

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”

Інженерно-хімічний факультет

Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

«До захисту допущено»

В.о. завідувача кафедри МАХНВ

_____ Андрій СТЕПАНЮК

(підпис)

“ ____ ” _____ 2023 р.

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ

на здобуття ступеня бакалавра

Напрямок підготовки: 13 Машинобудування

Спеціальності: 133 Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма: Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв

на тему: Модернізація теплообмінника установки лужного очищення
оливних дистилатів

Виконав студент IV курсу, групи ЛН-61-1

Корюкаєв Олександр Сергійович

_____ (підпис)

Керівник дисертації канд. техн. наук., доцент Олег НОВОХАТ

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Консультанти:

охорона праці канд. техн. наук, доцент Андрій КОВТУН

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

з економіки канд. екон. наук, доцент Сергій ГУЛІЄНКО

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

Рецензент _____

(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

_____ (підпис)

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

Студент _____ Олександр КОРЮКАЄВ
(підпис)

Київ 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Напрямок підготовки: 13 Машинобудування

Спеціальність: 133 - Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма: Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв

ЗАТВЕРДЖУЮ

В.о. завідувача кафедри МАХНВ

_____ Андрій СТЕПАНЮК

(підпис)

“ ” _____ 2023 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломний проєкт студенту

Корюкаєву Олександрю Сергійовичу

1. Тема проєкту: Модернізація теплообмінника установки лужного очищення оливних дистилятів

керівник проєкту Олег НОВОХАТ кандидат технічних наук, доцент

затверджена наказом по університету від «___»_____ 20__ р. №_____

2. Термін подання студентом проєкту: «___»_____ 20__ р

3. Вихідні дані до проєкту: Продуктивність за неочищених дистилятом 16 т/год; початкова температура неочищених дистилятів 20 °С; кінцева температура неочищених дистилятів 60 °С; початкова температура очищених дистилятів 90 °С; кінцева температура очищених дистилятів 70 °С; тиск всередині теплообмінника 1 МПа.

4. Зміст пояснювальної записки:

- а) основна частина: розглянути існуючі конструкції теплообмінників, обґрунтувати вибір конструкції апарата; проаналізувати обрану конструкцію в порівнянні з кращими вітчизняними та світовими аналогами; здійснити розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції: параметричний, конструктивний та гідравлічний, розрахунки на міцність і надійність елементів конструкції апарату; виконати складальний кресленик теплообмінника та його основних складальних одиниць і деталей; розробити рекомендації щодо монтажу та експлуатації теплообмінника; здійснити оцінку рівня стандартизації та уніфікації розробки.
- б) економічна частина: обґрунтувати модернізацію установки та оцінити її ефективність;
- в) охорона праці: провести аналіз відповідності апарата до вимог охорони праці, викласти основні вимоги безпечної експлуатації апарата.
- г) рекомендації щодо монтажу та експлуатації: надати рекомендації щодо монтажу та експлуатації теплообмінника.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): кресленик принципової схеми установки – А1, складальні кресленики: теплообмінник – А0, теплообмінний елемент 1 – А3, калач – А3, рама – А2, та їх складових деталей – 8×А4.

6. Консультанти розділів проєкту:

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	Андрій КОВТУН, доцент		
Очікувані техніко-економічні показники застосування установки	Сергій ГУЛІЄНКО, доцент		

7. Дата видачі завдання «05» січня 2023 р.

	Назва етапів дипломного проєкту	Строк виконання етапів проєкту	Примітка
1	2	3	4
1	Узгодження теми, вихідних даних, визначення джерел інформації. Обґрунтування актуальності проєкту	05.01.2023 — 22.01.2023	
2	Патентне дослідження. Формування змісту модернізації	23.01.2023 — 05.02.2023	
3	Опис установки. Схема установки. Вибір і опис конструкції теплообмінника. Добір матеріалів	06.02.2023 — 12.02.2023	
4	Параметричний розрахунок: визначення основних розмірів апарату. Розрахунок гідравлічного опору апарату.	13.02.2023 — 05.03.2023	
5	Розробка складальних креслень апарату і його складальних одиниць. Добір конструктивних параметрів конструктивних елементів апарату.	06.03.2023 — 19.03.2023	
6	Розрахунки на міцність. Розробка алгоритмів та програм розрахунку.	20.03.2023 — 02.04.2023	
7	Уточнення графічної частини проєкту та специфікацій. Технічна характеристика установки	03.04.2023 — 06.04.2023	
8	Обґрунтування економічної доцільності модернізації	07.04.2023 — 09.04.2023	

1	2	3	4
9	Розробка вимог до апарата з питань охорони праці	10.04.2023 — 12.04.2023	
10	Оформлення пояснювальної записки. Перевірка відповідності проєкту діючим нормам за змістом і оформленням. Підготовка до захисту. Складення плану викладення доповіді, окремих питань	13.04.2023 — 20.04.2023	
11	Попередній захист проєкту	21.04.2023	
12	Корегування проєкту за результатами попереднього захисту. Отримання рецензії, відзиву. Підготовка до захисту	22.04.2023 — 30.04.2023	

Здобувач

(підпис)

Олександр КОРЮКАЄВ

Керівник дипломного проєкту

(підпис)

Олег НОВОХАТ

Реферат

УДК 66.021.4

Модернізація теплообмінника установки лужного очищення оливних дистилятів: Дипломний проєкт освітньо-кваліфікаційного рівня «Бакалавр»/ КПП ім. Ігоря Сікорського; Керівник Олег НОВОХАТ. – К., 2023. – 111 с. Викон. – Олександр КОРЮКАЄВ – Бібліогр.: 111 с.

Пояснювальна записка складається із вступу, 8 розділів, висновків, переліку посилань із 47 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 111 с. основного тексту, 25 рисунків, 5 таблиць і 4 додатків.

Метою проєкту є проєктування конструкції теплообмінника в установці лужного очищення оливних дистилятів, призначеного для теплообміну між потоками очищених і неочищених оливних дистилятів з продуктивністю 16 т/ год.

Поставлена задача досягається шляхом аналітичного визначення поверхні теплообміну, виконанням параметричного, гідравлічного розрахунків та розрахунків на міцність основних вузлів та деталей конструкції. Для перевірконого розрахунку фланцевого з'єднання наведені алгоритмічна схема, таблиця ідентифікаторів, та програма, виконана у програмі MathCAD. Виконано аналіз результатів та зроблено висновки. Наведено список використаної літератури.

Розрахунково-пояснювальна записка містить схему і опис технологічної схеми лужного очищення оливних дистилятів та опис конструкції теплообмінника типу «труба в трубі» для теплообміну між потоками очищених і неочищених оливних дистилятів (далі теплообмінник). Графічна частина проєкту включає кресленики сумарним форматом 4 А1, що містять: технологічну схему лужного очищення оливних дистилятів, складальний кресленик теплообмінника та кресленики складальних одиниць та деталей.

ЛУЖНЕ ОЧИЩЕННЯ, ОЛИВНІ ДИСТИЛЯТИ, ТЕПЛООБМІН, ТРУБА В ТРУБІ

The abstract

UDK 66.021.4

Modernization of the heat exchanger of the alkaline purification unit for oil distillates: degree project for educational and qualification "Bachelor" level/ Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute; Leader Oleh NOVOKHAT – 2023. – 111 p.: The performer. – Oleksandr KORIUKAIEV. – bibliogr.: 111 p

Explanatory note consists of introduction, 8 chapters, a conclusion, a reference list of 47 items. The total volume of work 111 p., 25 figures, 5 tables and 4 appendices.

The aim of the project is to design a heat exchanger design in an oil distillate alkaline purification unit designed for heat exchange between streams of purified and crude oil distillates with a capacity of 16 t/h.

The task is achieved by analytical determination of the heat exchange surface, performing parametric, hydraulic calculations and strength calculations of the main units and parts of the structure. For the test calculation of the flange connection, the algorithm diagram, the table of identifiers, and the program performed in the MathCAD program are given. The results were analyzed and conclusions were drawn. The list of used literature is given.

The design explanatory note contains a diagram and description of the technological scheme of alkaline purification of oil distillates and a description of the design of a tube-in-tube heat exchanger for heat exchange between streams of purified and crude olive distillates. The graphic part of the project includes four drawings in a total format of 4 A1 format, containing: a technological scheme of alkaline purification of oil distillates, an assembly drawing of the heat exchanger and drawings of assembly units and parts.

ALKALINE PURIFICATION, OIL DISTILLATES, HEAT EXCHANGE,
DOUBLE PIPE HEAT EXCHANGER

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО”
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

на здобуття ступеня бакалавра

Напрямок підготовки: 13 – Машинобудування

Спеціальність: 133 – Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма: Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв

на тему: Модернізація теплообмінника установки лужного очищення
оливних дистилятів

Київ – 2023

Зміст

Вступ.....	11
1 Призначення та область використання апарата в технологічній схемі.....	12
1.1 Опис технологічного процесу.....	12
1.2 Вибір типу теплообмінника та його місце у технологічній схемі	13
2 Технічні характеристики теплообмінника	18
3 Опис та обґрунтування вибраної конструкції теплообмінника	19
3.1 Опис конструкції, основних складальних одиниць.....	
та деталей теплообмінника	19
3.2 Вибір матеріалів	20
3.3 Порівняння основних показників розробленої конструкції з аналогами	21
3.4 Патентне дослідження	23
4 Охорона праці.....	28
5 Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції....	33
5.1 Параметричний розрахунок теплообмінника	33
5.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінника	41
5.4 Перевірочний розрахунок товщини стінок труб	44
5.5 Розрахунок фланцевого з'єднання	48
5.6 Розрахунок опор на міцність	60
6 Рекомендації щодо монтажу та експлуатації апарата	67
7 Рівень стандартизації та уніфікації	71
8 Техніко-економічне обґрунтування модернізації	73

					<i>ЛН611.065152.001 ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Модернізація теплообмінника установки лужного очищення оливних дистилатів</i>		
Розроб.		Корюкаєв					
Перевір.		Навохат					
Реценз.							
Н. Контр.							
Затверд.					<i>КПІ ім. Ігоря Сікорського, ІХФ, МАХНВ</i>		
					Лит.	Арк.	Аркушів
						9	111

Висновок	81
Conclusion.....	82
Перелік посилань.....	83
Додаток А Документація до патентного дослідження	87
Додаток Б Комп'ютерні розрахунки	89
Додаток В Патенти, які використовувались в патентному дослідженні.....	104
Додаток Г Публікації автора	109

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вступ

Сьогодні неможливо уявити сучасне виробництво на якому не використовувалися би мастильні матеріали. В більшості випадків рідкі мастильні матеріали складаються переважно саме з оливних дистилатів, котрі мають обов'язково пройти процес очистки від сірководню, діоксиду вуглецю та інших шкідливих домішок. На жаль, не завжди процес очистки забезпечує необхідну якість отримуваних дистилатів. Тому процес очистки потребує вдосконалення і дана робота є актуальною.

Метою роботи є проєктування та модернізація теплообмінника, котрий в даній технологічній схемі служить для підігрівання вхідної сировини за допомогою промитого продукту.

В роботі необхідно описати конструкцію теплообмінника та його основних складальних одиниць та деталей, вибрати матеріали для його виготовлення, порівняти основні показники розробленої конструкції з аналогами, провести патентні дослідження та навести заходи по охороні праці; провести параметричний розрахунок теплообмінника та розрахунки на міцність основних деталей та вузлів конструкції; надати рекомендації, щодо монтажу та експлуатації та визначити рівень стандартизації та уніфікації теплообмінника; виконати техніко-економічне обґрунтування модернізації апарату; розробити кресленики технологічної схеми, складального кресленника теплообмінника, теплообмінних елементів, рами, калача та їх складових елементів.

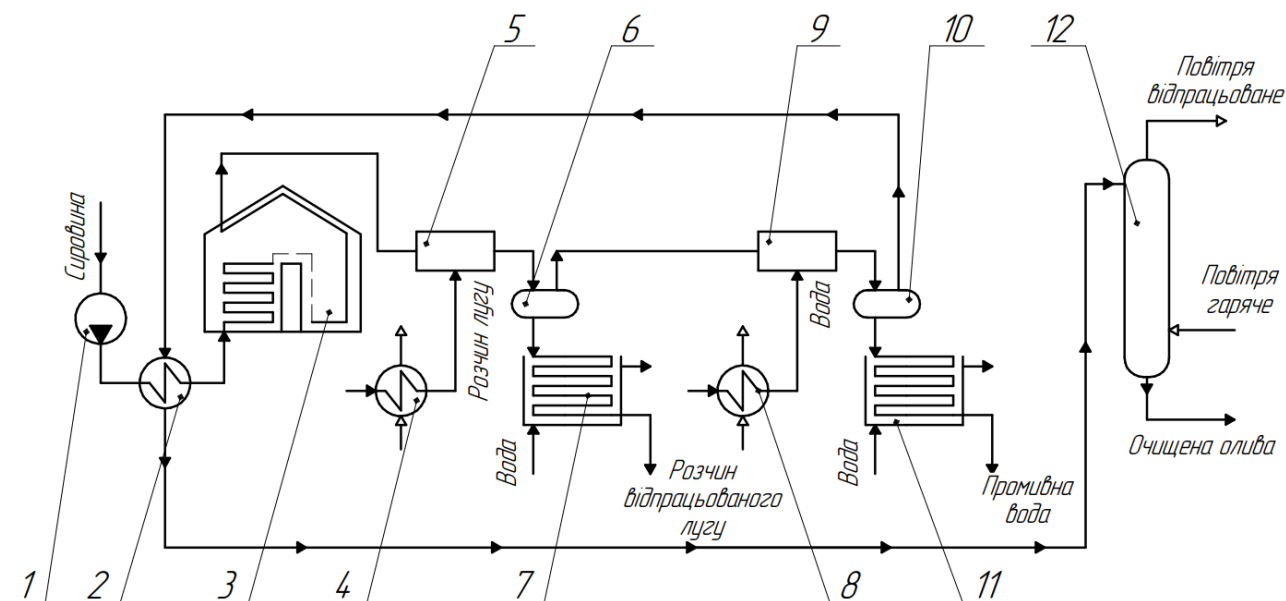
Завдання на проєктування видано «05» січня 2023 р.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Призначення та область використання апарата в технологічній схемі

1.1 Опис технологічного процесу

Схема технологічного процесу лужного очищення оливних дистилатів зображена на рисунку 1.1 [1].



1 – насос; 2, 4, 8 – теплообмінники; 3 – піч; 5, 9 – змішувачі;

6, 10 – відстійники; 7, 11 – холодильники; 12 – сушильна колона

Рисунок 1.1 – Технологічна схема лужного очищення оливних дистилатів

Оливний дистилат насосом 1 прокачується через трубний простір теплообмінника 2, змішувачі трубчастої печі 3 і за температури 150–170 °С подається в діафрагмовий змішувач 5, де змішується з 1,2–2,5 %-м розчином гідроксиду натрію. Зі змішувача реакційна суміш надходить у відстійник 6.

Лужні відходи, що виходять з низу відстійника, охолоджуються в холодильнику занурювального типу 7 до температури 60 °С і спрямовуються у збирачі для відділення нафтових кислот (на схемі не показано). Очищений оливний дистилат з верху відстійника 6 надходить у змішувач 9 на промивання

водою. Температура подаваної у змішувач хімічно очищеної води – 60–65 °С. Промивна вода відділяється від дистилату у відстійнику 10. Промивні води, що виходять зі споду відстійника, охолоджуються в холодильнику 11 заглибного типу і відводяться в збирач для відділення нафтових кислот.

Очищений і промитий продукт із верху відстійника 10 проходить через теплообмінник 2, де, віддаючи своє тепло сировині, охолоджується з 90 до 70 °С і надходить у сушильну колону 12 для видалення дрібних крапель води за рахунок продування його гарячим стисненим повітрям. Готова олива з низу сушильної колони відкачується в резервуари зберігання.

1.2 Вибір типу теплообмінника та його місце у технологічній схемі

Для проведення теплообміну між теплоносіями використовують теплообмінники наступних типів:

- 1) кожухотрубні, рисунок 1.2 [2];
- 2) кожухотрубні з «плаваючою головкою» , рисунок 1.3 [2];
- 3) кожухотрубні з U-подібними трубами, рисунок 1.4 [2];
- 4) типу «труба в трубі» , рисунок 1.5 [2];
- 5) спіральні, рисунок 1.6 [2].

Кожухотрубний теплообмінник зображений на рисунку 1.2 [2].

В кожусі з обох кінців приварені трубні решітки, в котрі входить пучок трубок. Днища з'єднані з кожухом за допомогою фланців, що дозволяє знімати днища для прочистки трубок. Трубки теплообмінника прямі, тому їх легко прочистити і у випадку пошкодження замінити новими. Жорстке кріплення труб теплообмінника в трубних решітках дозволяє використовувати даний тип обладнання лише якщо різниця температур між кожухом і пучком труб не перевищує 50 °С.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

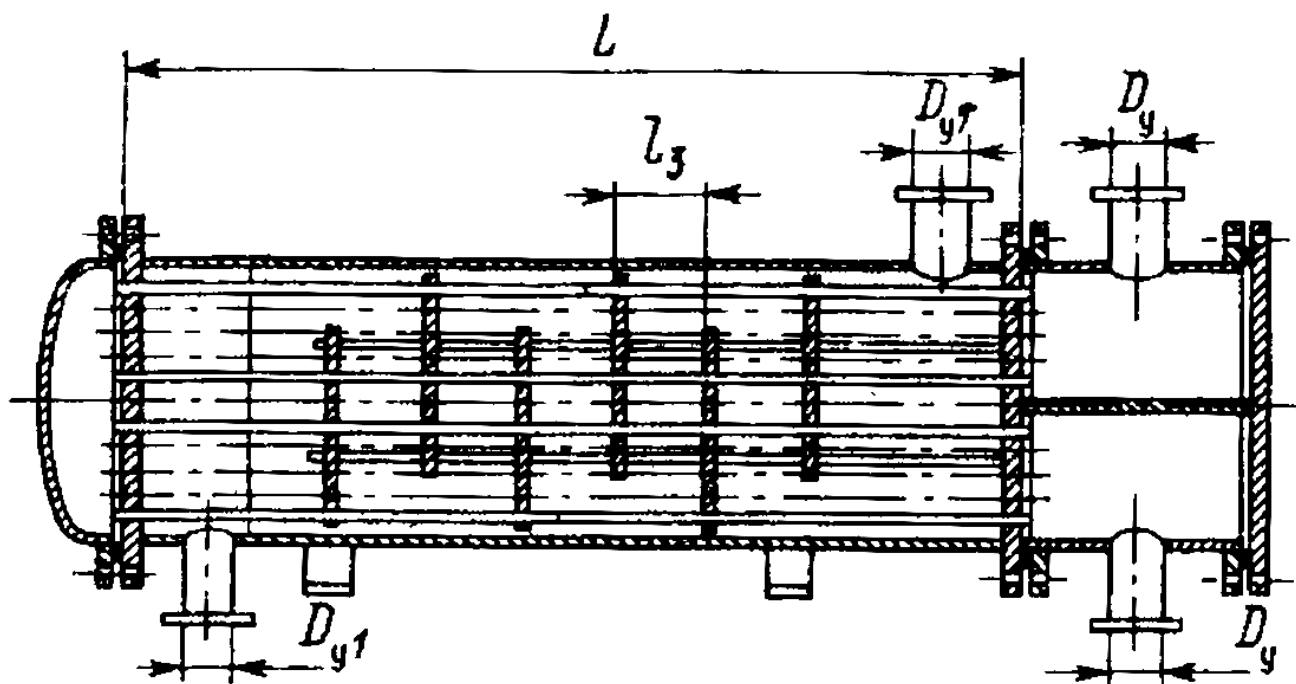


Рисунок 1.2 – Принципова схема кожухотрубного теплообмінника

Кожухотрубний теплообмінник з «плаваючою головкою» зображений на рисунку 1.3 [2].

У даному типі апаратів одна трубна решітка не закріплена на кожусі, що дає змогу трубам вільно деформуватися при значних різницях температур між кожухом і трубами. «Плаваюча головка» дає змогу не лише компенсувати температурні деформації, а й облегшити збирання та чистку теплообмінника.

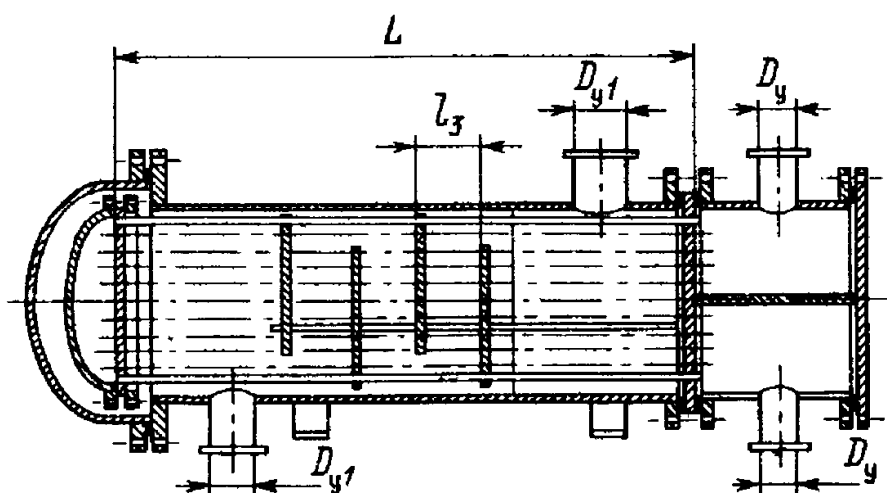


Рисунок 1.3 – Принципова схема кожухотрубного теплообмінника з
«плаваючою головкою»

Кожухотрубний теплообмінник з U-подібними трубами зображений на рисунку 1.4 [2].

У теплообмінниках даного типу встановлюються трубки U-подібної форми, обидва кінці яких розвальцьовані в одній трубній решітці. Компенсація температурних видовжень трубок в даному випадку досягається за допомогою того, що кожна трубка може вільно подовжуватися незалежно від інших. Однак механічна чистка таких трубок викликає труднощі.

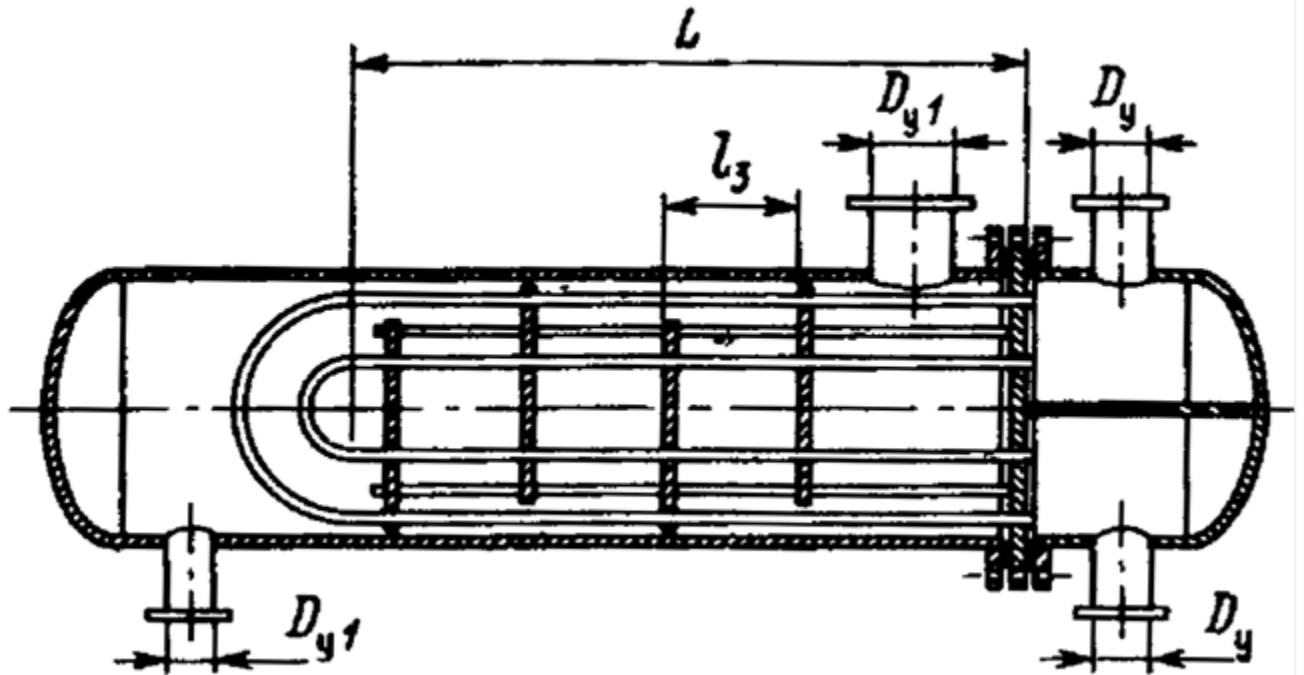


Рисунок 1.4 – Принципова схема кожухотрубного теплообмінника з U- подібними трубами

Теплообмінник типу «труба в трубі» зображений на рисунку 1.5 [2].

Складається з труби меншого та більшого діаметрів, що утворюють теплообмінний елемент. Якщо теплообмін потребує значну поверхню теплообміну, то теплообмінні елементи з'єднуються між собою за допомогою калачів. Підбором діаметрів труб можна надати обом рідинам, котрі приймають участь у процесі теплообміну, будь яку максимально допустиму швидкість і тим самим отримати високий коефіцієнт теплопередачі.

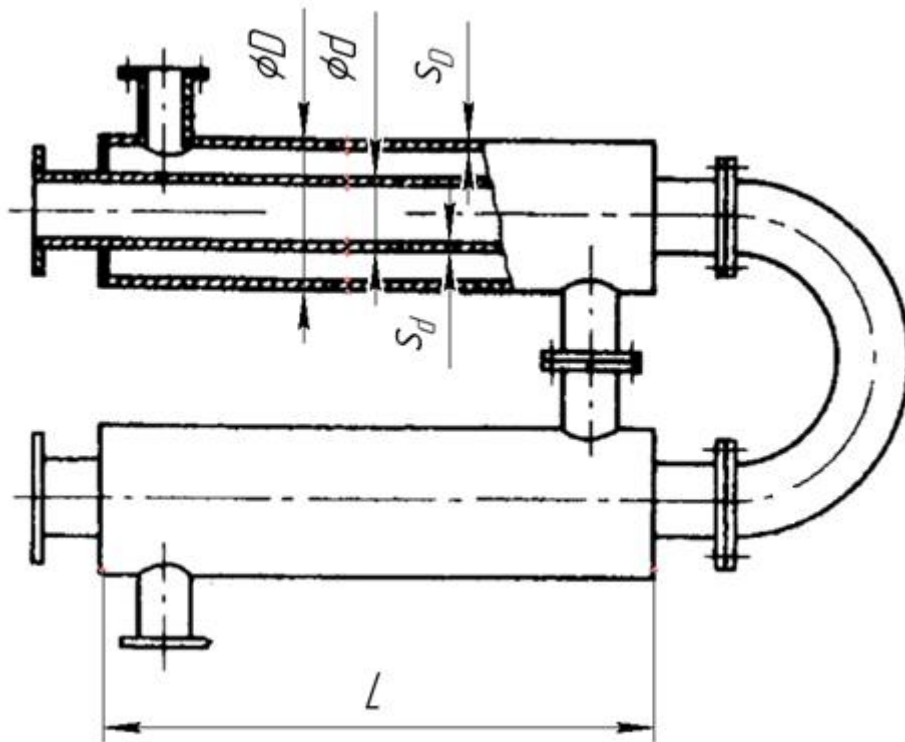


Рисунок 1.5 – Принципова схема теплообмінника типу «труба в трубі»;

Спіральний теплообмінник зображений на рисунку 1.6 [2].

