

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Факультет технічних систем та енергоефективних технологій
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту
допущено»
Завідувач кафедри

Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

«16» 06.2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Компресори, пневмоагрегати та вакуумна
техніка»

на тему: Міжступеневий пластинчасто-ребристий охолоджувач для
двоступеневого повітряного поршневого компресора

Здобувача групи: ХК-91/Зк-1
(шифр групи)

Ферубко Семен Максимович
(прізвище, ім'я, по батькові)

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання
ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне
джерело.

Керівник _____
(підпис) Ферубко Семен Максимович
(Ім'я та ПРІЗВИЩЕ здобувача)
ст. викл. каф. ТТФ, к.т.н. Максим Прокопов
(посада, науковий ступінь, вчене звання, Ім'я та ПРІЗВИЩЕ) (підпис)

Зміст

	с
Введення	4
1 Різновиди конструкцій пластинчасто-ребристих теплообмінників і типи форсунок	8
1.1 Конструкція пластинчасто-плавникового теплообмінника	8
1.2 Конструкція поверхні теплообміну пластини	14
Ребристий теплообмінник	
2. Методика розрахунку пластинчасто-ребристого теплообмінника	19
2.1 Вихідні дані для розрахунку пластинчасто-ребристих	19
Теплообмінник	
2.2 Тепловий розрахунок	20
2.3 Розрахунок геометричних параметрів	23
2.4 Гідродинамічний розрахунок	25
3 Розрахунок пластинчасто-плавникового теплообмінника	27
3.1 Вихідні дані для розрахунку пластинчасто-ребристих	29
Теплообмінник	
3.2 Порядок розрахунку пластинчасто-ребристого	29
Теплообмінник	
3.3 Результати розрахунку пластинчасто-ребристих	29
Теплообмінник	
4. Висновки та обґрунтування за результатами розрахунків	30
5 Безпека та гігієна праці	31
5.1 Техніка безпеки при експлуатації трубопроводів	32
5.2 Техніка безпеки при експлуатації балонів	34

					Х К 14.00.00.00 ПЗ			
Ізм.	Лист	Немає Докум.	Підпис	Дата				
Розробник.	Ферубко С.М				Міжступеневий пластинчасто-ребристий охолоджувач для двоступеневого повітряного поршневого компресора	Літ.	Лист	Аркушів
Первер.	Прокопов						2	
Н. Контр.						СумДУ, ХК-91(ЗК-1)		
	Ванеєв:							

Завдання

Завданням для даної бакалаврської дисертації є проектування блоку повітряного охолодження з пластинчасто-плавниковим теплообмінником для поршневого компресора з продуктивністю $V_o = 18 \frac{\text{л.м}^3}{\text{мин}}$ кінцевою температурою робочого середовища $T_{2r} = 30^\circ\text{C}$. Виконати теплові, гідравлічні та міцні розрахунки РРТ. Розробити креслення пластинчасто-плавникового елемента і вузла охолодження в зборі.

					КМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата		3

Введення

Компресорні установки (БУ) призначені для стиснення різноманітних газів в енергетичній, металургійній, хімічній, харчовій, гірничодобувній, нафтогазовій промисловості, транспорті, медицині та побуті. Вищесказане, далеко не повне, різноманітність застосування компресорних установок визначає їх широкий діапазон потужності - від 1 до 25 000 кВт і створюваного тиску - від 0,2 до 250 МПа. При цьому стискаються найрізноманітніші гази - повітря і його компоненти азот, кисень, водень, вуглекислий газ і інертні гази; вуглеводні – метан, етан, етилен, пропан, бутан; Стисливі гази істотно відрізняються теплофізичними властивостями. Для стиснення газів в залежності від продуктивності і тиску використовуються поршневі, відцентрові, осьові, гвинтові, вихрові і роторні компресори.

Працездатність, надійність і ефективність більшості компресорних установок істотно пов'язана з відведенням тепла від стисливих середовищ.

Набір пристроїв, що дозволяють відводити тепло в компресорах і передавати його в навколишнє середовище, називається системою охолодження. Досконалість системи охолодження багато в чому визначає технічний рівень компресорної установки в цілому.

Уявлення про пристрій і функціонування системи охолодження охоплює широке коло питань. До них відносяться: термодинамічна схема компресора (наприклад, поршневі або маслонагнітальні гвинтові компресори), тип системи охолодження і тип робочих середовищ, конструкція охолоджувачів (включаючи тип поверхні), компоновка пристроїв, стабільність експлуатаційних характеристик, надійність, що забезпечує працездатність в екстремальних умовах (наприклад, при високих або низьких температурах навколишнього середовища), можливість і доцільність утилізації теплоти стиснення, можливість отримання і уніфікація обладнання, методику теплових і гідравлічних розрахунків, техніко-економічний аналіз і оптимізація системи охолодження.

Розвиток сучасних технологій обробки і з'єднання металів дозволяє створювати компактні, високоефективні і надійні конструкції теплообмінників. Найбільшого поширення в якості охолоджувачів компресорних установок набули пластинчасто-плавникові теплообмінники, виготовлені з листових матеріалів. При високому тиску використовуються трубчасті теплообмінники з накатаними, зварними або спаяними ребрами на зовнішній поверхні труби.

									Лист
Ізм.	Лист	Досуд. No.	Підпис	Дата					4

Залежно від свого призначення і місця експлуатації БО поділяються на стаціонарні, переносні та мобільні. Умови експлуатації БО дуже різноманітні - від закритих приміщень з нормальною температурою і вологістю до суворого північного клімату з негативною температурою $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ і жарким ($+40\text{ }^{\circ}\text{C}$) в умовах пилових бур в пустелі, а також при високій вологості і температурі тропіків. При цьому деякі БО повинні працювати в діапазоні температур від -40 до $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для забезпечення роботи БО необхідно після кожного стиснення охолоджувати нагрітий компресією газ, охолоджувати масло, нагріте в масляній системі МС, і при необхідності нагрівати масло при запуску ТЗ. У мобільних БО з двигуном внутрішнього згорання, крім того, необхідно охолоджувати двигун і масло гідроприводів.

При великій різноманітності стисливих газів охолоджуючим середовищем в ТА ТЗ може бути тільки атмосферне повітря. Атмосферне повітря можна використовувати для охолодження проміжного середовища, води або тосола. Для стаціонарних БО великої потужності, як правило, використовується водяне охолодження з використанням оборотного водопроводу, при якому вода охолоджується атмосферним повітрям в повітряних охолоджувачах (АВО), а також в градирнях або у відкритих водоймах. У градирнях і резервуарах атмосферне повітря також є основним охолоджувальним середовищем, так як видаляє водяну пару з поверхні води. Для мобільних ЧЮ охолоджуючим середовищем може бути тільки повітря.

У сучасних умовах промисловості питання енергозбереження є першочерговим. Серед основних напрямків енергозбереження варто виділити зниження витрат на стиснене повітря. Частка витрат електроенергії на стиснення повітря підприємствами становить 2540% і є, мабуть, найбільшою з усіх складових. ÷

Енергозбереження при стисненні повітря не обмежується зниженням капітальних витрат і витрат на електроенергію, при стисненні повітря в ТЗ виділяється велика кількість теплової енергії. Наприклад, в переносних гвинтових БО вона досягає 320 кВт. Тепло передається в атмосферу охолоджуючим повітрям, нагрітим в БУ.

Завданням енергозбереження є утилізація тепла, яке надходить в атмосферу з працюючого ТЗ. Для цього передбачені системи утилізації тепла від нагрітого повітря і масла для обігріву приміщень, для процесу опалення і побутової води.

Для здійснення вищевказаних процесів охолодження і нагріву в БО використовуються різні види ТА:

- трубчасті;

										Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата						5

- кожухотрубчасті;
- Тарілка;
- пластинчасто-ребристі.

Однією з основних характеристик ТА є його компактність - відношення площі поверхні теплообміну до обсягу апарату, що вимірюється в $\text{м}^2 / \text{м}^3$. Ця характеристика визначає габарити ТА і, як наслідок, впливає на габарити і енергетичні характеристики ТЗ. У табл. 1 наводиться інформація про компактність різних видів ТА.

