечити максимальну компактність, зручність розміщення трубних ґраток, надійність закріплення трубок. Найбільш зручною є схема розміщення трубок у вершинах правильних трикутників – шаховий пучок (рисунок 5.2).

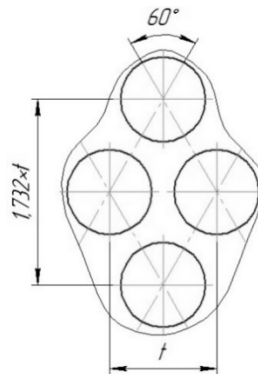


Рисунок 5.2 – Схема розміщення труб

Вихідні дані:

загальна кількість трубок, n

196.

Методика розрахунку наведена в [32].

Для такого розміщення, яке широко застосовують в промисловій практиці як найбільш компактну схему, зв'язок між загальною кількістю трубок n , числом труб на діагоналі b і числом трубок на стороні найбільшого трикутника виражається співвідношенням:

$$n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1$$

$$196 = 3 \cdot a^2 - 3 \cdot a + 1$$

$$3 \cdot a^2 - 3 \cdot a - 195 = 0$$

$$a = 9$$

$$b = 2 \cdot a - 1 = 2 \cdot 9 - 1 = 17.$$

Визначаємо дійсну кількість трубок:

$$n = 3 \cdot a \cdot (a - 1) + 1 = 3 \cdot 17 \cdot (17 - 1) + 1 = 217.$$

Міжтрубний крок: $t = 1,28 \cdot d_z = 1,28 \cdot 0,025 = 0,032$ м.

Діаметр корпусу апарата:

$$D = t \cdot (b - 1) + 4 \cdot d_z = 0,032 \cdot (17 - 1) + 4 \cdot 0,025 = 0,612$$
 м.

Висновок: обираємо теплообмінник з діаметром 600 мм.

5.3 Визначення діаметрів патрубків штуцерів

Метою розрахунку є визначення основних параметрів і вибір стандартних штуцерів. Розрахункова схема зображена на рисунку 5.3.

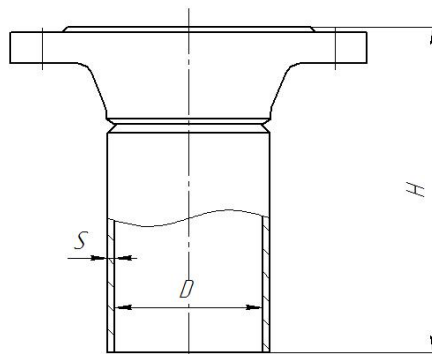


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема штуцера

Вихідні дані:

масова витрата H_2SO_4 G_1 , кг/с	13,75;
масова витрата пари G_2 , кг/с	1,275;
Густина H_2SO_4 , ρ_1 , кг/м ³ ,	1742,8;
Густина пари, ρ_2 , кг/м ³ ,	2,55.

Методика розрахунку згідно [32].

Розрахунок передбачає вибір стандартних штуцерів за тиском і умовним діаметром, що далі визначається.

Розраховуємо діаметр штуцера для входу та виходу H_2SO_4 :

$$d_{\text{шт}1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 13,75}{3,14 \cdot 1741,8 \cdot 2}} = 0,071 \text{ м};$$

де w_p – рекомендована швидкість для рідини;

Розраховуємо діаметр штуцера для входу пари:

$$d_{\text{шт}2} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_2 \cdot w_r}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,275}{3,14 \cdot 2,55 \cdot 30}} = 0,146 \text{ м};$$

де w_r – рекомендована швидкість для пара;

Діаметр штуцера для виходу конденсату:

$$d_{\text{шт}3} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_3 \cdot w_p}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,275}{3,14 \cdot 917,6 \cdot 2}} = 0,03 \text{ м};$$

ρ_3 – густина конденсату.

Розміри нормалізованих штуцерів за [32]:

1) 2 штуцера 89 – 4 – 155 – 12X18Н10Т – 10 ДСТУ 16045:2008 для входу та виходу H_2SO_4 , що мають наступні параметри:

Номінальний діаметр D_y , м	0,089;
Діаметр отвору d_t , м	0,081;
Товщина стінки S_t , м	0,003;
Висота штуцера H_t , м	0,155.

2) 1 штуцер 159 – 6 – 160 – 12X18Н10Т – 10 ДСТУ 16045:2008 для входу пари, що мають наступні параметри:

Номінальний діаметр D_y , м	0,159;
Діаметр отвору d_t , м	0,147;
Товщина стінки S_t , м	0,006;
Висота штуцера H_t , м	0,160.

3) 1 штуцер 32 – 3 – 155 – 12X18H10T – 10 ДСТУ 16045:2008 для виходу конденсату, що має наступні параметри:

Номінальний діаметр D_y , м	0,032;
Діаметр отвору d_T , м	0,026;
Товщина стінки S_T , м	0,003;
Висота штуцера H_T , м	0,155.

Перерахуємо дійсну швидкість теплоносіїв у штуцерах:

H_2SO_4 :

$$w_{шт.1} = \frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_1 \cdot d_{шт.1}^2} = \frac{4 \cdot 13,75}{3,14 \cdot 1741,8 \cdot 0,1081^2} = 1,53 \text{ м/с.}$$

Пари:

$$w_{шт.2} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_2 \cdot d_{шт.2}^2} = \frac{4 \cdot 1,275}{3,4 \cdot 2,55 \cdot 0,147^2} = 29,5 \text{ м/с.}$$

Конденсату:

$$w_{шт.3} = \frac{4 \cdot G_2}{\pi \cdot \rho_3 \cdot d_{шт.3}^2} = \frac{4 \cdot 1,275}{3,14 \cdot 917,6 \cdot 0,026^2} = 2,62 \text{ м/с.}$$

Висновок: в результаті проведених розрахунків встановлено геометричні розміри штуцерів для подачі теплоносіїв та за внутрішнім діаметром обрані фланці: для входу та виходу H_2SO_4 – 0,089 м, для входу пари – 0,159 м, для виходу конденсату 0,032 м.

5.4 Гідравлічний розрахунок

Метою розрахунку є визначення гідравлічного опору трубного простору теплообмінника.

Розрахункова схема зображена на рисунку 5.4.

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 62
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

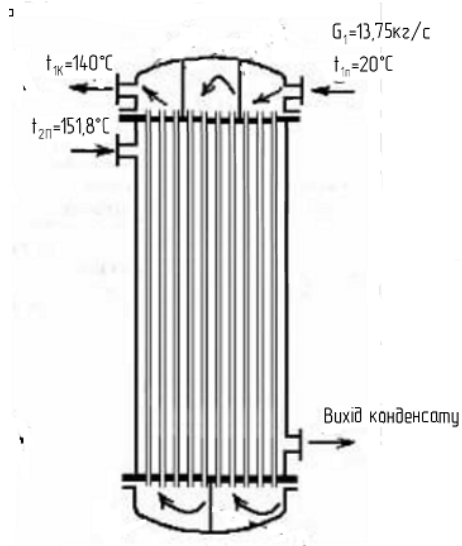


Рисунок 5.4 – Розрахункова схема гідравлічного опору

Вихідні дані:

Швидкість руху H_2SO_4 в штуцерах, м/с, w_{11} ,	0,698;
Критерій Рейнольдса для H_2SO_4 , Re_1 ,	10446;
Густина H_2SO_4 , кг/м ³ , ρ_1 ,	1743.

Розрахунок здійснюємо за методикою [32].

Гідравлічний опір в трубному просторі.

Оскільки в трубах рухається H_2SO_4 , вважаємо, що труби теплообмінника сталеві з незначною корозією.

Відносна шорсткість становитиме:

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{d_v} = \frac{2 \cdot 10^{-4}}{0,021} = 9,52 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

де Δ - висота виступів шорсткостей, $\Delta = 0,2$ мм [32].

Для розрахунку коефіцієнта тертя використовуємо формулу:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\varepsilon + \frac{68}{Re_1} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(9,52 \cdot 10^{-3} + \frac{68}{10446,4} \right)^{0,25} = 0,039.$$

Обираємо значення коефіцієнтів місцевого опору в трубному просторі:

Вхід і вихід в труби, ζ_{11}	1,5;
Поворот між ходами, ζ_{12}	1;

При цьому опір у вхідній і вихідній камері рахується за швидкістю в штуцерах. Враховуючи кількість ходів ($z=6$), гідравлічний опір в трубному просторі буде розраховуватися за формулою:

$$\Delta P_1 = 2 \cdot \zeta_{12} \cdot \left(\rho_1 \cdot \frac{w_{11}^2}{2} \right) + \left[(z-1) \cdot \zeta_{13} + 2 \cdot z \cdot \zeta_{12} + \lambda \cdot \frac{L \cdot z}{d_z} \right] \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} =$$

$$2 \cdot 1,5 \cdot \left(1743 \cdot \frac{0,698^2}{2} \right) + \left[(6-1) \cdot 2,5 + 2 \cdot 6 \cdot 1 + 0,039 \cdot \frac{6 \cdot 6}{0,025} \right] \cdot 1743 \cdot \frac{1,53^2}{2} =$$

$$40414 \text{ Па.}$$

Витрати потужності на переміщення H_2SO_4 в теплообміннику:

$$N_1 = \Delta P_1 \cdot \frac{G_1}{\rho_1} = 40414 \cdot \frac{13,75}{1743} = 319 \text{ Вт.}$$

Висновок: на подолання сил тертя трубного простору теплообмінника витрачається 319 Вт.

5.5 Розрахунок товщини стінки циліндричної обичайки

Метою розрахунку є визначення товщини стінки циліндричної обичайки та перевірка її на міцність під дією внутрішнього тиску.

Схема до розрахунку циліндричної обичайки показна на рисунку 5.5.

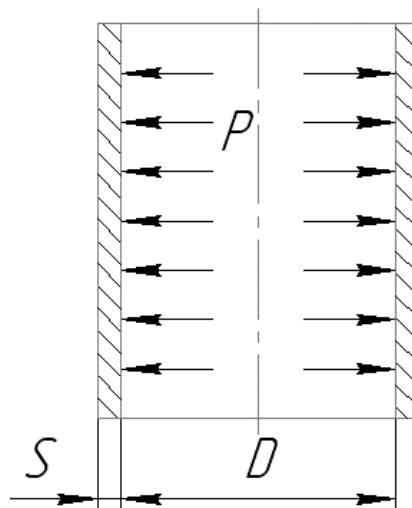


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема циліндричної обичайки навантаженої внутрішнім надлишковим тиском

Вихідні дані:

Внутрішній діаметр апарату D , м	0,600;
Розрахунковий тиск p_r , МПа	0,5;
Розрахункова температура t_2 , °C	151,8;
Допустиме напруження для матеріалу, $[\sigma]$ МПа	145,8;
Матеріал	Сталь 12X18H10T.

Розрахунок передбачає визначення товщини стінки обичайки, що знаходиться під дією внутрішнього тиску, із урахуванням додатків на корозію.

Розрахунок проводиться згідно [33].

Розрахункова товщина стінки:

$$s_r = \frac{p_r \cdot D}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - p_r} = \frac{0,5 \cdot 0,6}{2 \cdot 145,8 \cdot 0,9 - 0,5} = 1,14 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де $\varphi = 0,9$ – коефіцієнт міцності зварного шва

Сума додатків до розрахункової товщини:

$$c = c_1 + c_2 = 2 \cdot 10^{-3} + 0,6 \cdot 10^{-3} = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ м},$$

де $c_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ м, $c_2 = 0,6 \cdot 10^{-3}$ м

Проведемо розрахунок виконавчої товщини:

$$s_2 = s_r + c = 1,14 \cdot 10^{-3} + 2,6 \cdot 10^{-3} = 3,75 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

З урахуванням конструктивних міркувань приймаємо товщину стінки 6 мм.

Так як величина розрахункової виконавчої товщини менша за прийняту, переходимо до перевірки виконання умови міцності.

Допустимий тиск:

$$[\rho] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D + (s - c)} = \frac{2 \cdot 145,8 \cdot 0,9 \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 2,6 \cdot 10^{-3})}{0,6 + (6 \cdot 10^{-3} - 2,6 \cdot 10^{-3})} = 1,48 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо умову міцності:

$$\rho_r \leq [\rho],$$

$$0,5 \text{ МПа} \leq 1,48 \text{ МПа}.$$

Висновок: Прийнято товщину стінки обичайки 6 мм, умова міцності виконується.

5.6 Розрахунок еліптичного днища

Метою розрахунку є визначення товщини днища та перевірка виконання умови міцності за умов навантаження зовнішнім тиском.

Схема до розрахунку наведена на рисунку 5.6.

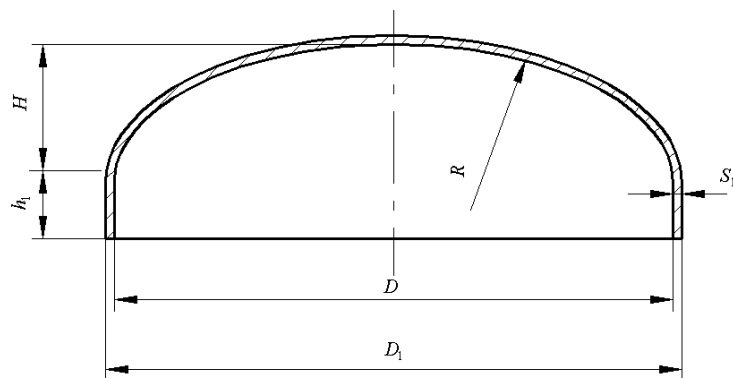


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема еліптичного днища

Вихідні дані:

Внутрішній діаметр апарату D , м	0,6;
Розрахунковий тиск p_r , МПа	0,5;
Розрахункова температура t_2 , °C	151,8;
Допустиме напруження для матеріалу, $[\sigma]$ МПа	145,8;
Матеріал	Сталь 12X18H10T.

Розрахунок проводиться згідно [33].

Розрахункова товщина днища:

$$s_r = \frac{p_r \cdot R}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi - 0,5 \cdot p_r} = \frac{0,5 \cdot 0,6}{2 \cdot 145,8 \cdot 0,9 - 0,5 \cdot 0,5} = 1,144 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

де $R = D = 0,6$ м – радіус кривизни при вершині днища.

Сума додатків до розрахункової товщини:

$$c = c_1 + c_2 = 2 \cdot 10^{-3} + 0,6 \cdot 10^{-3} = 2,6 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

де $c_1 = 2 \cdot 10^{-3}$ м, $c_2 = 0,6 \cdot 10^{-3}$ м.

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 66
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

Проведемо розрахунок виконавчої товщини:

$$s_2 = s_r + c = 1,14 \cdot 10^{-3} + 2,6 \cdot 10^{-3} = 3,14 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

З урахуванням конструктивних міркувань приймаємо товщину стінки 6 мм.

Так як величина розрахункова більше виконавчої товщини днища менша за прийняту, переходимо до перевірки виконання умови міцності.

