

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет  
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання  
Кафедра технічної теплофізики

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
за освітньо-професійною програмою

«Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка»

зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»

на тему «Дослідження пластинчасто-ребристих  
теплообмінників з різними видами насадок»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С. О. Шарапов

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

А. В. Супрун

Суми 2020

## ЗМІСТ

Вступ.....	3
<u>1</u> Опис конструкції пластинчасто-ребристих теплообмінних апаратів.....	6
2 Початкові дані .....	19
3 Методика розрахунку пластинчасто-ребристого теплообмінника .....	20
3.1 Тепловий розрахунок .....	20
3.2 Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до гарячого потоку .....	23
3.3 Гідродинамічний розрахунок пластинчасто-ребристого теплообмінника .....	25
4 Порівняння розрахованих теплообмінників.....	27
5 Дослідження роботи пластинчасто-ребристих теплообмінників .....	36
6 Висновки .....	41
7 Охорона праці .....	43
Література .....	62
Додатки.....	64

					<b>ХКз 02.00.00.00 ПЗ</b>					
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Дослідження пластинчасто-ребристих теплообмінників з різними видами насадок Пояснювальна записка			Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.	Супрун							2	64	
Перевір.	Шарапов									
Н. контр.	Шарапов							СумДУ, ХКз-41с		
Затв.	Ванесв									

## ВСТУП

Основними елементами систем охолодження компресорних установок є: теплообмінні апарати різного призначення (газо- і маслоохолоджувачі і т. ін.), вентилятори з приводами, пристрої для сепарації вологи, зволожувачі, насоси та ємності. Широта діапазону робочих параметрів компресорних установок, специфіка їх зміни в процесі стиснення, тенденції розвитку компресоробудування і масштаби їх випуску в поєднанні з умовою уніфікації та спеціалізації виробництва пред'являють до конструкцій елементів систем охолодження цілком певні вимоги.

Все охолоджувачі компресорів за діапазоном тисків типу можна розбити на три групи:

- 1) Газоохолоджувачі низького (до 1,2 МПа) і середнього (до 4,0 МПа) тисків;
- 2) газоохолоджувачі високого тиску (понад 4,0 МПа);
- 3) охолоджувачі рідини (масла, води, проміжного теплоносія).

Конструкції теплообмінників вирішальним чином залежать від вибору типу їх основного елемента – теплопередаючої поверхні, яка може бути виконана або з труб, або з листового матеріалу. Однією з найважливіших характеристик теплопередаючої поверхні є її компактність – площа поверхні в одиниці об'єму простору, зайнятого відповідним теплоносієм або обсягу апарату в цілому.

Пластинчасто-ребристі теплообмінники відрізняються від інших видів теплообмінників своєю конструкцією. Тут поверхня утворюється проставочними листами, гофрованими насадками і обмежувальними елементами. Теплоносії з колекторів надходять в канали, утворені гофрованими насадками і проставочними листами.

Теплообмін відбувається через стінку, роль якої виконують проставочні листи і ребра, утворені гофрованою насадкою. Пластинчасто-

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

ребристі теплообмінники мають надзвичайно високу компактність ( $1000 \div 5000 \text{ м}^2/\text{м}^3$ ) і вільні від недоліків пластинчастих апаратів.

У більшості газових теплообмінників канали утворені гладкою насадкою. При необхідності інтенсифікації можна використовувати просічну, звивисту, хвилясту і інші типи насадок. Співвідношення поверхонь по сторонам теплоносіїв може варіюватися в широкому діапазоні за рахунок зміни ширини і висоти гофри, а також подвоєння або навіть потроєння насадки з боку одного з теплоносіїв. Пластинчасто-ребристі теплообмінні поверхні можна однаково ефективно використовувати в апаратах повітряного охолодження, газо-водяних і масляних теплообмінниках.

Мета роботи – дослідити вплив виду насадки на характеристики пластинчасто-ребристих теплообмінників.

Об'єкт дослідження – насадка трикутної, прямокутної та трапецієвидної форми пластинчасто-ребристого теплообмінника.

Предмет дослідження – термодинамічні, гідравлічні та конструктивні параметри пластинчасто-ребристих теплообмінників з насадками трикутної, прямокутної та трапецієвидної форми.

Для реалізації поставленої мети потрібно вирішити наступні завдання:

1. Виконати тепловий розрахунок пластинчасто-ребристих теплообмінників з насадками трикутної, прямокутної та трапецієвидної форми.

2. Виконати конструктивний розрахунок пластинчасто-ребристих теплообмінників з насадками трикутної, прямокутної та трапецієвидної форми.

3. Виконати гідравлічний розрахунок пластинчасто-ребристих теплообмінників з насадками трикутної, прямокутної та трапецієвидної форми.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						4
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

4. Виконати порівняльний аналіз пластинчасто-ребристих теплообмінників з насадками трикутної, прямокутної та трапецієвидної форми.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## ОПИС КОНСТРУКЦІЇ ПЛАСТИНЧАСТО-РЕБРИСТИХ ТЕПЛООБМІННИХ АПАРАТІВ

Найбільші коефіцієнти теплопередачі, використання маси, об'єму і компактності серед рекуперативних теплообмінників, які застосовуються в компресорних установках, мають пластинчасто-ребристі теплообмінники (ПРТ). ПРТ є паяною багат шаровою конструкцією з тонкого листового металу, в якій чергуються канали для охолоджувального і охолоджуючого середовища. У довгих, вузьких каналах рухається охолоджувальне середовище, а в перпендикулярно розташованих широких каналах переміщається охолоджуюче повітря, яке нагнітається вентилятором із атмосфери (рис. 1.1).