Таблиця 1. Компактність теплообмінників

Тип теплообмінника	Компактність теплообмінника, $\text{м}^2/\text{м}^3$
Трубчастих	100 - 280
Черепашка-трубка	65 - 260
Пластинчасті	28 - 32
Пластинчасто-ребристий	1800 - 2000

Як видно з таблиці, компактність пластинчасто-плавникових теплообмінників (РТ) на порядок вище, ніж у інших видів ТА і їх використання краще. Однак при виборі типу ЦА необхідно враховувати ряд інших факторів - умови експлуатації, експлуатаційні параметри, витрати при виготовленні і експлуатації. За попередньою оцінкою ваги, габаритів і витрат при виготовленні можна вибрати економічний і відповідний для призначення БО ТА. За сукупності основних характеристик очевидна безперспективність використання пластинчастого ТА в ТЗ. Крім того, пластина ТА не підходить для ТЗ при охолодженні стисненого газу через високий опір робочі канали. Однак при остаточному виборі необхідно враховувати позитивні і негативні риси БО з обраним ЦА. Так, при найменших витратах при виготовленні кожухотрубного ТА з гладкими трубами, його використання значно збільшує розміри рами і корпусу ТЗ, що збільшує собівартість БО і капітальні витрати при його монтажі і експлуатації. Дорогий через дорожнечу матеріалів, кожухотрубний ТА з тонкостінними трубами малого діаметру з рифленою поверхнею з високолегованої нержавіючої сталі має мінімальні габарити і вага, що дозволяє значно зменшити розміри БУ. Важливо і те, що профілактика і ремонт ТА, що має невелику масу і габарити, вимагає менших витрат при експлуатації.

										Лист
Ізм.	Лист	Досуд. №.	Підпис	Дата						6

Висока компактність ГВП в порівнянні з трубчастими ЦА обумовлює їх переважне використання в БУ з повітряним охолодженням. Для виготовлення ГВП використовуються алюмінієві сплави і сталь. При цьому за техніко-економічними характеристиками алюмінієві PPT є кращими (табл. 2), так як через меншу масу їх собівартість в серійному виробництві нижче, ніж собівартість сталевих PPT.

Таблиця 2. Характеристики

пластинчасто-ребристих та повітряно-масляні охолоджувачі гвинтові СУ

Назва ТА	Теплової міць Квт	Вага, кг	Вартість, у.о.	кг/кВт	у.о./кг
Алюміній	74	115	1110	1,55	10
Сталь	74	240	1170	3,2	4,9
Алюміній	110	140	1220	1,27	8,7
Сталь	110	320	1750	2,9	5,5
Алюміній	125	160	2350	1,3	15,0
Сталь	125	360	1850	2,88	5,1
Алюміній	190	240	2740	1,26	11,4
Сталь	190	460	2570	2,5	5,58
Алюміній	280	200	2750	0,7	13,7
Сталь	280	770	4190	2,75	5,44

Матеріали з алюмінієвих сплавів - стрічки, листи - легко обробляються при різанні, прокатці, штампуванні. Це дозволило створити ефективні поверхні теплообміну, максимально механізувати і автоматизувати процес виготовлення деталей PPT і тим самим знизити їх собівартість.

Однак за умовами експлуатації алюмінієві PPT непридатні для експлуатації в атмосфері сильно забрудненого повітря і при наявності парів лужних хімічних сполук в атмосфері. Для цих умов потрібні сталеві PPT. Виготовлення деталей PPT з міцних і в'язких сталевих листів і стрічок вимагає великих витрат через швидкий знос штампів і оснащення. Крім того, технологічні труднощі перешкоджають формуванню ефективної поверхні теплообміну зі сталевих матеріалів. Тому поліпшення теплових характеристик сталей PPT і

						Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата	КМ 09.00.00.00 ПЗ	7

вдосконалення технології їх виготовлення є дуже актуальними, оскільки через велику масу вони перевищують вартість алюмінієвих PPT при значно меншій вартості матеріалів.

1 Різновиди конструкцій пластинчасто-ребристих теплообмінників і типи форсунок

1.1 Конструкція пластинчасто-плавникового теплообмінника

Найвищі коефіцієнти тепловіддачі, використання маси, обсягу і компактності серед рекуперативних теплообмінників БУ мають пластинчасто-плавникові теплообмінники (ПРТ). PPT являє собою паяну ламіновану конструкцію з тонкого листового металу, в якій чергуються канали для охолодженого і охолоджуючого середовища. У довгих вузьких каналах рухається охолоджене середовище, а в перпендикулярних широким каналам рухається охолоджуюче повітря, що нагнітається вентилятором (рис. 1.1).

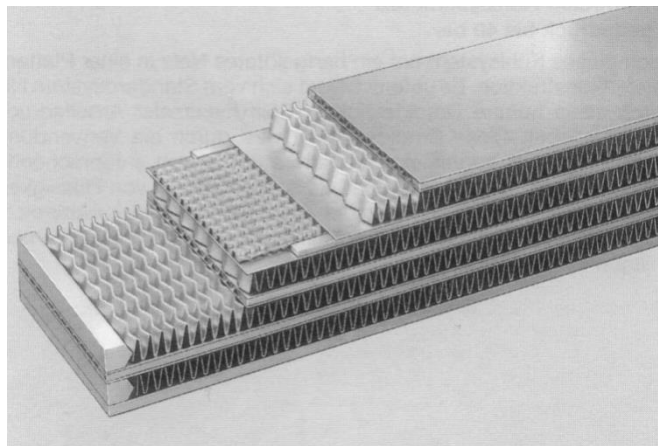


Рисунок 1.1 – Схема PPT

Конструкція ГВП відрізняється в першу чергу пристроєм робочих каналів. Основні типи робочих каналів наступні:

1. Робочі канали утворені плоскими, так званими розпірними листами і прутками, розташованими по периферії листів (рис. 3.1). Між брусками і

					Лист
Ізм.	Лист	Досум No.	Підпис	Дата	8

листами знаходиться гофрована стрічка (насадка), яка утворює поверхню теплообміну. Сукупність перерахованих деталей, з'єднаних пайкою, утворює сердечник теплообмінника - пластинчасто-ребристий елемент (ПРЕ) (рис. 1.2).

2. Робочі канали формують з штампованих листів, утворюючи в зв'язку між собою або плоским листом робочий канал без прутків (рис. 1.3). При цьому бруски встановлюються тільки для формування каналів для охолодження повітря (холодних каналів).

3. Робочі канали формуються з штампованих листів, в яких передбачені отвори для формування вбудованих колекторів. Кінці каналів і коло навколо отворів закладаються штампованими деталями - скобами, кільцями. Колектор утворюється при пайці ПРЕ (рис. 1.4).

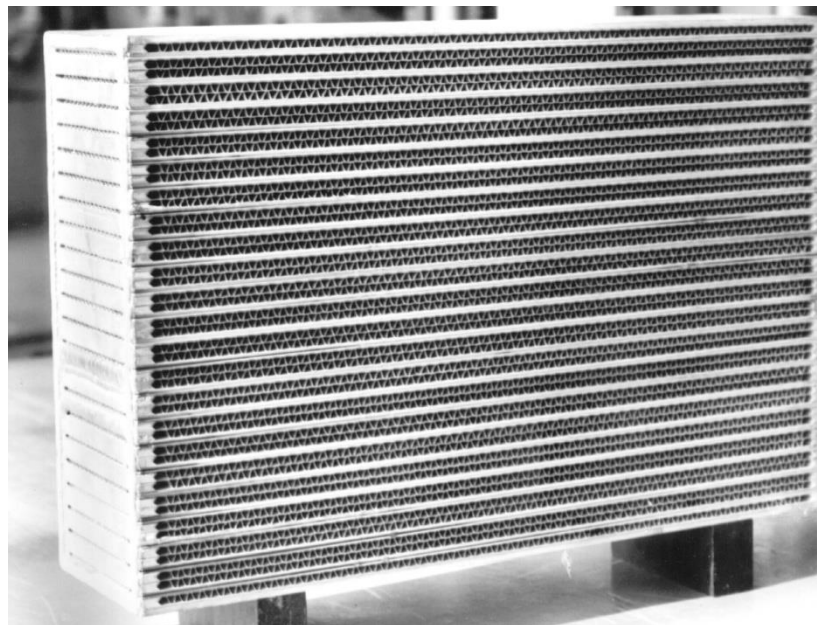


Рисунок 1.2 – Алюмінієва пайка РЕ зі прутками по периферії каналів

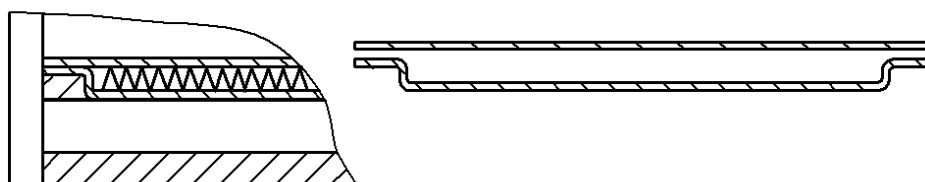


Рисунок 1.3 – Схема робочого каналу ПРЕ

						Лист
Ізм.	Лист	Досум No.	Підпис	Дата	КМ 09.00.00.00 ПЗ	9

з штампованого розпiрного листа



Рисунок 1.4 – Сталь РРТ з штампованих розпiрних листiв з вбудованими колекторами

4. Робочi канали формуються з штампованих листiв з отворами, що знаходяться по периметру i кiльцевими виступами навколо отворiв, якi при складаннi i пайцi утворюють вбудованi колектори i забезпечують герметичнiсть всiх з'єднань (рис. 1.5).