Спіральні теплообмінники компактніші за трубчаті. Через те, що в них не виникає різких змін напрямів швидкостей гідравлічний опір в них менший від трубчатих при рівних швидкостях теплоносіїв. Спіральні теплообмінники менш схильні до відкладення забруднень ніж інші види теплообмінників. Проте даний тип доволі складний у виготовленні і робочий тиск в них зазвичай не перевищує 0,6 МПа.

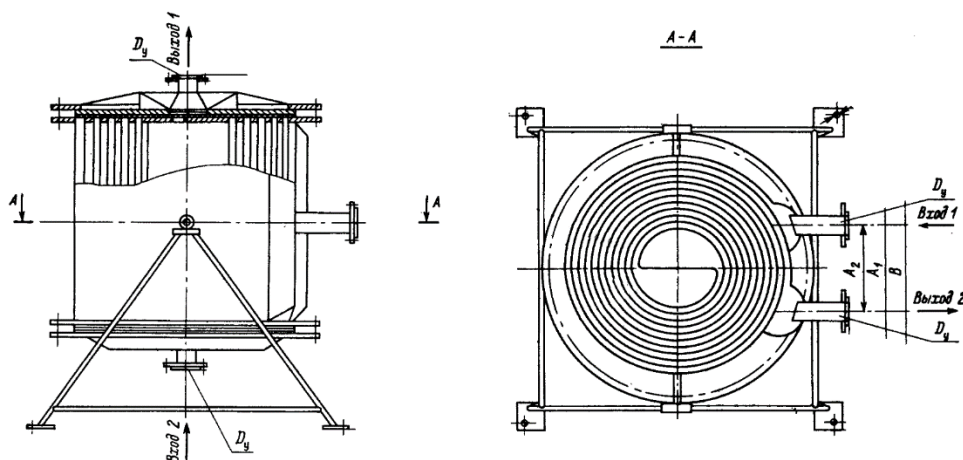


Рисунок 1.6 – Принципова схема спірального теплообмінника

Визначено, що для підігрівання вихідної речовини за рахунок очищеного дистиляту доцільно використати теплообмінні елементи типу «труба в трубі». Даний вибір обумовлений тим, що у теплообміннику в процесі теплообміну беруть участь теплоносії з високими показниками в'язкості, що вимагає від теплообмінного елемента малих значень площі поперечного перерізу як трубного так і міжтрубного простору.

Остаточно вирішено в даній технологічній схемі використати теплообмінник типу «труба в трубі», оскільки такий конструктив забезпечить легкий доступ для обслуговування апарату та дасть змогу отримати відносно великий коефіцієнт теплопередачі при оптимальних швидкостях теплоносіїв за рахунок малих значень площі поперечного перерізу трубного та міжтрубного просторів [2].

В технологічній схемі даний теплообмінник займає початкове положення, тим самим забезпечуючи можливість підігрівання вхідної речовини за рахунок очищеного продукту та, тим самим, зменшуючи енергоємність кінцевої речовини.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2 Технічні характеристики теплообмінника

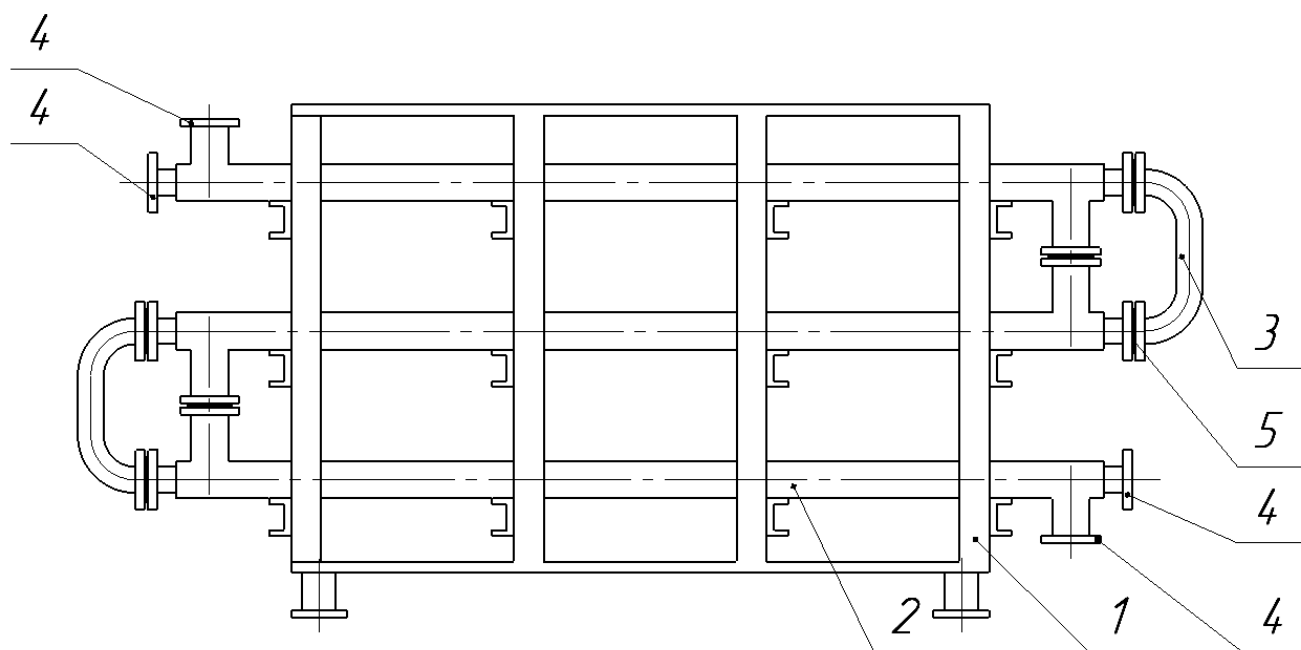
Тиск у трубному просторі, МПа	1
Тиск і міжтрубному просторі, МПа	1
Початкова температура очищених дистилятів, °С	90
Кінцева температура очищених дистилятів, °С	70
Початкова температура неочищених дистилятів, °С	20
Кінцева температура неочищених дистилятів, °С	60
Загальна площа теплообміну, м ²	53,7
Загальна кількість теплообмінник елементів, шт	50
Ширина апарата, м	1400
Довжина апарата, м	6,5
Висота апарата, м	3
Маса апарата, кг	6452
Гідравлічний опір апарата, МПа	7,45

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3 Опис та обґрунтування вибраної конструкції теплообмінника

3.1 Опис конструкції, основних складальних одиниць та деталей теплообмінника

Теплообмінний апарат, конструктивна схема якого наведена на рисунку 3.1, призначений для рекуперації теплоти в установці лужної очистки оливних дистилатів. Очищені оливні дистилати віддають частину тепла неочищеним, що зменшує енергоємність готової продукції. Теплообмінний апарат складається з теплообмінних елементів, які утворені звареними між собою внутрішньою та зовнішньою трубою різних діаметрів, калачів, які з'єднують елементи один з одним, патрубків для подачі та відведення теплоносіїв, опорної рами, фіксуючих скоб, що запобігають переміщенню теплообмінних елементів та ущільнюючих прокладок.



1 – рама; 2 – зовнішня труба; 3 – внутрішня труба; 4 – входні та вихідні патрубки;
5 – ущільнюючі прокладки

Рисунок 3.1 – Конструктивна схема теплообмінника

При роботі теплообмінника один з теплоносіїв рухається по кільцевому каналу, що утворений зовнішньою та внутрішньою трубами, перетікаючи з одного теплообмінного елемента в інший крізь тангенційні патрубки, а інший теплоносій – по внутрішніх трубах, перетікаючи з одного елемента в інший через спеціальні калачі.

Даний тип теплообмінників дає змогу за рахунок підбору діаметрів внутрішніх та зовнішньої труби надати обом теплоносійм будь яку максимально допустиму швидкість і тим самим отримати максимальний коефіцієнт теплопередачі.

Основні вимоги, якими необхідно керуватися при конструюванні теплообмінного апарату:

- забезпечити максимального можливого коефіцієнта теплопередачі та мінімальний гідравлічний опір;
- надійність та герметичність конструкції;
- розбірність та доступність поверхні теплообміну для очищення від забруднення;
- компактність та дешевизна конструкції;
- уніфікація вузлів і деталей.

Інтенсивність процесу теплообміну характеризується коефіцієнтом теплопередачі K . Для того, щоб покращити ефективність процесу теплообміну потрібно забезпечити максимальну оптимальну швидкість руху середовищ максимізувати середній температурний напір.

3.2 Вибір матеріалів

Оливи не є слабоагресивними середовищами, але попадання сторонніх часточок у теплоносії є неприпустимим. Тому елементи що контактують з теплоносійми, мають бути виконані з нержавіючої сталі 12X18H10T, або її аналога AISI 304 [3]. Сталь марки 12X18H10T, що відповідає технічним вимогам [4],

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

працює в інтервалі температур від -253 °С до 600 °С та тиску до 10 МПа. Сталь 12Х18Н10Т застосовується при виготовленні обичайок, корпусів, днищ, фланців, люків, трубних решіток, патрубків та інших деталей, що працюють в даному інтервалі температур та тисків [4].

В якості ущільнюючих елементів використовуються гумові прокладки з фторопласту 4 (PTFE) за [5]. Даний матеріал є дуже стійким для зовнішнього впливу, може працювати при температурах -120°С – +150°С та характеризується високими механічними показниками.

Рама теплообмінника не контактує з теплоносіями, тому вимоги до її матеріалу є невисокими. Прийнято рішення для виготовлення рами використати сталь Ст3пс, або Ст3сп [6]. Дана сталь характеризується хорошою зварюваністю та достатньою для несучих елементів зварних конструкцій міцністю. Для забезпечення естетично виду рами застосовується емаль антикорозійна 3 в 1 PROTECT [7].

3.3 Порівняння основних показників розробленої конструкції з аналогами

Мета – порівняти основні технологічні показники обраної конструкції апарата з існуючими аналогами та доцільно обґрунтувати використання обраного теплообмінника «труба в трубі».

Порівняння основних показників розробленої конструкції з аналогами описані в таблиці 3.1.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1 – Порівняльна характеристика теплообмінників

Основні технологічні показники	СТР 52/76 [8]	Орекс-3-ST [9]	СЕТВ 0,25-12-01 [10]	Теплообмінник типу "труба в трубі" [11]	Теплообмінник, що проєктується
Гідравлічний опір апарату, МПа, (бали)	6,5(3)	5,73 (4)	11(1)	5,73 (4)	7,45 (2)
Кількість теплообмінних елементів, шт, (бали)	80 (2)	75 (3)	288(1)	75 (3)	50 (4)
Маса теплообмінних елементів, т, (бали)	7,8(2)	8,43 (3)	10(1)	8,43 (3)	5,78 (4)
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/м ² · К, (бали)	87,3(1)	90 (2)	93,3(3)	90 (2)	140 (4)
Довжина, ширина, висота, м, (бали)	6,5 1,4 4,8 (44 м ³) (2)	6,5 1,4 4,3 (39 м ³) (3)	6,3 2,4 43 (65 м ³) (1)	6,5 1,4 4,3 (39 м ³) (3)	6,5 1,4 3 (27 м ³) (4)
Сума балів	10	15	7	15	18

Висновки:

Враховуючи, що теплообмінник, що проєктується набрав більшу кількість балів, металоемність теплообмінника менша, коефіцієнт теплопередачі більший і габаритні розміри при цьому менші, то доцільно використовувати запропонований тип теплообмінника.

3.3.1 Патентне дослідження

Мета пошуку інформації – визначення патентоспроможності проєктованого апарата й визначення сучасних напрямів розвитку даного обладнання. Результати пошуку наведені в Додатку А.

Теплообмінник типу «труба в трубі» з затискним кільцем [12].

Принципова схема модернізації зображена на рисунку 3.2.

Суть вдосконалення полягає у виконанні теплообмінника розбірним, що дає змогу отримати доступ до кільцевого простору теплообмінника при обслуговуванні. Для цього на внутрішню трубу одягається спеціальний механізм, котрий фіксується спеціальною гайкою, котра за рахунок закручування затискає кільцеву прокладку і тим самим герметизує кільцевий простір між трубами.

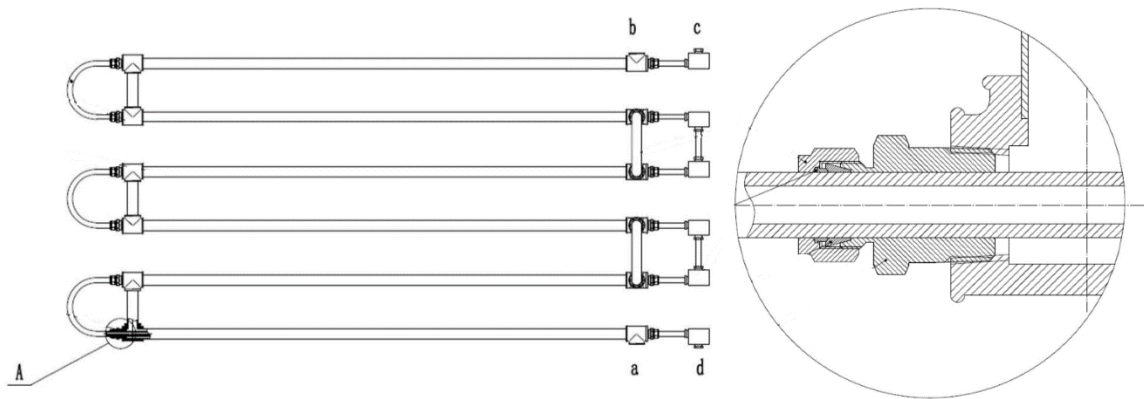


Рисунок 3.2 – Конструкція трубного пучка з затискним кільцем

Переваги конструкції:

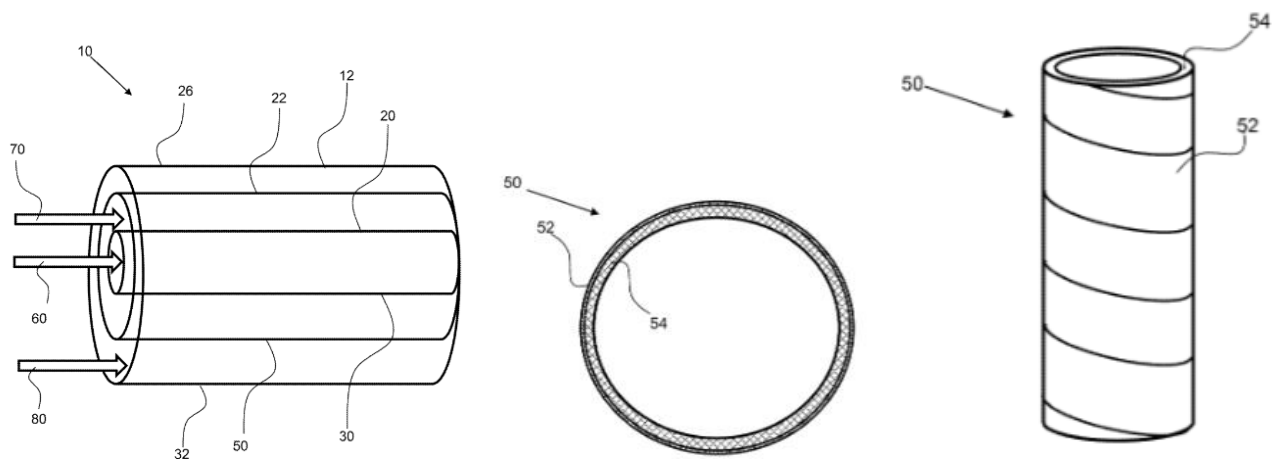
- 1) можливість повністю розібрати теплообмінник при обслуговуванні;
- 2) відсутність зварювальних робіт, що зменшує ціну виготовлення апарата.

Недоліки конструкції:

- 1) неможливість роботи у агресивних середовищах.

Трубчастий іонний рідинний теплообмінник з селективно-проникною трубкою [13].

Принципова схема модернізації зображена на рисунку 3.3.



22 – трубка з селективно-проникної мембрани; 60 – непроникна труба; 70 – іонна рідина; 80 – теплоносій

Рисунок 3.3 – Теплообмінника типу «труба в трубі» з селективно-проникною трубкою

Суть вдосконалення полягає у тому, що теплообмінник містить трубку з селективно-проникної мембрани котра може пропускати іонну рідину, але не теплоносій. Іонна рідина проникає через мембрану, нагрівається від теплоносія і передає тепло рідині через непроникну трубу. Може бути організований і процес охолодження рідини.

Переваги конструкції:

- 1) зменшення гідравлічного опору;
- 2) зменшення температурних напружень.

Недоліки конструкції:

- 1) складність виготовлення мембрани;
- 2) необхідність організовувати циркуляційний для третьої рідини.

Теплообмінник з подвійними трубами [14].

Принципова схема модернізації зображена на рисунку 3.4.

Суть вдосконалення полягає у тому, що внутрішня труба є жорсткою, може виготовлятися литтям чавуну, а зовнішня труба виконана з м'якого матеріалу. Внутрішня труба виготовляється будь-якої конфігурації, після чого на неї

одягається зовнішня труба. На кінці м'якої труби встановлюються елементи , обмежуючи міжтрубний простір.

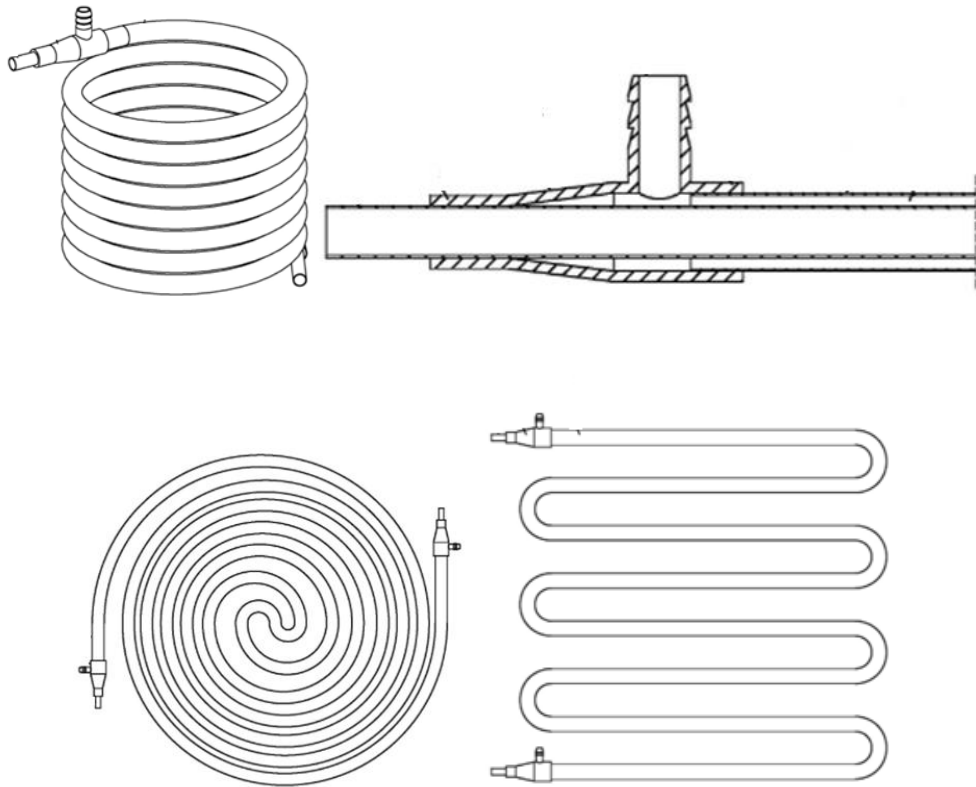


Рисунок 3.4 – Теплообмінник з подвійними трубами

Переваги конструкції:

- 1) легкість збирання та розбирання;
- 2) можливість створення трубного теплообмінника необхідної форми.

Недоліки конструкції:

- 1) неможливість роботи при високих тисках.
- 2) неможливість прочистки внутрішньої труби

Портативний двошаровий теплообмінник [15].

Принципова схема модернізації зображена на рисунку 3.5.

Суть вдосконалення полягає у встановленні всередині внутрішньої труби U-подібного прутка зі спіральним елементом. Кільцевий простір між трубами утворюється за допомогою спеціальних герметизуючих механізмів, що дозволяє вилучати внутрішню трубу для обслуговування.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

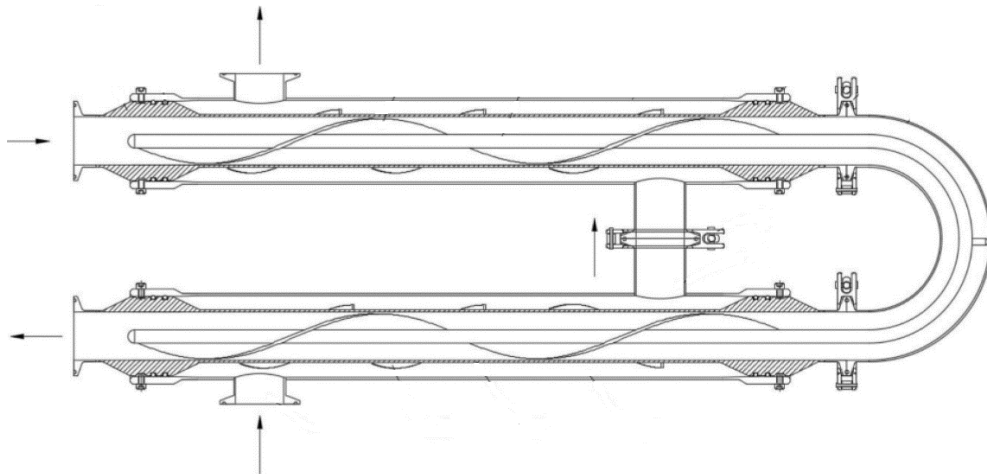


Рисунок 3.5 – Конструкція теплообмінника зі спіральними сегментами

Переваги модернізації:

- 1) можливість виймання внутрішньої труби для обслуговування;
- 2) потік теплоносія турбулізований, що збільшує коефіцієнт теплопередачі

Недоліки модернізації;

- 1) збільшена металоємність конструкції;
- 2) складність виготовлення турбулізуючого прутка при великій довжині теплообмінних труб.
- 3) є сумніви, що наведена конструкція здатна працювати при високих тисках.

Теплообмінник типу «труба в трубі» для високотемпературної регенерації [16].

Принципова схема модернізації зображена на рисунку 3.6.

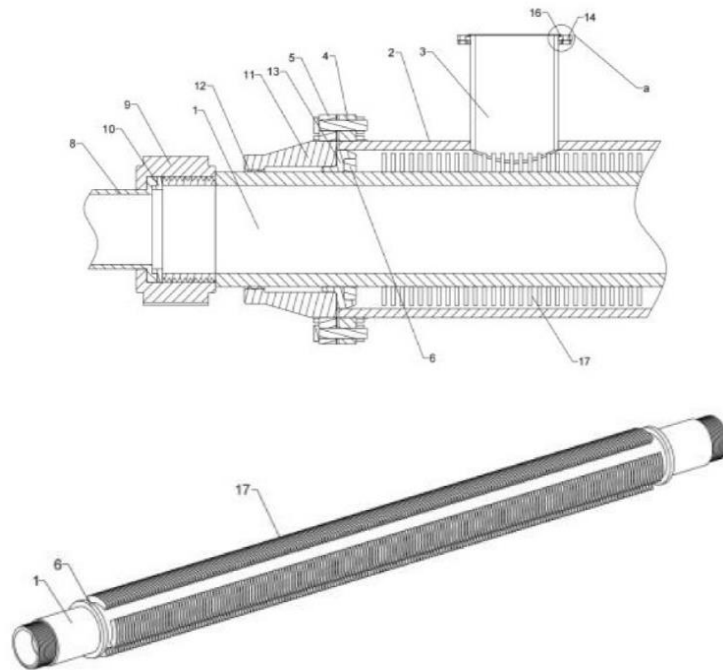
Суть вдосконалення полягає в тому, що теплообмінник типу «труба в трубі» виконано розбірним. Міжтрубний простір обмежується за допомогою фланцевого з'єднання, що дає змогу розбирати теплообмінник для обслуговування. На зовнішній поверхні внутрішньої труби приварені ребра, що слугують для інтенсифікації теплопередачі між теплоносіями. Переваги конструкції:

- 1) легкість збирання та розбирання;
- 2) збільшена поверхня теплопередачі за рахунок ребер.

Недоліки конструкції:

- 1) збільшений гідравлічний опір за рахунок оребрення.

2) є сумніви щодо можливості роботи при високих тисках, оскільки місце з'єднання внутрішньої труби на знімного фланця герметизується кільцевою прокладкою без зажиму.



1 – внутрішня труба; 2 – зовнішня труба; 3 – з'єднувальний патрубок; 4, 5 – 14, 15 – елементи фланцевого з'єднання; 6 – обмежуюче кільце; 7 – U-подібна трубка; 8 – втулка; 9 – різьбовий наконечник; 10, 12, 13, 16 – ущільнююча гумова прокладка; 11 – конусний ковпачок; 17 – теплообмінні ребра

Рисунок 3.6 – Конструкція теплообмінника для високотемпературної регенерації

4 Охорона праці

На нові машини, апарати, механізми та обладнання, відповідно до закону України про охорону праці, необхідно розробити умови праці, що забезпечать безпечні умови для персоналу, необхідно оформити сертифікат на безпечну експлуатацію, згідно з чинними зразками.

Тема проєкту: Модернізація теплообмінника установки лужного очищення оливних дистилятів.

Теплообмінник встановлений у цеху, обслуговується оператором безпосередньо біля апарата. Площа приміщення $S = 200 \text{ м}^2$, об'єм – $V=1000 \text{ м}^3$.

Робота теплообмінника-дегазатора може спричиняти наступні небезпечні виробничі фактори:

- повітря робочої зони;
- вибухо- та пожежонебезпека;
- електронебезпека;
- шум

Рекомендації сформовані на основі вказівок наведених у [17].

Повітря робочої зони;

Оператор виконує свою роботу у цеху, регулярно наочно інспектуючи установку. Така робота відноситься до переліку легких, категорії Іб. Витрати енергії при таких умовах праці складають орієнтовно 121-150 ккал/год.

Параметри мікроклімату приміщення, а саме температури повітря, параметри відносної вологості, швидкості переміщення повітря в робочій зоні (таблиця 4.1) [17].

Параметри повітря робочої зони відповідають ДСН 3.3.6.042-99. Забезпечення параметрів здійснюється в зимовий час за допомогою водяного опалення з температурою теплоносія 70-90 °С, а в теплий час року вентиляцією.

Шкідливою речовиною у виробництві є ароматичні вуглеводні та їх пари. За ГДК шкідливих речовин у повітрі вміст метанолу не повинен $1 \cdot 10^{-6} \text{ мг/м}^3$ [18]. При досягненні даної концентрації – автоматично вмикається система примусової

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вентиляції. Після цих заходів, фактична концентрація не перевищує $1 \cdot 10^{-6}$ мг/м³.

Таблиця 4.1 – Оптимальні параметри повітря овiтря

Сезон року	Категорія робіт - Іб		
	Оптимальна температура, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря (не більше ніж), м/с
Холодний	21-23	60-40	0,1
Теплий	22-24	60-40	0,2

Використовуються такі індивідуальні засоби захисту:

- респіратор Клен ГП КД, відповідно [19];
- гумові рукавички Delta Plus VE509NO p.06 [20]
- захисні окуляри закритого типу [21] сертифіковані за [22];
- навушники противошумні ПШН-Б.