Допустимий тиск в еліптичному днищі:

$$[\rho] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (s - c)}{D + 0,5 \cdot (s - c)} = \frac{2 \cdot 145,8 \cdot 0,9 \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 2,6 \cdot 10^{-3})}{0,6 + 0,5 \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 2,6 \cdot 10^{-3})} = 1,48 \text{ МПа.}$$

Перевіряємо умову міцності:

$$\rho_r \leq [\rho],$$

$$0,5 \text{ МПа} \leq 1,48 \text{ МПа.}$$

Висновок: Прийнято товщину стінки днища 6 мм, умова міцності виконується.

5.7 Розрахунок зусиль в кожусі та трубах

Метою розрахунку є перевірка границі міцності для кожуха та труб від напруження, які виникають в них.

Схема до розрахунку наведена на рисунку 5.7.

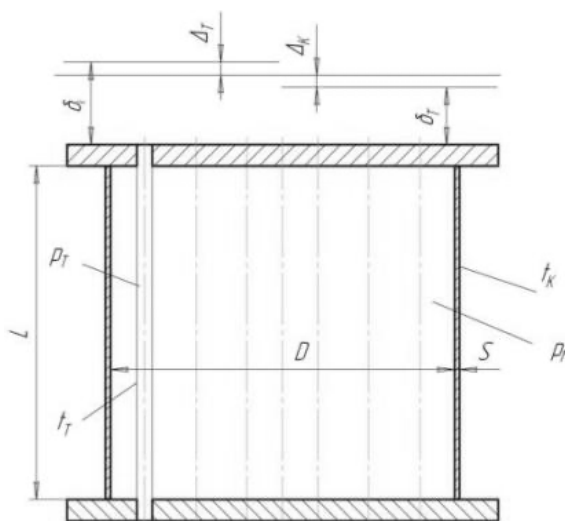


Рисунок 5.7 – Розрахункова схема зусиль в кожусі і трубах

Вихідні дані:

Внутрішній діаметр кожуха D_z , м	0,6;
Зовнішній діаметр кожуха D_v , м	0,612;
Зовнішній діаметр труб d_3 , м	0,025;
Внутрішній діаметр труб d_{BH} , м	0,021;
Кількість труб n	196;
Тиск у трубному просторі p_{tr} , МПа	0,3;
Тиск у кожусі p_{ik} , МПа	0,5;
Температура монтажу t_m , °C	20;
Матеріал труб та кожуха	12X18H10T.

Розрахунок проводиться за методикою наведеною в [34].

Визначення напружень, які виникають у кожусі і трубах теплообмінника від тиску.

Сила, що діє на кришку або днище теплообмінника від тиску у трубному просторі:

$$Q_{1p} = \rho_{tr} \cdot \frac{\pi \cdot D_v^2}{4} = 0,3 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,6^2}{4} = 0,0848 \text{ МН.}$$

Сила, що діє на трубну решітку з боку кришки або днища:

$$Q_{2p} = \rho_{tr} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_v^2 - n \cdot d_{BH}^2) = 0,3 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,6^2 - 196 \cdot 0,021^2) = 0,064 \text{ МН.}$$

Розпірна сила від тиску, що діє на трубну решітку з боку міждіафрагмального простору:

$$Q_{3p} = \rho_{tr} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_v^2 - n \cdot d_3^2) = 0,5 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,6^2 - 196 \cdot 0,025^2) = 0,093 \text{ МН.}$$

Осьове зусилля, яке розтягує кожух і труби:

$$Q_p = Q_{1p} - Q_{2p} + Q_{3p} = 0,0848 - 0,0644 + 0,093 = 0,114 \text{ МН.}$$

Площа поперечного перерізу труб:

$$F_{tr} = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_3^2 - d_{BH}^2) = 196 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,025^2 - 0,021^2) = 0,0283 \text{ м}^2.$$

Площа поперечного перерізу кожуха:

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 68
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

$$F_k = \frac{\pi}{4} \cdot (D_z^2 - D_v^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,608^2 - 0,6^2) = 7,59 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Осьове зусилля, яке сприймають труби теплообмінника від тиску в апараті:

$$Q_{trp} = \frac{Q_p \cdot E_{tr} \cdot F_{tr}}{E_k \cdot F_k + E_{tr} \cdot F_{tr}} = \frac{0,114 \cdot 1,92 \cdot 10^5 \cdot 0,028}{1,92 \cdot 10^5 \cdot 7,59 \cdot 10^{-3} + 1,92 \cdot 10^5 \cdot 0,0283} = 0,09 \text{ МН.}$$

Де $E_k = 1,92 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності матеріалу корпусу; $E_{tr} = 1,92 \cdot 10^5$ – модуль пружності матеріалу труб.

Осьове зусилля, яке сприймає кожух теплообмінника від тиску в апараті:

$$Q_{kp} = \frac{Q_p \cdot E_k \cdot F_k}{E_k \cdot F_k + E_{tr} \cdot F_{tr}} = \frac{0,113 \cdot 1,92 \cdot 10^5 \cdot 7,59 \cdot 10^{-3}}{1,92 \cdot 10^5 \cdot 7,59 \cdot 10^{-3} + 1,92 \cdot 10^5 \cdot 0,0283} = 2,4 \cdot 10^{-2} \text{ МН.}$$

Напруження в трубах, зумовлене силою Q_{trp} :

$$\sigma_{trp} = \frac{Q_{trp}}{F_{tr}} = \frac{9,0 \cdot 10^{-2}}{2,83 \cdot 10^{-2}} = 3,16 \text{ МПа.}$$

Напруження в кожусі, зумовлене силою Q_{kp} :

$$\sigma_{kp} = \frac{Q_{kp}}{F_k} = \frac{2,4 \cdot 10^{-2}}{7,59 \cdot 10^{-3}} = 3,164 \text{ МПа.}$$

Визначення температурних напружень, які виникають в кожусі та трубах теплообмінника:

Температурні зусилля:

$$Q_{1t} = \left| \frac{[a_k \cdot (t_{2p} - t_m) - a_{tr} \cdot (t_{2p} - t_m)] \cdot E_{tr} \cdot F_{tr} \cdot E_k \cdot F_k}{E_{tr} \cdot F_{tr} + E_k \cdot F_k} \right| = \left| \frac{[17 \cdot 10^{-6} \cdot (151,8 - 20) - 16,6 \cdot 10^{-6} \cdot (140 - 20)] \cdot 1,92 \cdot 10^5 \cdot 2,83 \cdot 10^{-2} \cdot 1,92 \cdot 10^5 \cdot 7,59 \cdot 10^{-3}}{1,92 \cdot 10^5 \cdot 2,83 \cdot 10^{-2} + 1,92 \cdot 10^5 \cdot 7,59 \cdot 10^{-3}} \right| = 0,286 \text{ МН,}$$

де $a_k = 17 \cdot 10^{-6}$, $a_k = 16,6 \cdot 10^{-6}$ - коефіцієнти лінійного розширення матеріалу.

Температурне зусилля:

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 69
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

Так як $[a_k \cdot (t_{2p} - t_m) - a_{tr} \cdot (t_{2p} - t_m)] \geq 0$ то $Q_{tk} = -Q_{t1} = -0,286 \text{ МН}$.

Напруження в трубах, які зумовлені обмеженістю температурних деформацій:

$$\sigma_{trt} = \frac{Q_{1t}}{F_{tr}} = \frac{0,285}{2,83 \cdot 10^{-2}} = 10,08 \text{ МПа}.$$

Напруження в кожусі, які зумовлені обмеженістю температурних деформацій:

$$\sigma_{kt} = \frac{Q_{tk}}{F_k} = \frac{-0,285}{7,59 \cdot 10^{-3}} = -37,6 \text{ МПа}.$$

Сумарні напруження в трубах теплообмінника:

$$\sigma_{tr} = \sigma_{trp} + \sigma_{trt} = 3,16 + 10,08 = 13,25 \text{ МПа}.$$

Сумарні напруження в кожусі теплообмінника:

$$\sigma_k = \sigma_{kp} + \sigma_{kt} = 3,16 - 37,6 = -34,5 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо виконання умови міцності:

$$\sigma_{tr} \leq [\sigma_{tr}],$$

$$13,25 \leq 147,2 \text{ МПа},$$

$$\sigma_k \leq [\sigma_k],$$

$$-34,5 \leq 147,2 \text{ МПа},$$

де $[\sigma_{tr}] = [\sigma_k] = 147,2 \text{ МПа}$ - допустиме напруження матеріалу труб та кожуха.

Висновок Встановлено, що напруження в кожусі та трубах не перевищують допустимі, умова міцності виконується.

5.8 Розрахунок трубних решіток

Розрахунок трубних решіток виконується для забезпечення надійності, міцності та ефективності роботи теплообмінного обладнання. Основна ціль розрахунку трубних решіток забезпечення міцності конструкції. Трубні решітки закріплюють теплообмінні труби та підтримують високий тиск і температурні

навантаження. Розрахунок необхідний для вибору оптимальної товщини та матеріалу, щоб запобігти деформації або руйнуванню під дією експлуатаційних умов. При розміщенні труб в трубних ґратках необхідно забезпечити максимальну компактність, зручність розміщення труб та їх найкраще закріплення. З точки зору задоволення цих вимог найбільш зручною є схема розміщення труб у вершинах правильних трикутників - шаховий пучок труб. Схема розміщення труб в трубній решітці зображена на рисунку 5.8.

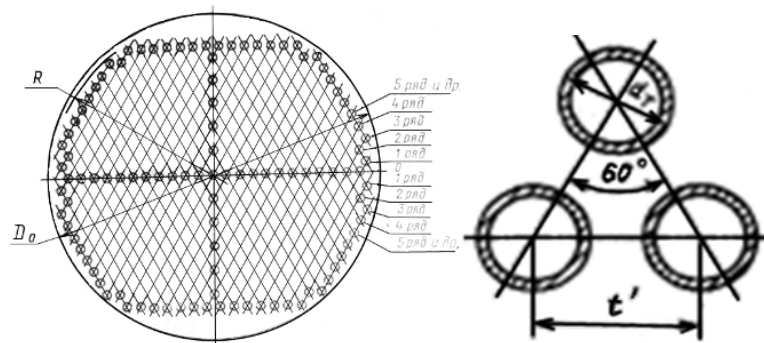


Рисунок 5.8– Схема розміщення труб в трубній решітці

Вихідні дані:

Внутрішній діаметр обичайки, D , м, 0,6;
 Розрахунковий тиск, P_M , МПа 0,5;
 Розрахункова температура, t 151,8;
 Кількість отворів по діагоналі, b , шт 17.

Розрахунок буде проводитися за алгоритмом, запропонованим авторами [35].

Коефіцієнт ослаблення решітки отворами φ_0

$$\varphi_0 = \frac{D - d_0}{D} = \frac{0,6 - 0,46}{0,6} = 0,223$$

Початкова товщина трубної решітки S_p , м

$$S_p = 0,5 \cdot D \sqrt{\frac{p_p}{\sigma_p \varphi_0}} = 0,5 \cdot 0,6 \sqrt{\frac{0,6}{152,5 \cdot 0,223}} = 3,9 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

Для подальших розрахунків приймаємо $S_p = 0,035$ м.

Коефіцієнт впливу тиску на трубну решітку з боку міждіафрагмального простору η_m

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 71
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

$$\eta_M = 1 - \frac{n \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2} = 1 - \frac{196 \cdot 0,025^2}{4 \cdot 0,225^2} = 0,395$$

Коефіцієнт впливу тиску на трубну решітку з боку трубного простору η_T

$$\eta_T = 1 - \frac{n \cdot (d_T - 2S_T)^2}{4 \cdot a_1^2} = 1 - \frac{196 \cdot (0,025 - 2 \cdot 0,002)^2}{4 \cdot 0,225^2} = 0,573$$

Модуль пружності основи (системи труб) K_y ,

$$K_y = \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{1} = \frac{2,05 \cdot 10^5 \cdot (0,573 - 0,395)}{2} = 6,08 \cdot 10^3 \frac{\text{МН}}{\text{м}^3}$$

Коефіцієнт зміни жорсткості системи труби-кожух при дії тиску K_p

Для апаратів з нерухомими трубними решітками $K_p = 1$.

Для апаратів з нерухомими трубними решітками $K_q = 1$.

Коефіцієнт впливу тиску на поздовжню деформацію труб m_{cp}

$$m_{cp} = 0,15 \frac{i(d_T - S_T)^2}{a_1^2} = 0,15 \frac{196 \cdot (0,025 - 0,002)^2}{0,225^2} = 0,307$$

Відносна характеристика безтрубного краю трубної решітки m_n

$$m_n = \frac{a}{a_1} = \frac{0,3}{0,225} = 1,333$$

Зведене відношення жорсткості труб до жорсткості кожуха ρ

$$\rho = \frac{K_y a_1 l}{E_K S_K} = \frac{6,08 \cdot 10^4 \cdot 0,225 \cdot 6}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 0,006} = 6,68$$

Зведений тиск на решітку p_0

$$\begin{aligned} \rho_0 &= [a_K(t_K - t_0)] - a_T(t_T - t_0)K_y l + [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n(m_n + 0,5\rho K_q)]\rho_T \\ &\quad - [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n(m_n + 0,3\rho K_p)]\rho_M \\ &= [12,6 \cdot 10^{-6} \cdot (151,8 - 50)] - 11,6 \cdot 10^{-6}(50 - 20) \cdot 6,08 \cdot 10^4 \cdot 6 \\ &\quad + [0,57 - 1 + 0,307 + 1,33 \cdot (1,33 + 0,5 \cdot 6,68 \cdot 1)] \cdot 0,3 \\ &\quad - [0,39 - 1 + 0,307 + 1,33 \cdot (1,33 + 0,3 \cdot 6,67 \cdot 1)] \cdot 0,5 \\ &= 33,84 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Коефіцієнт жорсткості перфорованої плити $\psi_0, \psi_0 = 0,275$ [35].