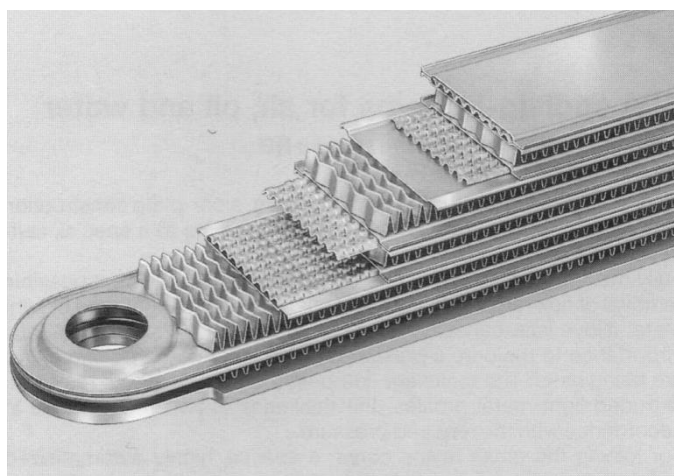


Рисунок 1.5 – Схема ГВП зі штампованими розпірними листами для формування вбудованого колектора

5. Робочі канали утворюються шляхом згортання металевої стрічки з утворенням плоскої трубки, в яку поміщається сопло гарячого каналу. Поздовжній шов плоскої труби утворений паяльним з'єднанням один на одного. Кінці плоских трубок поміщають в пази штампованої пластини колектора. Схема РЕ з такими каналами показана на рис. 1.6., а поява на рис. 1.7. Висота каналів T в таких ГВП знаходиться в межах 2-4 мм, ширина D до 80 мм; довжина швелера 500 = 600мм; висота PRT W - 300-400 мм.

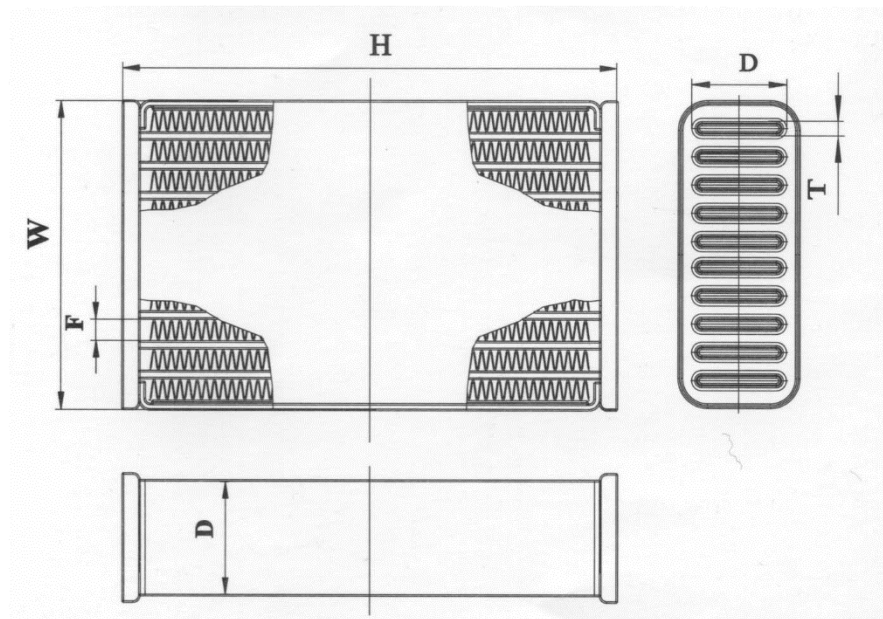


Рисунок 1.6 – Схема ГВП з плоскими трубами, формується з тонкої стрічки

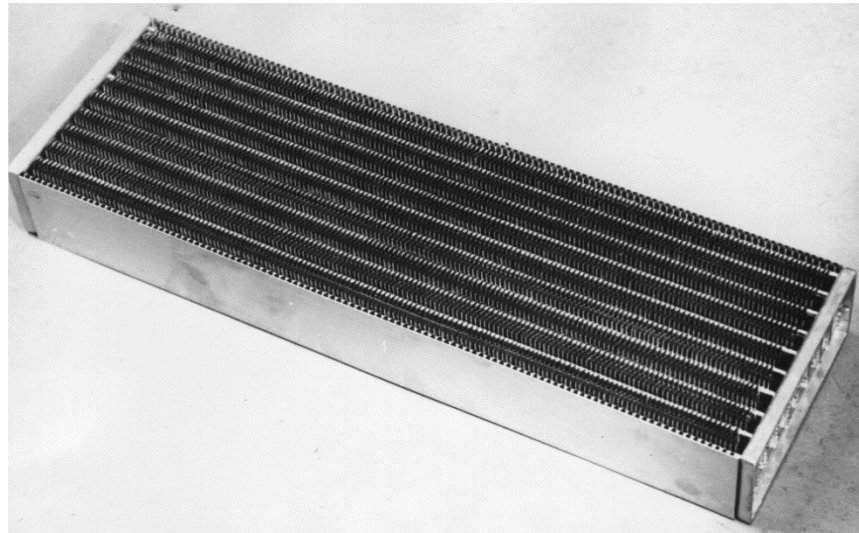


Рисунок 1.7 – Зовнішній вигляд РЕ з плоскими трубками як робочих каналів, утворених з тонкої стрічки

7. Робочі канали формуються з плоских алюмінієвих трубок. У середині трубки мають поздовжні ребра жорсткості для забезпечення міцності. Виготовляються такі трубки методом екструзії. Кінці трубок поміщають в пази штапованих пластин колектора (рис. 1.8).



Рисунок 1.8 – Алюмінієвий паяний ребристий теплообмінник з плоскими ребристими трубками

Вибір конструкції робочого каналу для охолоджуваного середовища залежить від призначення ГВП, робочого тиску, теплової потужності і

					КМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата		12

технологічних можливостей виробництва. Для формування робочих каналів використовуються металеві стрічки і листи товщиною 0, 251 мм, а теплообмінна гофрована насадка виготовляється зі стрічки товщиною 0, 150, 3 мм. 150) x (200... 600) x (400... 1200) мм і залежать від теплової потужності ГВП і розмірів робочої камери, використовуваної для пайки печі. ÷÷

У тих випадках, коли при пайці утворюється тільки сердечник теплообмінника - ПРЕ, колектори (кришки) кріпляться до неї за допомогою зварювання з боку каналів для охолоджуваного середовища (рис. 1.9). При необхідності ПРЕ можна зварити в блоки для збільшення розмірів ГВП.

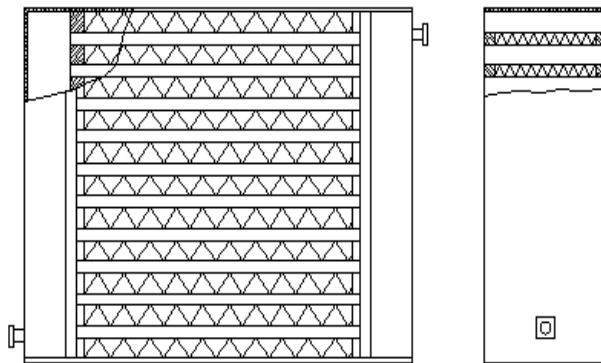


Рисунок 1.9 – Схема PPT з зварними колекторами

Основним вузлом OPT є його ядро ГВП. Багатошаровий мішок, зібраний з тонкостінних деталей, з'єднується з блоком ПРЕ за допомогою високотемпературної пайки. При цьому пайка є єдиною можливим способом виготовлення ПРЕ, так як практично всі ПРЕ-з'єднання закриті. Контроль і візуальний контроль утворення з'єднань відсутній. Ця обставина вимагає високої точності виконання всіх технологічних операцій при складанні і дотримання режимів процесу пайки. Важливість процесу пайки в створенні РЕ можна оцінити на наступному прикладі. ПРЕ розміром 150x400x850 мм, що складається з робочих каналів висотою 3 мм і прилеглих холодних каналів висотою 11 мм (рис. 3.2), з'єднаний 12500 спаяними швами. Довжина паяних швів - 2258 м, площа спаяних швів - 33075^{см²}. Якщо врахувати той факт, що пайка - це груповий спосіб обробки і в камері печі при пайці знаходяться десятки ПРЕ одночасно, то жоден спосіб зварювання не може зрівнятися з цим процесом по продуктивності. Важлива ще одна перевага пайки. У ПРЕ переважають т-подібні з'єднання. Відомо, що філе в марці не є концентратором напруги при співвідношенні $R > 2s$, де R - радіус нитки розжарювання, s - товщина стінки марки. Так як Т-подібні з'єднання в РЕ утворені стрічкою товщиною 0, 15 ... 0, 3 мм, а радіус

										Лист
										13
Ізм.	Лист	Досит. No.	Підпис	Дата						

філе, утвореного розплавленим припоєм під дією капілярних сил, дорівнює 0,3 ... 0,5 мм, ПРЄ - надійна, що не руйнується конструкція.