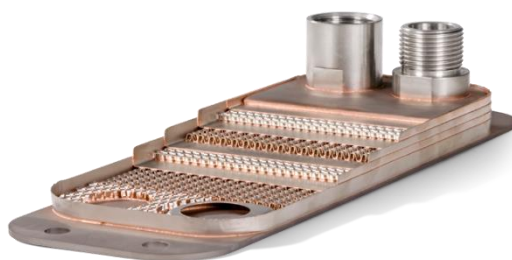


Рисунок 1.1 – Схема ПРТ

Конструкція ПРТ відрізняється в першу чергу будовою робочих каналів. Основні різновиди робочих каналів наступні:

1. Робочі канали формуються пласкими, так званими проставковими листами і брусками, розташованими на периферії листів (рис. 1.2). Між брусками і листами розташована гофрована стрічка (насадка), яка утворює теплообмінну поверхню. З'єднаний за допомогою паяння набір перерахованих деталей утворює серцевину теплообмінника – пластинчасто-ребристий елемент (ПРЕ) (рис. 1.2).

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2. Робочі канали формуються з штампованих листів, що утворюють у з'єднанні між собою або з плоским листом робочий канал без брусків (рис. 1.3). У цьому випадку бруски встановлюють тільки для утворення каналів для охолоджуючого повітря (холодних каналів).

3. Робочі канали формуються з штампованих листів, в яких передбачені отвори для утворених вбудованих колекторів. Торці каналів і поверхні навколо отворів герметизують за допомогою штампованих деталей – скоб, кілець. Колектор утворюється при паянні ПРЕ (рис. 1.4).

4. Робочі канали формуються з штампованих листів з отворами, відбортовуванням по периметру і кільцевими виступами навколо отворів, які при складанні та паянні утворюють вбудовані колектори і забезпечують герметичність усіх з'єднань (рис. 1.5).

5. Робочі канали формуються згортанням металевої стрічки для утворення плоскої трубки, в якій розміщується насадка гарячого каналу. Поздовжній шов плоскої трубки утворюється при паянні з'єднанням у нахлест. Кінці плоских трубок розміщуються в пазах штампованої колекторної пластини. Схема ПРЕ з такими каналами показана на рис. 1.6, а зовнішній вигляд на рис. 1.7. Висота каналів  $T$  в таких ПРТ знаходиться в межах 2–4 мм, ширина ( $D$ ) до 80 мм; довжина каналів ( $H$ ) 500–600мм; висота ПРТ ( $W$ ) дорівнює 300–400 мм.

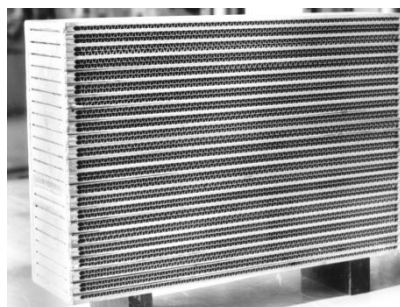


Рисунок 1.2 –  
Алюмінієвий паяний ПРТ

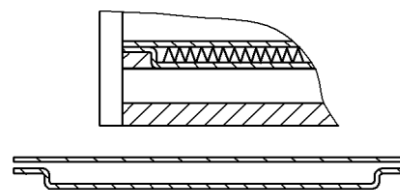


Рисунок 1.3 – Схема  
робочого каналу ПРЕ зі

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

з брусками  
на периферії каналів



Рисунок 1.4 – Стальний ПРТ зі штампованих проставкових листів з вбудованими колекторами

штампованого  
проставкового листа

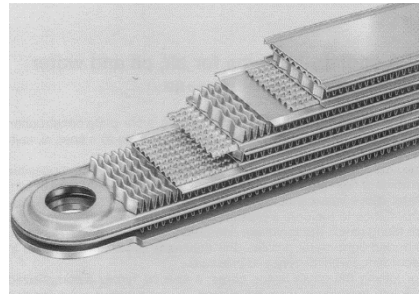


Рисунок 1.5 – Схема ПРТ зі штампованими проставковими листами для формування вбудованого колектора

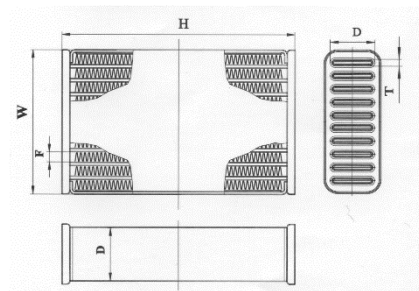
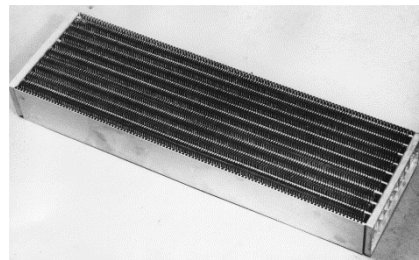


Рисунок 1.6 – Схема ПРТ з плоскими трубками, сформованими з тонкої стрічки

Рисунок 1.7 – ПРЄ з плоскими трубками у якості робочих каналів, сформованими з тонкої стрічки



6. Робочі канали формуються з плоских алюмінієвих трубок. Всередині трубки для забезпечення міцності мають поздовжні ребра. Такі трубки виготовляють екструзією. Кінці трубок розміщуються в пазах штампованих колекторних пластин (рис. 1.8).

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		8



Вибір конструкції робочого каналу для охолоджувального середовища залежить від призначення ПРТ, робочого тиску, теплової потужності і технологічних можливостей виробництва. Для формування робочих каналів застосовують металеві стрічки та листи товщиною 0,25–1 мм, а теплообмінну гофровану насадку виготовляють зі стрічки товщиною 0,15–0,3 мм. Розміри ПРЕ знаходяться в межах (50–150) x (200–600) x (400–1200) мм і залежать від теплової потужності ПРТ і розмірів робочої камери печі, яка застосовується для паяння.