Коефіцієнт системи решітка – труби β

$$\beta = \frac{1,82}{S_p} \left(\frac{K_y S_p}{\psi_0 E_p} \right)^{0,25} = \frac{1,82}{0,035} \cdot \left(\frac{6,08 \cdot 10^3 \cdot 0,035}{2,05 \cdot 10^5 \cdot 0,275} \right)^{0,25} = 12,9 \frac{1}{\text{м}}$$

Коефіцієнт системи кожух – решітка β_1

$$\beta_1 = \frac{1,3}{\sqrt{a S_1}} = \frac{1,3}{\sqrt{0,3 \cdot 0,006}} = 30,64 \frac{1}{\text{м}}$$

Коефіцієнт системи обичайка – фланець камери β_2

$$\beta_2 = \frac{1,3}{\sqrt{a S_2}} = \frac{1,3}{\sqrt{0,3 \cdot 0,006}} = 30,64 \frac{1}{\text{м}}$$

Коефіцієнт K_1

$$K_1 = \frac{\beta_1 a E_K S_1^3}{5,5 R_1} = \frac{30,64 \cdot 0,3 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \cdot 0,006^3}{5,5 \cdot 0,345} = 0,214 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт K_2

$$K_2 = \frac{\beta_2 a E_D S_2^3}{5,5 R_2} = \frac{30,64 \cdot 0,3 \cdot 2,05 \cdot 10^5 \cdot 0,006^3}{5,5 \cdot 0,345} = 0,214 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт жорсткості фланця кожуха при вигині $K_{\phi 1}$

$$\begin{aligned} K_{f1} &= \frac{E_1 b_1 h_1^3}{12 R_1^2} + K_1 \left(1 + \frac{\beta_1 h_1}{2} \right) \\ &= \frac{2,19 \cdot 10^5 \cdot 0,035^3 \cdot 0,09}{12 \cdot 0,345^2} + 0,214 \left(1 + \frac{30,64 \cdot 0,035}{2} \right) \\ &= 0,921 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

Коефіцієнт жорсткості фланця кожуха при вигині $K_{\phi 2}$

$$\begin{aligned} K_{f2} &= \frac{E_2 b_2 h_2^3}{12 R_2^2} + K_2 \left(1 + \frac{\beta_2 h_2}{2} \right) \\ &= \frac{2,19 \cdot 10^5 \cdot 0,035^3 \cdot 0,09}{12 \cdot 0,345^2} + 0,214 \left(1 + \frac{30,64 \cdot 0,035}{2} \right) \\ &= 0,921 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання при вигині K_{ϕ} ,

$$K_f = K_{f1} + K_{f2} = 0,921 + 0,921 = 1,842 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт впливу тиску на вигин 1-го та 2-го фланців:

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 73
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

$$m_1 = m_2 = \frac{1 + \beta_1 h_1}{2\beta_1^2} = \frac{1 + 30,64 \cdot 0,035}{2 \cdot 30,64^2} = 1,1 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Зведений тиск на фланці p_1

$$p_1 = \frac{K_y}{\beta K_f} (m_2 p_t - m_1 p_m) = \frac{6,08 \cdot 10^3}{12,89 \cdot 1,84} (1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 - 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,3) \\ = 0,057 \text{ МПа}$$

Зведене відношення жорсткості труб до жорсткості фланцевого з'єднання

ρ_1

$$\rho_1 = \frac{K_y a a_1}{\beta^2 K_f R_1} = \frac{6,08 \cdot 10^4 \cdot 0,3 \cdot 0,225}{12,89^2 \cdot 1,84 \cdot 0,345} = 3,88$$

Безрозмірний параметр системи решітка – труби ω

$$\omega = \beta a_1 = 12,89 \cdot 0,225 = 2,9$$

Коефіцієнти, що враховують підтримуючий вплив труб Φ_1, Φ_2, Φ_3

Коефіцієнти Φ_1, Φ_2, Φ_3 визначаються за таблицею В1 Додатка В [35] залежно від безрозмірного параметра системи решітка – труби ω .

$$\Phi_1 = 4,3.$$

$$\Phi_2 = 2,94.$$

$$\Phi_3 = 4,65.$$

Безрозмірний параметр t

$$t = 1 + 1,4\omega(m_n - 1) = 1 + 1,4 \cdot 2,9 \cdot (1,33 - 1) = 2,35$$

Коефіцієнт T_1

$$T_1 = \Phi_1 \cdot [m_n + 0,5(1 + m_n t)(t - 1)] \\ = 4,3 \cdot [1,33 + 0,5 \cdot (1 + 1,33 \cdot 2,35) \cdot (2,35 - 1)] = 17,77$$

Коефіцієнт T_2

$$T_2 = \Phi_2 t = 2,94 \cdot 2,35 = 6,92$$

Коефіцієнт T_3

$$T_3 = \Phi_3 m_n = 4,65 \cdot 1,33 = 6,2$$

Розподілена по краю трубної решітки сила, що перерізує Q_p

$$Q_n = a_1 \frac{p_0(T_3 + p_1) - p_1 T_2}{(T_1 + \rho K_q)(T_3 + p_1) - T_2^2}$$

$$= 0,225 \cdot \frac{33,84 \cdot (6,2 + 3,88) - 0,056 \cdot 6,92}{(17,77 + 6,67) \cdot (6,2 + 3,88) - 6,92^2} = 0,386 \frac{\text{МН}}{\text{м}}$$

Розподілена по периметру перфорованої зони решітки сила, що перерізує Q_a

$$Q_a = m_n Q_n = 1,33 \cdot 0,386 = 0,515 \frac{\text{МН}}{\text{м}}$$

Дотичні напруження в трубній решітці в місці з'єднання з кожухом τ_{p1}

$$\tau_{p1} = \frac{|Q_n|}{S_{1p} - C} = \frac{|0,515|}{0,035 - 0,026} = 11,9 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт ослаблення решітки φ_p

$$\varphi_p = 1 - \frac{d_0}{t_p} = 1 - \frac{0,025}{0,032} = 0,219$$

Дотичні напруження в перфорованій частині трубної решітки τ_{p2}

$$\tau_{p2} = \frac{|Q_a|}{\varphi_p(S_p - C)} = \frac{|0,515|}{0,218 \cdot (0,035 - 0,0026)} = 72,6 \text{ МПа}$$

Перевірка статичної міцності трубної решітки

$$\max\{\tau_{p1} | \tau_{p2}\} \leq 0,8\sigma_p$$

$$\max\{11,9 | 72,6\} = 0,8 \cdot 145,8 \text{ МПа}$$

$$0,8\sigma_p = 0,8 \cdot 145,8 = 116,64 \text{ МПа}$$

$$72,6 \text{ МПа} < 116,64 \text{ МПа}$$

Висновок: умова статичної міцності виконується.

5.9 Розрахунок міцності і стійкості кожуха в місці приєднання до решітки

Розрахунок міцності й стійкості кожуха виконується з метою забезпечення його надійності, безпеки та ефективності в умовах експлуатації.

Розрахункова схема наведена на рисунку 5.9.

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 75
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

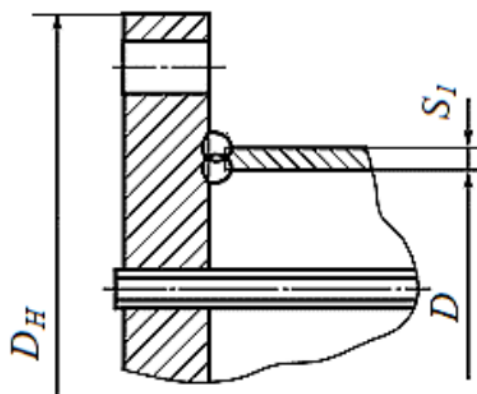


Рисунок 5.9 – Таврове зварювання решітки з обичайкою кожуха

Вихідні дані:

Відстань від осі кожуха до осі найбільш віддаленої труби, м, a_1 0,3;

Тиск, МПа, p_T 0,3.

Розрахунок буде проводитися за алгоритмом, запропонованим авторами [35].

Розподілене зусилля по периметру кожуха Q_K , МН/м

$$Q_K = \frac{a}{2} p_T - Q_{\Pi} = \frac{0,3}{2} \cdot 0,3 - 0,386 = -0,341$$

Мембранне напруження в кожусі в місці приєднання до решітки у меридіанному напрямку σ_{MX} , МПа

$$\sigma_{MX} = \frac{|Q_K|}{S_1 - C_K} = \frac{|-0,341|}{0,006 - 0,0026} = 100,3$$

Умова статичної міцності кожуха в місці приєднання до решітки

$$\sigma_{MX} \leq 1,3[\sigma]_K$$

$$1,3[\sigma]_K = 1,3 \cdot 145,8 = 189,5$$

$$100,3 \text{ МПа} \leq 189,5 \text{ МПа}$$

Висновок: умова міцності в місці приєднання до решітки виконується.

5.10 Розрахунок опорних лап

Метою розрахунку опорних лап для апарата є визначення необхідного типу опор та перевірка несучої спроможності обичайки для обраних опор.

Розрахункова схема наведена на рисунку 5.10.

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 76
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

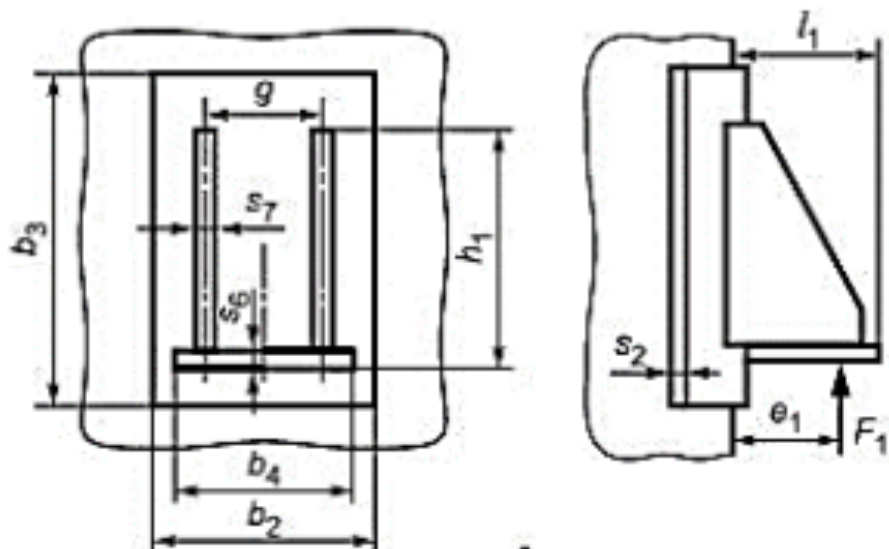


Рисунок 5.10 – Опорна лапа

Вихідні дані:

Внутрішній тиск p , МПа	0,5;
Внутрішній діаметр обичайки D , м	0,6;
Товщина стінки опори S , м	0,06;
Кількість опор n , кількість	4;
Допустиме напруження для матеріалу, $[\sigma]$ МПа	145,8;
Висота опорної лапи, h_1 , м	0,3;
Ширина плити основи опорної лапи, а також ширина кільця жорсткості, b_4 , м	0,2;
Вага апарата G , МН	0,04.

Розрахунок виконується за методикою [36]:

Умови застосування розрахункових формул

$$\frac{S-C}{D_p} \leq 0,05 \quad (5.1)$$

$$g \geq 0,2h_1 \quad (5.2)$$

$$0,04 \leq \frac{h_1}{D_p} \leq 0,5 \quad (5.3)$$

Умови застосування розрахункових формул виконуються

Відстань між точкою докладання зусиль і обичайкою e_1 , м

$$e_1 = \frac{5l_1}{6} \quad (5.4)$$

Розрахункова осьова розтягуюча або стискаюча сила (стискаюча сила зі знаком мінус) F , МН.

$$F = G \quad (5.5)$$

Вертикальна сила, яка діє на опорну лапу F_1 , МН

Через те що $M = 0$

$$F_1 = \frac{G}{4} \quad (5.6)$$

Еквівалентне плече навантаження e_{1e} , м

$$e_{1e} = e_1 \quad (5.7)$$

Параметр x

$$x = \ln \left(\frac{D_p}{2(S-C)} \right) \quad (5.8)$$

Параметр y (визначається для опор типів А, В і С)

$$y = \ln \left(\frac{h_1}{D_p} \right) \quad (5.9)$$

Коефіцієнт K_7

$$K_7 = \exp[(-5,964 - 11,395x - 18,984y - 2,413x^2 - 7,286xy - 2,042y^2 + 0,1322x^3 + 0,4833x^2y + 0,8469xy^2 + 1,428y^3)10^{-2}] \quad (5.10)$$

Загальне мембранне напруження $\bar{\sigma}_m$, МПа

$$\bar{\sigma}_m = \frac{p \cdot D_p}{2 \cdot (S-C)} \quad (5.11)$$

$$\text{Коефіцієнт } \vartheta_1 = 0,3. \quad (5.12)$$

Коефіцієнт ϑ_2 :

$$\vartheta_2 = \frac{\bar{\sigma}_m}{K_2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi} \quad (5.13)$$

Коефіцієнт K_1 :

$$K_1 = \frac{1 - \vartheta_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \vartheta_1 \cdot \vartheta_2\right) + \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \vartheta_1 \cdot \vartheta_2\right)^2 + (1 - \vartheta_2^2) \cdot \vartheta_1^2}} \quad (5.14)$$

Граничне напруження вигину в місці кріплення опор $[\sigma_i]$, МПа

$$[\sigma_i] = K_1 \cdot K_2 \cdot [\sigma] \quad (5.15)$$

Допустиме зусилля на опорну лапу $[F]_1$, МПа

$$[F]_1 = \frac{[\sigma_i]h_1(S-C)^2}{K_7e_{1e}} \quad (5.16)$$

Несуча здатність обичайки в місці приварювання опорної лапи без підкладного листа.

$$F_1 \leq [F]_1 \quad (5.17)$$

Оскільки умова на міцність для впехування можливого додаткового критичного навантаження від внутрішнього простору приймаємо рішення використовувати підкладний лист.

Алгоритмічну схему комп'ютерного розрахунку опорної лапи наведено на рисунку Б.1. Перелік усіх використаних ідентифікаторів для цього розрахунку подано в таблиці Б.1. Крім того, розроблено алгоритм розрахунку з використанням програми Mathcad для визначення несучої спроможності обичайки для обраних опор, який наведено в Додатку Б.

Висновок: умова виконується.

6 Рекомендації з монтажу та експлуатації апарата

Загальні положення

Монтаж і подальша експлуатація повинні здійснюватися з урахуванням вимог чинних нормативних документів України, зокрема правил безпечної експлуатації обладнання, що працює під тиском, стандартів монтажу технологічного устаткування, а також інструкцій заводу-виробника.

Рекомендації щодо монтажу апарата.

Перед монтажем апарата проводиться його зовнішній огляд, перевірка комплектності, відсутності механічних пошкоджень, а також контроль внутрішніх поверхонь на предмет забруднень або корозії. Особливу увагу приділяють стану трубного пучка, трубних решіток і лінзового компенсатора, оскільки ці елементи визначають надійність роботи апарата.

Монтаж підігрівача здійснюється у вертикальному положенні на спеціально підготовленому фундаменті або металоконструкції, які повинні забезпечувати рівномірне навантаження та виключати перекоси. Відхилення від вертикалі не повинно перевищувати допустимих значень, оскільки це може призвести до нерівномірного розподілу потоків і зниження ефективності теплообміну.

Стропування апарата виконується за спеціально передбачені монтажні вушка, лапи, або за корпус із застосуванням траверс, що виключають локальні напруження. Забороняється піднімання апарата за патрубки або елементи компенсатора. Під час встановлення необхідно забезпечити вільний доступ до фланцевих з'єднань, люків та штуцерів для подальшого обслуговування.

Після встановлення апарата проводиться приєднання трубопроводів. З'єднання повинні виконуватися без створення додаткових механічних навантажень на корпус і патрубки. Не допускається використання трубопроводів для «підтягування» апарата в потрібне положення. Усі фланцеві

з'єднання ущільнюються кислотостійкими прокладками, а різьбові з'єднання – відповідними герметиками.