1.2 Проектування поверхні теплообміну пластинчасто-плавникового теплообмінника

Теплова ефективність ГВП забезпечується розвиненою поверхнею теплообміну з гофрованої металевої стрічки (сопла), припаяної до листів гарячого і холодного каналів (рис. 1.10).

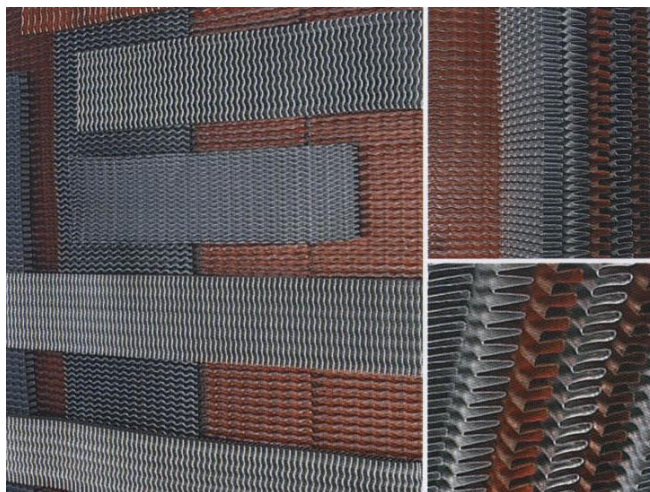


Рисунок 1.10 – Зовнішній вигляд насадки з гофрованого скотча

В якості характеристики сопла, крім форми і геометричних розмірів, використовується еквівалентний діаметр і компактність поверхні. Еквівалентний діаметр використовується при розрахунку теплопередачі в ГВП. При визначенні чисел подібності необхідно ввести визначальну лінійну розмірність. Для пластинчасто-ребристих поверхонь за визначальний розмір береться еквівалентний діаметр. Він визначається за такою формулою:

					КМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата		14

$$D_3 = \frac{4 \cdot F_c \cdot L}{F},$$

де: D_e - еквівалентний діаметр в м;

F_c - площа вільного перерізу одного каналу в m^2 ;

F - площа сумарної поверхні теплообміну одного каналу в m^2 ;

L - робоча довжина поверхні теплообміну в каналі.

На практиці висота каналів PRT знаходиться в межах $3 \div 12$ мм, а еквівалентний діаметр відповідно дорівнює $2 \div 5$ мм. Оптимальний перетин каналів вибирається з умови забезпечення максимального відводу тепла при фіксованих втратах опору. Для довгих каналів ($L/D > 100$) значення числа Нуссельта близьке до мінімального. Для компресорних установок PRT, які охолоджують гази та масло, опір низький. У цих випадках число Nu майже не залежить від швидкості. Тому визначальним фактором при виборі оптимального перетину каналу є інтенсивність теплопередачі незалежно від відповідного коефіцієнта опору, так як перепад тиску завжди можна врівноважити зниженням витрати при відсутності особливих вимог.

При порівнянні каналів трикутного, круглого і прямокутного профілів було встановлено, що канал прямокутного перерізу має значні переваги $Nu = 2,7$; $Nu_{\triangle} = 3,66$; $Nu_{\square} = 7,5$;

В якості ще однієї характеристики прийнята компактність поверхні сопла в m^2 / m^3 . Він визначає площу поверхні цього сопла в m^2 в одному кубічному метрі обсягу каналу, в якому він знаходиться. При цьому враховується і площа розпірного листа каналу, яка обмежує висоту сопла з двох сторін. Якщо насадка встановлюється в кілька шарів, вона обмежується листом прокладки між шарами. При цьому враховується площа розпірного листа каналу. Площа поверхні теплообміну збільшується зі збільшенням кількості шарів в каналі, а компактність не змінюється, так як залежить тільки від геометричних розмірів профілю сопла.

Гофрування стрічки здійснюється двома способами - прокаткою між профільними роликками і штампуванням.


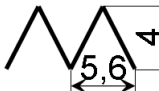
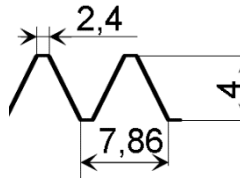
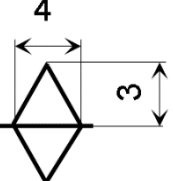
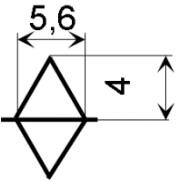
У табл. 1.1. Наведено характеристики насадки, гофрування якої виконується при переміщенні стрічки через пару профільних роликків.

Підвищення компактності сопла підвищує ефективність тепловіддачі. Компактність збільшується зі зменшенням відстані між гофраами. Однак при формуванні насадки з металевої стрічки прокатними роликками крок накатки

										Лист
Ізм.	Лист	Досум No.	Підпис	Дата						15

обмежений допустимими розмірами профілю їх зубів. Розмір зубів біля основи роликів встановлюється з урахуванням втомної міцності металу роликів. Тому, як правило, крок гофри сопла більше, ніж висота гофри (табл. 1.1). Крім того, форма профілю сопла, утвореного прокаткою, може бути тільки трикутної або евольвентної.

Таблиця 1.1. Характеристики сопла, утвореного роликами прокатки

Тип насадки	Трикутний	Трикутний	євольвентні	Двошаровий трикутний	Двошаровий трикутний
Геометричні розміри, мм					
Компактність поверхні. м ² /м ³	1813	1342	1021	1813	1342
Еквівалентний діаметр, м	0,00192	0,0027	0,00362	0,00192	0,0027

Таблиця 1.2. Характеристики сопла, утвореного роликами прокатки з герметизацією і деформацією гофр

Тип насадки	трикутний хвилястий	Трикутний прищипуванням	3
-------------	---------------------	-------------------------	---

Геометричні характеристики, мм		
форма гофри		
Компактність поверхні, м ² /м ³	883	1813
Еквівалентний діаметр, м	0,0042	0,00192

Таблиця 1.3. Характеристики штампованої насадки

Тип насадки	Т трикутний	Трикутний	Трикутний	Прямороті	Прямороті і
Геометричний. Характеристика, мм					
Компактність поверхні, м ² /м ³	2178	1963	1675	1450	1300
Еквівалентний діаметр, м	0,00155	0,00174	0,00207	0,00244	0,00275

Для каналів охолоджуючого середовища (холодних каналів) потрібно насадка з висотою гофри більше 10 мм. На спеціальних станах перша пара

валків, зібраних з профільованих зубчастих дисків, забезпечує геометрію гофри. Гофрі може надаватися хвилястість, на поверхнях гофри можуть утворюватися сфероїдальні виступи. Наступні дві-три пари валиків через різницю кроків зубів виробляють ступінчастий зсув гофри до необхідного ступеневого розміру. При наявності опуклих ділянок в каналах хвилястого сопла утворюються аеродинамічні профілі, які контролюють повітряний потік. Більш проста аеродинамічна форма каналів виходить при перетисканні гребенів гофри. Така форма сопла виходить при прокатці однією парою профільованих роликів (табл. 1.2).

Ущільнення по кроку сопла при невеликій висоті гофри за допомогою роликів утруднено. Герметичне сопло формується шляхом штампування. На спеціальному пресі за допомогою матриці крок за кроком формується трикутне, прямокутне і трапецієподібне сопло (табл. 1.3). У штампованій насадці утворюється сходинка з розміром менше висоти гофри. Цим досягається найбільша компактність. При штампуванні можливе формування насадки з прямокутним профілем, що також дозволяє збільшити інтенсивність тепловіддачі.

При переміщенні теплоносіїв в каналах сопла з металеві стрічки прокатними роликами або штампуванням утворюються стабільні ламінарні потоки. Теплообмін ділянок, прилеглих до поверхні сопла з проточним сердечником, відбувається за рахунок теплопровідності теплоносія. У робочих (гарячих) каналах ГВП, по яких рухається теплоносій з низькою теплопровідністю, сопло з гладкою поверхнею знижує ефективність теплообміну. Розсічення ламінарного контактного шару дозволяє активно інтенсифікувати теплообмін. Зйомки потоку, зруйнованого вертикальними стінками - шипами, фіксували утворення турбулентності. Між турбулентностями і ядром потоку відбувається випадковий турбулентний обмін рідкими масами. У соплі штампованій стрічки турбулентний потік може створюватися шляхом прорізання гофрованої стрічки. У розсіченій стрічці можливе формування жалюзі або переміщення стінки гофри для розриву контактного шару і утворення турбулентності (табл. 1.4). Турбулентність потоку в'язкої рідини з низькою теплопровідністю дозволяє інтенсифікувати теплообмін в 22,5 рази в порівнянні з ламінарним потоком. Розсічення зі зміщенням стінок гофри значно інтенсифікує теплообмін в газовому потоці. Заміна гладкої форсунки зі зсувом повітряного каналу PRT дозволяє знизити співвідношення L/D з 20 до 1,68. ÷

									Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата					18

2 Методика розрахунку пластинчасто-ребристого теплообмінника

2.1 Вихідні дані для розрахунку пластинчасто-плавникового теплообмінника

Вихідні дані для розрахунку вибираються для компресора, в якому даний теплообмінник служить кінцевим охолоджувачем робочого середовища.