Рисунок 1.8 –  
Алюмінієвий ПРТ  
з плоскими трубами

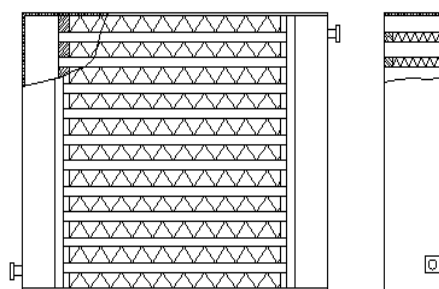


Рисунок 1.9 – Схема ПРТ  
з привареними колекторами

У тих випадках, коли при паянні формується тільки серцевина теплообмінника – ПРЕ, до нього за допомогою зварювання з боку каналів для охолоджувального середовища приєднують колектори (кришки) (рис. 61.9). При необхідності ПРЕ за допомогою зварювання можна з'єднати в блоки для збільшення розмірів ПРТ.

Основним вузлом ПРТ є його серцевина ПРЕ. Багатошаровий пакет, зібраний з тонкостінних деталей, з'єднується у вузол ПРЕ за допомогою високотемпературного паяння. При цьому паяння є єдино можливим способом виготовлення ПРЕ, т. як майже усі з'єднання ПРЕ є закритими. Керування та візуальний контроль за утворенням з'єднань є недоступним. Ця

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

обстава вимагає високої точності виконання всіх технологічних операцій при складанні та дотримання режимів процесу паяння. Значимість процесу паяння в створенні ПРЕ можна оцінити таким прикладом. ПРЕ розміром 150x400x850 мм, що складається з робочих каналів висотою 3 мм і прилеглих до нього холодних каналів висотою 11 мм (рис.6.2), з'єднується 12500-ми паяними швами. Довжина паяних швів становить 2258 м, площа паяних швів становить 33075 см<sup>2</sup>. Якщо врахувати те, що паяння є груповим способом обробки, і в камері печі при паяння одночасно знаходяться десятки ПРЕ, то за продуктивністю з цим процесом не може зрівнятися жоден спосіб зварювання. Важливим є ще одна перевага паяння. У ПРЕ переважають таврові з'єднання. Відомо, що жолобник у таврі не є концентратором напруги при співвідношенні  $R > 2s$ , де  $R$  – радіус галтелі,  $s$  – товщина стінки тавра. Так як таврові з'єднання в ПРЕ утворені стрічкою товщиною 0,15–0,3 мм, а радіус галтелі, сформований розплавленим припоєм під дією капілярних сил дорівнює 0,3–0,5 мм, то ПРЕ є надійною конструкцією, що не руйнується при вібрації.

Теплову ефективність ПРТ забезпечує розвинена теплообмінна поверхня з гофрованої металеві стрічки (насадка), припаяна до листів гарячих і холодних каналів (рис. 1.10).

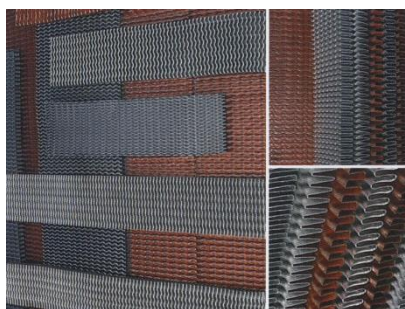


Рисунок 1.10 – Зовнішній вигляд насадки з гофрованої стрічки

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Як характеристики насадки, крім форми і геометричних розмірів, застосовують еквівалентний діаметр і компактність поверхні. Еквівалентний діаметр застосовують при розрахунку теплообміну в ПРТ. При визначенні чисел подібності необхідно вводити визначає лінійний розмір. Для пластинчасто-ребристих поверхонь визначальним розміром приймають еквівалентний діаметр. Він визначається наступною формулою:

$$D_{\text{екв}} = \frac{4 \cdot F_c \cdot L}{F},$$

де  $d_{\text{екв}}$  – еквівалентний діаметр, м;

$F_c$  – площа вільного перетину одного каналу, м<sup>2</sup>;

$F$  – площа повної поверхні теплообміну одного каналу, м<sup>2</sup>;

$L$  – робоча довжина поверхні теплообміну в каналі.

Практично висота каналів ПРТ знаходиться в межах 3–12 мм, а еквівалентний діаметр відповідно 2–5 мм. Оптимальний перетин каналів вибирається з умови забезпечення максимального теплотімання при фіксованих втратах на опір. Для довгих каналів ( $L/D > 100$ ) значення числа Нуссельта  $Nu$  близько до мінімального. У ПРТ компресорних установок, які охолоджують гази і мастило, опір невеликий. У цих випадках число  $Nu$  практично не залежить від швидкості. Тому визначальним фактором при виборі оптимального перетину каналу є інтенсивність теплообміну незалежно від відповідного коефіцієнта опору, так як перепад тиску завжди можна збалансувати за рахунок зменшення швидкості потоку, якщо немає особливих вимог.

При порівнянні каналів трикутного, круглого і прямокутного профілю встановлено, що канал прямокутного перетину має суттєві переваги  $Nu_{\Delta} = 2,7$ ;  $Nu_{\circ} = 3,66$ ;  $Nu_{\square} = 7,5$ .

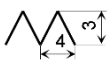
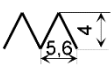
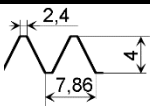
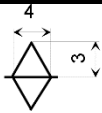
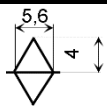
					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

В якості іншої характеристики прийнята компактність поверхні насадки в  $\text{м}^2/\text{м}^3$ . Вона визначає площу поверхні даної насадки в  $\text{м}^2$  в одному кубічному метрі обсягу каналу, в якому вона розташована. При цьому враховується і площа проставкового листа каналу, який з обох сторін обмежує насадку по висоті. Якщо насадка встановлюється в кілька шарів, її обмежує лист прокладки між шарами. В такому випадку враховується площа прокладки. Площа теплообмінної поверхні при збільшенні кількості шарів в каналі збільшується, а компактність не змінюється, так як вона залежить тільки від геометричних розмірів профілю насадки.