Пожежна безпека.

Температура спалахування 273 °С [23].

Приміщення, де встановлений теплообмінник належить до категорії Б [24].

Вогнестійкість споруди відповідає степені вогнестійкості ІІІ за [25].

Серед причин, що можуть викликати загорання, найбільше ймовірними є такі:

- використання вогню в неналежному місці;
- загорання ізоляції електропроводки;
- струми короткого замикання і навантаження кабелів живлення;
- несправність електроустаткування.

Запобігання загорання забезпечується такими заходами безпеки:

- паління тільки у відведених для цього місцях; - дотримання технологічних норм і правил експлуатації;

- своєчасне проведення інструктажу з техніки безпеки серед обслуговуючого персоналу;
- організація агітації по протипожежній безпеці;
- наявність засобів пожежогасіння в безпосередній близькості від установки(пісок, ковдри, вогнегасники).

Для гасіння невеликих ділянок загоряння при відключеному електроустаткуванні застосовують вуглекисневі вогнегасники ОУ-5 (5 шт.) згідно [26]. Для гасіння включених електромереж приймаємо порошкові вогнегасники ОП-10 (3 шт.) згідно [27].

На території підприємства працює окрема пожежна служба, котра починає гасіння пожежі не більш ніж через 20 хвилин після сповіщення.

Відстань до пожежного виходу не більш 40 метрів. Кількість виходів - не менш двох. Ширина прорізу двері еваковиходу - 2 метри. Двері еваковиходу відкриваються назовні.

Захист навколишнього середовища забезпечується наявністю витяжного устаткування. Продукти надходять на підприємство в герметичних контейнерах та перемішуюся по трубопроводах. Відсутність протікань контролюється за допомогою датчиків тиску та візуальним оглядом щомісяця.

Виробничий шум.

Джерелами шуму в приміщенні є електродвигуни, редуктори та насоси. Фактичний рівень шуму у цеху 95 дБА.

Заходи, для зниження рівня шуму:

- персонал використовує навушники ПШН-Б;
- встановлення звукозахисних кожухів та екранів.

Після вживання заходів рівень шуму не перевищує допустимих величин, установлених за [28] (80 дБА) і дорівнює 75 дБА.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електробезпека.

Для живлення установки використовується трифазна напруга 220/380 В з частотою 50 Гц. Нейтраль ізольована.

Причини ураження струмом обслуговуючого персоналу можуть бути наступними:

- помилкове включення установки;
- старіння ізоляції і втрата нею ізоляційних властивостей;
- випадки дотику людей до відкритих струмопровідних частин електроустаткування;
- пробій на корпус

Обов'язково нанести червоні незмивні знаки "Земля" біля затискачів заземлення.

Ізоляція, а саме її електрична міцність - перевіряється на випробувальну напругу 200 В частотою 50 Гц протягом 1 хвилини.

Опір ізоляції має бути не менше 0,5 МОм.

Електрична апаратура, яка встановлена всередині приміщень, має ступінь захисту IP-54 [29].

Ізоляція провідників вимірюється за допомогою мегаомметра 11044 ТУ 25–04–798–18.

Захисне заземлення в аварійному режимі $R_{\text{заз}} = 3,8 \text{ Ом}$ за [30].

З метою запобігання травм приймаються такі заходи безпеки:

- рубильники вмикання установки знаходяться у спеціальній шафі;
- вузли установки, що можуть виявитися під напругою, мають зажими для приєднання заземлення;
- сигнальні лампи індикації вмикання електроустаткування виведені на панель керування;
- дроти проведені в металевих рукавах;
- передбачається спеціальне захисне вимикання електродвигунів у випадку враження людини струмом.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Освітлення.

Оскільки кімната операторів виконана без прорізів для вікон, то необхідний рівень освітлення забезпечується штучною системою освітлення.

Зорові роботи відносяться до групи середньої точності, освітленість $E_{\text{нор}}$ має бути не нижче 200 лк [31].

Для забезпечення необхідного рівня освітленості у темний час доби використовуються LED світильники FLF-94/63W NW BK потужністю 63 Вт. Кожна лампа випромінює світловий потік $F_{\text{л}} = 5000$ лк. Довжина лампи 1200 мм.

Індекс приміщення:

$$i = \frac{a \cdot b}{h_c \cdot (a + b)} = \frac{20 \cdot 10}{5 \cdot (20 + 10)} = 1,33,$$

де h_c – висота підвісу світильника над робочою поверхнею.

Коефіцієнт використання світлового потоку:

$$\eta = 0.46$$

Оптимальна кількість дволампових світильників для загального штучного освітлення:

$$N_p = \frac{E_{\text{н}} \cdot S \cdot k_3 \cdot z}{F_{\text{л}} \cdot n \cdot \eta} = \frac{200 \cdot 200 \cdot 1.5 \cdot 1.1}{5000 \cdot 2 \cdot 0.46} = 14,3$$

Приймаємо кількість світильників N_p рівною 15

Освітленість з оптимальною кількістю світильників

$$E_p = \frac{F_{\text{л}} \cdot n \cdot \eta \cdot N_p}{S \cdot k_3 \cdot z} = \frac{5000 \cdot 2 \cdot 0,46 \cdot 15}{200 \cdot 1,5 \cdot 1,1} = 209 \text{ лк}$$

Світильники рівномірно розміщені по площі цеху у три ряди по 5 світильників.

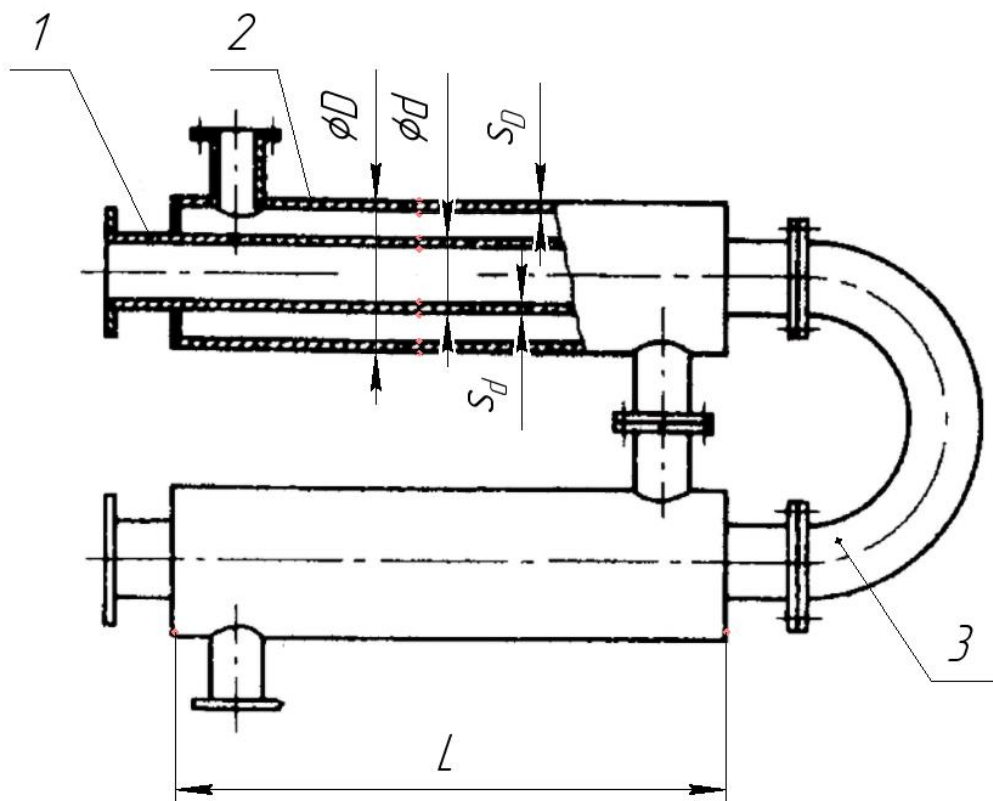
					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5 Розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції

5.1 Параметричний розрахунок теплообмінника

Метою даного розрахунку є визначення необхідної поверхні теплообміну і вибір теплообмінника з переліку стандартних.

Розрахункова схема процесу теплопередачі зображена на рисунку 5.1.



1 – внутрішня (теплообмінна) труба, 2 – зовнішня (кожухова) труба, 3 – калач

Рисунок 5.1 – Розрахункова схема теплообмінника

Вихідні дані:

Масовий потік неочищених дистилатів (НД) G_1 , т/год	16;
Початкова температура НД $t_{1п}$, °C	20;
Кінцева температура НД $t_{1к}$, °C	50;
Початкова температура очищених дистилатів (ОД) $t_{2п}$, °C	90;

Кінцева температура ОД $t_{2к}, ^\circ\text{C}$

70.

Розрахунок проводимо за методикою, приведений у [11].

Прийmemo для НД індекс '1', а для ОД простору — '2'.

Оскільки температури теплоносіїв змінюються безперервно, то обираємо протиточну схему руху теплоносіїв [32].

Температурна схема теплообмінника зображена на рисунку 5.2.

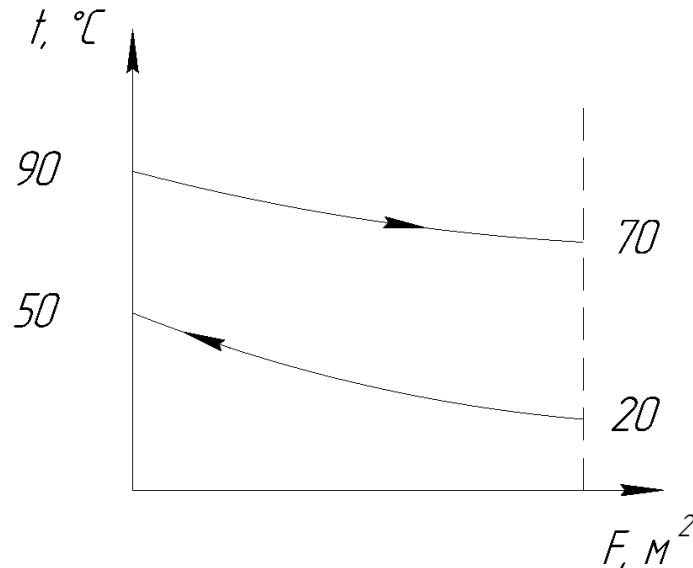


Рисунок 5.2 – Температурна схема процесу теплообміну

Різниці температур на кінцях теплообмінника:

$$\Delta t_m = t_{2п} - t_{1к} = 90 - 50 = 40 ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_6 = t_{2к} - t_{1п} = 70 - 20 = 50 ^\circ\text{C}$$

Оскільки $\Delta t_6 / \Delta t_m = 1,25 < 2$, то середню різницю температур визначаємо за формулою:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_6 + \Delta t_m}{2} = \frac{50 + 40}{2} = 45 ^\circ\text{C}$$

Середня температура НД:

$$\Delta t_{1cp} = \frac{\Delta t_{1п} + \Delta t_{1к}}{2} = \frac{20 + 50}{2} = 35 ^\circ\text{C}$$

Середня температура ОД:

$$\Delta t_{2cp} = \Delta t_{1cp} + \Delta t = 35 + 45 = 80 ^\circ\text{C}$$

Теплофізичні параметри розраховуються на основі експериментальних даних [23] та теоретичних залежностей [33]. В результаті розрахунку отримуємо

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

наступні значення теплофізичних параметрів НД (розрахунок наведений у додатку Б):

$$\rho_1 = 896,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\nu_1 = 1,596 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\mu_1 = 0,143 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$C_1 = 2086 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\lambda_1 = 0,127 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

ОД:

$$\rho_2 = 850,6 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\nu_2 = 0,1983 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$$

$$\mu_2 = 0,017 \text{ Па} \cdot \text{с}$$

$$C_2 = 2323 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\lambda_2 = 0,126 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot ^\circ\text{C}}$$

Кількість переданої теплоти з врахуванням втрат у навколишнє середовище:

$$Q = 1,05 \cdot G_1 \cdot c_1 \cdot (t_{1к} - t_{1п}) = 1,05 \cdot 4,44 \cdot 20 \cdot (50 - 20) = 292000 \text{ Вт},$$

$$\text{де } G_1 = 4,44 \text{ кг/с};$$

Коефіцієнт теплопередачі прямо пропорційний швидкості руху теплоносія.

Для рідин оптимальною буде швидкість у трубопроводі що знаходиться у межах 1,5 – 3,0 м/с [34]. Тому найбільш інтенсивно процес теплообміну буде відбуватися при $w = 3 \text{ м/с}$. Площа поперечного перерізу трубного простору тоді має бути рівною:

$$S_w = \frac{G_1}{\rho_1} \cdot \frac{1}{w} = \frac{4,44}{896,2} \cdot \frac{1}{3} = 1,653 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2,$$

де $\rho_1 = 896,2 \text{ кг/м}^3$ – густина НД при $\Delta t_{1ср} = 35^\circ\text{C}$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тоді внутрішній діаметр труби має складати:

$$d_w = \sqrt{S_w \cdot \frac{4}{\pi}} = \sqrt{1,653 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{4}{3,1415}} = 0,046 \text{ м} = 46 \text{ мм.}$$

Прийmemo, що масовий потік ОД складає 98% від НД, оскільки в результаті лужного очищення оливних дистилатів їх об'ємний потік зменшується через вилучення небажаних домішок:

$$G_2 = 0,98 \cdot G_1 = 0,98 \cdot 4,44 = 4,356 \text{ кг/с.}$$

Об'ємний потік НД

$$V_1 = \frac{G_1}{\rho_1} = \frac{4,44}{896,2} = 4,959 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Об'ємний потік ОД

$$V_2 = \frac{G_2}{\rho_2} = \frac{4,356}{850,6} = 5,12 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с.}$$

Оскільки об'ємні потоки ОД та НД приблизно однакові, то поперечні перерізи трубного та міжтрубного просторів також мають бути приблизно однакові за значеннями.

На основі проведеного попереднього аналізу обираємо для виконання даного теплообмінника теплообмінні елементи типу «труба в трубі» з наступними параметрами [2]:

зовнішній діаметр внутрішньої труби d , мм	57
товщина стінки внутрішньої труби S_d , мм	4
зовнішній діаметр зовнішньої труби D , мм	89
товщина стінки зовнішньої труби S_D , мм	4
довжина труб L , м	6
кількість внутрішніх труб в одному елементі n	1

Прийmemo для трубного простору індекс «1», а для міжтрубного – «2».

Поперечний переріз трубного простору:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot (d - 2 \cdot S_d)^2}{4} = \frac{3,1415 \cdot (57 - 2 \cdot 4)^2}{4} = 1,886 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поперечний переріз міжтрубного простору:

$$S_2 = \frac{\pi \cdot (D - 2 \cdot S_D)^2}{4} - n \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{3,1415 \cdot (89 - 2 \cdot 4)^2}{4} - 1 \cdot \frac{3,1415 \cdot 57^2}{4} = 2,350 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$$

Швидкість НД у трубах:

$$w_1 = \frac{V_1}{S_1} = \frac{4,959 \cdot 10^{-3}}{1,886 \cdot 10^{-3}} = 2,63 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot (d - 2 \cdot s_d) \cdot \rho_1}{\mu_1} = \frac{2,63 \cdot (0,057 - 2 \cdot 0,004) \cdot 896,2}{0,143} = 1039,$$

де μ_1 – коефіцієнт динамічної в'язкості НД при температурі $t_1 = 35^\circ\text{C}$.

Оскільки режим руху теплоносія ламінарний ($Re_1 \leq 2300$), то для подальшого розрахунку необхідно знайти значення критеріїв Прандтля та Грасгофа. Критерій Прандтля для НД при температурі $t_1 = 35^\circ\text{C}$:

$$Pr_1 = \frac{C_1 \cdot \mu_1}{\lambda_1} = \frac{2085 \cdot 0,143}{0,127} = 2352$$

Критерій Грасгофа дорівнює

$$Gr_1 = \frac{g \cdot (d - 2 \cdot s_d)^3}{\nu_1^2} \cdot \beta \cdot (t_{1к} - t_{1п}) = \frac{9,81 \cdot (0,057 - 2 \cdot 0,004)^3}{(0,16 \cdot 10^{-3})^2} \cdot 6,5 \cdot 10^{-4} \cdot (50 - 20) = 883,$$

де β – коефіцієнт об'ємного розширення оливи [35];

Для ламінарного потоку критерій Нуссельта розраховується за наступною залежністю [11, с. 389]

$$Nu_1 = a \cdot (Re_1 \cdot Pr_1)^{0,2} \cdot (Gr_1 \cdot Pr_1)^{0,1} = 0,74 \cdot (807,3 \cdot 2352)^{0,2} \cdot (883,3 \cdot 2352)^{0,1} = 57,1$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до розчину бензолу:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d - 2 \cdot s_D} \cdot M_1 = \frac{57,1 \cdot 0,127}{0,057 - 2 \cdot 0,004} \cdot 1,7817 = 263,4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

де M_1 – коефіцієнт впливу модернізації [36].

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Швидкість ОД у міжтрубному просторі:

$$w_2 = \frac{V_2}{S_2} = \frac{5,121 \cdot 10^{-3}}{2,35 \cdot 10^{-3}} = 2,179 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Критерій Рейнольдса:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_{e2} \cdot \rho_2}{\mu_2} = \frac{2,179 \cdot 22 \cdot 10^{-3} \cdot 850,6}{0,017} = 2418,$$

де μ_2 – коефіцієнт динамічної в'язкості ОД при температурі $t_2 = 80^\circ\text{C}$;

$d_{e2} = D - 2 \cdot s_D - d = 0,057 - 2 \cdot 0,004 - 0,057 = 0,022$ – еквівалентний діаметр кільцевого каналу [2, с. 72].

Критерій Прандтля для НД при температурі $t_{\text{ст.1}} = 60,6^\circ\text{C}$:

$$\text{Pr}_2 = \frac{c_2 \cdot \mu_2}{\lambda_2} = \frac{2323 \cdot 0,017}{0,126} = 311,1$$

При русі теплоносія у кільцевому каналі між двома трубами коефіцієнт тепловіддачі визначається за рівнянням [11, формула 11-38]:

$$\begin{aligned} \text{Nu}_2 &= 0,023 \cdot \text{Re}_2^{0,8} \cdot \text{Pr}_2^{0,4} \cdot \left(\frac{D - 2 \cdot s_D}{d} \right)^{0,45} = \\ &= 0,023 \cdot 2418^{0,8} \cdot 311,1^{0,4} \cdot \left(\frac{0,057 - 2 \cdot 0,005}{0,049} \right)^{0,25} = 134,7, \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі від ОД до стінки труби:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu}_2 \cdot \lambda_2}{d} \cdot M_2 = \frac{134,7 \cdot 0,126}{0,057} \cdot 1,403 = 417,5 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К'}}$$

де M_2 – коефіцієнт модернізації [36].

Коефіцієнт теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \Sigma \frac{1}{r} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{263,4} + \frac{0,004}{17,5} + 2 \cdot \frac{1}{2900} + \frac{1}{417,5}} = 140,65 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Розрахункова площа поверхні теплообміну:

$$F_p = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_c} = \frac{292000}{140,65 \cdot 45} = 46,14 \text{ м}^2$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Площа поверхні теплообміну одного теплообмінного елемента:

$$F_{1\text{роб}} = \pi \cdot d \cdot L = 3,14 \cdot 0,057 \cdot 6 = 1,074 \text{ м}^2,$$

Для забезпечення необхідної кількості поверхні теплообміну з врахуванням запасу у 15% необхідно аби кількість теплообмінних елементів дорівнювала

$$N_p = \frac{F_p \cdot 1,15}{F_{1\text{роб}}} = \frac{46,14 \cdot 1,15}{1,074} = 49,4$$

Послідовно об'єднаємо 50 таких теплообмінних елементів. Робоча поверхня теплообміну тоді буде складати

$$F_{\text{роб}} = F_{1p} \cdot N_T = 1,074 \cdot 50 = 53,7 \text{ м}^2,$$

Запас робочої поверхні тоді буде складати:

$$\Delta = \frac{F_{\text{роб}} - F_p}{F_p} \cdot 100\% = \frac{|53,7 - 46,14|}{46,14} \cdot 100\% = 16,4\%$$

Висновок:

Для забезпечення необхідного теплового потоку між ОД на НД необхідно аби установка складалася з 50 теплообмінних елементів типу «труба в трубі» з внутрішньою трубою 57×4 і зовнішньою трубою 89×5. Площа теплообміну такої установки буде складати 53,7 м², запас площі теплообміну – 16,4%

5.2 Розрахунок штуцерів

Метою розрахунку є визначення необхідних діаметрів штуцерів, що забезпечать оптимальну швидкість руху середовищ.

Розрахункова схема штуцера наведена на рисунку 5.2.

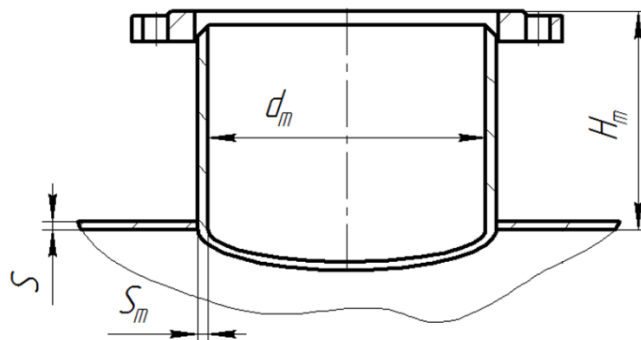


Рисунок 5.2 – Розрахункова схема штуцера

Вихідні дані:

Об'ємна продуктивність НД $V_1, \text{м}^3/\text{с}$ $4,96 \cdot 10^{-3};$

Об'ємна продуктивність ОД $V_2, \text{м}^3/\text{с}$ $5,12 \cdot 10^{-3};$

Найбільша оптимальна швидкість рідин,

котрі переміщуються насосами [2, с.26] $\omega_{\text{опт}}, \text{м/с}$ 3.

Розрахунок виконано відповідно до алгоритму наведеному у [2].

Оптимальний діаметр штуцерів для НД, м:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot \omega_{\text{опт}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,96 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3}} = 0,046 \text{ м}$$

Оптимальний діаметр штуцерів для ОД, м:

$$D_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot \omega_{\text{опт}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 5,12 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 3}} = 0,047 \text{ м}$$

Відповідно до отриманих значень обираються штуцери з найближчим реальним діаметром d' зі стандартного ряду та перевіряється реальна швидкість середовища у штуцері за формулою. Якщо реальна швидкість не лежить у рекомендованих межах, то обирають інший діаметр, при якому швидкість буде оптимальною. Для обох потоків обираємо штуцер з виконавчим умовним діаметром $D_{\text{вик}} = 0,049$ [37].

Реальна швидкість НД у штуцері, м/с:

$$w_1 = \frac{4 \cdot V_1}{\pi \cdot D_{\text{вик}}^2} = \frac{4 \cdot 4,96 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,049^2} = 2,63 \text{ м/с}$$

Реальна швидкість ОД у штуцері, м/с:

$$w_2 = \frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot D_{\text{вик}}^2} = \frac{4 \cdot 5,12 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,049^2} = 2,71 \text{ м/с}$$

Висновок:

Отже, для під'єднання теплоносії необхідно використовувати штуцери з умовним діаметром 50мм. Швидкість теплоносіїв в них буде в межах оптимальних значень.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.3 Гідравлічний розрахунок теплообмінника

Метою даного розрахунку є визначення гідравлічного опору теплообмінної установки.

Розрахункова схема гідравлічного розрахунку теплообмінника наведена на рисунку 5.3.

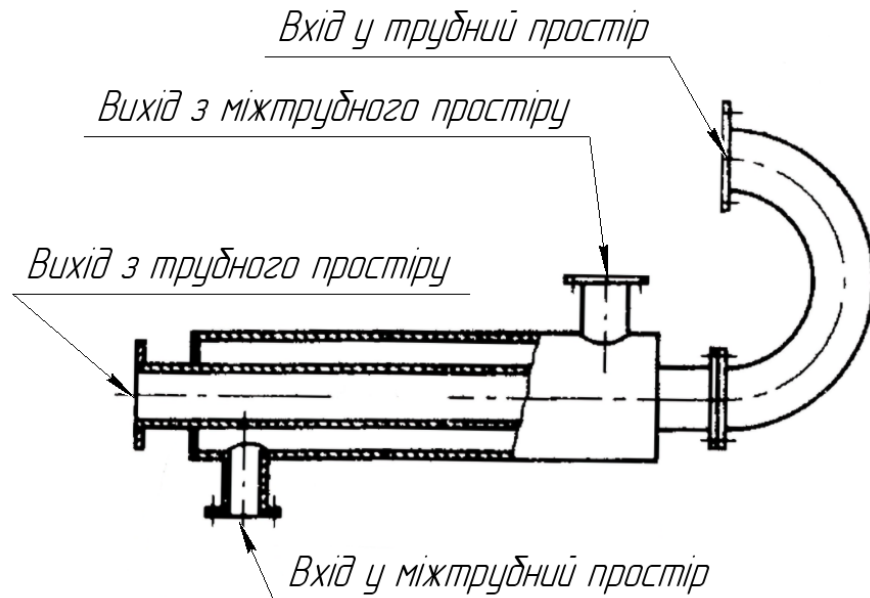


Рисунок 5.3 – Розрахункова схема визначення гідравлічних опорів

Вихідні дані:

Середня температура НД T_1 , К	35;
Швидкість НД у трубному просторі w_1 , М/С	2,63;
Критерій Рейнольдса для НД Re_1	807,3;
Середня температура ОД T_2 , К	80;
Швидкість ОД у трубному просторі W_2 , м/с	2,18;
Критерій Рейнольдса для ОД Re_2	2418.

Розрахунок проводимо за методикою, приведений у [39].

Коефіцієнт тертя λ визначається залежно від режиму. Для вибору розрахункової формули необхідно дізнатися відносну шорсткість труб.

Значення абсолютної приймаємо для сталевих труб, що були в експлуатації [34]:

$$\Delta = 0,2 \text{ мм}$$

Значення відносної шорсткості знайдемо з залежності:

$$e = \frac{\Delta}{d - 2 \cdot s_d} = \frac{0,2}{0,057 - 2 \cdot 0,004} = 0,0041$$

Оскільки у трубному просторі режим руху теплоносія ламінарний ($Re_1 = 1039$), то коефіцієнт тертя розраховується за формулою:

$$\lambda_1 = \frac{A}{Re_1} = \frac{64}{1039} = 0,062,$$

де A — коефіцієнт, що залежить від форми перерізу трубопроводу. Для круглого перерізу $A = 64$ [34].

Швидкість теплоносія у штуцері трубного простору дорівнює швидкості теплоносія у трубному просторі, оскільки їх діаметри однакові.

Коефіцієнти місцевих опорів:

- вхід в трубу $\xi_{11} = 0,2$
- вихід з труби $\xi_{12} = 1$
- плавний відвід круглого перерізу під кутом 90°

$$\xi_{13} = A \cdot B = 1 \cdot 0,21 = 0,21,$$

де A — коефіцієнт, що залежить від кута повороту на котрий змінюється напрямок потоку. Для 90° $A = 1,4$ [34];

B — коефіцієнт, що залежить від відношення радіуса повороту труби до її діаметра [34].