Особливу увагу слід приділяти монтажу лінзового компенсатора. Він повинен бути встановлений без попередніх деформацій, перекосів і механічних пошкоджень. Не допускається його жорстке закріплення або обмеження вільного переміщення, оскільки це призведе до втрати його функції – компенсації температурних деформацій.

Після завершення монтажу проводяться гідравлічні випробування апарата на міцність і герметичність, а також перевірка щільності з'єднань. Перед введенням в експлуатацію необхідно виконати продування, промивання та сушіння внутрішніх порожнин апарата [37].

Рекомендації щодо експлуатації

Експлуатація підігрівача повинна здійснюватися у відповідності до встановлених технологічних параметрів: температури, тиску та витрати теплоносіїв. Перевищення розрахункових значень може призвести до виникнення аварійних ситуацій, руйнування апарата або передчасного зносу його елементів.

Пуск апарата необхідно проводити поступово, із плавним підвищенням температури, щоб уникнути термічних напружень у трубному пучку та корпусі. Особливо це важливо для апаратів, що працюють із сірчаною кислотою, оскільки різкі температурні зміни можуть спричинити тріщиноутворення або пошкодження захисних покриттів.

У процесі роботи необхідно здійснювати постійний контроль параметрів: температури на вході та виході, тиску в трубному та міжтрубному просторі, а також стану теплообмінної поверхні. Зниження теплової ефективності може свідчити про утворення відкладень або корозійні пошкодження.

Регулярно проводиться огляд стану лінзового компенсатора. При виявленні деформацій, тріщин або втрати герметичності апарат повинен бути

негайно виведений з експлуатації для ремонту. Також контролюється стан фланцевих з'єднань, прокладок та патрубків.

Очищення теплообмінника здійснюється відповідно до умов експлуатації. У випадку роботи з сірчаною кислотою можливе утворення відкладень, які знижують коефіцієнт теплопередачі. Очищення може проводитися механічним або хімічним способом із використанням реагентів, що не пошкоджують матеріал труб [38, 39].

Ремонт та технічне обслуговування

Технічне обслуговування підігрівача включає планові огляди, профілактичні роботи та ремонт. Періодичність обслуговування визначається умовами експлуатації, але не рідше одного разу на рік проводиться повний технічний огляд.

Під час ремонту особливу увагу приділяють трубному пучку, трубним решіткам і компенсатору. При необхідності проводиться заміна пошкоджених труб, відновлення герметичності з'єднань або ремонт захисних покриттів.

Перед проведенням ремонтних робіт апарат повинен бути зупинений, охолоджений, звільнений від залишків сірчаної кислоти та промитий. Персонал повинен використовувати засоби індивідуального захисту, оскільки навіть незначні залишки кислоти можуть становити небезпеку [40].

7 Рівень стандартизації та уніфікації

У конструкції розробленого підігрівача широко застосовано стандартні елементи, передбачені чинними нормативними документами України та міжнародними стандартами. До них належать фланцеві з'єднання, кріпильні елементи, трубна продукція, арматура, прокладки, а також частина допоміжних конструктивних вузлів. Використання стандартних фланців забезпечує взаємозамінність приєднання трубопроводів і спрощує монтажні роботи. Кріпильні елементи (болти, гайки, шпильки) виконуються за стандартами, що дозволяє забезпечити їх доступність і уніфікованість при експлуатації та ремонті.

Трубний пучок, який є основною частиною теплообмінника, також базується на стандартизованих трубах із заданими діаметрами, товщинами стінок і матеріалами. Це дає можливість при необхідності швидко виконувати заміну окремих труб без зміни всієї конструкції. Трубні решітки виготовляються з урахуванням типових конструктивних рішень, що забезпечує сумісність із трубами та спрощує виготовлення.

Разом з тим, у конструкції апарата присутні елементи, які не можуть бути повністю стандартизовані. До них належить корпус (кожух) теплообмінника, який проєктується індивідуально залежно від розрахункових параметрів (тиску, температури, діаметра, довжини). Аналогічно, лінзовий компенсатор є спеціальним елементом, що розраховується з урахуванням температурних деформацій і не має повної уніфікації, хоча його конструкція базується на типових інженерних рішеннях. Також індивідуального проєктування потребують внутрішні перегородки, розподільчі камери та розташування патрубків.

Уніфікація конструкції проявляється у використанні однотипних вузлів і елементів, що повторюються, зокрема труб, кріплень, ущільнень і фланцевих

з'єднань. Це дозволяє зменшити номенклатуру запасних частин, спростити ремонт і скоротити витрати на обслуговування.

Коефіцієнт стандартизації [41]:

$$K_c = \frac{n_c}{n_{\text{заг}}} = \frac{16}{19} = 0,842$$

де n_c кількість стандартних деталей, $n_c = 16$;

$n_{\text{заг}}$ - загальна кількість деталей, $n_{\text{заг}} = 19$.

Коефіцієнт уніфікації визначаємо із залежності [41]:

$$K_y = \frac{n_c + n_{\text{ум}}}{n_{\text{заг}}} = \frac{2 + 16}{19} = 0,947$$

де $n_{\text{ум}}$ – кількість уніфікованих деталей.

Розроблений підігрівач характеризується високим рівнем стандартизації та достатнім рівнем уніфікації. Це забезпечує технологічність виготовлення, зручність монтажу, можливість використання серійних комплектуючих і підвищує експлуатаційну надійність апарата. Одночасно збережено необхідний рівень індивідуалізації конструкції, що дозволяє адаптувати апарат до конкретних умов виробництва сірчаної кислоти.

Висновок: розраховано коефіцієнти стандартизації та уніфікації, які становлять: $K_c = 0,842$; $K_y = 0,947$.

8 Техніко-економічне обґрунтування модернізації

У даному проєкті розглядається модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва фтористого водню. Необхідність удосконалення апарата обумовлена потребою підвищення ефективності теплообміну, зменшення енерговитрат та покращення експлуатаційних характеристик обладнання.

Метою проведення техніко-економічного розрахунку є визначення доцільності впровадження запропонованої модернізації та оцінка її впливу на основні техніко-економічні показники роботи установки.

Запропоноване технічне рішення спрямоване на інтенсифікацію процесу теплообміну в апараті та більш ефективне використання поверхні теплопередачі. Очікується підвищення коефіцієнта теплопередачі, покращення гідродинамічних умов руху теплоносія та зменшення непродуктивних втрат енергії.

Результатом модернізації має стати зниження питомих витрат енергоресурсів на нагрівання технологічного середовища, підвищення стабільності роботи обладнання та збільшення терміну його експлуатації. Крім того, покращення умов теплообміну сприятиме підвищенню загальної ефективності технологічного процесу виробництва фтористого водню.

Оскільки модернізація не потребує повної заміни апарата, її впровадження може бути здійснене з відносно невеликими капітальними витратами. Це дозволяє очікувати позитивний економічний ефект та прийнятний строк окупності вкладених коштів.

Подальші розрахунки спрямовані на визначення капітальних вкладень, експлуатаційних витрат, річного економічного ефекту та строку окупності модернізації. [42].

Розрахунки ефективності на проведення модернізації устаткування полягають у визначенні коефіцієнта ефективності витрат, який розраховується за формулою (8.1):

$$n_{pi} = 1 - \frac{M_i + S_{ei}}{K_{Hi} \cdot \alpha\beta + S_{ai}} \quad (8.1)$$

де M_i – сукупні витрати на проведення модернізованого устаткування, грн;

S_{ei} – перевищення експлуатаційних витрат модернізованого устаткування порівняно з новим аналогічним устаткуванням, грн;

K_{Hi} – оптова ціна придбання нового аналогічного устаткування, грн.

α – коефіцієнт співвідношення продуктивності модернізованого устаткування та аналогічного нового устаткування;

β – коефіцієнт співвідношення тривалості ремонтного циклу модернізованого устаткування та аналогічного нового устаткування;

S_{ai} – втрати від недоамортизації устаткування, яке підлягає модернізації.

Таблиця 8.1 – Техніко – економічні показники устаткування

Найменування показників	Одиниця виміру	Устаткування, яке підлягає модернізації	Нове аналогічне устаткування
1	2	3	4
Продуктивність	кг/с	10	13,75
Тривалість ремонтного циклу	год	45	40

Величини сукупних витрат на модернізацію устаткування може бути розраховано по формулі [42]:

$$M_i = \Phi_{i_{\text{перв}}}^{\text{мод}} \cdot K_i = 850000 \cdot 0,06 = 51000 \text{ грн.}$$

де $\Phi_{i_{\text{перв}}}^{\text{мод}}$ – первісна (відновлена) вартість устаткування, яка підлягає модернізації, згідно даних підприємств, де експлуатується аналогічне обладнання, первісна вартість теплообмінного апарату;

K_i – коефіцієнт витрат, величина якого залежить від виду і типу устаткування, яка підлягає модернізації, в даному випадку $K_i = 0,06$ для теплообмінних апаратів.

Модернізоване устаткування у процесі подальшої експлуатації, як правило, вимагає більш високих експлуатаційних (поточних) витрат у порівнянні з аналогічним новим устаткуванням.

Експлуатаційні (поточні) витрати при роботі устаткування складаються з таких витрат:

- витрати паливно-мастильних матеріалів;
- витрати на придбання та виготовлення необхідних запасних частин;
- витрати на оплату праці ремонтного персоналу;
- інші поточні експлуатаційні витрати.

З достатнім для розрахунків ступенем точності, який базується на практичних даних підприємства хімічного машинобудування, величина перевищення експлуатаційних (поточних) витрат по модернізованому устаткуванню порівняно з новим аналогічним S_{ei} може бути розрахована по формулі:

$$S_{ei} = q_{b_i} \cdot \Phi_{i_{\text{перв}}}^{\text{мод}} - q_{b_H} \cdot \Phi_{i_{\text{перв}}}^{\text{нов}} = 0,12 \cdot 850000 - 0,1 \cdot 900000 = 12000 \text{ грн},$$

де q_{b_i} – коефіцієнт експлуатаційних (поточних) витрат устаткування, яке підлягає модернізації, в даному випадку $q_{b_i} = 0,12$ – для теплообмінних апаратів [42];

$\Phi_{i_{\text{перв}}}^{\text{нов}}$ – первісна вартість нового (аналогічного) устаткування;

q_{b_H} – коефіцієнт експлуатаційних (поточних) витрат аналогічного нового устаткування, в даному випадку $q_{b_H} = 0,1$ для теплообмінних апаратів [42].

Коефіцієнт співвідношення тривалості ремонтного циклу модернізованого устаткування та аналогічного нового:

$$\beta = \frac{T_{\text{мод}}}{T_{\text{нов}}} = \frac{45}{40} = 1,125 ,$$

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 87
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

де $T_{\text{мод}}$ – тривалість ремонтного циклу устаткування, яке підлягає модернізації;

$T_{\text{нов}}$ – тривалість ремонтного циклу аналогічного нового устаткування.

Коефіцієнт співвідношення продуктивності вдосконаленого устаткування та аналогічного нового устаткування α розраховується по формулі [42]:

$$\alpha = \frac{\Pi_i}{\Pi_{\text{нов}}} = \frac{10}{13,75} = 0,727,$$

де Π_i – продуктивність або інший один з найбільш важливих показників, який характеризує роботу устаткування, яке підлягає модернізації;

$\Pi_{\text{нов}}$ – продуктивність або інший один з найбільш важливих показників, який характеризує роботу аналогічного нового устаткування.

Таблиця 8.2 – Значення коефіцієнту ефективності витрат n_{p_i} на модернізацію устаткування.

Величина коефіцієнта n_{p_i}	Висновок щодо доцільності модернізації устаткування
$n_{p_i} > 0$	Модернізація устаткування з економічної точки зору доцільна
$n_{p_i} < 0$	Модернізація устаткування з економічної точки зору недоцільна. Доцільним є придбання нового устаткування.
$n_{p_i} = 0$	Рішення про модернізацію устаткування приймається, виходячи з конкретних виробничих обставин.

Коефіцієнт ефективності витрат за формулою 8.1:

$$n_{p_i} = 1 - \frac{M_i + S_{ei}}{K_{H_i} \cdot \alpha \beta + S_{a_i}} = 1 - \frac{51000 + 12000}{1000000 \cdot 0,727 \cdot 1,125 + 0} = 0,94$$

де $S_{a_i} = 0$ – витрати від не до амортизації устаткування, яка підлягає модернізації;

K_{H_i} – оптова ціна придбання нового аналогічного устаткування, грн.

Висновок: оскільки $n_{p_i} = 0,94 > 0$, то модернізація устаткування з економічної точки зору доцільна.

Висновки

У дипломному проєкті освітнього ступеня «бакалавр» на тему «Модернізація підігрівача сірчаної кислоти установки виробництва фтористого водню» модернізовано кожухотрубний підігрівач, що використовується в технологічній схемі підготовки та підігріву сірчаної кислоти перед стадією її взаємодії з флюоритною сировиною. Модернізація спрямована на підвищення ефективності теплопередачі, зменшення енергетичних витрат та покращення надійності й корозійної стійкості апарата в умовах агресивного середовища.

Досягнення поставленої мети забезпечується завдяки заміні сегментних перегородок на кільцеві, де на більших перегородках зроблені виступи для збільшення жорсткості конструкції. Це дозволяє конденсату стікати по внутрішній поверхні корпусу. Це зменшує теплові втрати від пари в навколинє середовище. Також такий рух конденсату зменшує його контакт з парою в центральній частині.

У результаті виконання дипломного проєкту здійснено опис технологічного процесу виробництва фтористого водню, обґрунтовано вибір типу підігрівача та його конструктивного виконання. Проведено порівняльний аналіз основних технічних показників запропонованої конструкції з існуючими аналогами, виконано патентний огляд сучасних технічних рішень у галузі теплообмінного обладнання для агресивних середовищ.

Розроблено рекомендації з охорони праці та безпечної експлуатації обладнання з урахуванням роботи з токсичними та корозійно-небезпечними речовинами. Виконано комплекс інженерних розрахунків, що підтверджують працездатність і надійність конструкції апарата, а саме: параметричний, конструкційний, гідравлічний розрахунки, розрахунки діаметрів штуцерів, циліндричної обичайки, еліптичних днищ, трубної решітки, розрахунок міцності і стійкості кожуха в місці приєднання до решітки, розрахунок опорних лап та розрахунок зусиль в кожусі та трубах.

Розроблено рекомендації щодо монтажу, технічного обслуговування та експлуатації підігрівача, визначено рівень стандартизації та уніфікації конструкції, проведено техніко-економічне обґрунтування запропонованої модернізації.

Графічна частина проєкту включає технологічну схему виробництва – А1, складальне креслення підігрівача – А1, корпус складальний кресленик – А2, розподільча камера складальний кресленик – А2, кришка складальний кресленик – А2, трубна решітка – А2 і відповідні специфікації до складальних креслень – А4. Також розроблені плакат модернізації А3 та модель апарата А3.