Гофрування стрічки виконується двома способами – прокатуванням між профільними роликками і штампуванням.

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

Таблиця 1.1. Характеристика насадки, сформованої прокатуванням роликками

Тип насадки	Трикутна	Трикутна	Евольвентна	Двошарова трикутна	Двошарова трикутна
Геометричні розміри, мм					
Компактність поверхні $\text{м}^2/\text{м}^3$	1813	1342	1021	1813	1342
Еквівалентний діаметр, м	0,00192	0,0027	0,00362	0,00192	0,0027

Підвищення компактності насадки збільшує ефективність теплообміну. Компактність підвищується при зменшенні відстані між гофрами. Однак при формуванні насадки з металеві стрічки прокатуванням роликками крок

накатки обмежується допустимими розмірами профілю їх зубів. Розмір зубів біля основи роликів встановлюється з урахуванням міцності металу роликів. Тому, як правило, крок гофр насадки більше висоти гофр (табл. 6.2). Крім того, форма профілю насадки, сформованої прокатуванням, може бути тільки трикутної або евольвентної.

Для каналів охолоджуючого середовища (холодних каналів) необхідна насадка з висотою гофри більше 10 мм. У цьому випадку застосовують кілька пар роликів для ущільнення гофр насадки. На спеціальних станах перша пара роликів, зібрана з профільованих зубчастих дисків, забезпечує геометрію гофр. Гофрі можна надати хвилястість, на поверхнях гофр можна сформувати сфероїдальні виступи. Наступні дві або три пари роликів за рахунок різниці кроків зубів виробляють ступінчасте зміщення гофр до необхідного розміру кроку. При наявності опуклих ділянок в каналах хвилястої насадки утворюються аеродинамічні профілі, які керують потоком повітря. Простішу аеродинамічну форму каналів отримують при перетисканні гребенів гофр. Таку форму насадки отримують при прокатуванні однією парою профільованих роликів (табл. 1.2).

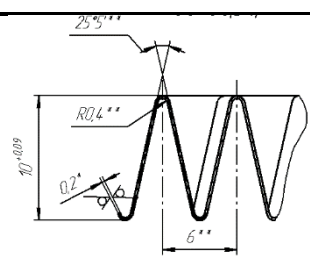
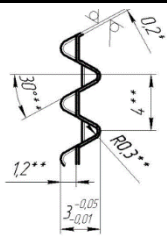
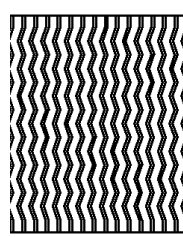
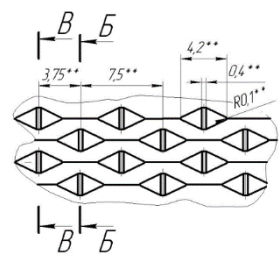
Ущільнення по кроку насадки з невеликою висотою гофр за допомогою роликів реалізувати на практиці складно. Ущільнену насадку формують штампуванням. На спеціальному пресі за допомогою штампів крок за кроком формують трикутну, прямокутну і трапецієвидну за формою насадку (табл. 1.3). У штампованій насадки формують крок з розміром менше висоти гофр. Цим досягається найбільша компактність. При штампуванні можливе формування насадки з прямокутним профілем, що також дозволяє підвищити інтенсивність теплообміну.

При переміщенні теплоносіїв в каналах насадки, виготовленої з металевий стрічки прокатуванням роликками або штампуванням, формуються стійкі ламінарні потоки. Теплообмін ділянок, прилеглих до поверхні насадки, з ядром потоку відбувається за рахунок теплопровідності теплоносія. У

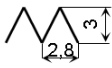


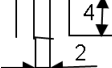
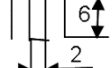
					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

робочих (гарячих) каналах ПРТ, в яких переміщується теплоносій з низькою теплопровідністю, насадка з гладкою поверхнею знижує ефективність теплообміну. Руйнування ламінарного контактного шару дозволяє активно інтенсифікувати теплообмін. У штампованій насадці зі стрічки можна створити турбулентний потік, розділяючи стрічку гофр. У розділеній стрічці можна сформувати жалюзі або зрушити стінку гофри для розриву контактного шару і утворення завихрення (табл. 1.4).

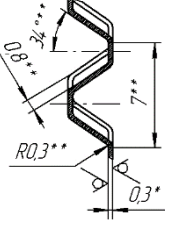
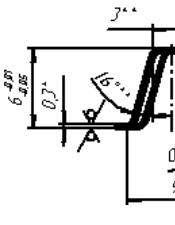
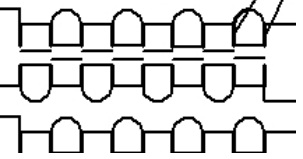
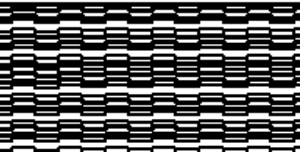
Таблиця 1.2. Характеристика насадки, сформованої прокатуванням роликів з ущільненням і деформацією гофр

Тип насадки	Трикутна хвиляста	Трикутна з перетисканням
Геометрична характеристика, мм		
Форма гофр		
Компактність поверхні, м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	883	1813
Еквівалентний діаметр, м	0,0042	0,00192

Таблиця 1.3. Характеристика штампованої насадки

Тип насадки	Трикутна	Трикутна	Трикутна	Прямо- кутна	Прямо- кутна
Геометричні розміри, мм					
Компактність поверхні м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	2178	1963	1675	1450	1300
Еквівалентний діаметр, м	0,00155	0,00174	0,00207	0,00244	0,00275

Таблиця 1.4. Характеристика штампованої розділеної насадки

Тип насадки	Трапецієвидна	Трапецієвидна
Геометрична характеристика, мм		
Форма гофр		
Компактність поверхні, м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	1306	781
Еквівалентний діаметр, м	0,00278	0,00482

Турбулізація потоку в'язкої рідини з малою теплопровідністю дозволяє інтенсифікувати теплообмін в 2–2,5 рази в порівнянні з ламінарним потоком. Розділення із зсувом стінок гофр істотно інтенсифікує теплообмін і в

газовому потоці. Заміна гладкої насадки розділеною із зсувом в повітряному каналі ПРТ дозволяє зменшити співвідношення  $L/D$  з 20 до 1,68.