Гідрравлічний опір трубного простору:

$$\begin{aligned} \Delta P_1 &= \left[\lambda_1 \cdot \frac{L}{d_{e1}} + 2 \cdot \xi_{13} + \xi_{11} + \xi_{12} \right] \cdot \frac{\rho_1 \cdot w_1^2}{2} \cdot M_3 \cdot N_t = \\ &= \left[0,079 \cdot \frac{6}{0,049} + 2 \cdot 0,21 + 0,2 + 1 \right] \cdot \frac{807,3 \cdot 2,63^2}{2} \cdot 2,7542 \cdot 50 = 4,834 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де M_3 — коефіцієнт модернізації [36].

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підбір насосу здійснюємо за необхідним напором

$$H_1 = \frac{\Delta P_1}{\rho_1 \cdot g} = \frac{4,834 \cdot 10^6}{807,3 \cdot 9,81} = 550 \text{ м}$$

Потужність, яка необхідна для переміщення НД трубному просторі:

$$N_1 = \frac{\Delta P_1}{1000} \cdot V_1 \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{4,834 \cdot 10^6}{1000} \cdot 4,96 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{0,8} = 30 \text{ кВт}$$

Оскільки у трубному просторі режим руху теплоносія змішаний ($Re_2 = 2465$) і виконується умова

$$\frac{10}{e} = 2450 < Re_2 \leq \frac{560}{e} = 1,372 \cdot 10^5,$$

то коефіцієнт тертя розраховується за формулою:

$$\lambda_2 = 0,11 \cdot \left(e + \frac{68}{Re_2} \right)^{0,25} = 0,11 \cdot \left(0,0041 + \frac{68}{2418} \right)^{0,25} = 0,047,$$

Швидкість теплоносія у штуцері міжтрубного трубного простору:

$$w_{ш2} = \frac{V_2 \cdot 4}{\pi \cdot d_{ш2}^2} = \frac{5,121 \cdot 10^{-3} \cdot 4}{\pi \cdot 0,049^2} = 2,71 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Коефіцієнти місцевих опорів:

- вхід в трубу $\xi_{21} = 0,2$
- вихід з труби $\xi_{22} = 1$

Гідрравлічний опір трубного простору:

$$\begin{aligned} \Delta P_2 &= \left(\left[\lambda_2 \cdot \frac{L}{d_{e2}} \right] \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_2^2}{2} + 2 \cdot [\xi_{21} + \xi_{22}] \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{ш2}^2}{2} \right) \cdot N_t \cdot M_4 = \\ &= \left(\left[0,047 \cdot \frac{6}{0,022} \right] \cdot \frac{850,6 \cdot 2,18^2}{2} + 2 \cdot [0,2 + 1] \cdot \frac{850,6 \cdot 2,715^2}{2} \right) \cdot 50 \cdot 1,265 = \\ &= 2,611 \text{ МПа}, \end{aligned}$$

де M_4 – коефіцієнт модернізації [36].

Підбір насосу здійснюємо за необхідним напором

$$H_2 = \frac{\Delta P_2}{\rho_2 \cdot g} = \frac{2,611 \cdot 10^6}{850,58 \cdot 9,81} = 313 \text{ м}$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність, яка необхідна для переміщення ОД міжтрубному просторі:

$$N_2 = \frac{\Delta P_2}{10^3} \cdot V_2 \cdot \frac{1}{\eta} = \frac{2,611 \cdot 10^6}{10^3} \cdot 5,121 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{1}{0,8} = 16,2 \text{ кВт}$$

Висновок:

Таким чином гідравлічний опір у трубному просторі складає 4,834 МПа, у міжтрубному – 2,611 МПа. Відповідно для перекачування НД у трубному просторі необхідно використати насос котрий здатен перекачувати 17,85 м³/год рідини з напором 550 м, а для ОД у міжтрубному просторі – 18,43 м³/год рідини з напором 312 м. Обираємо для обох потоків насоси типу Comet IDS 2600 [38].

5.4 Перевірочний розрахунок товщини стінок труб

5.4.1 Перевірочний розрахунок товщини внутрішньої труби, яка навантажена робочим внутрішнім тиском

Метою розрахунку є перевірка виконання умови міцності для внутрішньої труби, що навантажена внутрішнім тиском.

Розрахункова схема зображена на рисунку 5.4.

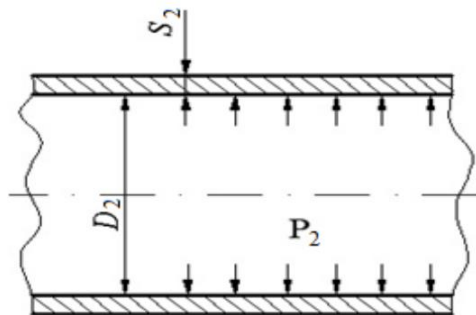


Рисунок 5.4 – Розрахункова схема внутрішньої труби, що навантажена внутрішнім тиском

Вихідні дані:

Розрахунковий тиск всередині труби P , МПа 1;

Товщина стінки S_D , мм 4;

Внутрішній діаметр труби D , мм 49;

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункова температура t , °C 90;

Матеріал труби 12X18H10T;

Термін експлуатації теплообмінника τ , років 20.

Розрахунок виконано за методикою, викладеною в [39].

При даних умовах ерозія відсутня

$$C_e = 0 \text{ мм}$$

Приймаємо швидкість корозії $v_{\text{кор.т}} = 0,05 \text{ мм/рік}$ [40];

Оскільки $v_{\text{кор.т}} \leq 0,05 \text{ мм/рік}$, то Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії зі сторони трубного простору розраховується за формулою

$$C_1 = 1 + C_e = 1 + 0 = 1 \text{ мм}$$

Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 обирається відповідно до товщини металу за таблицями В.2-В.4 [39]. Оскільки $S_R = 4 \text{ мм}$, то $C_2 = 0,5 \text{ мм}$.

Технологічний додаток до розрахункової товщини $C_3 = 0$, оскільки при виготовленні операції що викликають стоншення стінки відсутні.

Оскільки

$$\frac{C_2 + C_3}{S} = \frac{0,5 + 0}{4} = 0,125 > 0,05,$$

то сума додатків до розрахункової товщини

$$C = C_1 + C_2 + C_3 = 1 + 0,5 + 0 = 1,5 \text{ мм}$$

Перевірка умов застосування розрахункових формул:

$$\frac{S - C}{D} \leq 0,3$$
$$\frac{4 - 1,5}{49} = 0,051 \leq 0,3$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (S - C)}{D + S - C} = \frac{2 \cdot 157,5 \cdot 0,9 \cdot (4 - 1,5) \cdot 10^{-3}}{(49 + 4 - 1,5) \cdot 10^{-3}} = 13,76 \text{ МПа.}$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірка умови міцності:

$$p < [p]$$

$$1 \text{ МПа} < 13,76 \text{ МПа}$$

Висновок:

Прийнята труба зможе витримувати необхідний тиск протягом заданого терміну експлуатації.

5.4.2 Перевірочний розрахунок товщини зовнішньої труби, яка навантажена робочим внутрішнім тиском

Метою розрахунку є перевірка виконання умови міцності для зовнішньої труби, що навантажена внутрішнім тиском.

Розрахункова схема зображена на рисунку 5.5.

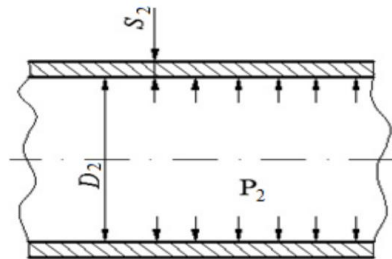


Рисунок 5.5 – Розрахункова схема зовнішньої труби, що навантажена внутрішнім тиском

Вихідні дані:

Розрахунковий тиск всередині труби P , мПа 1;

Товщина стінки S_D , мм 5;

Внутрішній діаметр труби D , мм 79;

Розрахункова температура t , °C 90;

Матеріал труби 12X18H10T.

Розрахунок виконано за методикою, викладеною в [39].

При даних умовах ерозія відсутня

$$C_e = 0 \text{ мм}$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо швидкість корозії $v_{\text{кор.т}} = 0,05$ мм/рік [40];

Оскільки $v_{\text{кор.т}} \leq 0,05$ мм/рік, то Додаток до розрахункової товщини для компенсації корозії і ерозії зі сторони трубного простору розраховується за формулою

$$C_1 = 1 + C_e = 1 + 0 = 1 \text{ мм}$$

Додаток до розрахункової товщини на компенсацію мінусового допуску C_2 обирається відповідно до товщини металу за таблицями В.2-В.4 [39]. Оскільки $S_R = 5$ мм, то $C_2 = 0,5$ мм.

Технологічний додаток до розрахункової товщини $C_3 = 0$, так як при виготовленні операції що викликають стоншення стінки відсутні.

Оскільки

$$\frac{C_2 + C_3}{S} = \frac{0,5 + 0}{4} = 0,125 > 0,05,$$

то сума додатків до розрахункової товщини

$$C = C_1 + C_2 + C_3 = 1 + 0,5 + 0 = 1,5 \text{ мм}$$

Перевірка умов застосування розрахункових формул:

$$\frac{S - C}{D} \leq 0,3$$

$$\frac{4 - 1,5}{79} = 0,031 \leq 0,3$$

Допустимий внутрішній надлишковий тиск:

$$[p] = \frac{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi \cdot (S - C)}{D + S - C} = \frac{2 \cdot 157,5 \cdot 0,9 \cdot (5 - 1,5) \cdot 10^{-3}}{(79 + 5 - 1,5) \cdot 10^{-3}} = 12,03 \text{ МПа.}$$

Перевірка умови міцності:

$$p < [p]$$

$$1 \text{ МПа} < 12,03 \text{ МПа}$$

Висновок:

Прийнята труба зможе витримувати необхідний тиск протягом заданого терміну експлуатації.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.5 Розрахунок фланцевого з'єднання

Метою розрахунку є перевірка міцності болтів (шпильок) і прокладки, перевірка фланців на статичну міцність і фланцевого з'єднання на герметичність.

Розрахункова схема фланцевого з'єднання представлена на рисунку 5.5

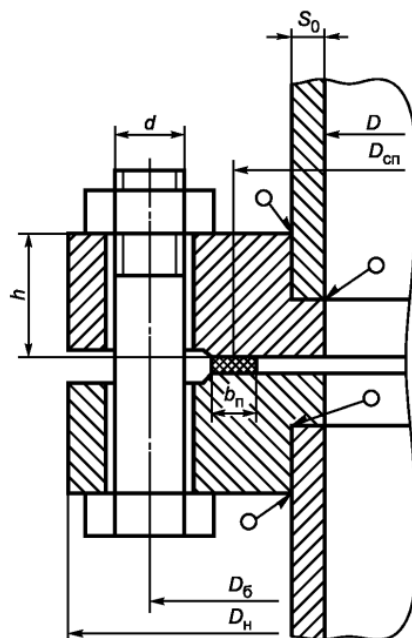


Рисунок 5.6 – Розрахункова схема фланцевого з'єднання

Вихідні дані:

Болти без проточки. Матеріал болтів – Сталь 20Х13. Матеріал фланців – сталь 12Х18Н10Т. Використані фланці з гладкою ущільнюючою поверхнею з умовним діаметром 50 мм що розрахований на тиск 2,5 МПа відповідно до вимог у [41]. В якості ущільнюючих елементів використовуються гумові прокладки з фторопласту 4 (PTFE) що відповідають вимогам [5]. Фланці не ізолювані, не навантажені зовнішньою силою і зовнішнім згинаючим моментом. Затягування фланців не контролюється.

Вихідні дані:

Розрахунковий тиск P , МПа 1;

Виконавча товщина стінки посудини S , м 0,004;

Сума додатків до розрахункової товщини стінки C , м 0,0015;

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункова температура t , °C	90;
Зовнішній діаметр фланця D_{ϕ} , м	0,160;
Середній діаметр прокладки $D_{\text{СП}}$, м	0,082;
Внутрішній діаметр D , м	0,049;
Діаметр болта (шпильки) d , мм	M16;
Кількість болтів $N_{\text{Б}}$	4;
Товщина фланців h , м	0,024;
Товщина прокладки $H_{\text{П}}$, м	0,002;
Ширина прокладки $B_{\text{П}}$, м	0,025
Товщина втулки фланця S_0 , м	0,004;
Діаметр кола розташування болтів (шпильок) $D_{\text{Б}}$, м	0,125.

Розрахунок виконано для робочих умов за методикою наведеною в [42].

Таблиця з ідентифікаторами, блок-схема розрахунку, підстановка та обрахунок числових даних виконані в середовищі MathCad (див. додаток Б).

Відповідно до [42, таблиця 1] для заданих умов обираємо сталевий плоский приварний фланець з виступом та западиною за ГОСТ 12820-80.

Розрахункова температура фланцевого з'єднання [42, таблиця 6]:

$$t_{\phi} = 0,96 \cdot t \quad (5.1)$$

Розрахункова температура болтів фланцевого з'єднання [42, таблиця 6]:

$$t_{\text{Б}} = 0,95 \cdot t_{\phi}, \quad (5.2)$$

Фізико механічні властивості матеріалу фланців розраховуються за даними у [36].

Фізико механічні властивості матеріалу болтів розраховуються за даними у [42].

Ефективна ширина прокладки

$$b_0 = \frac{3,8 \cdot \sqrt{1000 \cdot b_{\text{П}}}}{1000} \quad (5.3)$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питомий тиск обтиснення прокладки визначається за [42, додаток И]

$$q_{обт} = 2$$

Зусилля, яке необхідне для деформування прокладки при затягуванні фланця

$$P_{обт} = 0,5 \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обт}. \quad (5.4)$$

Коефіцієнт прокладки [42, додаток И]

$$m = 0,5.$$

Зусилля на прокладку в робочих умовах, яке необхідне для забезпечення герметичності фланцевого з'єднання

$$R_{п} = \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot m \cdot p. \quad (5.5)$$

Площа поперечного перерізу болта (шпильки) визначається за [42, додаток К] залежно від діаметра болта. Для болта М16

$$f_6 = 144 \cdot 10^{-6}.$$

Сумарна площа перерізу болтів (шпильок) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра

$$A_6 = n_6 \cdot f_6. \quad (5.6)$$

Рівнодіюче навантаження від тиску

$$Q_d = \frac{\pi \cdot D_{сп}^2}{4} \cdot p. \quad (5.7)$$

Коефіцієнт обтиснення прокладки визначається за [42, додаток И]

$$K_{обж} = 0,04.$$

Умовний модуль стиснення прокладки визначається за таблицею [42, додаток И]

$$y_{п} = 3 \cdot \left(1 + \frac{b_{п}}{h_{п}}\right). \quad (5.8)$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Податливість прокладки

$$y_{\Pi} = \frac{h_{\Pi} \cdot K_{\text{обж}}}{\pi \cdot E_{\Pi} \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\Pi}}. \quad (5.9)$$

Відстань між опорними поверхнями гайки і головки болта або опорними поверхнями гайок

$$L_{\text{б0}} = 2 \cdot h + h_{\Pi}. \quad (5.10)$$

Ефективна довжина болта (шпильки)

$$L_{\text{б}} = L_{\text{б0}} + 0,28 \cdot d. \quad (5.11)$$

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) при 20 С, визначається за [42, додаток Л]

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) за розрахункової температури, визначається за [42, додаток Л]

Податливість болтів(шпильок)

$$y_{\text{б}} = \frac{L_{\text{б}}}{E_{\text{б.20}} \cdot f_{\text{б}} \cdot n_{\text{б}}}. \quad (5.12)$$

Розрахунковий коефіцієнт для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з прямою втулкою, плоскими фланцями і вільними фланцями

$$\beta_{\text{т}} = 0,55$$

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при температурі 20 °С визначається за [42, додаток Н]

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця за розрахункової температури визначається за [42, додаток Н].

Параметр довжини втулки

$$l_0 = \sqrt{D \cdot S_0}. \quad (5.13)$$

Співвідношення розмірів тарілки фланця

$$K = \frac{D_{\text{н}}}{D}. \quad (5.14)$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт β_T розраховується за формулою

$$\beta_T = \frac{K^2 \cdot (1 + 8,551 \cdot \lg(K)) - 1}{(1,05 + 1,945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)}. \quad (5.15)$$

Коефіцієнт β_U розраховується за формулою

$$\beta_T = \frac{K^2 \cdot (1 + 8,551 \cdot \lg(K)) - 1}{1,36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)}. \quad (5.16)$$

Коефіцієнт β_F для фланцевих з'єднань з приварними в стик фланцями з прямою втулкою, плоскими фланцями і вільними фланцями

$$\beta_F = 0,91$$

Кутова податливість фланця при зтяжці

$$\lambda = \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^2}{\beta_U \cdot l_0 \cdot S_0^2}. \quad (5.17)$$

Плечі дії сил у болтах (шпильках) для фланців з конічною втулкою, які приварені в стик і для плоских фланців

$$b = 0,5 \cdot (D_6 - D_{сп}). \quad (5.18)$$

Еквівалентна товщина плоских фланців і фланців з вільними кільцями

$$S_E = S_0. \quad (5.19)$$

Плече зусилля від дії тиску на фланець

$$e = 0,5 \cdot (D_6 - D_{сп} - S_E). \quad (5.20)$$

Жорсткість фланцевого з'єднання Для фланців з конічною втулкою, які приварені в стик і для плоских фланців

$$\gamma = \frac{1}{y_n + y_6 \frac{E_{6,20}}{E_6} + 2 \cdot y_f \frac{E_{20}}{E} \cdot b^2}. \quad (5.21)$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання, яке навантажене внутрішнім тиском або зовнішньою осьовою силою для фланців з конічною втулкою приварених в стик або плоских фланців з плоскою прокладкою

$$\alpha = 1 - \frac{y_{\pi} - 2 \cdot y_{\phi} \cdot e \cdot b}{y_{\pi} + y_{\phi} + 2 \cdot y_{\phi} \cdot b^2}. \quad (5.22)$$

Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу болта визначається за [42, таблиця Л.2].

Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу фланця визначається за [42, таблиця Л.2].

Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шайби визначається за [42, таблиця Л.2].

Товщина шайби обирається за [42, таблиця Т.1].

Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій для фланців, які приварені в стик і для плоских фланців

$$Q_t = y \cdot (\alpha_{\phi} \cdot h_1 + \alpha_{\text{ш}} \cdot h_{\text{ш}}) \cdot (t_{\phi} - 20) \cdot 2 - \alpha_{\phi} \cdot (h_1 + h_2) \cdot (t_{\phi} - 20). \quad (5.23)$$

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення в робочих умовах тиску на прокладку, достатнього для герметизації фланцевого з'єднання. Для кріпильних деталей зі сталі 20Х13 при розрахунковій температурі t_{ϕ}

$$P_{61} = \max \left\{ \begin{array}{l} \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\pi} + \frac{4 \cdot \alpha_m \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} \\ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\pi} + \frac{4 \cdot \alpha_m \cdot |M|}{D_{\text{сп}}} - Q_t \end{array} \right\} \quad (5.24)$$

Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах визначається за [42, таблиця У1] залежно від матеріалу болтів (шпильок) і розрахункової температури болтів (шпильок)

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні, яке необхідне для забезпечення обтиснення прокладки і мінімального початкового натягнення болтів (шпильок)

$$P_{62} = \max \left\{ P_{обт}; 0,4 \cdot A_6 \cdot \sigma_{доп.н.6} \right\} \quad (5.25)$$

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при затягуванні фланцевого з'єднання

$$P_{6.м} = \max \left\{ P_{61}; P_{62} \right\} \quad (5.26)$$

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) фланцевих з'єднань у робочих умовах

$$P_{6.р} = P_{6.м} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_m) \cdot |M|}{D_{сп}} \quad (5.27)$$

Перевірка міцності болтів (шпильок) і прокладки

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) фланцевих з'єднань у робочих умовах

$$\sigma_{61} = \frac{P_{6.м}}{A_6} \quad (5.28)$$

Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах

$$\sigma_{61} = \frac{P_{6.р}}{A_6} \quad (5.29)$$

Коефіцієнт умов роботи для робочих умов

$$K_{у.р} = 1$$

Коефіцієнт умов затягування для звичайного затягування, яке не контролюється

$$K_{у.з} = 1$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт, який враховує навантаження від температурних деформацій, якщо навантаження від температурних деформацій не враховується

$$K_{y.T} = 1$$

Допустиме напруження для болтів (шпильок) при затягуванні

$$\sigma_{\text{доп.м.б}} = 1,2 \cdot K_{y.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.T} \cdot \sigma_{\text{доп.н.б}} \quad (5.30)$$

Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань при затягуванні

$$\sigma_{61} \leq \sigma_{\text{доп.м.б}} \quad (5.31)$$

Допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах і при випробуваннях

$$\sigma_{\text{доп.р.б}} = K_{y.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.T} \cdot \sigma_{\text{доп.н.б}} \quad (5.32)$$

Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань в робочих умовах

$$\sigma_{62} \leq \sigma_{\text{доп.р.б}} \quad (5.33)$$

Розрахунковий питомий тиск

$$q = \frac{\max \{P_{61}; P_{62}\}}{\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} \quad (5.34)$$

Допустимий питомий тиск визначають за таблицею [42, додаток И]

$$q_{\text{доп}} = 18$$

Умова міцності для м'яких прокладок

$$q \leq q_{\text{доп}} \quad (5.35)$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок фланців на статичну міцність

Коефіцієнт, який враховує вигин тарілки фланця між болтами (шпильками)

$$C_F = \max \left\{ \begin{array}{l} 1; \\ \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_6}{n_6}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0,5}}} \end{array} \right\} \quad (5.36)$$

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець при з'ятуванні при застосуванні приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця

$$M_M = C_F \cdot P_{6.M} \cdot b \quad (5.37)$$

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець в робочих умовах при застосуванні приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця

$$M_p = C_F \cdot \max \left\{ \begin{array}{l} P_{6.M} \cdot b + (Q_d + Q_{FM}) \cdot e; \\ |Q_d + Q_{FM}| \cdot e \end{array} \right\} \quad (5.38)$$

Зведений діаметр плоского фланця

$$D_{3B} = D \quad (5.39)$$

Меридіональне згинаюче напруження у втулці приварного встик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця при з'ятуванні

$$\sigma_{0.M} = \sigma_{1.M} = \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_0 - C)^2 \cdot D_{3B}} \quad (5.40)$$

Радіальне напруження в тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах з'ятування

$$\sigma_{R.M} = \frac{(1,33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0) \cdot M_M}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \quad (5.41)$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунковий коефіцієнт β_Y розраховується за формулою

$$\beta_Y = \frac{1}{K-1} \cdot \left(0,69 + 5,72 \frac{K^2 \lg(K)}{K^2 - 1} \right) \quad (5.42)$$

Розрахунковий коефіцієнт β_Z розраховується за формулою

$$\beta_Z = \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \quad (5.43)$$

Окружне напруження в тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування

$$\sigma_{0.P} = \sigma_{1.P} = \frac{M_P}{\lambda \cdot (S_0 - C)^2 \cdot D_{3B}} \quad (5.44)$$

Меридіональне згинаюче напруження для приварного в стик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах

$$\sigma_{0MM.P} = \frac{0,785 \cdot D^2 \cdot p + F \pm \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D + S_0}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - C)} \quad (5.45)$$

Меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі, приварного в стик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах

$$\sigma_{0M0.P} = \frac{p \cdot D}{2 \cdot (S_0 - C)} \quad (5.46)$$

Окружне мембранне напруження від дії тиску у втулці приварного в стик фланця, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в перерізі в робочих умовах

$$\sigma_{R.P} = \frac{(1,33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0) \cdot M_P}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \quad (5.47)$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Радіальне напруження у тарілці приварного в стик фланця, плоского фланця і в бурті вільного фланця в робочих умовах

$$\sigma_{T.P} = \frac{\beta_Y \cdot M_P}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{R.P} \quad (5.48)$$

Коефіцієнт K_T при розрахунку з урахуванням обмеженості температурних деформацій

$$K_T = 1,3$$

Коефіцієнт K_S

$$K_S = \begin{cases} 1, \text{ якщо } K \leq 1,4 \\ 1,2, \text{ якщо } 2 \leq K \\ 1 + \frac{1,2 - 1}{0,6} \cdot (K - 1,4), \text{ якщо } 1,4 \leq K \leq 2 \end{cases} \quad (5.49)$$

Допустиме напруження за розрахункової температури визначають за [42, таблиця Е.1].

Допустиме значення загальних мембранних і згинаючих напружень при розрахункових температурах нижчих за температур, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $\sigma_{\text{доп.М}}$ визначають за формулою:

$$\sigma_{\text{доп.М}} = 1,5 \cdot \sigma_{\text{доп}} \quad (5.50)$$

Допустиме значення сумарних умовних пружних напружень, при розрахункових температурах нижчих за температур, при яких допустимі напруження встановлюють за границями тривалої міцності або повзучості значення $\sigma_{\text{доп.Р}}$ визначають за формулою:

$$\sigma_{\text{доп.Р}} = 3 \cdot \sigma_{\text{доп}} \quad (5.51)$$

Умова статичної міцності приварних в стик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 при затягуванні

$$\max \left\{ |\sigma_{0.M} + \sigma_{R.M}|; |\sigma_{0.M} + \sigma_{T.M}| \right\} \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_{\text{доп.0}}, \quad (5.52)$$

де $\sigma_{\text{доп.0}} = \sigma_{\text{доп.М}}$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умова статичної міцності приварних встик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S_0 в робочих умовах

$$\max \left\{ \begin{array}{l} |\sigma_{0.M} + \sigma_{R.M}|; \\ |\sigma_{0.M} + \sigma_{T.M}|; \\ |\sigma_{0.P} + \sigma_{0MM.P}| \end{array} \right\} \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_{\text{доп.0}}, \quad (5.53)$$

Умова міцності для фланців всіх типів в перерізі S_0

$$\max \left\{ \begin{array}{l} |\sigma_{0M0.P}| \\ |\sigma_{0MM.P}| \end{array} \right\} \leq \sigma_{\text{доп}}, \quad (5.54)$$

Умова статичної міцності для тарілок приварних в стик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців при затягуванні

$$\max \left\{ \begin{array}{l} |\sigma_{R.M}| \\ |\sigma_{T.M}| \end{array} \right\} \leq K_T \cdot \sigma_{\text{доп}}, \quad (5.55)$$

Умова статичної міцності для тарілок приварних в стик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців в робочих умовах

$$\max \left\{ \begin{array}{l} |\sigma_{R.P}| \\ |\sigma_{T.P}| \end{array} \right\} \leq K_T \cdot \sigma_{\text{доп}}, \quad (5.56)$$

Перевірка умови герметичності фланцевого з'єднання за кутом повороту фланця

Коефіцієнт K_Θ для робочих умов

$$K_\Theta = 1,$$

Допустимий кут повороту приварного в стик фланця

$$\Theta_{\text{доп}} = \begin{cases} 0,006 \text{ рад, при } D \leq 400 \text{ мм} \\ 0,013 \text{ рад, при } 2000 \text{ мм} < D \\ 0,006 + \frac{0,013 - 0,006}{2000 - 400} \cdot (D \cdot 10^3 - 400), \text{ якщо } 0,4 \text{ м} < D \leq 2 \text{ м} \end{cases}, \quad (5.57)$$

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при розрахунковій температурі визначається за [42, таблиця Н.1].

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перевірка умови герметичності приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в робочих умовах

$$\Theta = M_P \cdot y_\phi \frac{E_{20}}{E} \leq K_\Theta \cdot \Theta_{\text{доп}}, \quad (5.58)$$

Висновок:

В результаті розрахунків визначено, що обраний фланець 1-50-10 12X18Н10Т НОСТ 12820-80 забезпечить виконання усіх умов герметичності та міцності.