За період виконання дипломного проєкту опубліковано 2 тези доповідей у матеріалах всеукраїнських науково-практичних конференцій студентів, аспірантів і молодих учених.

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 90
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

Conclusions

In the diploma project of the educational degree "bachelor" on the topic "Modernization of the sulfuric acid heater of the hydrogen fluoride production plant", the shell-and-tube heater used in the technological scheme of preparation and heating of sulfuric acid before the stage of its interaction with fluorite raw materials was modernized. The modernization is aimed at increasing the efficiency of heat transfer, reducing energy costs and improving the reliability and corrosion resistance of the apparatus in aggressive environments.

The achievement of the set goal is ensured by replacing segmental partitions with ring ones, where protrusions are made on larger partitions to increase the rigidity of the structure. This allows condensate to drain along the inner surface of the housing. This reduces heat loss from steam to the environment. Also, such movement of condensate reduces its contact with steam in the central part.

As a result of the diploma project, a description of the technological process of hydrogen fluoride production was carried out, the choice of the type of heater and its design were justified. A comparative analysis of the main technical indicators of the proposed design with existing analogues was carried out, a patent review of modern technical solutions in the field of heat exchange equipment for aggressive environments was performed.

Recommendations for labor protection and safe operation of equipment were developed, taking into account work with toxic and corrosive substances. A set of engineering calculations was performed, confirming the operability and reliability of the device design, namely: parametric, structural, hydraulic calculations, calculations of the diameters of fittings, cylindrical shell, elliptical bottoms, pipe grid, calculation of the strength and stability of the casing at the point of connection to the grid, calculation of support legs and calculation of forces in the casing and pipes.

Recommendations for installation, maintenance and operation of the heater were developed, the level of standardization and unification of the design was determined, a feasibility study of the proposed modernization was carried out.

Графічна частина проекту включає технологічну схему виробництва – А1, складальне креслення підігрівача – А1, корпус складальний крісельник – А2, розподільча камера складальний крісельник – А2, кришка складальний крісельник – А2, трубна решітка – А2 та відповідні специфікації до складальних креслень – А4. Також розроблено плакат модернізації А3 та модель апарату А3.

During the period of the diploma project, 2 abstracts of reports were published in the materials of all-Ukrainian scientific and practical conferences of students, postgraduates and young scientists.

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 92
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

Перелік посилань

1. Сірчана кислота в побуті та господарстві – ефективне використання сірчаної кислоти. Systopt. URL: <https://www.systopt.com.ua/article-sirchana-kyslota-v-pobuti-ta-gospodarstvi?srsId=AfmBOop9CW2yuZvzlj3VYRqBCm6hAWYVzvpP9OGTEhZoSXxDknX3Ob4> (дата звернення: 04.05.2026).
2. Startseite - HUGO PETERSEN | Leidenschaft für Anlagenbau. URL: <https://hugo-petersen.de/wp-content/uploads/HP-HEX.pdf> (дата звернення: 04.05.2026).
3. Хімічна технологія: Підручник. / Р. О. Денисюк – Житомир: Вид-во ЖДУ ім. І. Франка, 2017. – 350 с.
4. Автоматизація типових технологічних процесів: технологічні об'єкти керування та схеми автоматизації [Текст] : навч. посіб. для студ. вищ. навч. закл., які навчаються за напрямом «Автоматизація і комп'ют.-інтегр. технології / М. В. Лукінюк. – К.: НТУУ «КПІ», 2008. – 236 с. : іл. – Бібліогр.: с. 230-231. – 200.
5. Heat Exchangers [Електронний ресурс] / Hugo Petersen. – Режим доступу: <https://hugo-petersen.de/wp-content/uploads/HP-HEX.pdf> (дата звернення: 04.05.2026).
6. FUNKE Wärmeaustauscher Apparatebau GmbH. Shell and tube heat exchangers [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://www.funke.de/media/b_funke/downloads/broschueren/funke_shell_tube_heat_exchanger.pdf (дата звернення: 04.05.2026).
7. Мікульонок І. О., Карвацький А. Я., Іваненко О. І., Лелека С. В. Зовнішні знімні елементи труб для інтенсифікації теплообміну (Огляд конструкцій) // Вісник НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського». Серія: Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження. – 2023. – DOI: <https://doi.org/10.20535/2617-9741.3.2023.28824> (дата звернення: 02.03.2026).

8. CN203534278U. Disc-circular ring baffle plate floating head heat exchanger with temperature control function / Shanghai Boiler Works Co Ltd (CN). - Publ. 09.04.2014. - Priority: 26.09.2013. - URL: <https://patents.google.com/patent/CN203534278U/en> (дата звернення: 04.03.2026).

9. Metinvest SMC. Сталь 09Г2С [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://metinvest-smc.com/ru/steel/stal-09g2s/> – Дата звернення: 06.06.2026.

10. Westa. Сталь 10X17H13M2T [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://westa.kiev.ua/ru/standarty/marki-stali/stal-10h17n13m2t> – Дата звернення: 06.06.2026.

11. Westa. Сталь 10X17H13M2T [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://westa.kiev.ua/ru/standarty/marki-stali/stal-10h17n13m2t> – Дата звернення: 06.06.2026.

12. Metinvest SMC. Сталь 12X18H10T [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://metinvest-smc.com/ru/steel/stal-12h18n10t/> – Дата звернення: 06.06.2026.

13. Westa. Сталь 08X18H10 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://westa.kiev.ua/ru/standarty/marki-stali/stal-08h18n10> – Дата звернення: 06.06.2026.

14. Metinvest Holding. Сталь Ст3пс [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://metinvestholding.com/ua/products/steel-grades/st3ps> – Дата звернення: 06.06.2026.

15. Процеси і апарати харчових виробництв. Теплообмінні процеси: Підручник / В.С. Бойко, К.О. Самойчук, В.Г. Тарасенко, О.П. Ломейко. Мелітополь, 2020. 300 с.

16. CN204987953U. Heat exchanger / пат. Китай. – URL: <https://patentimages.storage.googleapis.com/2c/fc/be/4474aa1744595b/CN204987953U.pdf> (дата звернення: 04.05.2026).

17. U.S. 20250305732 A1. Heat exchanger assembly / пат. США. – 02.10.2025. – URL: <https://patents.justia.com/patent/20250305732> (дата звернення: 04.05.2026).

18. U.S. 20250216157 A1. Heat exchanger with enhanced heat distribution / пат. США. – 03.07.2025. – URL: <https://patents.justia.com/patent/20250216157> (дата звернення: 04.05.2026).

19. U.S. 20250321064 A1. Heat exchanger with multi-path flow configuration / пат. США. – 16.10.2025. – URL: <https://patents.justia.com/patent/20250321064> (дата звернення: 04.05.2026).

20. WO/2025/162191 A1. Heat exchanger and air conditioning device / пат. WIPO. – 07.08.2025. – URL: <https://patents.google.com/patent/US20250189146A1/en> (дата звернення: 04.05.2026).

21. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

22. Про затвердження Правил охорони праці під час експлуатації обладнання, що працює під тиском : НПАОП 0.00-1.81-18 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/main/z0846-07> (дата звернення: 03.06.2026).

23. Про затвердження Порядку проведення медичних оглядів працівників певних категорій : наказ МОЗ України № 1393 [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/va042282-99#Text> (дата звернення: 03.06.2026).

24. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.

25. Про затвердження гігієнічних регламентів допустимого вмісту хімічних речовин у повітрі робочої зони : наказ МОЗ України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/main/z0850-10> (дата звернення: 03.06.2026).

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 95
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

26. ДСН 3.3.6.037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.

27. ДСН 3.3.6.037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=48147 (дата звернення: 03.06.2026).

28. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=6372 (дата звернення: 03.06.2026).

29. ДБН В.2.5-28:2018. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://e-construction.gov.ua/laws_detail/3074958732556240833?doc_type=2 (дата звернення: 03.06.2026).

30. Про охорону праці : Закон України [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z0231-05#Text> (дата звернення: 03.06.2026).

31. ДБН В.1.1-7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва. – Київ : Мінрегіон України, 2016.

32. Процеси та обладнання хімічних технологій. Частина 1. Практикум [Електронний ресурс]: навчальний посібник для здобувачів ступеня бакалавра за освітньою програмою «Комп'ютерно-інтегровані технології проектування обладнання хімічної інженерії» спеціальності 133 Галузеве машинобудування / Корнієнко Я. М., Степанюк А. Р., Гулієнко С. В., Гайдай С. С., Семінський О. О. ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 9,9 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 468 с.^f

33. Конструювання і розрахунок основних елементів посудин та апаратів [Електронний ресурс]: підруч. для здобувачів ступеня бакалавра за

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 96
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

спец. 133 Галузеве машинобудування; КПІ ім. Ігоря Сікорського – Електрон. текст. дані (1 файл). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2024. – 428 с.

34. Розрахунок лінзових і сильфонних компенсаторів [Текст] : [навч. посібник] / І. А. Андреев, І. О. Мікульонко ; Національний технічний ун-т України "Київський політехнічний ін-т". - К. : НТУУ "КПІ", 2008. - 85 с.: табл. - Бібліогр.: с. 85.

35. Андреев, І. А. Конструювання і розрахунок кожухотрубних теплообмінників [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / Ігор Андреев ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 5.28 Мбайт). – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 140.

36. Андреев, І. А. Конструювання і розрахунок опорних вузлів посудин і апаратів хімічних виробництв [Електронний ресурс] : навч. посіб. для студ. спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» / І. А. Андреев ; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Електронні текстові дані (1 файл: 3,26 Мбайт). – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2021. – 94 с. – Назва з екрана.

37. Теплообмінні апарати в системах теплопостачання: навч. посіб. для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» / О. О. Алексахін, А. М. Ганжа, О. В. Круглякова. Харків: вид-во «Друкарня Мадрид», 2023. 249 с.

38. Основи конструювання та розрахунку теплообмінних апаратів [Електронний ресурс] : навч. посіб. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Режим доступу: <https://repository.kpi.kharkov.ua/server/api/core/bitstreams/cc50d13-38d0-4920-a32c-ed797faade54/content> (дата звернення: 06.06.2026).

39. Shah R. K. Fundamentals of Heat Exchanger Design [Електронний ресурс] / R. K. Shah, D. P. Sekulić. – Hoboken : John Wiley & Sons, 2003. – 941 p. – Режим доступу: <https://windyhm.wordpress.com/wp-content/uploads/2008/11/fundamentals-of-heat-exchanger-design-0471321710.pdf> (дата звернення: 06.06.2026).

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 97
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

40. Практична робота № 4. Визначення економічного ефекту від впровадження раціоналізаторської пропозиції у виробництво [Електронний ресурс]. – Режим доступу: https://rafk.if.ua/ebook/pahv/lpz_files/pz4.htm (дата звернення: 06.06.2026).

41. РД 50-33-80 Методичні вказівки. Визначення рівня уніфікації та стандартизації виробів.

42. Задольський А.М., Шаповаленко О.О. Методичні вказівки до виконання економічної частини дипломних проектів бакалаврів. Київ, 2010 – 15

ЛБ21.04.101.001 ПЗ	Інд. змін.	Дата видання	Мова UA	Аркуш 98
--------------------	------------	--------------	------------	-------------

Додаток А Документація до патентного дослідження

РЕГЛАМЕНТ ПОШУКУ № ЛБ21.04.101.000 РП

Найменування теми: Кожухотрубний підігрівач.
Шифр теми: ЛБ21.04.101.000

Етап: Проектування кожухотрубного підігрівача та його складових частин

Номер, дата завдання на проведення патентних досліджень

ЛБ21.04.101.000, 20.04.2026

Обґрунтування регламенту пошуку:

Предмет пошуку – 1) Кожухотрубний підігрівач (об'єктом пошуку є винаходи й корисні моделі).

Мета пошуку інформації – визначення патентної ситуації щодо теплообмінних апаратів (визначення патентоздатності проєктованого апарата й визначення тенденцій розвитку даного напрямку в техніці).

Визначення держав пошуку. Встановлюємо такі держави пошуку: усі держави, окрім країн-агресорів.

Ретроспективність. Термін дії патенту на винахід в Україні 20 років, а регламент пошуку встановлюємо такий: 20.04.25-31.05.26 року.

Класифікаційні індекси. Міжнародна патентна класифікація: F28D 7/00, F28F 1/00, F28F 3/00, F28F 13/00, F28F 17/00, F28F 19/00, F28F 21/00.

Уніфікована десяткова класифікація УДК 66.081.

Джерела інформації. 1) патентна інформація: описи до винаходів, офіційні патентні бюлетені Китаю; 2) науково-технічна інформація: підручники й навчальні посібники з курсу процесів та апаратів хімічного та нафтопереробного виробництва; 3) інтернет ресурси: <https://worldwide.espacenet.com/>.

Початок пошуку 18.04.2026

Закінчення пошуку 07.06.2026

ДОВІДКА ПРО ПОШУК № ЛБ21.04.101.000 ДП

Завдання на проведення патентних досліджень ЛБ21.04.101.000
20.04.2026

Етап: Проектування апарата та його складових частин

Номер, дата регламентного пошуку: № ЛБ21.04.101.000 РП, 20.04.2026

Початок пошуку: 20.04.2026 Закінчення пошуку 07.06.2026

Таблиця А.1 - Регламент пошуку (форма Б.1 згідно ДСТУ 3575-97).

Предмет пошуку (ОГД, його складові частини)	Мета пошуку інформації	Держав а пошуку	Класифіка ційні індекси	Ретроспекти вність пошук у	Джерела інформації
Кожухотрубний підігрівач	Визначення патентоздатності проєктованого апарата й тенденції розвитку цього напрямку в техніці	Україна, США, Велика Британія, Німеччина, Франція, Японія, Канада, Китай, Фінляндія, Італія	F28D 7/00, F28F 1/00, F28F 3/00, F28F 13/00, F28F 17/00, F28F 19/00, F28F 21/00	20.04.2026-07.06.2026	Національні і зарубіжні офіційні бюлетні. Описи винаходів і корисних моделей, Всесвітня організація інтелектуальної власності

Таблиця А.2 – Джерела інформації, які використанні під час патентного пошуку

Предмет пошуку (ОГД, його складові частини)	Мета пошуку інформації	Класифікаційні індекси	Інформаційна база,	Джерела інформації	
				Патентна інформація	Інша науково-технічна інформація
Кожухотрубний підігрівач	Україна, США, Велика Британія, Німеччина, Франція, Японія, Канада, Китай, Фінляндія, Італія	F28D 7/00, F28F 1/00, F28F 3/00, F28F 13/00, F28F 17/00, F28F 19/00, F28F 21/00	https://worldwide.espacenet.com/ Фонд КПІ ім. Ігоря Сікорського	Описи винаходів та корисних моделей патентів в Україні, США, Китаю	Я.М Корнієнко Процеси та обладнання хімічної технології . / К.: НТУУ «КПІ», 2011.- 300с. Мікуценок І. О. Інтелектуальна власність та патентознавство [Електронний ресурс]: підручник для студентів, які навчаються за програмами підготовки магі-

					стрів / І. О. Мікульон ок; КПІ ім. Ігоря Сікорського. - 3-те вид., переробл. та доп. - Електронні текстові дані (1 файл: 6,71 Мбайт). Київ: Політехніка, 2019, 246 с.
--	--	--	--	--	---

Таблиця А.3 – Патента документація, відібрана для подальшого аналізу

ОГД, його складові частини	Документи на об'єкти промислової власності	
	Бібліографічні дані	Відомість щодо їхньої дії
Heat exchanger	CN204987953U. Heat exchanger / пат. Китай. – URL: https://patentimages.storage.googleapis.com/2c/fc/be/4474aa1744595b/CN204987953U.pdf	Діє
Heat exchanger assembly	11. U.S. 20250305732 A1. Heat exchanger assembly / пат. США. – 02.10.2025. – URL: https://patents.justia.com/patent/20250305732	Діє
Heat exchanger with enhanced heat distribution	12. U.S. 20250216157 A1. Heat exchanger with enhanced heat distribution / пат. США. – 03.07.2025.	Діє
Heat exchanger with multi-path flow configuration	13. U.S. 20250321064 A1. Heat exchanger with multi-path flow configuration / пат. США. – 16.10.2025.	Діє
Heat exchanger and air conditioning device	14. WO/2025/162191 A1. Heat exchanger and air conditioning device / пат. WIPO. – 07.08.2025.	Діє

Висновок: У результаті патентного пошуку встановлено, що запропонований апарат та його компоненти відповідають критеріям патентної чистоти для винаходу корисної моделі. Це підтверджується тим, що жодна з ключових ознак наблизчій існуючих аналогів не була застосована в розроблених проектних рішеннях.