Вихідними даними є:

- робоче середовище;
- охолоджуюче середовище;
- початкова температура робочого середовища;
- кінцева температура робочого середовища;
- середня щільність робочого середовища, що проходить через теплообмінник;

					КМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата		19

- масова витрата робочого тіла через теплообмінник;
- потужність ступеня компресора;
- початкова температура охолоджуючого середовища;
- кінцева температура охолоджуючого середовища;
- середній тиск охолодження

2.2 Тепловий розрахунок

2.2.1 Теплове навантаження на апарат

$$Q_1 = Q_2 = N \quad , (2.1)$$

де Q_1 - теплове навантаження холодного потоку на апарат, ,
 $Q_1 = C \cdot G_b \cdot \Delta t$

Q_2 - теплове навантаження гарячого потоку на апарат, .
 $Q_2 = k \cdot F \cdot \Delta t$

2.2.2 Потік повітря через апарат

$$G_b = \frac{N}{C \cdot \Delta t} \quad , (2.2)$$

де Δt – різниця температури повітря, $\Delta t = t_2' - t_1'$;
 C - середня теплоємність повітря.

					КМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Ізм.	Лист	Досуд. No.	Підпис	Дата		20

2.2.3 Площа теплообміну

$$F = \frac{N}{k \cdot \Delta t} \quad , (2.3)$$

де k - коефіцієнт тепловіддачі,

Δt - логарифмічна різниця температур (див. Додаток А)

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad . \quad (2.4)$$

2.2.4 Площа вільної секції

$$F_{св.з.} = F_{св.х.} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot \omega_1} \quad , (2.5)$$

де ρ_1 - щільність гарячого теплоносія,

ω_1 - швидкість гарячого потоку через апарат.

2.2.5 Швидкість холодного потоку

$$\omega_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot F_{св.х.}} \quad , (2.6)$$

де ρ_2 - щільність холодного теплоносія.

2.2.6 Теплофізичні властивості робочого середовища

Визначимо теплофізичні властивості робочого середовища, такі як коефіцієнт теплопровідності λ , динамічний коефіцієнт в'язкості μ і критерій Прандтля. Чисельно визначимо наступні параметри:

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_1 \cdot 2 \cdot a \cdot \rho_1}{\mu_1} \quad , (2.7)$$

де a - характерний розмір пластини.

Номер Нуссельта

При $Pr < 1125$:

$$Nu = 1,4 \cdot \left(Re \cdot \frac{d_{зкв}}{l} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (2,8)$$

						Лист
						21
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата	КМ 09.00.00.00 ПЗ	

У Re від 1125 до 10000 ми маємо

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,813} \cdot \left(\frac{d_{\text{экв}}}{l} \right)^{0,2} \quad (2.9)$$

У Re > 10000 ми маємо:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (2.10)$$

Коефіцієнт теплопередачі з боку гарячого потоку

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{2 \cdot a} \quad (2.11)$$

2.2.7 Теплофізичні властивості охолоджуючого середовища

Визначимо теплофізичні властивості робочого середовища, такі як коефіцієнт теплопровідності λ , динамічний коефіцієнт в'язкості μ і критерій Прандтля. Чисельно визначимо наступні параметри:

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_2 \cdot d_{\text{экв}} \cdot \rho_2}{\mu_2} \quad (2.12)$$

де $d_{\text{экв}}$ - еквівалентний діаметр сопла.

Номер Нуссельта

При пункті < 1125:

$$Nu = 1,4 \cdot \left(Re \cdot \frac{d_{\text{экв}}}{l} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (2.13)$$

У Re від 1125 до 10000 ми маємо

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,813} \cdot \left(\frac{d_{\text{экв}}}{l} \right)^{0,2} \quad (2.14)$$

У Re > 10000 ми маємо:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (2.15)$$

									Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата					22

Коефіцієнт теплопередачі з боку холодного потоку

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{\text{экв}}} \quad (2.16)$$

2.3 Розрахунок геометричних параметрів

2.3.1 Вибір типу сопла теплообмінника

З літературного джерела виберіть тип насадки і її геометричні характеристики (див. Додаток А):

- довжина ребер;
- відстань між ребрами;
- товщина ребер;
- еквівалентний діаметр;
- площа поверхні ребер на одиницю вільного об'єму;
- площа поверхні розпірок в одиниці вільного об'єму;
- компактність в плані вільного обсягу;
- коефіцієнт плавника;
- коефіцієнт обмеження;
- товщина плити;
- ширина плити.

2.3.2 Коефіцієнт тепловіддачі, віднесений до гарячого потоку

$$k_T = \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot \eta_1} + \frac{\delta_n \cdot S_{\text{св.1}}}{\lambda_n \cdot S_{\text{св.н.1}}} + \frac{S_{\text{св.1}} \cdot F_{\text{св.1}}}{\alpha_2 \cdot \eta_2 \cdot S_{\text{св.2}} \cdot F_{\text{св.2}}} \right)^{-1} \quad , (2.17)$$

де η_1 і η_2 - ККД гарячих і холодних потоків.

									Лист
									23
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата				КМ 09.00.00.00 ПЗ	

2.3.3 ККД гарячих і холодних потоків

$$\eta_1 = 1 - \left(\frac{S_{cb,p}}{S_{cb}} \right) \cdot (1 - \eta_{p1}) \quad , (2.18)$$

$$\eta_2 = 1 - \left(\frac{S_{cb,p}}{S_{cb}} \right) \cdot (1 - \eta_{p2}) \quad , (2.19)$$

де η_{p1} і η_{p2} - ефективність ребра.

2.3.4 Ефективність ребер

$$\eta_{p1} = \frac{th\left(m_1 \cdot \frac{l_1}{2}\right)}{m_1 \cdot l_1} \quad , (2.20)$$

$$\eta_{p2} = \frac{th\left(m_2 \cdot \frac{l_2}{2}\right)}{m_2 \cdot l_2} \quad , (2.21)$$

де t_1 і t_2 - крайовий параметр.

2.3.5 Параметр краю

$$m_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_1}{\lambda_p \cdot \delta_n}} \quad , (2.22)$$

$$m_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_2}{\lambda_p \cdot \delta_n}} \quad , (2.23)$$

де λ_p - коефіцієнт теплопровідності матеріалу плавників.

2.3.6 Необхідна площа теплообміну

$$F_T = \frac{N}{k_T \cdot \Delta t} \quad (2.24)$$

2.3.7 Основні геометричні характеристики

Вільний об'єм каналів гарячого потоку

$$V_{cb,z} = \frac{F_T}{S_{cb}} \quad (2.25)$$

									Лист
									24
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата				КМ 09.00.00.00 ПЗ	

Загальна площа поперечного перерізу теплообмінника (без урахування товщини розділових пластин)

$$F = 2 \cdot \frac{V_{\text{св.з.}}}{1 - \gamma} \quad (2.26)$$

Довжина теплообмінника

$$L = \frac{V_{\text{св.з.}}}{S_{\text{пр.}}} \quad , (2.27)$$

де $S_{\text{пр}}$ - площа поперечного перерізу каналів.

$$S_{\text{пр.}} = \frac{G_1}{\varepsilon_{\text{св.1}} \cdot \omega_1} \quad , (2.28)$$

Де $\varepsilon_{\text{св.1}}$ – частка вільного перетину каналів.

Кількість каналів

$$n = \frac{V_{\text{св.з.}}}{L \cdot B \cdot (l + \delta_p)} \quad , (2.29)$$

Отримане значення n округлюється до цілого числа за правилами арифметики.

2.4 Гідродинамічний розрахунок

2.4.1 Гідродинамічний опір поверхні теплообміну

$$\Delta p = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вих}} + \Delta p_{\text{T1}} + \Delta p_{\text{T2}} + \Delta p_{\text{к.вх.}} + \Delta p_{\text{к.вих.}} \quad , (2.30)$$

де $\Delta p_{\text{вх}}$ і $\Delta p_{\text{вих}}$ - локальні втрати на вході і виході розподільника,

Δp_{T1} і Δp_{T2} - втрати тиску тертя в каналах розподільника і власне пакеті з робочою поверхнею,

$\Delta p_{\text{к.вх.}}$ і $\Delta p_{\text{к.вих.}}$ - локальні втрати на вході і виході з водосховища.