5.6 Розрахунок опор на міцність

Метою розрахунку є перевірочний розрахунок опори на міцність, визначення навантажень, які діють на опору.

Розрахунок маси елементів та рідин

Розрахункова схема теплообмінного модуля зображена на рисунку 5.7.

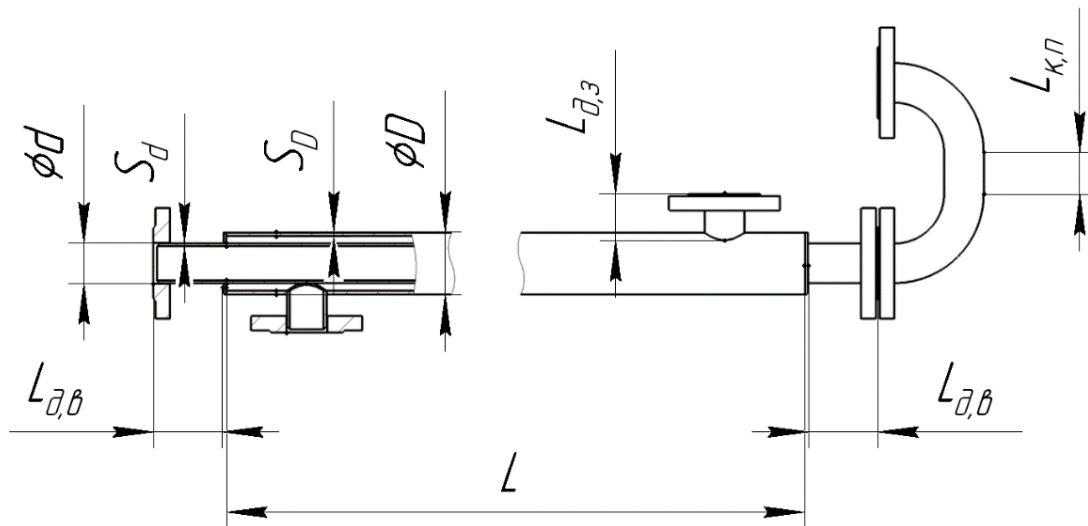


Рисунок 5.7 – Розрахункова схема до розрахунку маси теплообмінного елемента

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Вихідні дані:

Товщина стінки зовнішньої труби S_D , м	0,005;
Зовнішній діаметр зовнішньої труби D , м	0,087;
Розрахункова температура t , °C	20;
Матеріал труби опори	Ст3пс;
Густина сталі $\rho_{\text{мет}}$, Кг/М ³	7850;
Середній радіус повороту калача R , м	0,1;
Довжина додаткової внутрішньої труби $L_{\text{д.в}}$, м	0,1;
Довжина додаткової зовнішньої труби $L_{\text{д.з}}$, м	0,1;
Розрахунок виконано за методикою, викладеною в [43].	

Визначимо масу одного елементу. Для цього визначаємо об'єм рідини, що знаходиться в трубах та об'єм матеріалу, що містить конструкція даного елементу.

Трубний простір

металеві елементи:

- маса внутрішньої труби:

$$\begin{aligned} m_{\text{т.в}} &= L \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - (d - 2 \cdot S_d)^2) \cdot \rho_{\text{мет}} = \\ &= 6 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,057^2 - (0,057 - 2 \cdot 0,004)^2) \cdot 7950 = 31,77 \text{ кг.} \end{aligned}$$

- маса фланця за [41]

$$m_{\text{ф}} = 2,58 \text{ кг,}$$

- маса додаткових труб

$$\begin{aligned} m_{\text{т.в.д}} &= L_{\text{д.в}} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - (d - 2 \cdot S_d)^2) \cdot \rho_{\text{мет}} = \\ &= 0,1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,057^2 - (0,057 - 2 \cdot 0,004)^2) \cdot 7950 = 0,53 \text{ кг.} \end{aligned}$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- масу калача визначимо як суму прямої труби та половину маси різниці двох торів

$$\begin{aligned}
 m_k &= L_{к.п} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - (d - 2 \cdot S_d)^2) \cdot \rho_{мет} + \\
 &+ \left[2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \left(\frac{d}{2} \right)^2 - 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \left(\frac{d - 2 \cdot S_d}{2} \right)^2 \right] \cdot \rho_{мет} \cdot 0,5 = \\
 &= 0,1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,057^2 - (0,057 - 2 \cdot 0,004)^2) \cdot 7950 + \\
 &+ \left[2 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2 \cdot \left(\frac{0,057}{2} \right)^2 - 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2 \cdot \left(\frac{0,057 - 2 \cdot 0,004}{2} \right)^2 \right] \times \\
 &\quad \times 7950 \cdot 0,5 = 1,98 \text{ кг.}
 \end{aligned}$$

Маса рідини:

- у внутрішній трубі

$$\begin{aligned}
 m_{т.в.нд} &= L \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d - 2 \cdot S_d)^2 \cdot \rho_{нд} = \\
 &= 6 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,057 - 2 \cdot 0,004)^2 \cdot 896,2 = 10,1 \text{ кг,}
 \end{aligned}$$

- у додатковій трубі

$$\begin{aligned}
 m_{т.в.д.нд} &= L_{в.д.} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d - 2 \cdot S_d)^2 \cdot \rho_{нд} = \\
 &= 0,1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,057 - 2 \cdot 0,004)^2 \cdot 896,2 = 0,169 \text{ кг,}
 \end{aligned}$$

- у калачі

$$\begin{aligned}
 m_k &= L_{к.п} \cdot \pi/4 \cdot (d - 2 \cdot S_d)^2 \cdot \rho_{нд} + \\
 &+ 2 \cdot \pi \cdot R^2 \cdot \left(\frac{d - 2 \cdot S_d}{2} \right)^2 \cdot \rho_{нд} \cdot 0,5 \\
 &= L_{к.п} \cdot 3,14/4 \cdot (0,057 - 2 \cdot 0,004)^2 \cdot 896,2 + \\
 &+ 2 \cdot 3,14 \cdot 0,1^2 \cdot \left(\frac{0,057 - 2 \cdot 0,004}{2} \right)^2 \cdot 896,2 \cdot 0,5 = 0,632 \text{ кг}
 \end{aligned}$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Міжтрубний простір

Металеві елементи:

- маса зовнішньої труби

$$m_{т.з} = L \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - (D - 2 \cdot S_D)^2) \cdot \rho_{мет} =$$
$$= 6 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,089^2 - (0,089 - 2 \cdot 0,005)^2) \cdot 7950 = 62,94 \text{ кг}$$

- маса додаткової труби

$$m_{т.з.д} = L_{д.з} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D - 2 \cdot S_D)^2 \cdot \rho_{мет} =$$
$$= 0,1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,089 - 2 \cdot 0,005)^2 \cdot 7950 = 1,05 \text{ кг}$$

- маса заглушки

$$m_{загл} = \frac{\pi}{4} \cdot S_{загл} \cdot (D^2 - d^2) \cdot \rho_{мет} =$$
$$= \frac{3,14}{4} \cdot 0,004 \cdot (0,089^2 - 0,057^2) \cdot 7950 = 0,12 \text{ кг}$$

Маса рідини:

- у зовнішній трубі

$$m_{т.з.нд} = L \cdot \frac{\pi}{4} \cdot ((D - 2 \cdot S_D)^2 - d^2) \cdot \rho_{од} =$$
$$= 6 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot ((0,089 - 2 \cdot 0,005)^2 - 0,057^2) \cdot 850,6 = 25 \text{ кг},$$

- у додатковій трубі

$$m_{т.з.д.нд} = L_{з.д.} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D - 2 \cdot S_D)^2 \cdot \rho_{од} =$$
$$= 0,1 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot (0,089 - 2 \cdot 0,005)^2 \cdot 850,6 = 0,42,$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Впливом на масу турбулізуючих елементів та кріпильних елементів (болти, гайки, шайби) нехтуємо. Тоді маса сталевих елементів теплообмінного модуля

$$m_{\text{мет}} = m_{\text{т.в}} + 2 \cdot m_{\text{т.в.д}} + 4 \cdot m_{\text{ф}} + m_{\text{к}} + m_{\text{т.з}} + 2 \cdot m_{\text{загл}} + 2 \cdot m_{\text{т.з.д}} + 2 \cdot m_{\text{ф}} =$$

$$= 31,77 + 2 \cdot 0,53 + 4 \cdot 2,58 + 1,98 + 62,94 + 2 \cdot 0,12 + 2 \cdot 1,05 + 2 \cdot 2,58 = 115,6 \text{ кг}$$

Маса рідини в елементах теплообмінного модуля

$$m_{\text{рід}} = m_{\text{т.в.нд}} + 2 \cdot m_{\text{т.в.д.нд}} + m_{\text{к.нд}} + m_{\text{т.з.од}} + 2 \cdot m_{\text{т.з.д.од}}$$

$$= 10,1 + 2 \cdot 0,169 + 0,632 + 25 + 2 \cdot 0,42 = 37 \text{ кг}$$

Маса теплообмінного модуля:

$$m = 115,6 + 37 = 152,6 \text{ кг}$$

Розрахунок елементів рами

Необхідно підібрати потрібний розмір профілю опорної балки. Розрахункова схема до розрахунку елементів рами зображена на рисунку 5.8

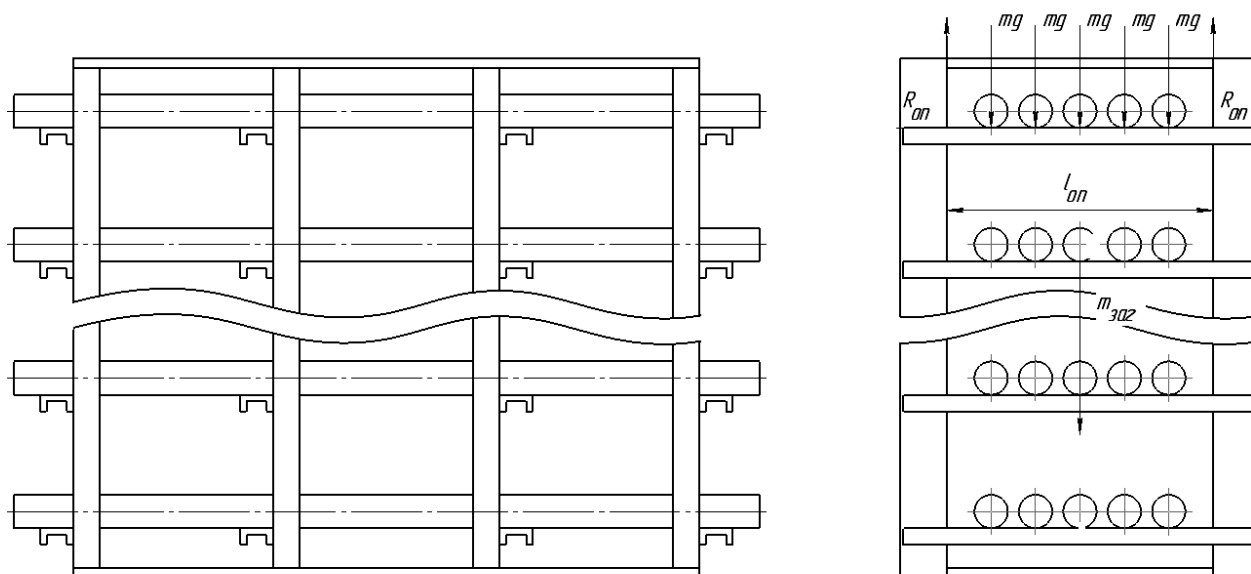


Рисунок 5.8 – Розрахункова схема рами

Теплообмінники розміщені у 10 рядів по 5 теплообмінних елементів на один ярус. Оскільки кожен елемент розміщений на чотирьох опорних балках, то на одну опору діє навантаження

$$R_{\text{оп}} = \frac{m \cdot g \cdot 5}{4 \cdot 2} = \frac{152,6 \cdot 9,81 \cdot 5}{4 \cdot 2} = 935,6 \text{ Н}$$

Епюра навантажень на одну опорну балку зображена на рисунку 5.9.

Максимальний вигинаючий момент:

$$M_{\text{MAX}} = R_{\text{оп}} \cdot \frac{l_{\text{оп}}}{2} - \frac{m \cdot g}{4} \cdot \frac{l_{\text{оп}}}{2} = 935,6 \cdot \frac{1,4}{2} - \frac{152,6 \cdot 9,81}{4} \cdot \frac{1,4}{2} = 393 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Умова міцності:

$$\sigma_{\text{MAX}} = \frac{M_{\text{MAX}}}{W} \leq \sigma_{\text{доп}}$$

Звідси величина моменту опору:

$$W_{\text{min}} = \frac{M_{\text{MAX}}}{\sigma_{\text{MAX}}} = \frac{393}{154 \cdot 10^6} = 2,51 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3 = 2,5 \text{ см}^3 \leq \sigma_{\text{доп}}$$

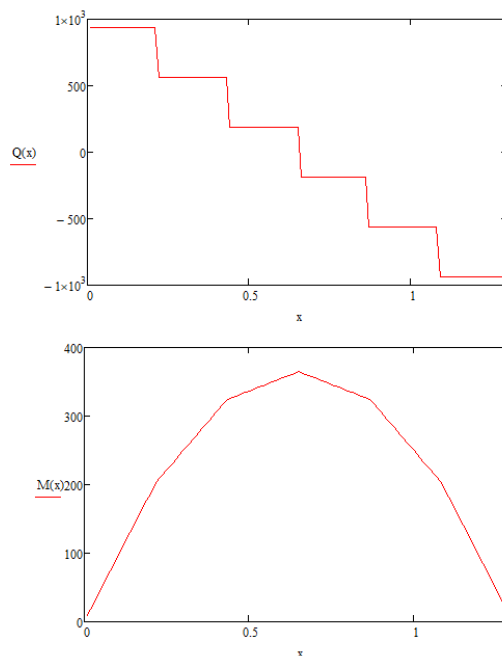


Рисунок 5.9 – Епюри навантажень опорної балки

Із таблиці сортаменту кутиків вибираємо профіль кутика, який задовольняє розрахункове значення моменту опору [44]

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						65
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Обираємо швелер №6,5П, основні розміри якого 50×32. Його характеристики наступні:

момент опору W , см^3	15
маса на 1 м $m_{1.\text{кут}}$, кг	5,9
площа перерізу $F_{\text{шв}}$, м^2	$7,51 \cdot 10^{-4}$

Для того, щоб розрахувати масу всієї конструкції, що здійснює навантаження на нижній переріз швелерів, задаємо номер профілю керуючись конструктивними міркуваннями. Приймаємо швелер такий самий як і для горизонтальних опор, тобто швелер № 6,5П [44], маса 1 метра якого $m_{1.\text{шв}} = 5,9$ кг.

Маса горизонтального швелера

$$m_{\text{шв.г}} = m_{\text{кут}} \cdot L_{\text{гор}} = 5,9 \cdot 1,4 = 8,26 \text{ кг.}$$

Маса вертикального швелера

$$m_{\text{шв.в}} = m_{1.\text{шв}} \cdot L_{\text{шв}} = 5,9 \cdot 2,7 = 16 \text{ кг.}$$

Маса верхніх швелерів

$$\begin{aligned} m_{\text{ш.верх}} &= m_{1.\text{шв}} \cdot (2 \cdot L_{\text{верх.повзд}} + 2 \cdot L_{\text{гор}}) = \\ &= 5,9 \cdot (2 \cdot 5,4 + 2 \cdot 1,4) = 80,6 \text{ кг.} \end{aligned}$$

Маса частини рами, котру мають витримати вертикальні опори

$$\begin{aligned} m_{\text{рам.в}} &= m_{\text{шв.г}} \cdot 4 \cdot 10 + m_{\text{шв.в}} \cdot 8 + m_{\text{ш.верх}} = \\ &= 8,26 \cdot 4 \cdot 10 + 16 \cdot 8 + 80,6 = 574,7 \text{ кг} \end{aligned}$$

Загальна маса теплообмінника, котру мають витримати вертикальні опори

$$m_{\text{заг}} = m \cdot N_{\text{т}} + m_{\text{рам.в}} = 152,6 \cdot 50 + 574,7 = 8\,204 \text{ кг}$$

Умова міцності

$$\sigma = \frac{m_{\text{рам.в}} \cdot g}{F_{\text{шв}} \cdot 8} = \frac{8\,204 \cdot 9,81}{7,51 \cdot 10^{-4} \cdot 8} = 13,4 \text{ МПа} \leq \sigma_{\text{доп}} = 154 \text{ МПа}$$

Висновок:

Умова міцності виконується, отже рама буде зварена зі швелера № 6,5П [44].

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

6 Рекомендації щодо монтажу та експлуатації апарата

Рекомендації розроблені відповідно до матеріалів, викладених в [45].

Складальні роботи з монтажу полягають в установці апарату, приєднанні допоміжного устаткування. Одночасно проводиться налагодження роботи теплообмінника, та підготовка до експлуатації.

Загальні вказівки:

- 1) способи транспортування, розвантаження і зберігання повинні бути обрані таким чином, щоб уникнути механічних пошкоджень частин апарату та зберегти його від корозійного впливу.
- 2) строкування апаратів повинне виконуватись у відповідності зі схемою, яка вказана в паспорті апарата.
- 3) забороняється строкувати теплообмінник за не призначені для цього, виступаючі частини;
- 4) транспортування та розвантаження комплектуючих, який прийшли в окремих коробках проводити обережно;
- 5) забороняється транспортувати елементи апарата волоком.

Перед монтажем обов'язково провести розпаковку та огляд всіх одиниць та деталей і перевірити комплектність апарата по відомостям.

Заходи безпеки під час монтажу, використання та ремонту:

- 1) усі роботи повинні здійснюватись з дотриманням правил безпеки встановлених на підприємстві
- 2) повинні бути вжиті заходи, які запобігають перекиданню апарата набік;
- 3) заборонено втручання у конструкцію апарата та спроби провести ремонт під час роботи;
- 4) у холодну пору року не допускається замерзання рідин в апараті; апарат не має генерувати вібрації та шум, що перевищують встановлені норми; попереджувачі знаки та маркуючі щитки повинні виконуватися на місці монтажу.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

На етапі підготовки до роботи підприємство-власник зобов'язане отримати технологічний регламент установки з умовами експлуатації обладнання. Перед пуском апарату в експлуатацію повітря із апарату має бути видалене.

Перед пуском апарата необхідно перевірити:

- 1) надійність та комплектність усіх з'єднань;
- 2) надійність та герметичність приєднання трубопроводів.

Перевірка технічного стану і технічне обслуговування:

- 1) за необхідністю черговим слюсарем проводиться ремонт або заміна манометрів, термометрів і т. п. у випадку виходу з ладу;
- 2) планово-попереджувачий ремонт апаратів проводиться у відповідності до діючого на підприємстві положення.

Примусове зупинення апарату проводиться у випадку випадків:

- 1) підвищення робочих параметрів вище дозволених технічною характеристикою;
- 2) виявлення розгерметизації апарату, чи пошкоджень у вузлах, що відповідають за герметичність;
- 3) виявлення несправності контрольно-вимірювальних приладів та запобіжних елементів;
- 4) при виникненні пожежі, або інших надзвичайних ситуацій;
- 5) виявлення недостатчі кріпильних виробів (болтів, гайок, шайб і т.ін.);

Під час монтажу теплообмінник підіймають за допомогою вантажопідйомних пристроїв за профіль кутиків, що розташовані на опорах.

Вантажопідйомність крана на необхідному для монтажу вильоті крюка повинна бути більшою за масу апарата. Рама теплообмінника кріпиться на фундамент в вертикальному положенні. Після кріплення проводять перевірку відхилень від осей та відміток в горизонтальному та вертикальному напрямках. Відхилення не повинні перевищувати 20 мм від головних осей, від вертикалі – в межах 3 мм на 1м висоти.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після кріплення рами слід встановити теплообмінні елементи по своїм приблизним місцям та попередньо зафіксувати їх на рамі за допомогою кріпильних скоб та гайок та під'єднати крайні теплообмінники до трубопроводів з теплоносіями. Після цього теплообмінні елементи послідовно з'єднуються між собою фланцевими з'єднаннями з прокладками з поліаміду, при чому починаючи знизу і рухаючись вгору. У внутрішні труби з'єднаних теплообмінників встановлюються турбулізатори потоку таким чином, аби кожен наступний турбулізатор з'єднувався з попереднім за допомогою передбачених отворів та виступів. При встановлених турбулізаторах потоку теплообмінні елементи з'єднуються за допомогою калачів так, аби теплоносії послідовно проходили через увесь теплообмінник та утворювали протиток на усій довжині труб, відповідно до кресленника. Повністю під'єднані до трубопроводів та з'єднані теплообмінні елементи остаточно фіксуються на рамі затягуванням фіксуючих скоб.

Наведена послідовність дій дає змогу виключити можливість перекосу фланцевих з'єднань та їх розгерметизації.

При експлуатації особливу увагу треба приділяти температурному режиму. Невідповідність температур теплоносіїв може спричинити надмірні температурні напруження, які можуть призвести до механічного руйнування конструкції. З метою забезпечення надійної роботи теплообмінника слід регулярно виконувати його технічне обслуговування та ремонт.

Після закінчення монтажно-збиральних робіт апарат піддається випробуванню. Спочатку проводять підготовчі роботи, пов'язані з оглядом апарату. При цьому особливу увагу необхідно звернути на правильність встановлення деталей, які забезпечують герметичність системи.

Програма випробувань складається з гідравлічних випробувань апарату разом з трубопроводами на тиск, який вказаний на кресленні, перевірка щільності всіх роз'ємних з'єднань.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У випадку зупинки установки необхідно припинити подачу теплоносіїв, а потім відключити від живлення. При зупинці на тривалий термін апарат потрібно обов'язково розвантажити аби запобігти корозійному впливу теплоносіїв.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7 Рівень стандартизації та уніфікації

Стандартизація – це установлення і використання стандартів з метою упорядкування діяльності у визначеній області, економного використання ресурсів, дотримання вимог техніки безпеки, підвищення якості продукції і послуг. Об'єкти стандартизації – певна продукція, норми, вимоги тощо, що мають перспективу багаторазового використання та використовуються в науці, техніці, промисловості. Головною задачею стандартизації є встановлення вимог до технічного рівня і якості продукції, сировини матеріалів, що дозволяють забезпечити оптимальну якість і ліквідувати нераціональне різноманіття видів, марок, розмірів.

До стандартного належить виріб, застосований згідно з державним чи галузевим стандартом, яким однозначно встановлено його конструкцію, показники якості, методи контролю, правила приймання та постачання.

Уніфікація – приведення продукції і засобів виробництва або їх елементів до однієї форми, розміру, структури, складу. У техніці і будівництві уніфікація – це раціональне зменшення типових розмірів машинобудівельних і будівельних об'єктів однакового функціонального призначення. Уніфікація – важливий напрямок у розвитку сучасної техніки, комплексний процес, що охоплює питання проєктування, технології, контролю і експлуатації машин, механізмів, апаратів, пристроїв [46].

Основна ціль уніфікації – ліквідація неоправданого різноманіття виробів однакового призначення, приведення до можливого подібного способу їх виготовлення, складання, випробування. Вона зменшує номенклатуру запасних частин, полегшує і здешевлює ремонт машин та обладнання, підвищує техніко-економічні показники. Широке використання принципів уніфікації машин, обладнання, пристроїв дозволяє значно зменшити об'єм конструкторських робіт і період проєктування, строки створення нового обладнання, вартість освоєння нових виробів, підвищити рівень механізації і автоматизації виробничих процесів

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

шляхом збільшення серійності, зниження трудомісткості і організації спеціалізованих підприємств. Уніфікація є найбільш розповсюдженим і ефективним методом підготовки і здійснення стандартизації.

Так, при конструюванні будь-якого устаткування доцільно максимально часто використовувати стандартні, нормалізовані й уніфіковані конструктивні елементи, деталі і вузли.

Рівень стандартизації та уніфікації може бути визначений коефіцієнтами стандартизації та уніфікації. Ці коефіцієнти можна представити як відношення кількості стандартних та уніфікованих деталей до загального числа деталей і одиниць. Відповідно до розроблених специфікацій загальна кількість деталей $N = 6411$, з них стандартних $N_{\text{ст}} = 515$, уніфікованих $N_y = 5500$, унікальних $N_i = 396$ [46].

Коефіцієнт стандартизації:

$$K_{\text{ст}} = \frac{N_{\text{ст}}}{N} = \frac{515}{6411} = 0,08$$

Коефіцієнт уніфікації:

$$K_y = \frac{N_{\text{ст}} + N_y}{N} = \frac{515 + 5500}{6411} = 0,94$$

Висновки:

У результаті розрахунку встановлено, що коефіцієнти стандартизації та уніфікації становлять відповідно $K_{\text{ст}} = 0,08$ та $K_y = 0,94$.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8 Техніко-економічне обґрунтування модернізації

Теплообмінні апарати використовуються практично у всіх галузях промисловості. Теплообмінний апарат типу «труба в трубі» характеризується легкістю обслуговування та можливістю підібрати для нього такі діаметри труб, котрі забезпечать максимальну оптимальну швидкість теплоносіїв [2].

Вдосконалення полягає в тому, що в середину внутрішньої трубки встановлюються турбулізуючі елементи (рисунок 8.1).

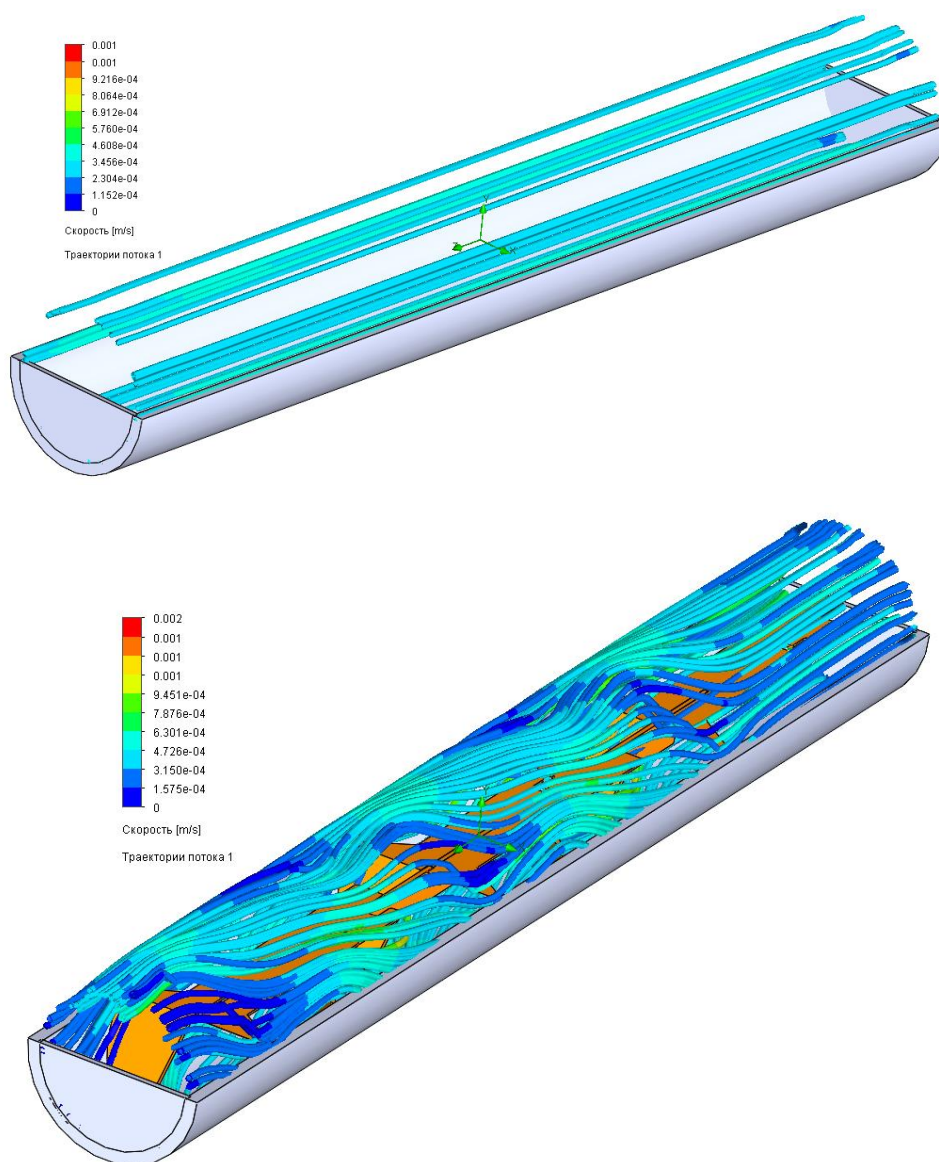


Рисунок 8.1 – Вплив пропонованої модернізації на потік теплоносія та його швидкість

Пропонована модернізація являє собою пластинки-турбулізатори певної конфігурації, крайні половинки передньої частини якої відігнуті в різні боки під кутом 45° . Пластинки спроектовані таким чином, що одна пластинка за допомогою подібного до гачка виступа на задній частині фіксується в спеціальному пазу передньої частини іншої пластинки. При цьому між ними утворюється кут 90° (рисунок 8.2). Як результат у внутрішній трубі утворюються напрямні грані, котрі скеровують потік по спіралеподібній траєкторії. Це турбулізує потік теплоносія у внутрішній трубі, чим збільшує коефіцієнт теплопередачі між теплоносіями.