При переміщенні теплоносіїв в каналах насадки, виготовленої з металевої стрічки прокатуванням роликками або штампуванням, формуються стійкі ламінарні потоки. Теплообмін ділянок, прилеглих до поверхні насадки, з ядром потоку відбувається за рахунок теплопровідності теплоносія. У робочих (гарячих) каналах ПРТ, в яких переміщується теплоносій з низькою теплопровідністю, насадка з гладкою поверхнею знижує ефективність теплообміну. Руйнування ламінарного контактного шару дозволяє активно інтенсифікувати теплообмін. У штампованій насадці зі стрічки можна створити турбулентний потік, розділяючи стрічку гофр. У розділеній стрічці можна сформувати жалюзі або зрушити стінку гофри для розриву контактного шару і утворення завихрення (табл. 1.4). Турбулізація потоку в'язкої рідини з малою теплопровідністю дозволяє інтенсифікувати теплообмін в 2–2,5 рази в порівнянні з ламінарним потоком. Розділення із зсувом стінок гофр істотно інтенсифікує теплообмін і в газовому потоці. Заміна гладкої насадки розділеною із зсувом в повітряному каналі ПРТ дозволяє зменшити співвідношення  $L/D$  з 20 до 1,68.

Зовнішній вигляд розділеної насадки зі зсунутими стінками наведено на рис. 1.11. Для формування розділеної, розділеної з утворенням жалюзі, розділеної із зсувом частини гофри потрібні спеціальні високоточні штампи, спеціалізовані преси і стани. Слід зазначити, що продуктивність штампування насадки невисока.

Формування одного кроку гофр триває 0,5–1 с. Крім того, насадка зі складним профілем формується в основному з алюмінієвих і мідних стрічок, що мають низьку міцність. Штампування такої насадки зі сталевих стрічки є складним.

Деякі проблеми виготовлення ефективною насадки з розділеною поверхнею гофр вирішується за допомогою прокатки між профільними

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						16
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



роликами смуги з металевої дротяної тканної сітки. Насадку формують з сітки, виготовленої з тонкого дроту (близько 0,3–0,4 мм), що дозволяє отримати примежовий шар невеликої товщини. Крім того, в сіткових насадках при числах Рейнольдса  $Re > 5$  (що практично завжди має місце в газоохолоджувачах) спостерігається відрив ламінарного примежового шару і утворення вихорів за кормовою частиною дроту. Малий діаметр дроту, на якій утворюється тонкий примежовий шар, відрив примежового шару з утворенням вихорів зумовлюють високу тепловіддачу сіткових насадок. З ростом числа Рейнольдса вихори періодично відриваються від дроту і несуться потоком рідини, що також інтенсифікує тепловіддачу гофрованих насадок з сітки. Крім того, виготовлення насадки з сітки має суттєві технологічні та конструктивні переваги. Сітка виготовляється з комітками різного розміру і з дроту різного діаметру з вуглецевої і нержавіючої сталі, що дозволяє здійснити раціональний вибір конструкції ПРТ. Разом з цим сітка являє собою технологічний матеріал для формування насадки необхідних розмірів для різних середовищ за допомогою високопродуктивного процесу прокатування роликами на порівняно нескладному технологічному обладнанні.

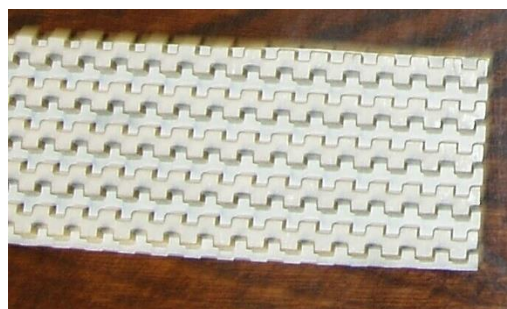


Рисунок 1.11 – Насадка з розділеними зсунутими гофрами

Металева тканнна сітка є новим матеріалом для формування теплообмінної поверхні в ПРТ. Конструкція плетеної сітки не дозволяє точно

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

передати профіль зуба накатних роликів, тому реально профіль насадки з сітки має не прямі лінії сторін, а радіусні криві, які плавно переходять один в одного. При цьому радіус на вершинах гофр становить не менше 5 мм.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		18

## 2 ПОЧАТКОВІ ДАНІ

Для компресора ЗГШ1,6-0,15/0,4-230

Перекачуване середовище – природний газ

Продуктивність компресора, м <sup>3</sup> /с	0,15
Початковий тиск, Па	101325
Початкова температура, °С	20
Кінцевий тиск, МПа	23,0

Для теплообмінника

Середовище	природний газ – повітря
Початкова температура природного газу	$t_1 = 83 \text{ }^\circ\text{C}$
Кінцева температура природного газу	$t_2 = 35 \text{ }^\circ\text{C}$
Середня густина природного газу, який проходить крізь апарат	$\rho_1 = 2,89 \text{ кг/м}^3$
Масова витрата природного газу крізь апарат	$G_1 = 0,058 \text{ кг/с}$
Потужність ступеня компресора	$N = 3,2 \text{ кВт}$
Початкова температура повітря	$t'_1 = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Кінцева температура повітря	$t'_2 = 40 \text{ }^\circ\text{C}$
Тиск повітря	$p_n = 0,1 \text{ МПа}$

### 3 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ПЛАСТИНЧАСТО-РЕБРИСТОГО ТЕПЛООБМІННИКА

#### 3.1 Тепловий розрахунок

##### 3.1.1 Теплове навантаження на апарат

$$Q_1 = Q_2 = N \quad (3.1)$$

де  $Q_1$  – теплове навантаження на апарат по холодному потоку,  $Q_1 = C \cdot G_b \cdot \Delta t$ ;

$Q_2$  – теплове навантаження на апарат по гарячому потоку,  $Q_2 = k \cdot F \cdot \Delta t$

Витрата повітря через апарат

$$G_b = \frac{N}{C \cdot \Delta t} \quad (3.2)$$

де  $\Delta t$  – різниця температур повітря,  $\Delta t = t_2' - t_1'$ ;

$C$  – середня теплоємність повітря.