Додаток Б Програмний розрахунок елементу апарата

Алгоритмічна блок-схема розрахунку опорних лап наведена на рисунку

Б.1.

На рисунку Б.1 зображено блок-схему для розрахунку

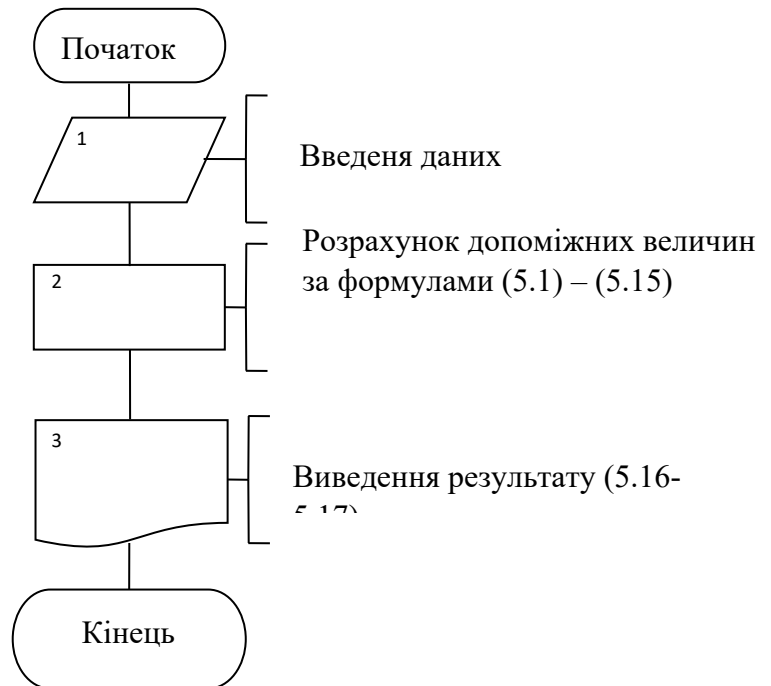


Рисунок Б.1 - Блок-схема перевірного розрахунку опорних лап

Програма розрахунку опорної лапи

Допустиме напруження для матеріалу, $[\sigma]$ МПа

$$\sigma := 145.8 = 145.8$$

Вага апарата G , МН

$$G := 40 \cdot 10^{-3}$$

Товщина стінки опори S , м

$$S := 6 \cdot 10^{-3}$$

Внутрішній тиск p , МПа

$$p_m := 0.5 = 0.5$$

Внутрішній діаметр обичайки D , м

$$D_p := 0.6$$

Модуль пружності, МПа

$$E := 1.98 \times 10^5$$

Коефіцієнт міцності зварного шва

$$\varphi := 0.9$$

Додаток до товщини

$$C := 2 \cdot 10^{-3}$$

Кількість опорних лап

$$n := 4$$

$$g := 0.18$$

$$b_4 := 0.2$$

$$h_1 := 0.3$$

$$l_1 := 0.16$$

Умови застосування розрахункових формул

$$\frac{S-C}{D_p} \leq 0.05 = 1 \quad \rightarrow \quad \frac{6 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3}}{0.6} = 6.667 \times 10^{-3}$$

$$0.2 \cdot h_1 = 0.06$$

$$g \geq 0.2 \cdot h_1 = 1$$

$$0.04 \leq \frac{h_1}{D_p} \leq 0.5 = 1$$

$$0.04 \leq \frac{b_4}{D_p} \leq 0.5 = 1 \quad \frac{0.3}{0.6} = 0.5$$

Відстань між точкою докладання зусиль і обичайкою e_1 , м

$$5 \cdot \frac{l_1}{6} = 0.133$$

$$e_1 := 5 \cdot \frac{l_1}{6} = 0.133$$

Розрахункова осьова розтягуюча або стискаюча сила

$$F_{\text{ос}} := G = 0.04$$

Вертикальна сила, яка діє на опорну лапу F_1 , МН

$$F_1 := \frac{G}{n} = 0.01$$

Еквівалентне плече навантаження e_{1e} , м

$$e_{1e} := e_1 = 0.133$$

Параметр x

$$x := \ln \left[\frac{D_p}{2(S-C)} \right] \text{explicit, ALL} \rightarrow \ln \left[\frac{0.6}{2 \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3})} \right] = 4.317$$

Параметр y

$$y := \ln \left(\frac{h_1}{D_p} \right) \text{explicit, ALL} \rightarrow \ln \left(\frac{0.3}{0.6} \right) = -0.693$$

Коефіцієнт K_7

$$K_7 := \exp \left[(-5.964 - 11.395 \cdot x - 18.984 \cdot y - 2.413 \cdot x^2 - 7.286 \cdot x \cdot y - 2.042 \cdot y^2 + 0.1322 \cdot x^3 + 0.4833 \cdot x^2 \cdot y + 0.8469 \cdot x \cdot y^2 + 1.428 \cdot y^3) \cdot 10^{-2} \right] = 0.546$$

$$K_7 = 0.546$$

Загальне мембранне напруження $\bar{\sigma}_m$, МПа

$$\sigma_m := \frac{F_m \cdot D_p}{2 \cdot (S-C)} \text{explicit, ALL} \rightarrow \frac{0.5 \cdot 0.6}{2 \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3})} = 37.5$$

$$\theta_1 := 0.3 \quad K_2 := 1.25$$

$$\theta_2 := \frac{\sigma_m}{K_2 \cdot \sigma \cdot \varphi} \text{explicit, ALL} \rightarrow \frac{37.5}{1.25 \cdot 145.8 \cdot 0.9} = 0.229$$

$$K_1 := \frac{1 - \theta_2^2}{\left(\frac{1}{3} + \theta_1 \cdot \theta_2 \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{2} + \theta_1 \cdot \theta_2 \right)^2 + (1 - \theta_2^2) \cdot \theta_1^2}} \text{explicit, ALL} \rightarrow \frac{1 - 0.22862368541380887^2}{\frac{1}{3} + 0.3 \cdot 0.22862368541380887 + \sqrt{\left(\frac{1}{2} + 0.3 \cdot 0.22862368541380887 \right)^2 + (1 - 0.22862368541380887^2) \cdot 0.3^2}} = 0.91$$

Граничне напруження вигину в місці кріплення опор $[\sigma_i]$, МПа

$$\sigma_i := K_1 \cdot K_2 \cdot \sigma \text{explicit, ALL} \rightarrow 0.91029214579253437 \cdot 1.25 \cdot 145.8 = 165.901$$

Допустиме зусилля на опорну лапу $[F]_1$, МПа

$$F_1 := \frac{\sigma_i \cdot h_1 \cdot (S-C)^2}{K_7 \cdot e_{1e}} \text{explicit, ALL} \rightarrow \frac{165.9007435706894 \cdot 0.3 \cdot (6 \cdot 10^{-3} - 2 \cdot 10^{-3})^2}{0.546164578271537 \cdot 0.13333333333333333} = 0.011$$

Несуча здатність обичайки в місці приварювання опорної лапи без підкладного листа

$$F_1 \leq F_1 \text{explicit, ALL} \rightarrow 0.01 \leq 0.010935214413658849 = 1$$

В таблиці Б.1 наведено перелік ідентифікаторів, використаних у даному розрахунку.

Таблиця Б.1 – Перелік ідентифікаторів

Найменування величини	Позначення	Ідентифікатор	Розмірність
Внутрішній діаметр кожуха	D_v	D	м
Ширина плити основи опорної лапи, а також ширина кільця жорсткості	b4	b4	м
Відстань між середніми лініями ребер	g	g	м
Висота опорної лапи	h_1	h_1	м
Тиск у кожусі	p	p	МПа
Товщина стінки опори	S	S	м
Кількість опор	n	n	шт.
допустиме напруження матеріалу кожуха.	$[\sigma]$	σ	МПа
Вага апарата	G	G	МН
Відстань між точкою докладання зусиль і обичайкою	e_1	e_1	м
Еквівалентне плече навантаження	e_{1e}	e_{1e}	м
Розрахункова осьова розтягуюча сила	F	F	МН
Вертикальна сила, яка діє на опорну лапу	F_1	F_1	МН
Загальне мембранне напруження	$\bar{\sigma}_m$	$\bar{\sigma}_m$	МПа
Граничне напруження вигину в місці кріплення опор	$[\sigma_i]$	$[\sigma_i]$	МПа
Допустиме зусилля на опорну лапу	$[F]_1$	$[F]_1$	МПа

Результати розрахунку за програмою розрахунку зусиль в кожусі та трубах наведено в таблиці Б.2.

Таблиця Б.2 – Результати розрахунку

Найменування величини	Позначення	Числове значення	Розмірність
Граничне напруження вигину в місці кріплення опор	$[\sigma_i]$	165,9	МПа
Допустиме зусилля на опорну лапу	$[F]_1$	0,0109	МПа

(19) 中华人民共和国国家知识产权局



(12) 实用新型专利



(10) 授权公告号 CN 204987953 U

(45) 授权公告日 2016.01.20

(21) 申请号 201520418272.3

(22) 申请日 2015.06.17

(73) 专利权人 泉州市中天石油化工机械制造有
限公司

地址 362141 福建省泉州市惠安县东桥镇东
桥工业小区

(72) 发明人 钱鼎兴 王智拓

(74) 专利代理机构 福州元创专利商标代理有限
公司 35100

代理人 郑浩

(51) Int. Cl.

F28D 7/04(2006.01)

F28F 9/26(2006.01)

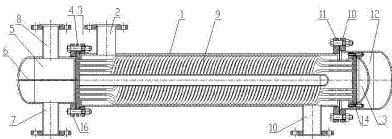
权利要求书1页 说明书3页 附图3页

(54) 实用新型名称

浮头式盘绕管换热器

(57) 摘要

本实用新型涉及一种浮头式盘绕管换热器，包括壳程筒体、管程管箱和浮头管箱，所述壳程筒体两端分别设置有前端法兰和后端法兰，所述壳程筒体内设置有盘绕管芯体，所述盘绕管芯体由固定管板、活动管板和盘绕管束组成；所述管程管箱包含管程筒节，所述管程筒节后端设置有管程法兰，所述管程法兰通过螺栓连接前端法兰，所述固定管板固定夹在管程法兰和前端法兰之间；所述浮头管箱包含浮头筒节，所述浮头筒节前端设置有浮头法兰，所述浮头法兰通过螺栓连接后端法兰，所述浮头筒节内放置有浮头盖，所述浮头盖由拱盖和拱盖法兰组成，所述拱盖法兰通过螺栓连接有压住活动管板的钩圈。由于各部件采用法兰、螺栓连接，盘绕管芯体可以从壳程筒体中抽出，方便清洗和检修。





US 20250305732A1

(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**
Schmidt et al.

(10) **Pub. No.: US 2025/0305732 A1**

(43) **Pub. Date: Oct. 2, 2025**

(54) **HEAT EXCHANGER**

Publication Classification

(71) Applicant: **Dantherm Cooling, Inc.**, Spartanburg, SC (US)

(51) **Int. Cl.**
F25B 39/02 (2006.01)
F25D 17/06 (2006.01)

(72) Inventors: **Charles Richard Schmidt**, Spartanburg, SC (US); **Troy F. Berg**, Spartanburg, SC (US)

(52) **U.S. Cl.**
CPC **F25B 39/02** (2013.01); **F25D 17/067** (2013.01)

(21) Appl. No.: **19/238,848**

(22) Filed: **Jun. 16, 2025**

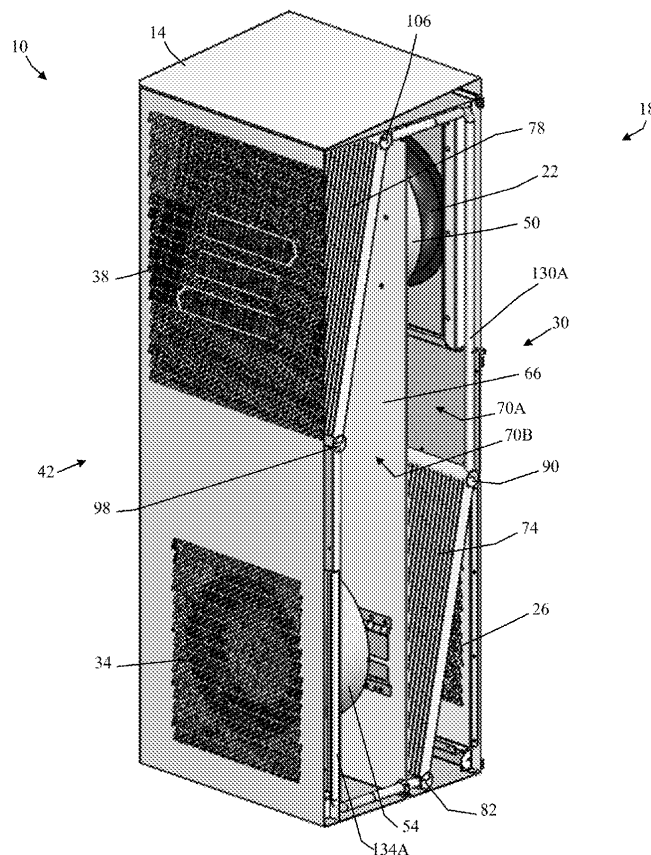
Related U.S. Application Data

(63) Continuation of application No. 18/084,775, filed on Dec. 20, 2022, now Pat. No. 12,352,474.