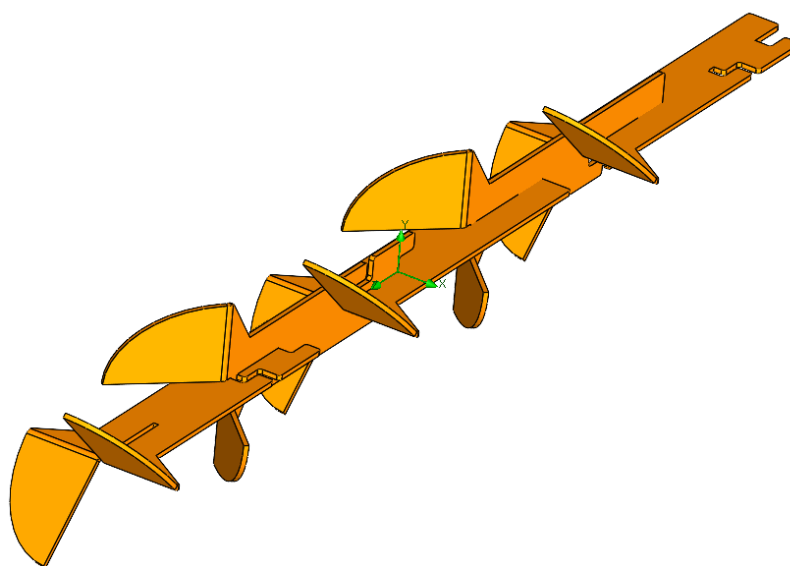


Рисунок 8.2 – Вигляд зібраних пластин-турбулізаторів

Таблиця 8.1 – Техніко-економічні показники теплообмінного апарата

Найменування показників	Одиниця виміру	Апарат до модернізації	Апарат після модернізації
1	2	3	4
Продуктивність	кг/с	4,44	4,44
Висота апарата	м	4,3	3
Ширина апарата	м	1,4	1,4
Довжина апарата	м	6,5	6,5

1	2	3	4
Гідравлічний опір одного елемента	МПа	0,076	0,149
Гідравлічний опір апарату	МПа	5,73	7,45
Кількість теплообмінних елементів	шт	75	50
Маса теплообмінних елементів	т	8,43	5,78
Коефіцієнт теплопередачі	Вт/м ² · К	90	140,65
Габарити апарата	м	6,5x1,4x4,3	6,5x1,4x3

Модернізацію базового апарата розраховуємо у відповідності зі ступенем складності та обсягів проектно-конструкторської документації, яку необхідно розробити на етапі конструкторської підготовки, згідно з методикою [47].

Модернізація діючого устаткування означає його вдосконалення з метою попередження або усунення фізичного зносу, техніко-економічного старіння та підвищення його технічних параметрів до рівня сучасних вимог. Економічно доцільно здійснювати модернізацію устаткування під час проведення його капітального ремонту. Розрахунки ефективності на проведення модернізації устаткування полягають у визначенні коефіцієнта ефективності витрат n_{pi} , який розраховується за формулою [47, с. 6]

$$n_{pi} = 1 - \frac{M_i + S_{ci}}{K_{Hi} \cdot \alpha \cdot \beta + S_{ai}},$$

де M_i – сукупні витрати на проведення модернізації устаткування, грн.;

S_{ci} – перевищення експлуатаційних (поточних) 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;

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Сукупні витрати M_i на проведення модернізації устаткування складаються з таких окремих елементів, а саме:

- матеріальні витрати (вартість сировини, матеріалів, комплектуючих виробів та енергоносіїв, які необхідні для виконання модернізації);
- витрати на оплату праці (заробітна плата розробників конструкторської та технологічної документації; заробітна плата основних робітників, які виконують роботи по модернізації устаткування; відрахування на соціальне страхування);
- амортизація, яка нарахована на діюче устаткування, яке підлягає модернізації;
- інші види витрат.

Таблиця 8.2 - Значення коефіцієнту ефективності витрат n_{pi} на модернізацію устаткування [47, с.6, таблиця 2].

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

З достатньою для розрахунків точністю, яка базується на практичних даних підприємств хімічного машинобудування, величина сукупних витрат M_i модернізацію устаткування може бути розрахована по формулі [47]:

$$M_i = \Phi_{\text{перв}}^{\text{мод}} \cdot K_i = 2\,400\,000 \cdot 0,05 = 120\,000 \text{ грн},$$

де $\Phi_{\text{перв}}^{\text{мод}}$ – первісна (відновлена) вартість устаткування, яке підлягає модернізації, $\Phi_{\text{перв}}^{\text{мод}} = 2\,400\,000$ грн.

K_i – коефіцієнт витрат, величина якого залежить від виду і типу устаткування, яке підлягає модернізації, $K_i = 0.05$ для адсорбера [табл. 3, 43].

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 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 підприємств хімічного машинобудування, величина перевищення експлуатаційних (поточних) витрат по модернізованому устаткуванню порівняно з новим аналогічним устаткуванням S_{ei} може бути розрахована по формулі:

$$S_{ei} = q_{bi} \cdot \Phi_{\text{перв}}^{\text{мод}} - q_{bн} \cdot \Phi_{\text{перв}}^{\text{нов}} = 2\,400 \cdot 0,15 - 1\,700 \cdot 0,12 = 156 \text{ тис. грн},$$

де q_{bi} – коефіцієнт експлуатаційних (поточних) витрат устаткування, яке підлягає модернізації, $q_{bi} = 0.15$;

$q_{bн}$ – коефіцієнт експлуатаційних (поточних) витрат аналогічного нового устаткування, $q_{bн} = 0.12$;

$\Phi_{\text{перв}}^{\text{нов}}$ – первісна вартість нового (аналогічного) устаткування, $\Phi_{\text{перв}}^{\text{нов}} = 1\,700\,000$ грн.

Коефіцієнт співвідношення продуктивності модернізованого устаткування та аналогічного нового устаткування α розраховується по формулі:

$$\alpha = \frac{\Pi_{\text{нов}}}{\Pi_i} = \frac{51,94}{34,64} = 1,11,$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $P_{\text{нов}} = Q/m_{\text{ап.нов}} = 2,92 \cdot 10^5 / 5620 = 51,94 \text{ Вт/кг}$ – кількість переданої теплоти на одиницю маси;

$P_i = Q/m_{\text{ап}} = 2,92 \cdot 10^5 / 8430 = 34,64 \text{ Вт/кг}$ – кількість переданої теплоти на одиницю маси апарата без модернізації, Вт/кг.

Коефіцієнт співвідношення тривалості ремонтного циклу модернізованого устаткування та аналогічного нового устаткування β розраховується по формулі:

$$\beta = \frac{T_{\text{мод}}}{T_{\text{нов}}} = \frac{8}{4} = 2,$$

$T_{\text{мод}}$ – час, який витрачається на очистку внутрішньої труби в модифікованому апараті протягом робочого дня, $T_{\text{мод}} = 8 \text{ год}$;

$T_{\text{нов}}$ – час, який витрачається на очистку внутрішньої труби в апараті без модернізації протягом робочого дня, $T_{\text{нов}} = 4 \text{ год}$;

Підставляючи всі знайдені величини, необхідно отримати величину коефіцієнта ефективності витрат n_{pi} , розрахункова величина якого дає нам змогу зробити висновки щодо доцільності проведення модернізації обраного в дипломному проєкті устаткування.

$$n_{pi} = 1 - \frac{M_i + S_{ei}}{R_{\text{ні}} \cdot \alpha \cdot \beta + S_{ai}} = 1 - \frac{40\,000 + 1\,600\,000}{2\,400\,000 \cdot 1,11 \cdot 2 + 120\,000} = 0,7,$$

де M_i - сукупні витрати на проведення модернізації устаткування, грн.; (поточних)

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

$R_{\text{ні}}$ - 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.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Дані щодо капітальних витрат та витрат на обслуговування модернізованої та немодернізованої установок наведені у таблиці 8.3.

Таблиця 8.3 – Витрати при використанні теплообмінника без та з модернізацією

Рік експлуатації	Види витрат							
	Без модернізації				З модернізацією			
	Витрати на електроенергію	Капітальні витрати	Витрати на обслуговування	Загальні витрати	Витрати на електроенергію	Капітальні витрати	Витрати на обслуговування	Загальні витрати
1	76,2	2023,2	5	2104,4	99,1	1387,2	10	1496,3
2	152,5		10	2185,7	198,3		20	1605,5
3	228,7		15	2266,9	297,4		30	1714,6
4	305,0		20	2348,2	396,5		40	1823,7
5	381,2		25	2429,4	495,6		50	1932,8
6	457,4		30	2510,6	594,8		60	2042,0
7	533,7		35	2591,9	693,9		70	2151,1
8	609,9		40	2673,1	793,0		80	2260,2
9	686,2		45	2754,4	892,1		90	2369,3
10	762,4		50	2835,6	991,3		100	2478,5
11	838,7		55	2916,9	1090,4		110	2587,6
12	914,9		60	2998,1	1189,5		120	2696,7
13	991,1		65	3079,3	1288,6		130	2805,8
14	1067,4		70	3160,6	1387,8		140	2915,0
15	1143,6		75	3241,8	1486,9		150	3024,1
16	1219,9		80	3323,1	1586,0		160	3133,2
17	1296,1		85	3404,3	1685,2		170	3242,4
18	1372,3		90	3485,5	1784,3		180	3351,5
19	1448,6		95	3566,8	1883,4		190	3460,6
20	1524,8		100	3648,0	1982,5		200	3569,7
21	1601,1		105	3729,3	2081,7		210	3678,9
22	1677,3		110	3810,5	2180,8		220	3788,0
23	1753,5		115	3891,7	2279,9		230	3897,1
24	1829,8		120	3973,0	2379,0		240	4006,2

При розрахунках ціна електроенергії прийнята 5,73 грн/(кВт · год), ціна однієї тони металу, з якого виготовлені теплообмінні елементи – 240 000 грн. Через більшу трудоемність обслуговування у випадку експлуатації модернізованого апарата витрати на обслуговування прийняті у два рази більші від витрат на обслуговування не модернізованого теплообмінника.

На основі даних у таблиці 8.3 для теплообмінника з модернізацією та без неї побудовано графік залежностей різних видів витрат від часу експлуатації.

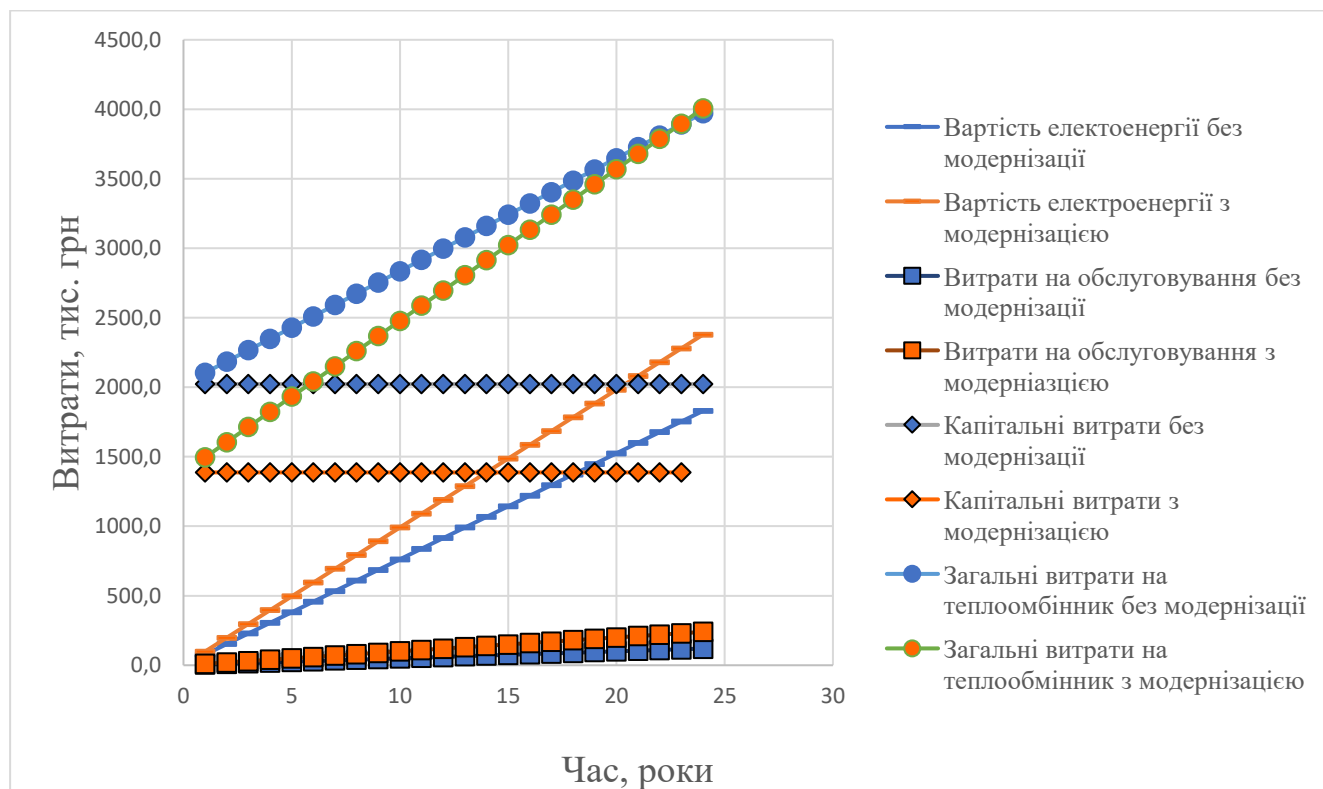


Рисунок 8.3 – Порівняльні графіки вартості теплообмінників

Як видно з рисунка, загальна вартість модернізованого теплообмінника буде дорівнювати вартості немодернізованого через 23 роки експлуатації, що перевищує необхідний строк у 20 років, тому модернізація є економічно доцільною.

Висновок:

Розраховане значення коефіцієнта ефективності витрат $n_{pi} > 0$, а це значить, що модернізація теплообмінника є економічно доцільною. У якості аналога використовувався теплообмінник типу «труба в трубі».

Висновок

У дипломному проєкті освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» на тему «Модернізація теплообмінника установки лужного очищення оливних дистилятів» модернізовано теплообмінник типу «труба в трубі» для теплообміну між потоками очищених та неочищених оливних дистилятів. Модернізація спрямована на підвищення ефективності теплообміну, і забезпечується шляхом встановлення у внутрішню трубу пластинок-турбулізаторів. Завдяки цьому збільшується турбулентність потоку та зростає коефіцієнт теплопередачі від гарячого теплоносія до холодного.

У результаті виконання дипломного проєкту було зроблено опис технологічного процесу, вибрано тип теплообмінника, обґрунтовано вибір конструкції апарата, порівняно основні показники розробленої конструкції з аналогами, проведено патентне дослідження, розроблено рекомендації з охорони праці, проведено розрахунки, що підтверджують працездатність та надійність конструкції: параметричний, гідравлічний, розрахунок діаметрів штуцерів, товщин стінок внутрішньої та зовнішньої труб, розрахунок рами, розроблено рекомендації щодо монтажу та експлуатації, визначено рівень стандартизації та уніфікації, здійснено техніко-економічне обґрунтування модернізації. Частину розрахунків виконано у програмі MathCAD.

Графічна частина проєкту виконана у середовищі SolidWorks 2020 і включає в себе кресленик принципової схеми установки – А1, складальні кресленики: теплообмінник – А0, теплообмінний елемент 1 – А3, калач – А3, рама – А2, та їх складових деталей – 8×А4. До складальних креслеників виконано специфікації.

За темою дипломного проєкту було опубліковано дві публікації, одна у міжнародній і одна у всеукраїнській збірках тез доповідей.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						81
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Conclusion

In a diploma project educationally qualifying level "bachelor" on a theme «Modernization of the heat exchanger of the alkaline purification unit for oil distillates», the heat exchanger of the "pipe in the pipe" type for heat exchange between the streams of purified and crude oil distillates was modernized. The modernization is aimed at improving the efficiency of heat exchange, and is solved by installing turbulizing plates in the inner pipe. This increases the turbulence of the flow and increases the heat transfer coefficient from hot to cold coolant.

As a result of the diploma project, a description of the technological process was made, the type of heat exchanger was chosen, the choice of the design of the apparatus was justified, the main indicators of the developed design with analogues were compared, a patent study was conducted, recommendations on labor protection were developed, calculations were carried out confirming the operability and reliability of the structure: parametric, hydraulic, calculation of nozzle diameters, wall thicknesses of internal and external pipes, frame calculation, recommendations for installation and operation were developed, the level of standardization and unification was determined, a feasibility study of modernization was carried out. Some of the calculations were done in MathCAD.

The graphic part of the project is made in the SolidWorks 2020 environment and includes a schematic diagram of the installation – A1, assembly drawings: heat exchanger – A0, heat exchange element 1 - A3, U-tube - A3, frame – A2, and their components - 8×A4. Specifications have been made for assembly drawings.

On the topic of the diploma project, two publications were published, one in the international and one in the all-Ukrainian collections of theses of conferences.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Перелік посилань

1. Жалкін Д. С., Жалкін С. Г. Хімотологія моторних олів: Конспект лекцій. – Харків : УкрДУЗТ, 2018. – Ч. 1. – 53 с.
2. Проектирование процессов и аппаратов химической технологии : [учеб. для сред. спец. учеб. заведений] / И.Л. Иоффе. 1991 – 351 с.
3. Воробъёв Г. Я. Коррозионная стойкость материалов в агрессивных средах химических производств: пос. М.: Химия, 1975. 816с.
4. ГОСТ 5632-72 Стали высоколегированные и сплавы коррозионностойкие, жаростойкие и жаропрочные. Марки / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 38 с.
5. ГОСТ 15180-86. Прокладки плоские эластичные / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 23 с.
6. ГОСТ 380-2005 Сталь углеродистая обыкновенного качества. Марки / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 11 с.
7. Емаль антикорозійна 3 в 1 PROTECT. URL: <http://surl.li/gwmol> (дата звернення: 01.05.2023).
8. Теплообмінник з нержавіючої сталі типу «труба в трубі» Внутрішній 52 мм / зовнішній 76 мм. URL: <http://surl.li/gmwmb> (дата звернення: 01.05.2023).
9. Теплообмінник типу труба в трубі (рідинно-рідинний). URL: <http://surl.li/gmwme> (дата звернення: 01.05.2023).
10. Теплообмінники типу "труба в трубі". URL: <http://surl.li/gmwwh> (дата звернення: 01.05.2023).
11. Плановский А. Н., Рамм В. М., Каган С. З. Процессы и аппараты химической технологии: учебное пособие. М.: ГОСХИМИЗДАТ, 1962. 845 с
12. US2021140715A1 (US), МПК(2006.01) F28D 7/16. Heat exchanging apparatus and method of supporting tube bundle within heat exchanger / Koch heat transfer company. – Опубл. 13.06.2021

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

13. US11454458B1 (US), МПК(2006.01) F25B 37/00, F28D 21/00, F28D 7/10, F28D 20/00, F25B 15/14. Tube-in-tube ionic liquid heat exchanger employing a selectively permeable tube/ Xergy Inc. – Опубл. 27.09.2022
14. JP2021193332A (JP), МПК(2006.01) F28F 13/12, F28F 1/40, F28F 21/04, F23C 3/00. Connection heat transfer promoter, radiant tube type heater, and radiant tube type heat exchanger/ MARUKOSHI KOGYO KK. – Опубл. 23.12.2021
15. CN216770275U (CN), МПК(2006.01) F28F 9/00. Double-pipe heat exchanger/ GUANGDONG JIBAO DICHEN ELECTRICAL APPLIANCE CO LTD – Опубл. 17.06.2022
16. CN216845799U (CN), МПК(2006.01) F28D7/10; F28F1/24; F28F11/00; F28F9/26. Horizontal sleeve type high-temperature waste heat recovery device/ LIAONING PANSAN NEWCASTLE THERMAL CO LTD – Опубл. 28.06.2022
17. Охорона праці та цивільний захист: Підручник / О. Г. Левченко та ін.– Київ: КПП ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 420 с.
18. РД 52.44.589-2016. Массовая концентрация приоритетных компонентов полициклических ароматических углеводородов в пробах атмосферного воздуха. Методика измерений методом высокоэффективной жидкостной хроматографии / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 61 с.
19. ГОСТ 12.1.005-88. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 50 с.
20. Захисні рукавички з покриттям неопрен Delta Plus VE509NO p.06 Чорні. URL: <http://surl.li/gtpbs> (дата звернення: 01.05.2023).
21. 601.03.07.01. Окуляри захисні закриті URL: <http://surl.li/gtpkt> (дата звернення: 01.05.2023).
22. ДСТУ EN 166-2001. Засоби індивідуального захисту очей. Технічні умови (EN 166:1996, IDT) / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 28 с.
23. Бойченко С. В., Бабатуде О. О., Топільницький П. І., Романчук В. В., Черняк Л. М. Очистка оливних дистилатів з нігерійських нафт n-метилпроліденом та одержання базових олив. Науково-виробничий журнал «НАФТОГАЗОВА галузь України. 2017. № 1. С. 31–35.

24. ДСТУ Б В.1.1-36:2016. Визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 66 с.
25. ДБН В.1.1-7:2016 Пожежна безпека об'єктів будівництва. Загальні вимоги / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 44 с.
26. ДСТУ 4817:2007. Діоксид вуглецю газоподібний і скраплений. Технічні умови / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 13 с.
27. ДСН 3.3.6.037-99 Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 37 с.
28. ДСТУ 3734-98 Вогнегасники пересувні. Загальні технічні вимоги (ГОСТ 30612-99) / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 29 с.
29. ДСТУ EN 60529:2018 Ступені захисту, забезпечувані кожухами (Код IP) / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 30 с.
30. ДСТУ 7237:2011 Система стандартів безпеки праці. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 8 с.
31. ДБН В.2.5-28:2018. Природне і штучне освітлення./ Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 180 с.
32. Касаткин Г. А. Основные процессы и аппараты химической технологии : учебник для студентов химико-технологических специальностей вузов – М. : Химия, 1961. – 831 с.
33. Фізико-хімічні та експлуатаційні властивості товарних нафтопродуктів : навчальний посібник / П.І. Топільницький [та ін.] ; Мін-во освіти і науки України, Нац. ун-т "Львівська політехніка".
34. Основные процессы и аппараты химической технологии: Пособие по проектированию /Под. ред. Ю. И. Дытнерского. М.: Химия, 1983. – 272 с.
35. Варгафтик, Н. Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. 1972. – 720 с.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

36. XXIV Міжнародна науково-практична конференція студентів, аспірантів і молодих вчених “Ресурсоенергозберігаючі технології та обладнання” / Укладач Я. М. Корнієнко. – К.: «КПІ ім. Ігоря Сікорського», 2023.
37. АТК 24.218.06-90. Штуцера для сосудов и аппаратов стальных сварных. Типы, основные параметры, размеры и общие технические требования
38. IDS 2600. URL: <http://surl.li/gwnhd> (дата звернення: 01.05.2023).
39. Методичні вказівки до практичних занять для студентів спеціальності “Галузеве машинобудування”: НТУУ „КПІ”; уклад. І. А. Андреев. – Київ: НТУУ „КПІ ім. Ігоря Сікорського”, 2017. – 105 с.
40. Воробьева Г. Я. Коррозионная стойкость материалов в агрессивных средах химических производств. 1975. – 816 с.
41. ГОСТ 12820-80. Фланцы стальные плоские приварные. / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 11 с.
42. Розрахунок та конструювання основних елементів посудин та апаратів: вимоги до розрахунково-графічної роботи: навч. посіб. / Ігор Андреев; КПІ ім. Ігоря Сікорського. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 97 с.
43. Опір матеріалів: Підручник / Г. С. Писаренко, О. Л. Квітка, Е. С. Уманський; За ред. Г. С. Писаренка. – 2-ге вид., допов. і переробл. – К.: Вища шк., 2004. 655 с.
44. ДСТУ 3436-96. Швелери сталеві горячекатані. Сортамент. / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 14 с.
45. Мікульонок І.О. Виготовлення монтаж та експлуатація обладнання хімічних виробництв– Київ НТУУ «КПІ», 2012 – 442с.
46. РД 50–33–80. Методические указания. Определение уровня унификации и стандартизации изделий. / Нац. стандарт України. – Вид. офіц. – 15 с.
47. Задольський А.М., Шаповаленко О.О. Методичні вказівки до виконання економічної частини дипломних проєктів бакалаврів (для студентів інженерно – хімічного факультету). Навчальне видання. – К.: НТУУ «КПІ». 2010. – 15с.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток А

Документація до патентного дослідження

Для знаходження об'єктів порівняння та перевірки патентної чистоти конструкції проведений патентний пошук.

РЕГЛАМЕНТ ПОШУКУ № ЛН61.РП

Найменування теми Теплообмінник шифр теми ЛН611.065152.001 ПЗ

Етап Проектування апарата та його основних частин

Номер, дата завдання на проведення патентних досліджень

ЛН611.15.04.2023

Обґрунтування регламенту пошуку

Предмет пошуку: - теплообмінник типу «труба в трубі» (Об'єктом пошуку є винаходи та корисні моделі).

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

Визначення держав пошуку. Встановлюємо такі держави пошуку: всі країни, окрім РФ та РБ.

Ретроспективність. Регламент пошуку встановлюємо такий: 2022-2023 роки.

Класифікаційні індекси. Міжнародна патентна класифікація: МПК - F28D 1/00, F28D 1/053, F28D 7/00, F28F 1/42, F28F 9/00, F28F 9/02, F28F 9/12, F28F 13/00.