##### 3.1.2 Площа теплообміну (див. додаток Б)

$$F = \frac{N}{k \cdot \Delta t} \quad (3.3)$$

де  $k$  – коефіцієнт теплопередачі,;

$\Delta t$  – логарифмічна різниця температур (див. додаток В)

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (3.4)$$

##### 3.1.3 Площа вільного перетину

$$F_{cb.z.} = F_{cb.x.} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot \omega_1} \quad (3.5)$$

де  $\rho_1$  – густина гарячого теплоносія;

$\omega_1$  – швидкість гарячого потоку через апарат;

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

### 3.1.4 Швидкість холодного потоку

$$\omega_2 = \frac{G_{\theta}}{\rho_2 \cdot F_{c\theta,x}} \quad (3.6)$$

де  $\rho_2$  – густина холодного теплоносія,

У результаті розрахунку приймаємо кількість вентиляторів для та перераховуємо швидкість холодного потоку.

### 3.1.5 Теплофізичні властивості природного газу ([2], с. 355)

Природний газ – це багатокомпонентна суміш, в якій 90 % всієї суміші займає метан. Відтак, теплофізичні властивості природного газу з деяким наближенням можна приймати за метаном:

Коефіцієнт теплопровідності

Динамічний коефіцієнт в'язкості

Критерій Прандтля

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_1 \cdot 2 \cdot a \cdot \rho_1}{\mu_1} \quad (3.7)$$

де  $a$  – характерний розмір пластини,

Число Нусельта

При  $Re$  от  $1,8 \cdot 10^3$  до  $5,0 \cdot 10^6$  маємо

$$Nu = 0,02 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} \quad (3.8)$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку гарячого потоку

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{2 \cdot a} \quad (3.9)$$

### 3.1.6 Теплофізичні властивості повітря ([2], с. 356)

Коефіцієнт теплопровідності

Динамічний коефіцієнт в'язкості

Критерій Прандтля

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						21
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Число Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_2 \cdot d_{екв} \cdot \rho_2}{\mu_2} \quad (3.10)$$

де  $d_{екв}$  – еквівалентний діаметр насадки,

Число Нусельта

При  $Re$  от  $2,0 \cdot 10^3$  до  $1,0 \cdot 10^4$  маємо

$$Nu = 0,03 \cdot Re^{0,813} \left( \frac{d_{екв}}{l} \right)^{0,2} \quad (3.11)$$

Коефіцієнт тепловіддачі з боку холодного потоку

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{екв}} \quad (3.12)$$

3.1.7 Вибір теплообмінника ([3], табл. 6.5)

Вибираємо пластинчасто-ребристий перехресно-точний теплообмінник з типом насадки ГТ-6-2,13 (див. додаток Г, рис. Д4):

Геометричні характеристики поверхні:

- довжина ребра;
- крок ребер;
- товщина ребра;
- еквівалентний діаметр;
- площа поверхні ребер в одиниці вільного об'єму
- площа поверхні проставочних пластин в одиниці вільного об'єму
- компактність за вільним обсягом
- коефіцієнт оребрення
- коефіцієнт стиснення
- товщина пластини
- ширина пластини

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

### 3.2 Коефіцієнт теплопередачі, віднесений до гарячого потоку

$$k_T = \left( \frac{1}{\alpha_1 \cdot \eta_1} + \frac{\delta_n \cdot S_{cb.1}}{\lambda_n \cdot S_{cb.n.1}} + \frac{S_{cb.1} \cdot F_{cb.1}}{\alpha_2 \cdot \eta_2 \cdot S_{cb.2} \cdot F_{cb.2}} \right)^{-1} \quad (3.13)$$

де  $\eta_1$  и  $\eta_2$  – коефіцієнт корисної дії по гарячому і холодному потокам

#### 3.2.1 Коефіцієнт корисної дії по гарячому і холодному потокам

$$\eta_1 = 1 - \left( \frac{S_{cb.p}}{S_{cb}} \right) \cdot (1 - \eta_{p1}) \quad (3.14)$$

$$\eta_2 = 1 - \left( \frac{S_{cb.p}}{S_{cb}} \right) \cdot (1 - \eta_{p2}) \quad (3.15)$$

де  $\eta_{p1}$  і  $\eta_{p2}$  – коефіцієнт корисної дії ребра.

#### 3.2.2 Коефіцієнт корисної дії ребра

$$\eta_{p1} = \frac{th \left( m_1 \cdot \frac{l_1}{2} \right)}{m_1 \cdot l_1} \quad (3.16)$$

$$\eta_{p2} = \frac{th \left( m_2 \cdot \frac{l_2}{2} \right)}{m_2 \cdot l_2} \quad (3.17)$$

де  $m_1$  і  $m_2$  – параметр ребра.

#### 3.2.3 Параметр ребра

$$m_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_1}{\lambda_p \cdot \delta_n}} \quad (3.18)$$

$$m_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_2}{\lambda_p \cdot \delta_n}} \quad (3.19)$$

де  $\lambda_p$  – коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра.