(60) Provisional application No. 63/291,509, filed on Dec. 20, 2021.

(57) **ABSTRACT**

A heat exchanger assembly including a housing with an external air inlet, an external air outlet, an internal air inlet, and an internal air outlet. The heat exchanger assembly further includes a heat exchanger with an angled condenser panel, an angled evaporator panel, and a working fluid. The heat exchanger assembly further includes a first fan positioned at the internal air inlet configured to create an internal airflow through the housing from the internal air inlet to the internal air outlet, and a second fan positioned at the external air inlet configured to create an external airflow through the housing from the external air inlet to the external air outlet. The external airflow is isolated from the internal airflow.





US 20250216157A1

(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**
PARK et al.

(10) **Pub. No.:** US 2025/0216157 A1

(43) **Pub. Date:** Jul. 3, 2025

(54) **HEAT EXCHANGER**

(30) **Foreign Application Priority Data**

(71) Applicant: **KYUNG DONG NAVIEN CO., LTD.**,
Gyeonggi-do (KR)

Dec. 28, 2023 (KR) 10-2023-0195748

Publication Classification

(72) Inventors: **Dae Woong PARK**, Seoul (KR); **Seung Je LEE**, Seoul (KR); **Ryon Keun KIM**, Seoul (KR)

(51) Int. Cl.
F28D 9/00 (2006.01)
F28F 3/04 (2006.01)
F28F 19/00 (2006.01)

(73) Assignee: **KYUNG DONG NAVIEN CO., LTD.**,
Gyeonggi-do (KR)

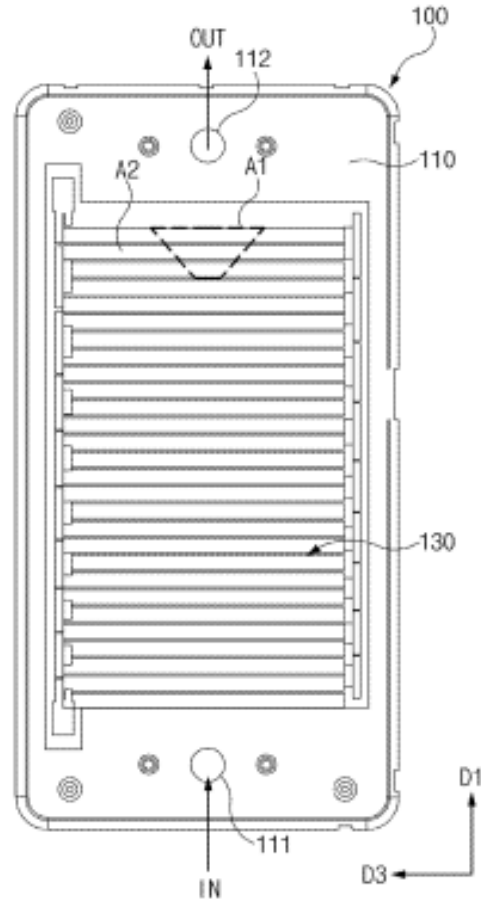
(52) U.S. CL
CPC *F28D 9/0043* (2013.01); *F28F 3/04*
(2013.01); *F28F 19/00* (2013.01)

(21) Appl. No.: 19/003,370

(57) **ABSTRACT**

the present disclosure provides a heat exchanger, by which a local temperature imbalance may be solved and generation of scale may be suppressed.

(22) Filed: Dec. 27, 2024





US 20250321064A1

(19) **United States**

(12) **Patent Application Publication**
JEON

(10) **Pub. No.: US 2025/0321064 A1**

(43) **Pub. Date: Oct. 16, 2025**

(54) **HEAT EXCHANGER**

(71) Applicant: **Hanon Systems, Daejeon (KR)**

(72) Inventor: **Young-Ha JEON, Daejeon (KR)**

(21) Appl. No.: **18/708,341**

(22) PCT Filed: **Nov. 3, 2022**

(86) PCT No.: **PCT/KR2022/017139**

§ 371 (c)(1),

(2) Date: **Jun. 18, 2024**

(30) **Foreign Application Priority Data**

Nov. 9, 2021 (KR) 10-2021-0153002

Oct. 31, 2022 (KR) 10-2022-0142092

Publication Classification

(51) **Int. Cl.**
F28F 9/02 (2006.01)

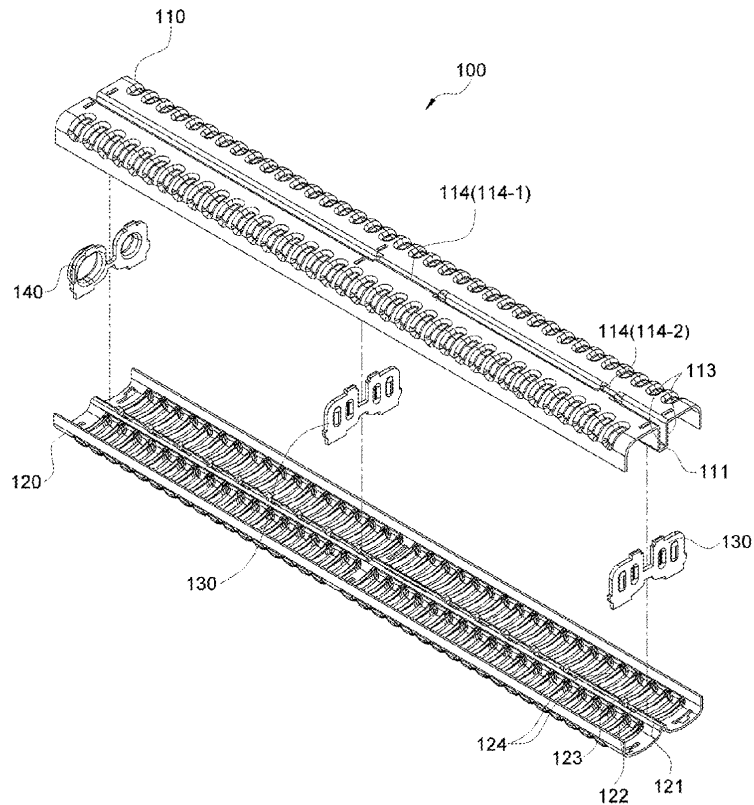
(52) **U.S. Cl.**

CPC **F28F 9/0204** (2013.01); **F28F 9/028**
(2013.01)

(57)

ABSTRACT

The present invention relates to a heat exchanger including a tank having a depressed portion formed by bending a widthwise center portion concavely inward in a longitudinal direction, and partition walls disposed to be spaced apart from each other with the depressed portion interposed therebetween, and a header coupled to the tank and having a plurality of compartments separated in a width direction by the partition walls, and tube insertion holes into which tubes are inserted, in which the tank has a contact portion where the partition walls are in contact with each other in the width direction in at least a partial region in the longitudinal direction, and the tank includes a communication hole formed through the partition walls in the width direction at the contact portion to allow the plurality of compartments to communicate with one another, thereby easily forming a drain hole, through which condensate water may be discharged, in a widthwise center portion of the header tank without increasing the number of components in the header tank.



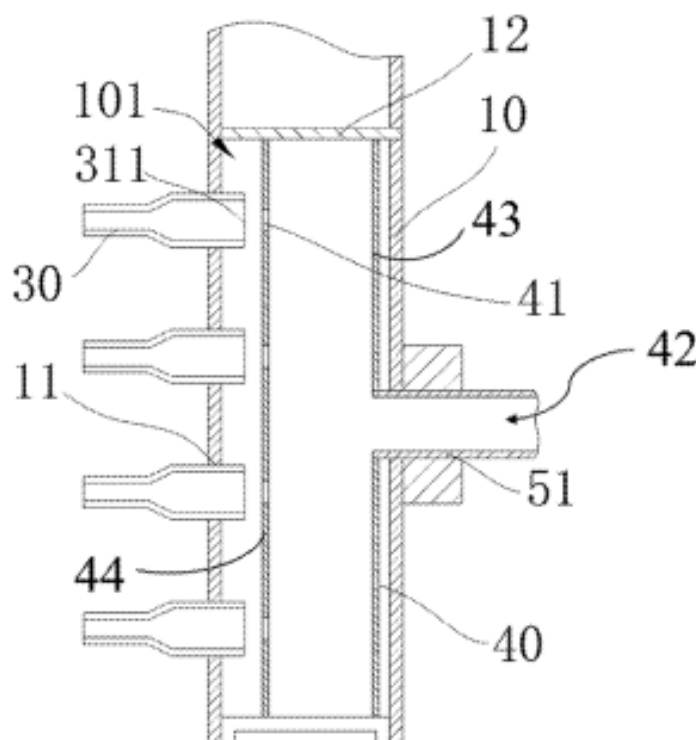


US 2025/0189146A1

(19) **United States**(12) **Patent Application Publication**
WANG et al.(10) **Pub. No.: US 2025/0189146 A1**(43) **Pub. Date: Jun. 12, 2025**(54) **HEAT EXCHANGER AND AIR
CONDITIONING DEVICE****Publication Classification**(71) Applicant: **ZHEJIANG DUNAN ARTIFICIAL
ENVIRONMENT CO., LTD.,**
Shaoxing (CN)(51) **Int. Cl.**
F24F 1/0325 (2019.01)(52) **U.S. Cl.**
CPC **F24F 1/0325** (2019.02)(72) Inventors: **Guanjun WANG, Shaoxing (CN);**
Zhenxin WU, Shaoxing (CN)(57) **ABSTRACT**(73) Assignee: **ZHEJIANG DUNAN ARTIFICIAL
ENVIRONMENT CO., LTD.,**
Shaoxing (CN)(21) Appl. No.: **19/061,833**(22) Filed: **Feb. 24, 2025****Related U.S. Application Data**(63) Continuation of application No. PCT/CN2023/
114591, filed on Aug. 24, 2023.(30) **Foreign Application Priority Data**

Aug. 25, 2022 (CN) 202211025333.0

A heat exchanger is provided. The heat exchanger includes a connection tube, a plurality of heat exchange tubes and a plurality of connection joints, and the heat exchanger tubes and the connection joints correspond to each other one by one. Each of the plurality of the heat exchange tubes is in communication with the connection tube via a corresponding connection joint, each of the plurality of connection joints is provided with a connection port, and each of the plurality of connection joints is in communication with the connection tube via the connection port. The connection tube is provided with a distribution tube along an arrangement direction of the heat exchange tubes, the distribution tube is provided with a distribution holes matching the connection port, and the distribution hole is arranged right opposite to the connection port. An air conditioning device having the heat exchanger is further provided.



СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

Студента групи ЛБ-21

кафедри машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

ПАХОЛЬЧЕНКО ТИМОФІЯ ОЛЕГОВИЧА

1. Збірник тез доповідей XXXVII всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів і молодих вчених "Обладнання хімічних виробництві підприємств будівельних матеріалів", 01-10 грудня 2025 р. м. Київ) / Укладач Я.М. Корнієнко. – К.: «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2025. – 374 с.

2. Збірник тез доповідей XXXVIII всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів і молодих вчених "Обладнання хімічних виробництві підприємств будівельних матеріалів", 04-05 червня 2026 р. м. Київ) / Укладач Я.М. Корнієнко. – К.: «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2026. – 262 с.

UDC 665.612.2

**SELECTION OF A HEAT EXCHANGER FOR HEATING SULFURIC ACID
IN A HYDROGEN FLUORIDE PRODUCTION UNIT**

Student Pakholchenko T. O., Ph.D., Associate Professor Novokhat O. A.

National Technical University of Ukraine

"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

ABSTRACT: *This work indicates the role of hydrogen fluoride at the present time. The process of hydrogen fluoride production is described. A type of heat exchanger for heating and cooling substances is proposed and a description of its design and heat exchange processes in it is given.*

KEYWORDS: HYDROGEN FLUORIDE, CALCIUM FLUORIDE, SULPHURIC ACID, SHELL-TUBE HEAT EXCHANGER, HEAT EXCHANGE.

**ВИБІР ТЕПЛООБМІННИКА ДЛЯ НАГРІВУ СІРЧАНОЇ КИСЛОТИ
УСТАНОВКИ ВИРОБНИЦТВА ФТОРИСТОГО ВОДНЮ**

Студент Пахольченко Т. О., к. т. н., доцент Новохат О. А.

Національний технічний університет України

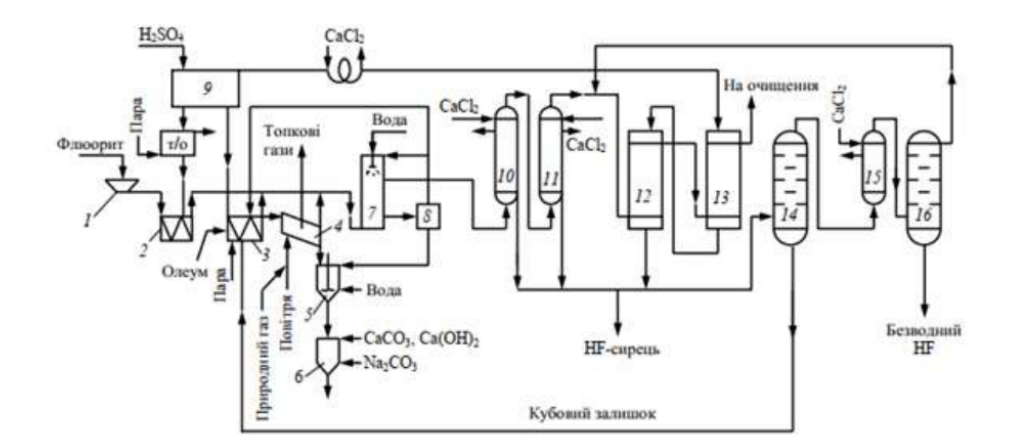
"Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"

АНОТАЦІЯ: *В даній роботі вказана роль фтористого водню на теперішній час. Описано процес виготовлення фтористого водню. Запропоновано тип теплообмінника для нагрівання та охолодження речовин та наведено опис його конструкції і теплообмінних процесів в ньому.*

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ФТОРИСТИЙ ВОДЕНЬ, ФТОРИД КАЛЬЦІЮ, СІРЧАНА КИСЛОТА, КОЖУХОТРУБНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ТЕПЛООБМІН.

Hydrogen fluoride plays an important role in the modern technology of fluorine and fluoride compounds production. It is used in industry to obtain various fluorides, primarily aluminum fluoride, cryolite, uranium tetrafluoride, without which it is impossible to create a modern aluminum industry and nuclear power.

The technological scheme of hydrogen fluoride production is shown in Figure 1.



1 – hopper; 2, 3 – mixers; 4 – furnace; 5 – repulper-settler; 6 – thickener;
7 – scrubber; 8 – collector; 9 – sulfuric acid tank; 10, 11, 15 – condensers;
12, 13 – absorbers; 14, 16 – rectification columns; t/o – heat exchanger

Figure 1. Technological scheme of the production of anhydrous hydrogen fluoride by sulfuric acid decomposition of fluorite

Sulfuric acid entering the tank is divided into three streams. In the first stream, it is heated in a heat exchanger to 120–130 °C and then enters the first mixer. Fluorite fluorspar is dosed here from the bunker.