Джерела інформації: Патентна інформація: описи до винаходів, цифрова база патентів України та світу, сервіс Google patents. Науково-технічна інформація: монографії з тепломасообмінних процесів, підручники й навчальні посібники з курсу процесів та апаратів хімічних технологій.

Початок пошуку 15.04.2023 Закінчення пошуку 19.05.2023.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця А.1 – Патентна документація, відібрана для подальшого аналізу

ОГД, його складові частини	Документи на об'єкти промислової власності	
	Бібліографічні дані	Відомість щодо їхньої дії
Теплообмінний апарат і метод підтримки трубного пучка всередині апарата	Патент CN218034573U (CN), МПК(2006.01) F28D7/10; F28F9/26;. Ferrule type double-pipe heat exchanger equipment / LIU LAIRUI; SONG PENG; DONG YAHUI;. – Опубл. 13.12.2022	Діє
Трубчастий іонний рідинний теплообмінник з селективно-проникною трубкою	Патент US11454458B1 (US), МПК(2006.01) F25B 37/00, F28D 21/00, F28D 7/10, F28D 20/00, F25B 15/14. Tube-in-tube ionic liquid heat exchanger employing a selectively permeable tube/ Xergy Inc. – Опубл. 27.09.2022	Діє
Теплообмінник з подвійними трубами	Патент CN217483309U (CN), МПК(2006.01) F28D7/14; F28F9/013; F28F9/24;. Portable double-layer sleeve heat exchanger/ ZHENG XIAOYOU; HAN DEXIONG. – Опубл. 23.09.2022	Діє
Теплообмінник випромінюваного типу	Патент CN216770275U (CN), МПК(2006.01) F28F 9/00. Double-pipe heat exchanger/ GUANGDONG JIBAO DICHEN ELECTRICAL APPLIANCE CO LTD – Опубл. 17.06.2022	Діє
Теплообмінник типу «труба в трубі» для високотемпературної регенерації	Патент CN216845799U (CN), МПК(2006.01) F28D7/10; F28F1/24; F28F11/00; F28F9/26. Horizontal sleeve type high-temperature waste heat recovery device/ LIAONING PANSHAN NEWCASTLE THERMAL CO LTD – Опубл. 28.06.2022	Діє

Додаток Б
Комп'ютерні розрахунки
Визначення теплофізичних параметрів неочищеного та очищеного
оливних дистилятів

Вихідні данні: $G_1 := 16 \frac{\tau}{\text{год}}$

Витрати неочищених дистилятів $G_1 := \frac{G_1}{3600} \cdot 1000 = 4.444 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$

Початкова температура неочищених дистилятів: $t_{1p} := 20$

Кінцева температура неочищених дистилятів: $t_{1k} := 50$

Початкова температура очищених дистилятів: $t_{2p} := 90$

Кінцева температура очищених дистилятів: $t_{2k} := 70$

Різниця температур на кінцях теплообмінника

$$\Delta t_1 = t_{2k} - t_{1p} = 70 - 20 = 50.000$$

$$\Delta t_2 = t_{2p} - t_{1k} \rightarrow 90 - 50 = 40.000$$

Більша і менша різниця температур

$$\Delta t_b := \max(\Delta t_1, \Delta t_2) = 50.000$$

$$\Delta t_m := \min(\Delta t_1, \Delta t_2) = 40.000$$

Середня різниця температур:

$$\Delta t_c := \begin{cases} \frac{\Delta t_b + \Delta t_m}{2} & \text{if } \frac{\Delta t_b}{\Delta t_m} < 2 \\ \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}\right)} & \text{otherwise} \end{cases} = 45.000$$

Середні різниці теплоносіїв

Неочищених дистилатів

$$t_{1c} := \begin{cases} \frac{t_{1p} + t_{1k}}{2} & \text{if } t_{1k} - t_{1p} \leq t_{2p} - t_{2k} = 35.000 \\ \frac{t_{2p} + t_{2k}}{2} - \Delta t_c & \end{cases}$$

Очищених дистилатів

$$t_{2c} := \begin{cases} \frac{t_{2p} + t_{2k}}{2} & \text{if } (t_{1k} - t_{1p}) \geq (t_{2p} - t_{2k}) = 80.000 \\ \frac{t_{1p} + t_{1k}}{2} + \Delta t_c & \end{cases}$$

Теплофізичні властивості речовин:

Неочищеного дистилату: $K_{\text{max}} := 12$

Густина

$$a_1 := 0.888 \quad b_1 := 0.909 \quad c_1 := 0.920$$

$$\rho_{4.20.1} := \frac{a_1 + b_1 + c_1}{3} = 0.906$$

$$\alpha_{01} := 0.000903 - 0.00132 \cdot (\rho_{4.20.1} - 0.7) = 6.315 \times 10^{-4}$$

$$\rho_{01}(t) := \rho_{4.20.1} - \alpha_{01} \cdot (t - 20)$$

$$\rho_{15.15.1} := \rho_{4.20.1} + 5 \cdot \alpha_{01} = 0.909$$

$$\rho_1 := \rho_{01}(t_{1c}) \cdot 1000 = 896.194 \quad \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad T_{1c} := t_{1c} + 273.15 = 308.150$$

В'язкість

$$T_2 := (12 \ 20 \ 27.7 \ 40 \ 60 \ 80 \ 90 \ 100)^T$$

$$BY_{2T} := (60 \ 40 \ 31.4 \ 9.73 \ 4.7 \ 3 \ 2.1 \ 1.6)^T$$

$$T_{2c} := t_{2c} + 273.15 = 353.150$$

$$BY_1 := \text{linterp}(T_2, BY_{2T}, t_{1c}) \cdot 1.18 = 21.876$$

$$\nu_1 := \left(7.31 \cdot BY_1 - \frac{6.31}{BY_1} \right) \cdot 10^{-6} = 1.596 \times 10^{-4} \quad \frac{\text{м}^2}{\text{с}} \quad \mu_1 := \nu_1 \cdot \rho_1 = 0.143 \quad \text{Па} \cdot \text{с}$$

Теплоємність

$$C_{01} := 1.2807 - 0.7025 \cdot \rho_{15.15.1} + T_{1c} \cdot (0.00615 - 0.0023 \cdot \rho_{15.15.1}) \cdot (0.067 \cdot K + 0.35) = 2.086 \quad \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot K}$$

$$C_1 := C_{01} \cdot 10^3 = 2.086 \times 10^3 \quad \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot K}$$

Теплопровідність

$$\lambda_1 := \frac{0.1175}{\rho_{15.15.1}} \cdot (1.1475 - 0.00054 \cdot T_{1c}) = 0.127 \quad \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot K}$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Очищеного дистиляту:

Густина

$$a_2 := 0.8797 \quad b_2 := 0.8915 \quad c_2 := 0.8980$$

$$\rho_{4.20.2} := \frac{a_2 + b_2 + c_2}{3} = 0.890 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$\alpha_{02} := 0.000903 - 0.00132 \cdot (\rho_{4.20.2} - 0.7) = 6.526 \times 10^{-4}$$

$$\rho_{02}(t) := \rho_{4.20.2} - \alpha_{02} \cdot (t - 20)$$

$$\rho_{15.15.2} := \rho_{4.20.2} + 5 \cdot \alpha_{02} = 0.893$$

$$\rho_2 := \rho_{02}(t_{2c}) \cdot 1000 = 850.580$$

В'язкість

$$BY_2 := \text{linterp}(T_2, BY_{2T}, t_{2c}) = 3.000$$

$$\nu_2 := \left(7.31 \cdot BY_2 - \frac{6.31}{BY_2} \right) \cdot 10^{-6} = 1.983 \times 10^{-5} \frac{\text{мм}^2}{\text{с}} \quad \mu_2 := \nu_2 \cdot \rho_2 = 0.017 \quad \text{Па} \cdot \text{с}$$

Теплоємність

$$C_{02} := 1.2807 - 0.7025 \cdot \rho_{15.15.2} + T_{2c} \cdot (0.00615 - 0.0023 \cdot \rho_{15.15.2}) \cdot (0.067 \cdot K + 0.35) = 2.323 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot K}$$

$$C_2 := C_{02} \cdot 10^3 = 2.323 \times 10^3 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot K}$$

Теплопровідність

$$\lambda_2 := \frac{0.1175}{\rho_{15.15.2}} \cdot (1.1475 - 0.00054 \cdot T_{2c}) = 0.126 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot K}$$

Розрахунок фланцевого з'єднання

Блок-схема до розрахунку зображена на рисунку Б. 1.

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

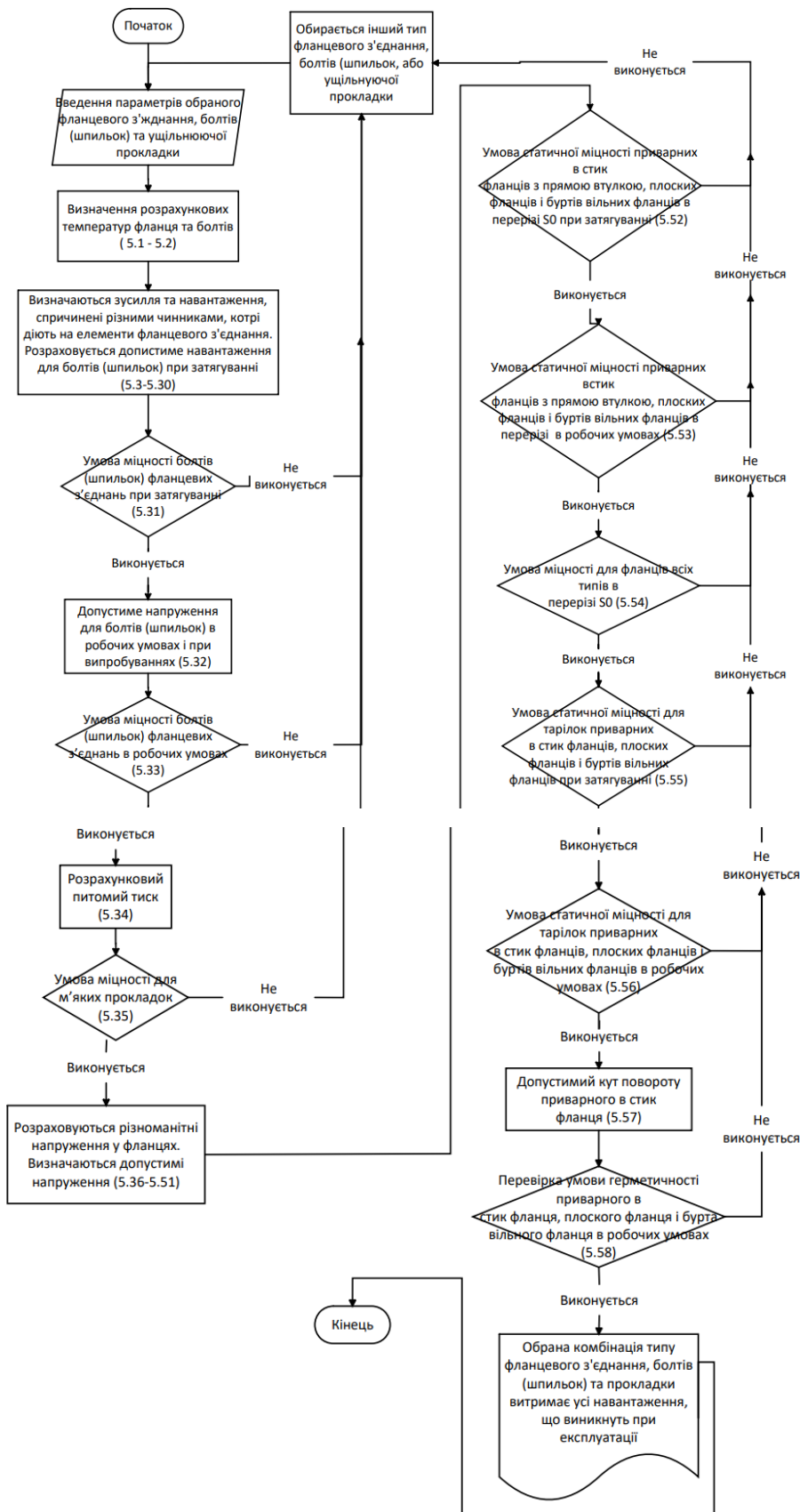


Рисунок Б.1 – Блок-схема розрахунку товщини фланцевого з'єднання
Програма розрахунку фланцевого з'єднання

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

ЛН611.065152.001 ПЗ

Арк.

92

$$p := 1$$

$$S_s := 0.004$$

$$C := 0.0015$$

$$t := 90$$

$$D_H := 0.160$$

$$D_{cp} := 0.082$$

$$D := 0.049$$

$$d := 10$$

$$n_6 := 4$$

$$h := 0.024$$

$$h_H := 0.002$$

$$b_H := 0.025$$

$$S_0 := 0.004$$

$$D_6 := 0.125$$

Матеріал
фланця
Сталь 12X18H10T

$$\sigma_{доп.t} := (184 \ 174 \ 168)^T$$

$$t_{\sigma,доп.t} := (20 \ 100 \ 150)^T$$

$$E_{\phi} := 10^5 (2.15 \ 2.15 \ 2.05)^T$$

$$t_{E\phi} := (20 \ 100 \ 150)^T$$

Матеріал болтів (шпильок)

Сталь 20X13

$$\sigma_{доп.н.б.t} := (195 \ 182 \ 165)^T$$

$$t_{\sigma,доп.н.б.t} := (20 \ 100 \ 200)^T$$

$$E_6 := 10^5 (2.28 \ 2.22 \ 2.13)^T$$

$$t_{E6} := (20 \ 100 \ 200)^T$$

$$\alpha_{6t} := 10^6 (10.4 \ 1.04 \ 11.4)^T$$

$$t_{6t} := (20 \ 100 \ 200)^T$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункові температури фланця t_f , кільця t_k і болтів

$$t_f := 0.96 \cdot t \rightarrow 0.96 \cdot 90 = 86.4$$

$$t_k := 0.95 \cdot t \rightarrow 0.95 \cdot 90 = 85.5$$

Ефективна ширина прокладки

$$b_0 := \frac{3.8 \cdot \sqrt{1000 b_{\pi}}}{1000} \rightarrow \frac{3.8 \cdot \sqrt{1000 \cdot 0.025}}{1000} = 0.019$$

Питомий тиск обтиснення прокладки

$$q_{обт} := 4$$

Зусилля, яке необхідне для деформування прокладки при зтягуванні фланця

$$P_{обт} := 0.5 \cdot \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot q_{обт} \rightarrow 0.5 \cdot \pi \cdot 0.082 \cdot 0.019 \cdot 4 = 9.789 \times 10^{-3}$$

Коефіцієнт прокладки

$$m := 1$$

Зусилля на прокладку в робочих умовах, яке необхідне для забезпечення герметичності фланцевого з'єднання

$$R_{\pi} := \pi \cdot D_{сп} \cdot b_0 \cdot m \cdot p \rightarrow \pi \cdot 0.082 \cdot 0.019 = 4.895 \times 10^{-3}$$

Площа поперечного перерізу болта (шпильки)

$$d = 10$$

$$f_b := \text{interp}(d_{bf}, f_{bf}, d) = 5.22 \times 10^{-5}$$

Сумарна площа перерізу болтів (шпильок) по внутрішньому діаметру різьблення або напруженому перерізу найменшого діаметра

$$A_b := n_b \cdot f_b \rightarrow 4 \cdot 5.22 \text{E-}05 = 2.088 \times 10^{-4}$$

Рівнодіюче навантаження від тиску

$$Q_d := \frac{\pi \cdot D_{сп}^2}{4} \cdot p \rightarrow \frac{\pi \cdot 0.082^2}{4} = 5.281 \times 10^{-3}$$

Коефіцієнт обтиснення прокладки

$$K_{обж} := 0.04$$

Умовний модуль стиснення

$$E_{\pi} := 3 \cdot \left(1 + \frac{b_{\pi}}{2 \cdot h_{\pi}} \right) \rightarrow 3 \cdot \left(1 + \frac{0.025}{2 \cdot 0.002} \right) = 21.75$$

Податливість

$$y_{\pi} := \frac{h_{\pi} \cdot K_{обж}}{\pi \cdot E_{\pi} \cdot D_{сп} \cdot b_{\pi}} \rightarrow \frac{0.002 \cdot 0.04}{\pi \cdot 21.75 \cdot 0.082 \cdot 0.025} = 5.711 \times 10^{-4}$$

Відстань між опорними поверхнями гайки і головки болта або опорними поверхнями гайок

$$L_{60} := 2 \cdot h + h_{\pi} \rightarrow 2 \cdot 0.024 + 0.002 = 0.05$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Ефективна довжина болта (шпильки)

$$L_6 := L_{60} + 0.28 \cdot d \rightarrow 0.05 + 0.28 \cdot 10 = 2.85$$

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) при 20 С, визначається за таблицею

$$E_{6,20} := \text{linterp}(t_{E6}, E_6, 20) = 2.28 \times 10^5$$

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу болта (шпильки) за розрахункової температури

$$E_{6,t} := \text{linterp}(t_{E6}, E_6, t_6) = 2.231 \times 10^5$$

Податливість болтів(шпильок)

$$y_6 := \frac{L_6}{E_{6,20} \cdot f_6 \cdot n_6} \rightarrow \frac{2.85}{227999.99999999997 \cdot 5.22E-05 \cdot 4} = 0.06$$

Розрахунковий коефіцієнт

$$\beta_V := 0.55$$

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при температурі 20 оС

$$E_{20} := \text{linterp}(t_{E\phi}, E_\phi, 20) = 2.15 \times 10^5$$

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця за розрахункової температури

$$E := \text{linterp}(t_{E\phi}, E_\phi, t_\phi) = 2.15 \times 10^5$$

Параметр довжини втулки

$$l_0 := \sqrt{2.2 \cdot S_0} \rightarrow \sqrt{2.2 \cdot 0.004} = 0.094$$

Співвідношення розмірів тарілки фланця

$$K := \frac{D_H}{D} \rightarrow \frac{0.160}{0.049} = 3.265$$

Коефіцієнт

$$\beta_T := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.551 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} \rightarrow \frac{3.265^2 \cdot (1 + 8.551 \cdot \log(3.265)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot 3.265^2) \cdot (3.265 - 1)} = 1.145$$

Коефіцієнт

$$\beta_U := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.551 \cdot \log(K, 10)) - 1}{1.36 \cdot (K^2 - 1) \cdot (K - 1)} \rightarrow \frac{3.265^2 \cdot (1 + 8.551 \cdot \log(3.265, 10)) - 1}{1.36 \cdot (3.265^2 - 1) \cdot (3.265 - 1)} = 1.899$$

Коефіцієнт

$$\beta_F := 0.91$$

Коефіцієнт

$$\beta_F := 0.91$$

Коефіцієнт

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot S_0^2} \rightarrow \frac{0.91 \cdot 0.024 + 0.094}{1.145 \cdot 0.094} + \frac{0.55 \cdot 0.024^3}{1.899 \cdot 0.094 \cdot 0.004^2} = 3.738$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кутова податливість фланця при

$$y_{\Phi} := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot S_0^2 \cdot l_0} \rightarrow \frac{0.91 \cdot 0.55}{215000 \cdot 3.738 \cdot 0.004^2 \cdot 0.094} = 0.414$$

Плечі дії сил у болтах (шпильках) для фланців з конічною втулкою, які приварені в стик і для плоских фланців

$$b := 0.5 \cdot (D_6 - D_{\text{сп}}) \rightarrow 0.5 \cdot (0.125 - 0.082) = 0.022$$

Еквівалентна товщина конічної втулки фланця

$$S_E := S_0 = 4 \times 10^{-3}$$

Плече зусилля від дії тиску на фланець

$$e := 0.5 \cdot (D_{\text{сп}} - D - S_E) \rightarrow 0.5 \cdot (0.082 - 0.049 - 0.004) = 0.015$$

Жорсткість фланцевого з'єднання

$$y := \frac{1}{y_{\Pi} + y_6 \cdot \frac{E_{6,20}}{E_{6,t}} + y_{\Phi} \cdot \frac{E_{20}}{E} \cdot 2 \cdot b^2} \rightarrow \frac{1}{0.0005711 + 0.059866 \cdot \frac{228000}{223087.5} + 0.414 \cdot \frac{215000}{215000} \cdot 2 \cdot 0.022^2} = 16.089$$

Коефіцієнт жорсткості фланцевого з'єднання, яке навантажене внутрішнім тиском або зовнішньою осьюовою силою

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\Pi} - y_{\Phi} \cdot e \cdot 2 \cdot b}{y_{\Pi} + y_6 + 2y_{\Phi} \cdot b^2} \rightarrow 1 - \frac{0.0005711 - 0.414 \cdot 0.015 \cdot 2 \cdot 0.022}{0.0005711 + 0.059866 + 2 \cdot 0.414 \cdot 0.022^2} = 0.995$$

Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу болта

$$\alpha_6 := \begin{cases} 11.1 & \text{if } 20 < t_6 \leq 100 \\ 11.9 & \text{if } 100 < t_6 < 200 \\ 13.4 & \text{otherwise} \end{cases} = 11.1$$

Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу

$$\alpha_{\Phi} := \begin{cases} 12.2 & \text{if } 20 < t_6 \leq 100 \\ 12.2 & \text{if } 100 < t_6 < 200 \\ 12.2 & \text{otherwise} \end{cases} = 12.2$$

Температурний коефіцієнт лінійного розширення матеріалу шайби

$$\alpha_{\text{ш}} := \begin{cases} 11.1 & \text{if } 20 < t_6 \leq 100 \\ 11.9 & \text{if } 100 < t_6 < 200 \\ 13.4 & \text{otherwise} \end{cases} = 11.1$$

$$d = 10$$

Товщина шайби

$$h_{ш} := \text{linterp}(d_d, h_{шd}, d) = 2 \times 10^{-3}$$

Навантаження, яке викликане обмеженістю температурних деформацій

$$Q_t := \gamma \cdot [(\alpha_{ф} \cdot h + \alpha_{ш} \cdot h_{ш}) \cdot (t_{ф} - 20) - \alpha_{б} \cdot (h_1 + h_2) \cdot (t_6 - 20)] \cdot 10^{-6} \rightarrow 16.1 \cdot [(12.2 \cdot 0.024 + 11.1 \cdot 0.002) \cdot (86.4 - 20) - 1.11 \cdot (0.024 + 0.024) \cdot (85.5 - 20)] \cdot 10^{-6} = 6.173 \times 10^{-4}$$

Розрахункове навантаження на болти(шпильки) при з'єднанні, яке необхідне для забезпечення в робочих умовах тиску на прокладку, достатнього для герметизації фланцевого з'єднання

$$AA := \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{п} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D_{сп}} \rightarrow 0.995 \cdot (0.005 + 0) + 0.005 + \frac{4 \cdot 0 \cdot |0|}{0.082} = 9.975 \times 10^{-3}$$

$$BB := \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{п} + \frac{4 \cdot \alpha_M \cdot |M|}{D} - Q_t \rightarrow 0.995 \cdot (0.005 + 0) + 0.005 + \frac{4 \cdot 0 \cdot |0|}{0.082} - 0.001 = 8.975 \times 10^{-3}$$

$$P_{б1} := \max(AA, BB) \rightarrow \max(0.009975, 0.008975) = 9.975 \times 10^{-3}$$

Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах

$$\sigma_{доп.н.б} := \text{linterp}(t_{\sigma, доп.н.б}, \sigma_{доп.н.б}, t_6) = 184.356$$

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при з'єднанні, яке необхідне для забезпечення обтиснення прокладки і мінімального початкового натягнення болтів (шпильок)

$$P_{б2} := \max(P_{обт}, 0.4 \cdot A_б \cdot \sigma_{доп.н.б}) \rightarrow \max(0.01, 0.4 \cdot 0.000209 \cdot 184.35625) = 0.015$$

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) при з'єднанні фланцевого з'єднання

$$P_{б.м} := \max(P_{б1}, P_{б2}) \rightarrow \max(0.009975, 0.015) = 0.015$$

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) фланцевих з'єднань у робочих умовах

$$P_{б.р} := P_{б.м} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t + \frac{4 \cdot (1 - \alpha_M) \cdot |M|}{D_{сп}} \rightarrow 0.015 + (1 - 0.995) \cdot (0.005 + 0) + 0.001 + \frac{4 \cdot (1 - 0) \cdot |0|}{0.082} = 0.016$$

Перевірка міцності болтів (шпильок) і прокладки

Розрахункове навантаження на болти (шпильки) фланцевих з'єднань у

$$\sigma_{б1} := \frac{P_{б.м}}{A_б} \rightarrow \frac{0.015}{0.000209} = 71.77$$

Номінальне допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах

$$\sigma_{б2} := \frac{P_{б.р}}{A_б} \rightarrow \frac{0.016}{0.000209} = 76.555$$

Коефіцієнт умов роботи

$$K_{у.р} := 1$$

Коефіцієнт умов затягування

$$K_{у.з} := 1$$

Коефіцієнт, який враховує навантаження від температурних деформацій

$$K_{у.т} := 1$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Допустиме напруження для болтів (шпильок) при
 $\sigma_{\text{доп.м.б}} := 1.2 \cdot K_{y.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.r} \cdot \sigma_{\text{доп.н.б}} \rightarrow 1.2 \cdot 184.35625 = 221.227$

Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань при
 затягуванні

$$u_{\text{мова}} := \begin{cases} 1 & \text{if } \sigma_{61} \leq \sigma_{\text{доп.м.б}} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

Допустиме напруження для болтів (шпильок) в робочих умовах і при
 випробуваннях

$$\sigma_{\text{доп.р.б}} := K_{y.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.r} \cdot \sigma_{\text{доп.н.б}} \rightarrow 1 \cdot 184.35625 = 184.356$$

Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань в робочих умовах

$$u_{\text{мова}} := \begin{cases} 1 & \text{if } \sigma_{61} \leq \sigma_{\text{доп.р.б}} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

Розрахунковий питомий

$$q := \frac{\max(P_{6.m}, P_{6.p})}{\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} \rightarrow \frac{\max(0.015, 0.016)}{\pi \cdot 0.082 \cdot 0.025} = 2.484$$

Допустимий питомий тиск

$$q_{\text{доп}} := 20$$

Умова міцності для м'яких прокладок

$$u_{\text{мова}} := \begin{cases} 1 & \text{if } q \leq q_{\text{доп}} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

Розрахунок фланців на статичну міцність

Коефіцієнт, який враховує вигин тарілки фланця між болтами (шпильками)

$$\sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_6}{n_6}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5}}} \rightarrow \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot 0.125}{4}}{2 \cdot 10 + \frac{6 \cdot 0.024}{1 + 0.5}}} = 0.07$$

$$C_F := \max \left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_6}{n_6}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5}}} \right) \rightarrow \max \left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot 0.125}{4}}{2 \cdot 10 + \frac{6 \cdot 0.024}{1 + 0.5}}} \right) = 1$$

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець при з'єднанні при
 приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця

$$M_M := C_F \cdot P_{6.m} \cdot b \rightarrow 0.015 \cdot 0.022 = 3.3 \times 10^{-4}$$