Локальні втрати на вході і виході розподільника

$$\Delta p_{\text{вх}} = (1 - \gamma + k_c) \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2} \quad , (2.31)$$

										Лист
Ізм.	Лист	Досит. No.	Підпис	Дата						25

$$\Delta p_{\text{вих}} = -(1 - \gamma + k_e) \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}, \quad (2.32)$$

де k_c і k_e - коефіцієнти, що враховують необоротну складову втрати тиску, пов'язану з раптовим звуженням і розширенням потоку.

Втрати тиску тертя в каналах розподільника і власне пакеті з робочою поверхнею

$$\Delta p_{T1} = \frac{f \cdot \rho_1 \cdot \omega_1^2 \cdot F}{2 \cdot F_{\text{сб}}}, \quad (2.33)$$

$$\Delta p_{T2} = 4 \cdot f \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2} \cdot \frac{B}{d_{\text{экв}}}. \quad (2.34)$$

Локальні втрати на вході і виході колектора

$$\Delta p_{\text{к.вх.}} = \zeta_1 \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}, \quad (2.35)$$

$$\Delta p_{\text{к.вих.}} = \zeta_2 \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2}, \quad (2.36)$$

де ζ_1 і ζ_2 - коефіцієнти локального опору.

2.4.2 Втрата потужності

$$\Delta W = \frac{\Delta p \cdot G_1}{\rho_1} \quad (2.37)$$

2.4.3 Втрати потужності в порівнянні з потужністю ступеня

$$\Delta N = \frac{\Delta W}{N} \quad (2.35)$$

										Лист
Ізм.	Лист	Доситт. No.	Підпис	Дата						26

3 Розрахунок пластинчасто-плавникового теплообмінника

Розрахунок здійснюється за допомогою програми, скомпільованої в Microsoft Excel. Текст програми представлений у Додатку Б.

3.1 Вихідні дані для проектування пластинчасто-плавникового теплообмінника

Таблиця 3.1. Вихідні дані

Ім'я параметра	Символ	значення параметра
		I ступень
Робоче середовище	-	Атмосферне повітря
Охолоджуюче середовище	-	Атмосферне повітря
Початкова температура робочого середовища	$T1g, S$	89,3
Кінцева температура робочого середовища	$T2g, S$	30
Середня щільність робочого середовища, що проходить через апарат	$\rho 1, \text{кг/м}^3$	13,262
Масова витрата робочого середовища через апарат	$G1, \text{кг/с}$	0,354
Потужність ступеня компресора	$Nst, \text{кВт}$	7,9
Потужність ступеня компресора	$Ncm, \text{Вт}$	7900

Початкова температура охолоджуючого середовища	T_{1v}, S	10
Кінцева температура охолоджуючого середовища	T_{2B}, C	22
Тиск охолоджуючого середовища	$P_{в}, Mпа$	0,1
Середня теплоємність охолоджуючого середовища	$Sr,$ $кДж/(кг*К)$	1,005
Коефіцієнт теплопередачі	$k, W (м2*К)$	15
Швидкість охолоджуваного середовища через апарат	$w1, м/с$	10
Щільність охолоджуючого середовища	$R2, кг/м3$	1,29
Коефіцієнт теплопровідності охолодженого середовища	$L1,$ $Вт/(м*К)$	0,0267

Продовження таблиці 3.1

Ім'я параметра	Символ	значення параметра
		І ступень
Динамічний коефіцієнт в'язкості охолоджуваного середовища	$м1, па*с$	0,000018
Критерій Прандтля для охолодженого середовища	$Pr1$	0,703
Коефіцієнт теплопровідності охолоджуючого середовища	$L2,$ $Вт/(м*К)$	0,0267
Динамічний коефіцієнт в'язкості охолоджуючого середовища	$м2, па*с$	0,000018
Критерій Прандтля для охолоджуючого середовища	$Pr2$	0,703
Характерний розмір пластини	$а, м$	0,01905
Еквівалентний діаметр	$Deq, м$	0,01445
Довжина каналу	$л, м$	0,5
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу плавників	$LR,$ $Вт/(м2*К)$	150
Товщина плити	$БП, М$	0,0002
Інтервал між краями	$т, м$	0,0017

товщина ребер	Бр, м	0,0019
Довжина ребер	л, м	0,01905
Площа поверхні ребер на одиницю вільного об'єму	Ссв.р., м ² /м ³	250
Площа поверхні розпірок в одиниці вільного об'єму	Ссв.п., м ² /м ³	342
Компактність в плані вільного обсягу	Ссв., м ² /м ³	862
Логарифмічна різниця температур	ДТ, град.	51 789
Коефіцієнт обмеження	F	0,606
Ширина плити	Б, м	0,5
Фактор, який враховує незворотну складову втрати тиску, пов'язану з раптовим звуженням і розширенням потоку	КС	0,6
	Ср	0,56
Місцевий коефіцієнт опору	Z1	0,25
	H2	0,3
Зона розподільного каналу	ж, м ²	0,054
Площа упаковки	Ф, м ²	0,00251

3.2 Порядок розрахунку пластинчасто-плавникового теплообмінника

Перша частина - це теплорозрахунок. В ході його проведення була визначена попередня площа теплообміну, швидкість гарячих і холодних потоків, а також визначені коефіцієнти безрозмірної подібності: числа Нуссельта, Рейнольдса і Прандтля.

Друга частина - розрахунки для оцінки ефективності пластинчасто-плавникового теплообмінника. А саме такі параметри, як ККД плавника і апарату в цілому, а в кінці розрахунку були визначені коефіцієнти теплопередачі від гарячих і холодних теплоносіїв.

Третя частина - гідродинамічний розрахунок, в результаті якого були визначені втрати тиску в теплообміннику, які складаються з втрат в розподільнику, втрат на тертя і втрат в колекторі.

3.3 Результати розрахунку пластинчасто-плавникового теплообмінника

Результатирозрахунку представлені в додатку Б.

										Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата						29

4. Висновки та обґрунтування за результатами розрахунків

У даній роботі був розрахований пластинчасто-плавниковий теплообмінник з трапецієподібними форсунками. Весь розрахунок був розділений на три частини: теплотехнічний розрахунок, розрахунок геометричних параметрів і гідродинамічний розрахунок.

В результаті визначення числа Рейнольдса був зроблений висновок про режим руху рідини в апараті. Після цих розрахунків були знайдені коефіцієнти тепловіддачі від гарячого і холодного теплоносія.

В результаті проектного розрахунку були визначені основні параметри проєктованого теплообмінника, необхідна площа теплообміну, довжина і ширина апарату і кількість каналів.

В якості оцінки ефективності роботи цього пристрою були виявлені втрати потужності в ньому і порівняні з потужністю каскаду компресора.

					КМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата		30

5 Безпека та гігієна праці

Повітряний торцевий охолоджувач пластинчасто-ребристого типу - це теплообмінник, виготовлений методом вакуумної пайки, що працює з високим тиском гарячого теплоносія, рівним тиску нагнітання компресора. Як газові холодильники з повітряним охолодженням вони використовуються при тиску стисненого газу до 5 МПа.

Вони виготовляються з алюмінієвих листів. Пластинчасто-ребристий елемент теплообмінника являє собою багатошарову конструкцію, в якій між плоскими листами товщиною від 0,5 до 1 мм розташовується ребристе сопло, що має різну конфігурацію, що забезпечує розвинену поверхню теплообміну. По периметру кожного шару прокладаються розпірки з листовим припоєм, які закривають канали між листами по периметру, залишаючи тільки простір для входу і виходу. Ребриста насадка виготовляється з листів товщиною 0,1 ... 0,5 мм. Ця

									Лист
Ізм.	Лист	Докум No.	Підпис	Дата					31

багатошарова конструкція з листовим припоєм між кожним шаром витягується в мішок, після чого поміщається в вакуумну піч і нагрівається до температури плавлення припою. Рідкий припій заповнює зазори і при охолодженні забезпечує герметичне цільне з'єднання. Залежно від розмірів і кроку ребристого сопла і розпірок виходять елементи з різною площею поверхні теплообміну. Потім ці елементи збираються в модулі, кожен з яких примусово продувається потоком повітря від осьового вентилятора, напір якого залежить від аеродинамічного опору елемента, а подача охолоджуючого повітря визначається необхідним значенням температурного напору.

У порівнянні з теплообмінниками з повітряним охолодженням, пластинчасто-плавниковий теплообмінник при однакових габаритних розмірах має більш високий коефіцієнт теплопередачі і більшу площу поверхні теплообміну.