The second stream is directed to the second mixer, where it is heated to a temperature of 135–140 °C. Oleum, bottoms residue and mudstone acid are also fed here.

The reaction mixture from the second mixer enters the drum furnace, in which the temperature is maintained at 200–250 °C due to external heating to a temperature of 700°C.

During mixing in the mixer, hydrogen fluoride is released into the gas phase. The remaining hydrogen fluoride is released in the drum furnace. These gas streams are combined into one and sent for purification and drying. First, the flow enters the scrubber, where it is cooled and undergoes primary purification. After compaction in the collector, solid particles are sent to the repulper-

settler, and the acid, called mud acid, to the mixer and to the scrubber irrigation. Hydrofluoric acid is supplied for cooling and further rectification. For this, the gas from the scrubber is fed to heat exchangers-condensers, which are cooled with a calcium chloride solution.

For better extraction of hydrogen fluoride, the gas is moved to absorbers. The last absorber is fed from the tank with cooled sulfuric acid. Gases from the rectification column are also fed for absorption.

The absorption solution is mixed with liquid hydrogen fluoride obtained at the condensation stage. The result is raw hydrogen fluoride, which is first fed for rectification into a rectification column, in which high-boiling impurities are separated. Hydrogen fluoride vapors with impurities of silicon fluoride and sulfur dioxide enter a heat exchanger, in which a calcium chloride solution with a temperature of minus 20 ° C circulates. Then the formed gas enters a second rectification column, from which an anhydrous hydrogen fluoride solution flows out.

The bottoms from the column enter the mixer. The furnace also produces fluorogypsum with hydrogen fluoride, calcium fluoride, and sulfuric acid. The fluorogypsum is discharged into a repulper, where it is sequentially treated with water, then sent to a neutralizer-mixer for treatment with chalk suspension, soda solution, or milk of lime. [1]

Analyzing the process of producing hydrogen fluoride, we can conclude. It is necessary to choose a heat exchanger that takes into account significant temperature stresses. For example, a heat exchanger with U-shaped pipes, or with a compensator (expansion bellows), with a floating head. It was decided to choose a shell-and-tube heat exchanger with a floating head.

The shell-and-tube heat exchanger with a floating head is characterized by compensation of temperature differences in heat exchanges, which ensures its effective functioning in a wide range of temperatures and pressures during heat exchange between both liquid and vapor media. High resistance to temperature

influences is due to the design features of the device - the presence of a floating head, which compensates for the thermal expansion of the tube bundle relative to the housing. This allows you to avoid the occurrence of thermal stresses, which increases operational reliability and extends the service life of the equipment. It also provides convenient access for cleaning the external and internal surfaces of the tubes or replacing damaged tubes. The structure of the shell-and-tube heat exchanger with a floating head consists of the casing itself (housing), tube bundle, floating head, fixed tube grid (which is located at the opposite end from the floating head), covers (front and rear), partitions, and nozzles. Figure 2 shows a shell-and-tube heat exchanger with a floating head, designed for cooling (heating) liquid or gaseous media without changing their state of aggregation.

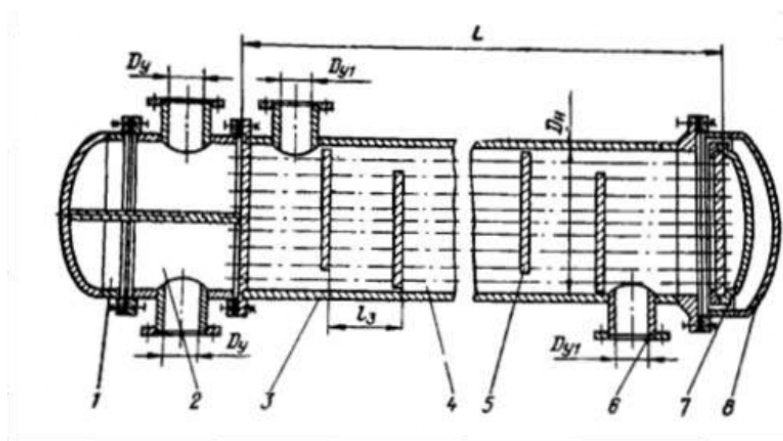
A shell-and-tube heat exchanger with a floating head operates on the principle of indirect heat transfer between two working media separated by the walls of the tube bundle. One medium moves inside the tubes (internal circuit), while the other circulates in the intertube space formed by the casing.

The floating head provides free axial movement of one of the tube grids. This allows to compensate for temperature deformations that occur due to the temperature difference between the tubes and the casing, and also prevents the appearance of internal stresses and damage to structural elements.

Heat transfer is carried out from a hot to a cold medium through the tube walls under the influence of their temperature difference, which is the driving force of the heat exchange process.

This heat exchange process is called heat transfer, which affects the heat transfer from the coolant (steam) to the outer surface of the tubes, thermal conductivity through the tube wall and heat transfer from the inner surface of the tube to the cold medium. It is advisable to use water vapor as a heat carrier. After all, during its condensation, a large amount of heat is released. Due to the properties of

heat carriers, water vapor is supplied to the intertube space, and sulfuric acid to the tube space.



1 – distribution chamber cover; 2 – distribution chamber; 3 – casing; 4 – heat exchange pipes; 5 – partition with segmental cutout; 6 – fitting; 7 – floating head cover; 8 – casing cover.

Figure 2 – Shell-and-tube heat exchanger with floating head

References:

1. Automation of typical technological processes: technological control objects and automation schemes [Text]: a teaching aid for students of higher educational institutions studying in the field of "Automation and computer-integrated technologies" / M. V. Lukinyuk. – Kyiv: NTUU "KPI", 2008. – 236 p.: ill. – Bibliography: p. 230-231. – 200

2. Floating Head Heat Exchanger Design Authors: Alseddiq Oday University of Tikrit
https://www.researchgate.net/publication/373238714_Floating_Head_Heat_Exchangeer_Design

3. Design and Analysis of Floating Head Heat Exchanger
https://papers.ssrn.com/sol3/papers.cfm?abstract_id=4285106

4. <https://www.dfctank.com/news/complete-guide-to-floating-head-heat-exchanger.html>

UDC 665.612.2

MODERNIZATION OF THE SULFURIC ACID HEATER

Student Pakholchenko T. O., Ph.D., Associate Professor Novokhat O. A.

National Technical University of Ukraine

"Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute"

Abstract: *The paper considers the modernization of a vertical shell-and-tube unit with a lens compensator by using disk-ring partitions in the intertube space. It is shown that such a design provides a more uniform distribution of coolant flows, increases the intensity of heat exchange and reduces the hydraulic resistance of the unit. The proposed solution contributes to increasing the energy efficiency and reliability of the heat exchange equipment.*

KEYWORDS: SHELL-TUBE HEAT EXCHANGER, LENS, DISC-RING BUFFER, HEAT EXCHANGE INTENSIFICATION, FLOW HYDRODYNAMICS, EQUIPMENT MODERNIZATION.

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПІДГРІВАЧА СІРЧАНОЇ КИСЛОТИ

Студент Пахольченко Т. О., к. т. н., доцент Новохат О. А.

Національний технічний університет України

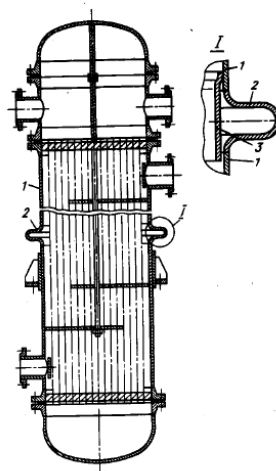
"Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського"

Анотація: *У роботі розглянуто модернізацію вертикального кожухотрубного апарату з лінзовим компенсатором шляхом застосування диско-кільцевих перегородок у міжтрубному просторі. Показано, що така конструкція забезпечує більш рівномірний розподіл потоків теплоносія, підвищує інтенсивність теплообміну та зменшує гідравлічний опір апарата. Запропоноване рішення сприяє підвищенню енергоефективності та надійності роботи теплообмінного обладнання.*

КЛЮЧОВІ СЛОВА: КОЖУХОТРУБНИЙ ТЕПЛООБМІННИК, ЛІНЗА, ДИСКО-КІЛЬЦЕВІ ПЕРЕГОРОДКИ, ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ, ГІДРОДИНАМІКА ПОТОКУ, МОДЕРНІЗАЦІЯ ОБЛАДНАННЯ.

Shell-and-tube heat exchangers are among the most common apparatuses in the chemical, petrochemical, power engineering, and food industries. They are utilized for heating, cooling, condensation, and evaporation of working media across a variety of technological processes. Their widespread use in industrial facilities is due to their reliability, structural simplicity, and capability to operate under significant temperatures and pressures

One of the most effective designs of such apparatuses for significant coolant temperature differences is a shell-and-tube heat exchanger with a lens compensator (Figure 1). The main structural element of the apparatus is a cylindrical shell; inside the shell is a tube bundle consisting of a large number of small-diameter heat exchange tubes fixed in tube sheets. The tube bundle is the primary working heat exchange surface through which heat is transferred from one medium to another. Fixing the tubes is carried out by expansion or welding in tube sheets, which provide hermetic separation of the tube and intertube spaces.



1 – shell; 2 – lens compensator; 3 – fairing

Figure 1 – Shell-and-tube heat exchanger with a lens compensator

Covers (medium distribution chambers) are installed on both sides of the heat exchanger, forming the inlet and outlet for the coolant in the tube side. In the case of a multi-pass scheme, partitions are provided in the covers to ensure a change in the direction of the medium's movement and increase heat exchange efficiency.

Baffles are located in the intertube space, performing a dual function: directing the coolant flow across the tube bundle and preventing tube vibration. This contributes to increasing the heat transfer coefficient and the stability of the unit's operation [1].

A feature of this type of heat exchanger is the presence of a lens compensator built into the shell body. It is a thin-walled corrugated element (lens) capable of axial deformation. The lens compensator is designed to absorb the thermal expansion of the shell that occurs when the unit is heated. This reduces thermal stresses in welded joints and tube sheets, significantly increasing the reliability and durability of the equipment.

Despite structural advantages, traditional shell-and-tube heat exchangers have several operational drawbacks. These include limited heat transfer intensity, the formation of stagnant zones in the intertube space, uneven distribution of flow velocities, and the potential accumulation of deposits on the heat exchange surface. This leads to a decrease in the heat transfer coefficient, an increase in hydraulic resistance, and higher energy costs [3].

One of the effective ways to increase the intensity of heat exchange in shell-and-tube units is the modernization of the baffle system in the shell side. Instead of traditional segmental baffles, it is advisable to use modernized disk-ring baffles (Figure 2), which provide a more rational distribution of coolant flows and improve the hydrodynamic operating conditions of the unit.

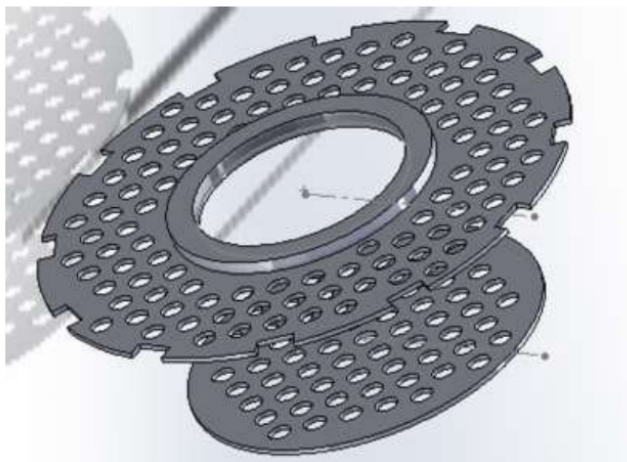


Figure 2 – Diagram of disk-and-ring baffles in a heat exchanger

The disk-ring baffle system consists of two types of elements that alternate along the length of the tube bundle:

- disk baffles - solid circular plates with holes for the tubes that create a gap with the inner surface of the shell.
- Ring baffles - ring-shaped baffles that block the peripheral part of the intertube space.

Such an alternating arrangement of disk and ring elements forms a combined radial-axial motion of the coolant. The flow in the intertube space is forced to sequentially change direction: first moving toward the periphery of the tube bundle, then toward its center. As a result, a more uniform velocity distribution is created, and the washing of the tube surfaces is improved.

When the coolant passes between the tubes, the disk baffle blocks the central part of the flow, directing it toward the shell walls. The subsequent ring baffle, conversely, blocks the periphery and directs the flow into the central zone of the tube bundle. Due to this alternation, an oscillating radial movement of the coolant is formed, which significantly increases flow turbulence and heat transfer efficiency.

The use of disk-ring baffles significantly intensifies heat exchange in the shell side. By changing the direction of the coolant flow and increasing turbulence, the heat

transfer coefficient from the coolant to the outer surface of the tubes is increased. Furthermore, this design ensures a smoother movement of the coolant, which helps reduce pressure losses compared to traditional segmental baffles.

An additional advantage is the more uniform distribution of hydrodynamic loads on the tube bundle. This reduces tube vibration, enhances the mechanical stability of the structure, and extends the service life of the heat exchanger. The likelihood of local fouling zones forming on the heat exchange surfaces is also reduced.

Thus, the flow constantly changes direction, creating vortices. These vortices mix the steam and prevent stagnant zones from forming. This results in a more uniform velocity distribution and increased flow turbulence. Additionally, when using holes in the disks, uniform drainage of condensate occurs along the body of the apparatus, minimizing contact between the condensate and the steam, which reduces heat loss. Moreover, the condensate film on the inner surface of the shell acts as a thermal resistance, reducing heat loss from the body to the environment.

Consequently, the application of disk-ring baffles in a vertical shell-and-tube heat exchanger is an effective modernization that increases heat exchange intensity, reduces energy consumption for pumping, and improves the operational reliability of the heat exchange equipment.

References:

1. Shcherbyna, V. Y., & Stepanyuk, A. R. (2024). *Shell-and-tube heat exchangers. Engineering design of equipment. Recommendations for the course project*. Kyiv: Igor Sikorsky KPI. 15.28 MB. URI: <https://ela.kpi.ua/items/efd2008d-e57d-41e8-935f-247630933a03> (Accessed: 02.03.2026).
2. Mikulonok, I. O., Karvatskyi, A. Y., Ivanenko, O. I., & Leleka, S. V. (2023). External removable tube elements for heat exchange intensification (Review of designs). *Bulletin of Igor Sikorsky KPI. Series: Chemical Engineering*,

Ecology and Resource Saving. DOI: <https://doi.org/10.20535/2617-9741.3.2023.28824> (Accessed: 02.03.2026).

3. CN203534278U. *Disc-circular ring baffle plate floating head heat exchanger with temperature control function*. Shanghai Boiler Works Co Ltd (CN). Published: 09.04.2014. Priority: 26.09.2013. URL: <https://patents.google.com/patent/CN203534278U/en> (Accessed: 04.03.2026).