					ХКЗ 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

### 3.2.4 Потрібна площа теплообміну

$$F_T = \frac{N}{k_T \cdot \Delta t} \quad (3.20)$$

### 3.2.5 Основні геометричні характеристики

Вільний об'єм каналів по гарячому потоку

$$V_{cb.z.} = \frac{F_T}{S_{cb.}} \quad (3.21)$$

Площа повного поперечного перерізу теплообмінника (без урахування товщини розмежувальних пластин)

$$F = 2 \cdot \frac{V_{cb.z.}}{1 - \gamma} \quad (3.22)$$

Довжина теплообмінного апарату

$$L = \frac{V_{cb.z.}}{S_{np.}} \quad (3.23)$$

де  $S_{np.}$  – площа поперечного перерізу каналів

$$S_{np.} = \frac{G_1}{\varepsilon_{cb.1} \cdot \omega_1} \quad (3.24)$$

де  $\varepsilon_{cb.1}$  – доля вільного перетину каналів

$$\varepsilon_{cb.1} = \frac{(l - \delta_p) \cdot (t - \delta_p)}{t \cdot (l + \delta_n)} \quad (3.25)$$

Число каналів

$$n = \frac{V_{cb.z.}}{L \cdot B \cdot (l + \delta_p)} \quad (3.26)$$

Округляємо число до більшого цілого значення.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						24
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



### 3.3 Гідродинамічний розрахунок пластинчасто-ребристого теплообмінника

#### 3.3.1 Гідродинамічний опір поверхні теплообміну

$$\Delta p = \Delta p_{\text{вх}} + \Delta p_{\text{вих}} + \Delta p_{T1} + \Delta p_{T2} + \Delta p_{\text{к.вх.}} + \Delta p_{\text{к.вих.}} \quad (3.27)$$

де  $\Delta p_{\text{вх}}$  і  $\Delta p_{\text{вих}}$  – місцеві втрати на вході і виході з розподільника;

$\Delta p_{T1}$  і  $\Delta p_{T2}$  – втрати тиску на тертя в каналах розподільника і, власне, пакета з робочою поверхнею;

$\Delta p_{\text{к.вх.}}$  і  $\Delta p_{\text{к.вих.}}$  – місцеві втрати на вході і виході з колектору;

Місцеві втрати на вході і виході з розподільника

$$\Delta p_{\text{вх}} = (1 - \gamma + k_c) \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2} \quad (3.28)$$

$$\Delta p_{\text{вих}} = -(1 - \gamma + k_e) \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2} \quad (3.29)$$

де  $k_c$  і  $k_e$  – коефіцієнти, що враховують необоротну складову втрати тиску, пов'язану з раптовим звуженням і розширенням потоку ([3], рис.6.28),

Втрати тиску на тертя в каналах розподільника і, власне, пакета з робочою поверхнею

$$\Delta p_{T1} = \frac{f \cdot \rho_1 \cdot \omega_1^2 \cdot F}{2 \cdot F_{\text{сб}}} \quad (3.30)$$

$$\Delta p_{T2} = 4 \cdot f \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2} \cdot \frac{B}{d_{\text{екв}}} \quad (3.31)$$

Місцеві втрати на вході і виході з колектору

$$\Delta p_{\text{к.вх.}} = \zeta_1 \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2} \quad (3.32)$$

$$\Delta p_{\text{к.вих.}} = \zeta_2 \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2} \quad (3.33)$$

де  $\zeta_1$  і  $\zeta_2$  – коефіцієнти місцевого опору.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

### 3.3.2 Втрати потужності

$$\Delta W = \frac{\Delta p \cdot G_1}{\rho_1} \quad (3.34)$$

### 3.3.3 Втрати потужності порівняно з потужністю ступеня

$$\Delta N = \frac{\Delta W}{N} \quad (3.35)$$

					ХКЗ 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		26

## 4 ПОРІВНЯННЯ РОЗРАХОВАНИХ ТЕПЛООБМІННИКІВ

Розрахунок проводимо за програмою, яка створена у Microsoft Excel.  
Скріншоти програми подано на рис. 4.1-4.3.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		27

## Тепловой расчет теплообменника

### Исходные данные:

Наименование параметра	Условное обозначение	Значение параметра по ступеням компрессора		
		I ступень	II ступень	III ступень
Рабочая среда	-	природный газ		
Охлаждающая среда	-	атмосферный воздух		
Начальная температура рабочей среды	T1г, С	122	147	127
Конечная температура рабочей среды	T2г, С	59,3	51,9	50,2
Средняя плотность рабочей среды, проходящей через аппарат	p1, кг/м <sup>3</sup>	1,88	4,57	12,56
Массовый расход рабочей среды через аппарат	G1, кг/с	0,046		
Мощность ступени компрессора	Nст, кВт	6,9	8,7	9,3
Мощность ступени компрессора	Nст, Вт	6900	8700	9300
Начальная температура охлаждающей среды	T1в, С	40	40	40
Конечная температура охлаждающей среды	T2в, С	49,8	56,1	53,6
Давление охлаждающей среды	Pв, Мпа	0,1		
Средняя теплоемкость охлаждающей среды	Ср, кДж/(кг*К)	1,005		
Коэффициент теплопередачи	k, Вт/(м <sup>2</sup> *К)	13,4	24,6	25,2
Скорость охлаждаемой среды через аппарат	w1, м/с	10		
Плотность охлаждающей среды	p2, кг/м <sup>3</sup>	1,29		
Коэффициент теплопроводности охлаждаемой среды	Л1, Вт/(м*К)	0,0329		
Динамический коэффициент вязкости охлаждаемой среды	m1, Па*с	0,000011		
Критерий Прандтля для охлаждаемой среды	Pr1	0,71		
Коэффициент теплопроводности охлаждающей среды	Л2, Вт/(м*К)	0,0267		
Динамический коэффициент вязкости охлаждающей среды	m2, Па*с	0,000018		
Критерий Прандтля для охлаждающей среды	Pr2	0,703		
Характерный размер пластины	a, м	0,006		
Эквивалентный диаметр	dэкв, м	0,00486		
Длина канала	l, м	0,6		