Розрахунковий згинаючий момент, який діє на фланець в робочих умовах при застосуванні
 приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця

$$M_P := C_F \cdot \max[P_{6.p} \cdot b + (Q_d + Q_{F.M}) \cdot e, (Q_d + Q_{F.M}) \cdot e] \rightarrow \max[0.016 \cdot 0.022 + (0.005 + 0) \cdot 0.015, (0.005 + 0) \cdot 0.015] = 4.27 \times 10^{-4}$$

$$D_{3E} := D = 0.049$$

Меридіональне згинаюче напруження у втулці приварного встик фланця з прямою втулкою, в обичайці плокого фланця або в обичайці бурта вільного фланця при затягуванні

$$\sigma_{0,M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_0 - C)^2 \cdot D_{\text{ref}}} \rightarrow \frac{0.0003}{3.738 \cdot (0.004 - 0.0015)^2 \cdot 0.049} = 262.063$$

Радіальне напруження в тарілці приварного встик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в умовах затягування

$$\sigma_{R,M} := \frac{(1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0) \cdot M_M}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \rightarrow \frac{(1.33 \cdot 0.91 \cdot 0.024 + 0.094) \cdot 0.0003}{3.738 \cdot 0.024^2 \cdot 0.094 \cdot 0.049} = 3.722$$

Розрахунковий коефіцієнт

$$\beta_Y = \frac{1}{K-1} \cdot \left(0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{K^2 - 1} \right) \rightarrow \frac{1}{3.265 - 1} \cdot \left(0.69 + 5.72 \cdot \frac{3.265^2 \cdot \log(3.265)}{3.265^2 - 1} \right) = 1.737$$

Розрахунковий

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} \rightarrow \frac{3.265^2 + 1}{3.265^2 - 1} = 1.207$$

Окружне напруження втарілі приварного встик фланця, плоскогофланця і бурта вільного фланця
в умовах затягування

$$\sigma_{T.M} = \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{R.M} \rightarrow \frac{1.737 \cdot 0.0003}{0.024^2 \cdot 0.049} - 1.207 \cdot 3.722 = 13.971$$

Меридіональне згинаюче напруження для приварного в стик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах

$$\sigma_{0,P} := \frac{M_P}{\lambda \cdot (S_0 - C)^2 \cdot D_{3B}} \rightarrow \frac{0.00042699999999999997}{3.738 \cdot (0.004 - 0.0015)^2 \cdot 0.049} = 373.003$$

Меридіональне мембранне напруження у конічній втулці приварного в стик фланця в перерізі, приварного в стик фланця з прямою втулкою, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в робочих умовах

$$\sigma_{0MM,P} := \frac{0.785 \cdot D^2 \cdot p + F + \frac{4 \cdot |M|}{D + S_0}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - C)} \rightarrow \frac{0.785 \cdot 0.049^2 + 0 + \frac{4 \cdot |0|}{0.049 + 0.004}}{\pi \cdot (0.049 + 0.004) \cdot (0.004 - 0.0015)} = 4.528$$

Окружне мембранне напруження від дії тиску у втулці приварного в стик фланця, в обичайці плоского фланця або в обичайці бурта вільного фланця в перерізі в робочих

$$\sigma_{0M0.P} := \frac{p \cdot D}{2 \cdot (S_0 - C)} \rightarrow \frac{0.049}{2 \cdot (0.004 - 0.0015)} = 9.8$$

Умова міцності для фланців всіх типів в перерізіS0

$$\max(\sigma_{0M0.P}, \sigma_{0MM.P}) = 9.8 \quad \sigma_{\text{доп}} = 175.7$$

$$\text{umova} := \begin{cases} 1 & \text{if } \max(\sigma_{0M0.P}, \sigma_{0MM.P}) \leq \sigma_{\text{доп}} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

Умова статичної міцності для тарілок приварних встик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців при затягуванні

$$\sigma_{R.P} = 5.298 \quad \sigma_{T.M} = 13.971 \quad K_T \cdot \sigma_{\text{доп}} = 228.41$$

$$\text{umova} := \begin{cases} 1 & \text{if } \max(|\sigma_{R.P}|, \sigma_{T.M}) \leq K_T \cdot \sigma_{\text{доп}} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

Умова статичної міцності для тарілок приварних встик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців в робочих умовах

$$\sigma_{R.P} = 5.298 \quad \sigma_{T.P} = 19.884 \quad K_T \cdot \sigma_{\text{доп}} = 228.41$$

$$\text{umova} := \begin{cases} 1 & \text{if } \max(|\sigma_{R.P}|, \sigma_{T.P}) \leq K_T \cdot \sigma_{\text{доп}} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

Перевірка умови герметичності фланцевого з'єднання за кутом повороту фланця

Коефіцієнт

$$K_{\Theta} := 1$$

Допустимий кут повороту приварного встик

$$\Theta_{\text{доп}} := \begin{cases} 0.006 & \text{if } D \cdot 10^3 \leq 400 \\ 0.013 & \text{if } D \cdot 10^3 > 2000 \\ \left[0.006 + \frac{0.013 - 0.006}{2000 - 400} \cdot (D \cdot 10^3 - 400) \right] & \text{otherwise} \end{cases} = 6 \times 10^{-3}$$

Модуль поздовжньої пружності в умовах розтягу матеріалу фланця при розрахунковій температурі

$$E = 2.15 \times 10^5$$

Перевірка умови герметичності приварного встик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в робочих умовах

$$\Theta := M_P \cdot y_{\Phi} \cdot \frac{E_{20}}{E} \rightarrow 0.000427 \cdot 0.414 \cdot \frac{215000}{215000} = 1.768 \times 10^{-4}$$

$$\text{umova} := \begin{cases} 1 & \text{if } \Theta \leq K_{\Theta} \cdot \Theta_{\text{доп}} \\ 0 & \text{otherwise} \end{cases} = 1$$

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

Ідентифікатори роз'яснені в таблиці Б.1.

Таблиця Б.1 – Перелік ідентифікаторів

Найменування величини	Позначення	Ідентифікатор	Розмірність
Допустиме напруження	$[\sigma]$	$\sigma_{\text{доп}}$	МПа
Коефіцієнт міцності зварного шва	φ	φ	-
Навантаження	Q	Q	МН
Зусилля	P	P	МН
коефіцієнт	K	K	-
Згинаючий момент	M	M	Н*М
Допустимий питомий тиск	$[q]$	$q_{\text{доп}}$	МПа
Розрахунковий питомий тиск	q	q	МПа

Результати розрахунку фланцевого з'єднання приведені в таблиці Б.2.

Таблиця Б.2 – Результати розрахунку

Найменування величини	Позначення	Ідентифікатор	Розмірність
1	2	3	4
Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань при затягуванні	$\sigma_{61} \leq \sigma_{\text{доп.м.б}}$	$\sigma_{61} \leq \sigma_{\text{доп.м.б}}$	Умова виконується
Умова міцності болтів (шпильок) фланцевих з'єднань в робочих умовах	$\sigma_{61} \leq \sigma_{\text{доп.р.б}}$	$\sigma_{61} \leq \sigma_{\text{доп.р.б}}$	Умова виконується
Умова міцності для м'яких прокладок	$q \leq q_{\text{доп}}$	$q \leq q_{\text{доп}}$	Умова виконується
Умова статичної міцності приварних в стик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S0 при затягуванні	$\max(\sigma_{0.M} + \sigma_{R.M} , \sigma_{0.M} + \sigma_{T.M}) \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_{\text{доп.0}}$	$\max(\sigma_{0.M} + \sigma_{R.M} , \sigma_{0.M} + \sigma_{T.M}) \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_{\text{доп.0}}$	Умова виконується
Умова статичної міцності для тарілок приварних встик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців в робочих умовах	$\max(\sigma_{0.P} - \sigma_{0.MM.P} + \sigma_{R.P} , \sigma_{0.P} - \sigma_{0.MM.P} + \sigma_{T.P} , \sigma_{0.P} + \sigma_{0.MM.P}) \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_{\text{доп.0}}$	$\max(\sigma_{0.P} - \sigma_{0.MM.P} + \sigma_{R.P} , \sigma_{0.P} - \sigma_{0.MM.P} + \sigma_{T.P} , \sigma_{0.P} + \sigma_{0.MM.P}) \leq K_S \cdot K_T \cdot \sigma_{\text{доп.0}}$	Умова виконується

1	2	3	4
Умова міцності для фланців всіх типів в перерізі S0	$\max(\sigma_{0M0.P}, \sigma_{0MM.P}) \leq \sigma_{\text{доп}}$	$\max(\sigma_{0M0.P}, \sigma_{0MM.P}) \leq \sigma_{\text{доп}}$	Умова виконується
Умова статичної міцності приварних в стик фланців з прямою втулкою, плоских фланців і буртів вільних фланців в перерізі S0 при затягуванні	$\max(\sigma_{R.P} , \sigma_{T.M}) \leq K_T \cdot \sigma_{\text{доп}}$	$\max(\sigma_{R.P} , \sigma_{T.M}) \leq K_T \cdot \sigma_{\text{доп}}$	Умова виконується
Умова статичної міцності для тарілок приварних встик фланців, плоских фланців і буртів вільних фланців в робочих умовах	$\max(\sigma_{R.P} , \sigma_{T.P}) \leq K_T \cdot \sigma_{\text{доп}}$	$\max(\sigma_{R.P} , \sigma_{T.P}) \leq K_T \cdot \sigma_{\text{доп}}$	Умова виконується
Перевірка умови герметичності приварного в стик фланця, плоского фланця і бурта вільного фланця в робочих умовах	$\Theta \leq K_{\Theta} \cdot \Theta_{\text{доп}}$	$\Theta \leq K_{\Theta} \cdot \Theta_{\text{доп}}$	Умова виконується

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						103
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Додаток В

Патенти, які використовувались в патентному дослідженні

(19) 国家知识产权局



(12) 实用新型专利



(10) 授权公告号 CN 218034573 U

(45) 授权公告日 2022.12.13

(21) 申请号 202221583090.8

(22) 申请日 2022.06.23

(73) 专利权人 中国船舶重工集团公司第七一八研究所

地址 056027 河北省邯郸市展览路17号

(72) 发明人 刘来瑞 宋鹏 董亚慧 吝肖肖
吴宝平 马士平

(74) 专利代理机构 中国船舶专利中心 11026
专利代理师 栾硕

(51) Int.Cl.

F28D 7/10 (2006.01)

F28F 9/26 (2006.01)

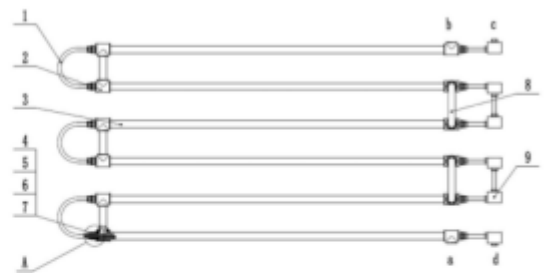
权利要求书1页 说明书3页 附图2页

(54) 实用新型名称

一种卡套式套管换热器设备

(57) 摘要

本实用新型公开了一种卡套式套管换热器设备,该设备包括双卡套接头组件、U型管、异径三通、外套管、金属软管及高压角通,通过双卡套接头组件与U型管配合形成主密封结构,实现工艺介质管路与冷流体管路之间的密封,相比于密封结构较为复杂、填料选择和安装要求较高的传统可拆卸套管换热器填料函密封结构,本实用新型提供的换热器设备拆装方便、易清洗、灵活性高、密封性强且安全性高。



CN 218034573 U

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						104
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



US011454458B1

(12) **United States Patent**
Bahar et al.

(10) **Patent No.:** **US 11,454,458 B1**
(45) **Date of Patent:** **Sep. 27, 2022**

(54) **TUBE-IN-TUBE IONIC LIQUID HEAT EXCHANGER EMPLOYING A SELECTIVELY PERMEABLE TUBE**

(56) **References Cited**

U.S. PATENT DOCUMENTS

- (71) Applicant: **Xergy Inc.**, Harrington, DE (US)
- (72) Inventors: **Bamdad Bahar**, Georgetown, DE (US); **Jacob Zerby**, Dover, DE (US); **Harish Opadrishta**, Dover, DE (US); **Jason Woods**, Boulder, CO (US)
- (*) Notice: Subject to any disclaimer, the term of this patent is extended or adjusted under 35 U.S.C. 154(h) by 198 days.

1,925,281 A	3/1934	Ranque
2,913,511 A	11/1959	Grubb, Jr.
3,432,355 A	3/1969	Niedrach et al.
3,489,670 A	1/1970	Maget
3,544,377 A	12/1970	Justi et al.
4,118,299 A	10/1978	Maget
4,402,817 A	9/1983	Maget
4,523,635 A	6/1985	Nishizaki et al.
4,593,534 A	6/1986	Bloomfield
4,829,785 A	5/1989	Hersey
4,990,412 A	2/1991	Hersey
5,024,060 A	6/1991	Trusch
5,547,551 A	8/1996	Bahar et al.
5,599,614 A	2/1997	Bahar et al.
5,635,041 A	6/1997	Bahar et al.
5,746,064 A	5/1998	Tsenter
5,768,906 A	6/1998	Tsenter
5,900,031 A	5/1999	Bloomfield
5,961,813 A	10/1999	Fritz et al.
5,976,724 A	11/1999	Bloomfield
59,993,619	11/1999	Bloomfield et al.

(Continued)

Primary Examiner — Devon Russell

(21) Appl. No.: **16/847,322**

(22) Filed: **Apr. 13, 2020**

Related U.S. Application Data

(60) Provisional application No. 62/833,513, filed on Apr. 12, 2019.

(51) **Int. Cl.**
F25B 37/00 (2006.01)
F28D 21/00 (2006.01)
F28D 7/10 (2006.01)
F28D 20/00 (2006.01)
F25B 15/14 (2006.01)

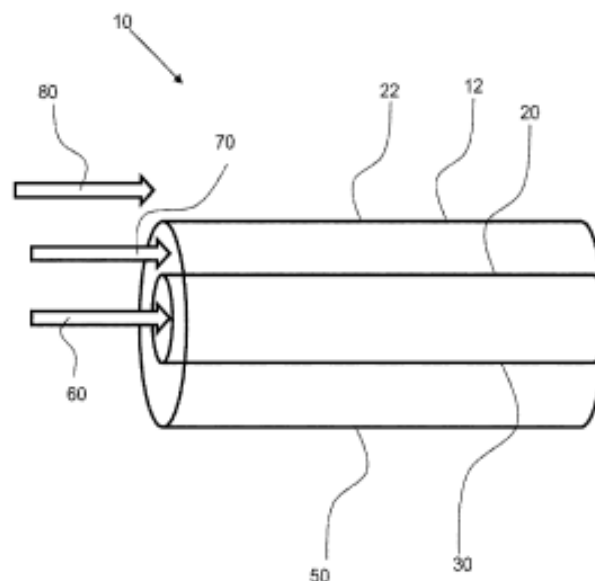
(52) **U.S. Cl.**
CPC **F28D 21/0015** (2013.01); **F25B 15/14** (2013.01); **F25B 37/00** (2013.01); **F28D 7/103** (2013.01); **F28D 20/003** (2013.01)

(58) **Field of Classification Search**
CPC **F25B 15/14**; **F25B 37/00**; **F25B 3215/002**; **F28D 7/103**; **F28D 21/0015**
See application file for complete search history.

(57) **ABSTRACT**

A tube-in-tube heat exchanger utilizes a selectively permeable tube having a selective permeable layer to allow the refrigerant to transfer into an ionic liquid to generate heating or cooling. The ionic liquid then provides heating or cooling to a heat transfer fluid through a non-permeable layer or tube. The system may be configured as a shell and tube design, with the third fluid free to flow on the outside of the shell, or as a shell and tube-in-tube, with a central tube containing a first liquid, a second tube containing a second liquid, and an outer shell containing the third liquid. The selectively permeable tube may include an anion or cation selectively permeable layer and this layer may be supported by a support layer or tube.

20 Claims, 5 Drawing Sheets



Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

А/Н611.065152.001 ПЗ

Арк.

105



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 217483309 U

(45) 授权公告日 2022.09.23

(21) 申请号 202221359958.6

(22) 申请日 2022.06.01

(73) 专利权人 上海承欢轻工机械有限公司

地址 201411 上海市奉贤区奉城镇洪朱路
2803号

(72) 发明人 郑效友 韩德雄

(74) 专利代理机构 上海湾谷知识产权代理事务
所(普通合伙) 31289

专利代理师 倪继祖

(51) Int. Cl.

F28D 7/14 (2006.01)

F28F 9/013 (2006.01)

F28F 9/24 (2006.01)

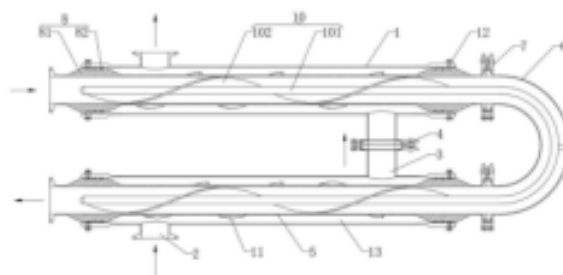
权利要求书1页 说明书3页 附图1页

(54) 实用新型名称

一种便携式双层套管换热器

(57) 摘要

本实用新型涉及换热器技术领域,且公开了一种便携式双层套管换热器,包括:两个外换热管和内换热管组件,两个所述外换热管均安装在内换热管组件的表面,两个所述外换热管的表面均设置有外接管和连接管。该便携式双层套管换热器,通过设置外换热管、直管、U型弯管、第二卡箍、密封机构和绕流机构,直管和型弯管通过第二卡箍装配,使物料进入直管内流动时,会沿着螺旋叶片的方向不断的翻动,与直管内壁接触冷却后的物料被翻走,热量高的物料与直管的内壁接触进行换热,通过不断的翻动,使经过直管和U型弯管的物料与换热腔内的介质充分的换热,提高物料的冷却速度。



CN 217483309 U

					/H611.065152.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Подпис	Дата		106

(19) 国家知识产权局



(12) 实用新型专利



(10) 授权公告号 CN 216770275 U

(45) 授权公告日 2022.06.17

(21) 申请号 202122765134.0

F28F 9/00 (2006.01)

(22) 申请日 2021.11.11

(73) 专利权人 广东吉宝鼎辰电器有限公司

地址 528305 广东省佛山市顺德区容桂街
道四基社区华基路5号锦腾集成电路
制造中心2栋904号

(72) 发明人 余群 方文平 古元勇

(74) 专利代理机构 佛山市顺为知识产权代理事
务所(普通合伙) 44532

专利代理师 关健垣 黄家权

(51) Int.Cl.

F28D 7/02 (2006.01)

F28F 9/04 (2006.01)

F28F 21/08 (2006.01)

F28F 21/06 (2006.01)

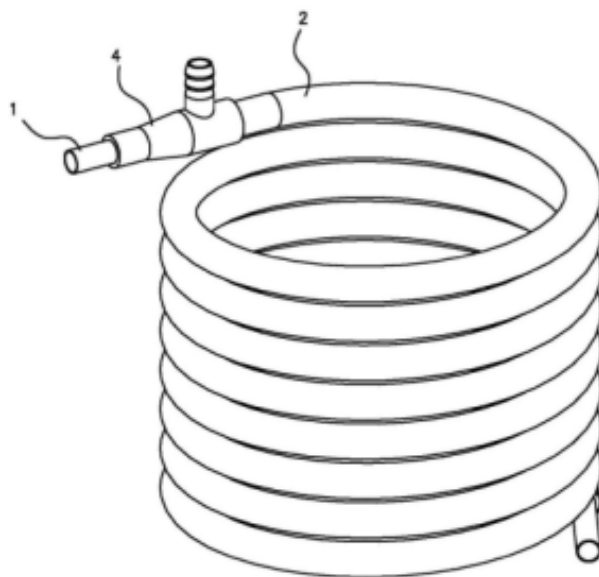
权利要求书1页 说明书3页 附图3页

(54) 实用新型名称

一种套管式换热器

(57) 摘要

本实用新型涉及一种套管式换热器,包括内管和外管,内管套设于外管内,内管与外管之间有通水间隙;所述内管为硬质管;所述外管为软质管。本套管式换热器加工组装难度低,性能可靠,有效保证通水量。



					/H611.065152.001 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Подпис	Дата		107



(12) 实用新型专利

(10) 授权公告号 CN 216845799 U

(45) 授权公告日 2022.06.28

(21) 申请号 202220293942.3

(22) 申请日 2022.02.15

(73) 专利权人 辽宁盘山新城热力有限公司

地址 124000 辽宁省盘锦市盘山县太平镇

杜家村17—86—60

(72) 发明人 张延斌 李勇 翟德明 邵连波

刘国浩

(74) 专利代理机构 沈阳鼎恒知识产权代理事务
所(普通合伙) 21245

专利代理师 段新颖

(51) Int. Cl.

F28D 7/10 (2006.01)

F28F 11/00 (2006.01)

F28F 9/26 (2006.01)

F28F 1/24 (2006.01)

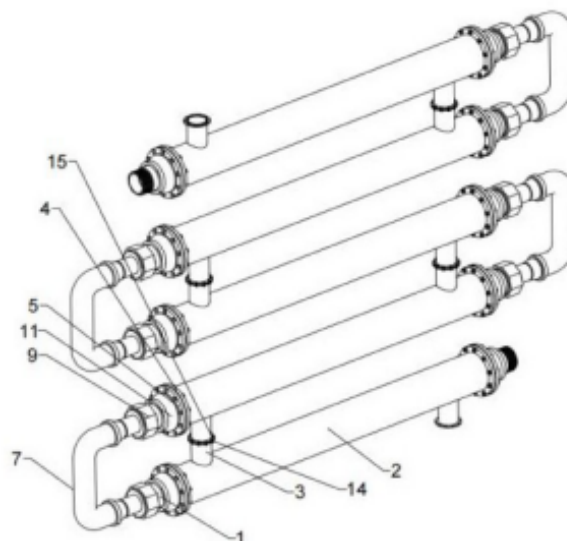
权利要求书1页 说明书4页 附图4页

(54) 实用新型名称

卧式套管式高温余热回收装置

(57) 摘要

本实用新型公开了一种卧式套管式高温余热回收装置,包括内管以及外管,所述内管插装于外管内,所述内管与外管的连接位置上设置有密封连接组件,所述外管的上下两侧壁面上分别焊接有连通管,相邻的所述连通管之间设置有限位连通件,相邻的所述内管之间通过U型连接件相连接,本实用新型涉及换热装置技术领域,相邻的外管之间通过限位连通件进行装配连接,相邻的内管之间通过U型连接件进行连接,采用组合式设计,可以充分保证各个外管与内管之间的装配连接以及拆卸便利性,一方面便于将内管和外管拆卸后进行水垢的清理,另一方面可以对损坏的内管或者外管进行更换,结构简单,可重复利用率高。



CN 216845799 U

Змн.	Арх.	№ докум.	Подпис	Дата

ΛH611.065152.001 ПЗ

Арх.

108

Додаток Г

Публікації автора

СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

студента кафедри машин та апаратів хімічних і нафтопереробних
виробництв

КОРЮКАЄВА ОЛЕКСАНДРА СЕРГІЙОВИЧА

1. ALKALINE CLEANING OF DISTILLATES / Novokhat Oleh, Koriukaiev Oleksandr // «INNOVATIONS AND PROSPECTS IN MODERN SCIENCE»: Proceedings of IV International Scientific and Practical Conference, (Stockholm 10- 12 квітня 2023р.): зб. тез доп. – SSPG Publish, Stockholm, Sweden. 2023р. – TECHNICAL SCIENCES – 137-140 .

2. TURBULATION DEVICE OF TUBULAR FLOW HEAT EXCHANGERS / Novokhat Oleh, Koriukaiev Oleksandr (подано до друку)

					ЛН611.065152.001 ПЗ	Арк.
						109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ALKALINE CLEANING OF DISTILLATES

Novokhat Oleh

associate professor, Ph.D.

Koriukaiev Oleksandr

Student

National Technical University of Ukraine
“Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”

Abstract: The nature and purpose of oil distillates is considered and the process of their purification is analyzed. A description of the technological scheme of alkaline purification of oil distillates is given. The problems of choosing the type of heat exchanger for heating the alkaline distillate are established and the types of heat exchanger are proposed for this process.

Key Words: oil distillates, alkaline cleaning.

Mineral oils are a liquid mixture of high-boiling hydrocarbons obtained as a result of the distillation of coal, tar shale and oil. According to the method of production, mineral oils are divided into distillate and residual oils, and according to their application, into lubricating and non-lubricating. They are mainly used in engineering as a binder, electrical insulating, lubricating and preservative material, and are the basis of motor oils.

Distillate oils are extracted by vacuum distillation of fuel oil with steam blowing.

The obtained oil distillates cannot be used as oils, because they contain an excessive amount of various harmful impurities, so absolutely all oil distillates are subject to further purification [1].

Cleaning with alkali solutions is used to remove hydrogen sulfide, carbon dioxide, lower mercaptans, petroleum acids, acidic products, and other undesirable impurities after sulfuric acid cleaning. Hydrocarbon gases, gasoline, kerosene, less often diesel and oil distillates are subjected to alkaline cleaning. Cleaning reactions

TURBULATION DEVICE OF TUBULAR FLOW HEAT EXCHANGERS

student
Koriukaiev O. S.
Ph.D., associate professor
Novokhat O. A.

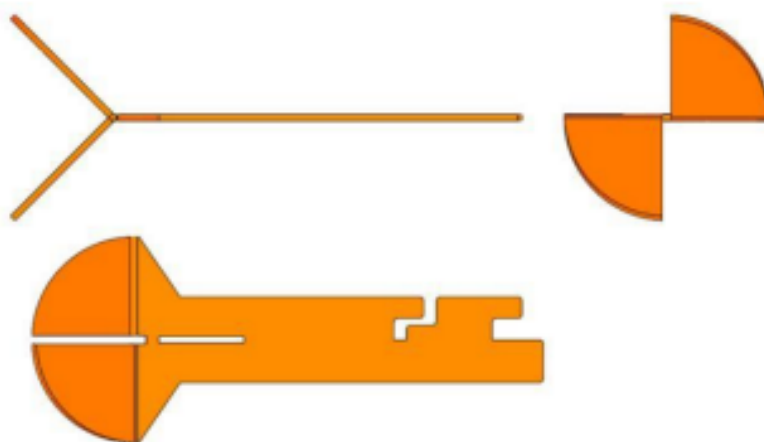
**National Technical University of Ukraine
«Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute»**

Abstract: Suggested the option of modernization of the "pipe-in-pipe" type heat exchanger. Performed computer modeling of the heat transfer process and analysis of the impact of modernization on the characteristics of the heat exchanger.

Key words: heat exchange, "pipe in a pipe", oil, lubricant, flow turbulation.

The heat exchange process involving highly viscous liquids, such as oil distillates, oils, petroleum products, etc., is associated with certain difficulties. This is due to the high values of the dynamic viscosity coefficient, which makes it practically impossible to organize the developed turbulent movement of the coolant. As a result, the heat transfer coefficient in such devices is 3-14 times lower than in processes using liquids similar to water [1]. In this regard, there is a need for means of creating turbulation of the flow of a viscous coolant.

To achieve the goal, the authors suggest using the developed device in the form of a plate with protrusions bent in opposite directions (Picture 1).



Picture 1 - General view of the flow turbulator.

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
“КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО ”
Інженерно-хімічний факультет
Кафедра машин та апаратів хімічних і нафтопереробних виробництв

ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ

на здобуття ступеня бакалавра

Напрямок підготовки: 13 Машинобудування

Спеціальність: 133 - Галузеве машинобудування

Освітньо-професійна програма: Інжиніринг, обладнання та технології хімічних та нафтопереробних виробництв

на тему: Модернізація теплообмінника установки лужного очищення
оливних дистилятів

Здобувач

Олександр КОРЮКАЄВ

Керівник дипломного проєкту

Олег НОВОХАТ

Київ 2023