Як апарат, що працює під високим тиском гарячого теплоносія, кожен елемент пластинчасто-плавникового теплообмінника після виготовлення піддається гідравлічним випробуванням на міцність водою (з випробувальним тиском на 25% вище тиску гарячого теплоносія), а потім стисненим повітрям на герметичність. Щоб уникнути поломок апарату при тиску, що перевищує робоче значення, на випускному колекторі теплообмінника встановлюють манометр і запобіжний клапан, пружинна настройка яких забезпечує його роботу і відведення повітря при підвищеному тиску.

При охолодженні гарячого теплоносія потоком повітря від вентилятора не відбувається забруднення навколишнього повітря, як це відбувається з охолоджуючою водою, коли гарячий теплоносій охолоджується в теплообміннику.

Приводний електродвигун вентилятора повинен бути заземлений відповідно до вимог ГОСТ 17494-87 і ГОСТ 21130-75. Трубопроводи і колектори повинні відповідати «Правилам влаштування і безпеки експлуатації стаціонарних компресорних установок, повітропроводів і газопроводів», затвердженим постановою Держгірпромнагляду СРСР 7 грудня 1971 року.

5.1 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТРУБОПРОВОДІВ

Трубопроводи призначені для транспортування стисненого повітря, води, пара, різних газів і рідин. Для швидкого визначення вмісту трубопроводів, а отже, і дотримання працівниками відповідних вимог без техніки безпеки при наближенні до них, встановлено десять груп речовин і відповідний відмітний колір трубопроводів, якими вони транспортуються: перша - вода (зелений), другий - пар (червоний), третій - повітря (синій), четвертий і п'ятий -

									Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата				КМ 09.00.00.00 ПЗ	32

легкозаймисті і негорючі гази, в тому числі зріджені (жовтий), шостий - кислоти (помаранчевий), сьомий - луки (фіолетовий), восьма і дев'ята - легкозаймисті і негорючі рідини їхневій), нуль - інші речовини (сірого кольору).

Відмітна забарвлення трубопроводів здійснюється по всій їх довжині або окремими ділянками в залежності від місця розташування, освітленості, розмірів і т. Д.

Для вибору виду небезпеки на трубопроводи наносяться сигнальні кольорові кільця: червоні - для легкозаймистих, вибухонебезпечних і легкозаймистих речовин; жовтий - для шкідливих і небезпечних речовин (отруйних, токсичних, радіоактивних), зелений - для безпечних і нейтральних речовин. Іноді, крім сигнальних кольорових кілець, для вказівки виду небезпеки використовуються попереджувальні знаки, щити і написи на трубопроводах в найбільш небезпечних місцях комунікацій.

Прокладка трубопроводів на території підприємства може бути підземною (в каналах і неканальних), наземною (на опорах) і надземною (на естакадах, колонах, стінах будівель і т.д.). По можливості необхідно проводити наземну і надземну прокладку трубопроводів, так як тоді легко оглянути і перевірити їх стан. Крім того, термін використання таких трубопроводів в два-три рази більше, ні в підземних.

Трубопроводи виготовляються з безшовних труб зі зварними з'єднаннями. Для полегшення монтажу і ремонту на трубопроводі встановлюються фланцеві з'єднання в зручних і доступних місцях. Трубопроводи прокладаються з певним ухилом (1:500) у напрямку руху газів, а сепаратори з зливними клапанами встановлюються в низьких місцях для вилучення конденсату і води.

Щоб запобігти виникненню термічних напружень, здатних викликати розриви при охолодженні труб або вигини при їх нагріванні, на трубопроводах передбачаються компенсаційні елементи: компенсаційні і шарніри, труби лірovidної форми, компенсаційні шви сальників і т. Д. Найбільш поширеними є U-подібні контури розширення, що дозволяють рівномірно розподіляти теплові деформації по трубопроводу.

Для забезпечення безпеки редуційні клапани тиску, зворотні клапани, запірні арматура і запобіжні клапани повинні бути встановлені на трубопроводі в справному стані і належним чином відрегульовані. Редуційні клапани (регулятори тиску) йдуть на витримку заданих значень тиску в системі незалежно від зміни споживачами витрати газу або рідини. Зворотні клапани пропускають по трубопроводу газ або рідину тільки в одному напрямку, тому запобігають їх розворот в разі виникнення аварійних ситуацій (наприклад, пожежі в трубопроводі горючого газу). При перевищенні допустимого тиску автоматично відкриваються зворотні клапани, і частина газу або рідини скидається в атмосферу або канал рекуперації. Якщо по трубопроводу

									Лист
Ізм.	Лист	Досудт No.	Підпис	Дата					33

транспоруються отруйні, токсичні, вибухонебезпечні або легкозаймисті гази або рідини, запобіжні клапани повинні бути закритого типу (при відкритті газ або рідина викидаються в закриту систему).

Трубопроводи періодично піддаються зовнішнім оглядам і гідравлічним випробуванням, при зовнішньому огляді визначається стан зварних і фланцевих з'єднань, сальників, перевіряються ухили, прогини, міцність несучих опор і конструкцій. Під час гідравлічних випробувань перевіряється герметичність і міцність трубопроводу. Якщо при гідравлічному випробуванні тиск в трубопроводі не впало, а на зварних швах, фланцевих з'єднаннях, корпусах запобіжних пристроїв не виявлено тріщин, розривів, витоків, то результат випробування вважається задовільним.

Таким чином, безпека експлуатації трубопроводів забезпечується їх правильною прокладкою, якісним монтажем, установкою компенсуючих елементів, необхідних запобіжних пристроїв і арматури, контролем їх технічного стану і своєчасним ремонтом.

Природний газ широко використовується на багатьох підприємствах і в побуті, найчастіше як паливо. З огляду на, що природний газ є вибухонебезпечною речовиною, газопровід разом з установками, які регулюють подачу газу і експлуатують на ньому як об'єкт підвищеної небезпеки, тому вимагає особливої обережності під час експлуатації. Як правило, причиною аварій, вибухів, пожеж під час експлуатації газового господарства і газопроводу є витік газу. Оскільки природний газ не має запаху, в нього додають одорант для швидкого виявлення його витоків - речовина з різким запахом (наприклад, етилмеркаптан). Щоб запобігти виникненню наведених струмів небезпечної величини, здатних викликати вибухи і пожежі, газопроводи повинні бути заземлені і на всіх встановлені струмопровідні перемички фланцеві з'єднання.

5.2 ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БАЛОНІВ

Балони призначені для зберігання, транспортування і використання стислих (азот, повітря, кисень, сірководень), зріджених (аміак, діоксид сірки, бутан) або розчинених (ацетилен) газів під тиском вище 0,07. МПа.

Безпечна експлуатація балонів забезпечується:

- необхідна механічна міцність балонів і належний контроль за їх станом;
- запобігання помилковому заповненню балонів іншими газами (наприклад, балони для негорючих газів з горючими газами; балони для горючих газів з киснем);
- дотримання правил наповнення, транспортування, зберігання та використання балонів

					КМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата		34

Механічна міцність балонів потрібна завдяки їх якісному виготовленню і періодичному контролю балонів на предмет стиснених, зріджених і розчинених газів, які робляться зварними (робочий тиск в балонах до 3 МПа) або безшовними. В процесі експлуатації балони обстежуються: огляд внутрішньої (по можливості) і зовнішньої поверхонь циліндрів, перевірка ваги і міцності; гідравлічний випробувальний корпус. Огляд балонів проводиться з метою виявлення корозії, тріщин, вм'ятин та інших пошкоджень на їх стінках для визначення придатності балонів до подальшої експлуатації. Якщо результати огляду довірливі (виявлені тріщини, вм'ятини, раковини глибиною понад 10% від номінальної товщини стінки), то циліндри відбраковуються.

Значення випробувального тиску та час витримки балонів під таким тиском встановлюються відповідними стандартами (для стандартних балонів) та технічними умовами (для нестандартних балонів), тоді як випробувальний тиск встановлюється відповідними стандартами (для стандартних балонів) та технічними умовами (для нестандартних балонів). Вона повинна бути не менше ніж в півтора рази більше значення робочого тиску.

Винятком із загальних правил огляду є балони з ацетиленом - горючим газом, який широко використовується в промисловості для зварювання і різання металоконструкцій. З огляду на високий рівень ацетилену, його зберігають в розчиненому вигляді в балонах, заповнених пористою масою, просоченою ацетоном - розчинником ацетилену. При періодичних оглядах пориста маса не видаляється, тому замість гідравлічного випробування проводять випробування азотом при тиску 3,5 Мпа. При цьому балон опускається в воду на глибину не менше 1 м. Стан пористої маси в балонах на ацетилен слід перевіряти як мінімум через 24 місяці.

Огляд балонів здійснюється автозаправними підприємствами, автозаправними станціями та випробувальними пунктами, які в установленому порядку отримали дозвіл від органів влади. Держгірпромнагляд. Після обстеження штампуються верхня сферична частина циліндра і вказується дата наступного обстеження.

Для запобігання помилкового наповнення балонів іншими газами передбачена характерна забарвлення і маркування балонів (табл. 1). 5.1)

Таблиця 5.1. Забарвлення і написи циліндрів

					КМ 09.00.00.00 ПЗ	Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата		35

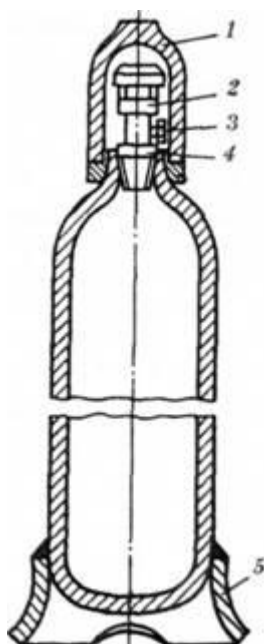
Назва газу	Колір балонів	Текст напису	Колір напису	Колір смуги
Азот	Чорний	Азот	Жовтий	Коричневий
Аміак	Жовтий	Аміак	Чорний	—
Ацетилен	Білий	Ацетилен	Червоний	Зелений
Бутан	Червоний	Бутан	Білий	Чорний
Водень	Темно-зелений	Водень	Червоний	—
Повітря	Чорний	Стиснуте повітря	Білий	—
Кисень	Голубий	Кисень	Чорний	—
Сірководень	Білий	Сірководень	Червоний	Червоний
Вуглекислота	Чорний	Вуглекислота	Жовтий	Жовтий
Хлор	Захисний	—	—	Зелений
Всі інші горючі гази	Червоний	Назва газу	Білий	—
Всі інші негорючі гази	Чорний	Назва газу	Жовтий	—

Крім того, бічні клапани балонів (рисунк 5.1), заповнені горючими газами, мають ліву різьбу, а балони, заповнені киснем та іншими негорючими газами, мають праву різьбу

Експлуатація, транспортування і зберігання балонів на підприємстві повинні здійснюватися відповідно до вимог інструкцій, затверджених в установленому порядку. Обслуговуючий персонал циліндрів повинен бути навчений та проінструктований відповідно до чинних правил. Залишковий тиск газу в балоні не повинен бути менше 0,05 МРРа.

Основним пристроєм, що забезпечує безпеку при експлуатації балонів, є редуктор, який знижує тиск стисненого газу до робочого. За конструкцією редуктори можуть бути різними (одно- і двокамерні, прямої і непрямої дії), проте у всіх редукторах камера низького тиску повинна мати манометр і пружинний запобіжний клапан, відрегульований на відповідну допустиму тисячу.

Відповідно до ДНАОП 000-107-94 газові балони зберігаються в спеціальних приміщеннях



Малюнок 5.1. Циліндр: 2 - заглушка, 2 - клапан, 3 - штуцер, 4 - заглушка, 5 - колодка

(склади) або під навісами, що захищають їх від опадів і сонячних променів. Забороняється тримати балони з киснем і горючими газами в одному приміщенні. Балони з отруйними газами зберігаються в спеціальних закритих приміщеннях. Склади для балонів з вибухонебезпечними і горючими газами повинні розташовуватися в зоні блискавкозахисту.

Наповнені балони зберігають у вертикальному положенні в спеціально обладнаних розтрубах, клітинах або огорожують бар'єром для запобігання їх падіння. Газові балони розміщують на відстані не менше 1 м від радіаторів опалення та інших опалювальних приладів і не менше 5 м від джерел відкритого вогню. Кисневі балони повинні бути захищені від забруднення будь-яким маслом або жиром, так як вони можуть утворювати вибухонебезпечну суміш з чистим сигналом.

З огляду на значну масу балонів, особливо заповнених газом, їх переміщення всередині підприємства необхідно здійснювати на спеціально пристосованих вагонетках, при цьому на балон повинен бути встановлений захисний ковпачок 1.

Література

1. Бондаренко Г. А., Жарков П. Є. Гвинтові компресори в системах подачі стисненого повітря. – Суми: Видавництво СумДУ, 2003. - 134 с.
2. Методичні вказівки з курсового і дипломного проектування “Розрахунок пластинчасто-ребристих теплообмінників з повітряним охолодженням” з курсу “Холодильні установки”/ Укладач: Ю.М. Вертепов - Суми: Вид-во СумДУ, 2008.- 15с
3. Ткаченко Г.Г., Радзієвський В.М. Теплообмінне обладнання компресорних установок // Компресор та енергетика. - 2009. - No 2. – С. 43–47.
4. Поршневі компресори: Підручник. посібник для студентів вузів, які навчаються за спеціальністю «Холодильні та компресорні машини і установки» / Б. С. Фотін, І. Б. Пірумов, І. К. Прилуцький, П. І. Пластилін; під загальною редакцією Б. С. Фотіна. – Л.: Машинобудування.Ленінгр.отд-ні, 1987. –372 с.: іл.

										Лист
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата						37

5. Бажан П.І., Каневець Г.Є., Селіверстов В.М. Довідник теплообмінників. - М. : Машинобудування, 1989. - 368 с.
6. Данилова Г.М. та ін. Теплообмінників холодильних установок. – л.: Машинобудування, 1986.– 303 с.
7. Богданов С.М. та ін. Холодильна техніка. Властивості речовин: Довідник. – м.: Агропромвидав, 1985.– 208 с.
8. Явнель Б.К. Курсове та дипломне проектування холодильних установок та систем кондиціонування. – м.: Агропромвидав, 1989.– 223 с.
9. Короткий довідник інженера-механіка / За редакцією С.А. Чернавського. -М. : Машинобудування, 1966.-788с.
10. Довідник теплообмінників: У 2-х томах / С74 переклад з англійської, під ред. Б.С. Петухова, В.К. Шикова. -М.: Енергоатомиздат, 1987.-560 с.: іл.
11. Чумак І.Г., Нікульшина Д.Г. Холодильні установки. Проекції. :Ой. посібник для коледжів / Під загальною редакцією І.Г. Чумака. – К. : Вища школа, 1988. - 280 с.

Додаток А

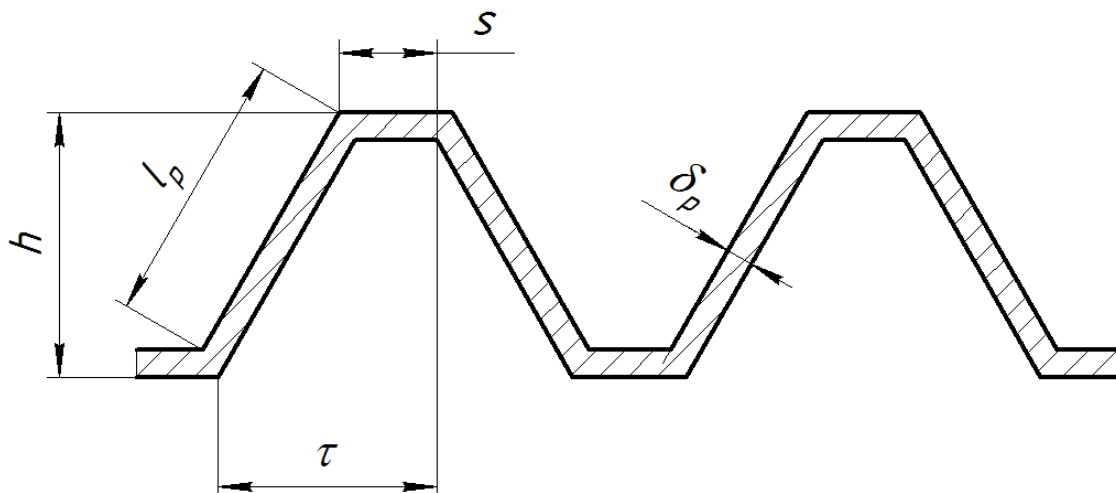


Рисунок А1 – Трапецієподібна насадка

					Лист
					38
Ізм.	Лист	Досит No.	Підпис	Дата	КМ 09.00.00.00 ПЗ

Геометричні характеристики:

- довжина ребра $l = 0.1905$ м;
- крок ребер $t = 0,0017$ м;
- товщина ребра $\delta_p = 0,0019$ м;
- еквівалентний діаметр $d_{екв} = 0,01445$ м;
- Площа поверхні ребер в одиниці вільного об'єму $S_{св.р.} = 250$ м²/м³
- площа поверхні розпірок пластини в одиниці вільного об'єму $S_{sv.p.} = 342$ м²/м³
- компактність у вільному обсязі $S_{sv} = 862$ м²/м³
- коефіцієнт ребрення $S_{св.р}/S_{св} = 0,64$
- коефіцієнт обмеження $= 0,196\gamma$
- товщина плити $\delta_n = 0,0002$ м
- ширина плити $B = 0,500$ м