Рис. 4.1 – Програма для виконання теплового розрахунку

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## Расчет геометрических параметров теплообменника

### *Исходные данные:*

Наименование параметра	Условное обозначение	Значение параметра		
		I ступень	II ступень	III ступень
Коэффициент теплопроводности материала ребра	Лр, Вт/(м <sup>2</sup> *К)	150		
Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемой среды	а1, Вт/(м <sup>2</sup> *К)	66,621	135,587	304,424
Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей среды	а2, Вт/(м <sup>2</sup> *К)	30,996	30,996	30,996
Толщина пластины	бп, м	0,0002		
Шаг ребер	t, м	0,0049		
Толщина ребра	бр, м	0,0019		
Длина ребра	l, м	0,006		
Площадь поверхности ребер в единице свободного объема	Scв.р., м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	520		
Площадь поверхности проставочных пластин в единице свободного объема	Scв.п., м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	342		
Компактность по свободному объему	Scв., м <sup>2</sup> /м <sup>3</sup>	862		
Мощность ступени компрессора	Nст, Вт	6900	8700	9300
Логарифмическая разность температур	dt, град.	57,420	44,479	36,508
Коэффициент стеснения	φ	0,196		
Ширина пластины	B, м	0,500		
Массовый расход рабочей среды через аппарат	G1, кг/с	0,046		
Скорость охлаждаемой среды через аппарат	w1, м/с	10		

Рис. 4.2 – Програма для виконання конструктивного розрахунку

## Гидродинамический расчет теплообменника

### Исходные данные:

Наименование параметра	Условное обозначение	Значение параметра		
		I ступень	II ступень	III ступень
Коэффициент стеснения	$\phi$	0,196		
Коэффициент, учитывающий необратимую составляющую потери давления, связанную с внезапным сужением и расширением потока	kc	0,6		
	ke	0,56		
Коэффициент местного сопротивления	з1	0,25		
	з2	0,3		
Средняя плотность рабочей среды, проходящей через аппарат	$\rho_1$ , кг/м <sup>3</sup>	1,88	4,57	12,56
Плотность охлаждающей среды	$\rho_2$ , кг/м <sup>3</sup>	1,29		
Скорость охлаждаемой среды через аппарат	w1, м/с	10		
Скорость охлаждающей среды через аппарат	w2, м/с	100	100	100
Мощность ступени компрессора	Nст, Вт	6900	8700	9300
Эквивалентный диаметр	dэкв, м	0,00486		
Ширина пластины	B, м	0,500		
Толщина пластины	бп, м	0,0002		
Площадь канала распределителя	f, м <sup>2</sup>	0,054		
Площадь пакета	F, м <sup>2</sup>	0,00251		
Массовый расход рабочей среды через аппарат	G1, кг/с	0,046		

Рис. 4.3 – Програма для виконання гідродинамічного розрахунку

Порядок проведення розрахунку наступний. Розрахунок проводимо для трьох ступенів одразу. З метою дослідження роботи теплообмінника на різних режимах та вибору оптимального режиму роботи, змінюємо швидкість руху охолоджуваного середовища (природного газу)  $w_1$  та температуру охолоджуючого середовища  $t_{1в}$  (атмосферного повітря) на вході в теплообмінник.

Швидкість руху охолоджуваного середовища (природного газу) змінюємо від 5 м/с до 20 м/с через 5 одиниць, тобто отримуємо 4 розрахункових точки 5, 10, 15, 20 м/с.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						30
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Температуру охолоджуючого середовища (атмосферного повітря) на вході змінюємо від 30 °С до 50 °С через 5 одиниць, тобто отримуємо 5 розрахункових точок 30, 35, 40, 45, 50 °С.

Результати розрахунків наведено на рис. 4.4-4.6.

Расход охлаждающей среды через аппарат, кг/с

$$G_{\theta} = \frac{N}{C \cdot \Delta t}$$

	0,701	0,538	0,680
--	-------	-------	-------

Площадь поверхности теплообмена, м2

$$F = \frac{N}{k \cdot \Delta t}$$

	8,968	7,951	10,109
--	-------	-------	--------

Логарифмическая разность температур, град.

$$\Delta t = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

	57,420	44,479	36,508
--	--------	--------	--------

Площадь свободного сечения, м2

$$F_{св.з.} = F_{св.х.} = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot \omega_1}$$

	0,0024	0,0010	0,0004
--	--------	--------	--------

Скорость движения охлаждающей среды через аппарат, м/с

$$\omega_2 = \frac{G_{\theta}}{\rho_2 \cdot F_{св.х.}}$$

	221,956	414,091	1440,191
--	---------	---------	----------

Так как используется стандартный вентилятор, то в дальнейших расчетах принимаем его скорость вращения

w2, м/с 100

Число Рейнольдса для охлаждаемой среды

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		31

$$Re = \frac{\omega_1 \cdot 2 \cdot a \cdot \rho_1}{\mu_1}$$

	20509	49855	137018
--	-------	-------	--------

Число Нуссельта для охлаждаемой среды

$$Nu = 0,02 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43}$$

	48,599	98,909	222,072
--	--------	--------	---------

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждаемой среды, Вт/(м<sup>2</sup>\*К)

$$\alpha_1 = \frac{Nu \cdot \lambda_1}{2 \cdot a}$$

	66,621	135,587	304,424
--	--------	---------	---------

Число Рейнольдса для охлаждающей среды

$$Re = \frac{\omega_2 \cdot d_{экр} \cdot \rho_2}{\mu_2}$$

	34830	34830	34830
--	-------	-------	-------

Число Нуссельта для охлаждающей среды

$$Nu = 0,03 \cdot Re^{0,813} \left( \frac{d_{экр}}{l} \right)^{0,2}$$

	56,419	56,419	56,419
--	--------	--------	--------

Коэффициент теплоотдачи со стороны охлаждающей среды, Вт/(м<sup>2</sup>\*К)

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{экр}}$$

	30,996	30,996	30,996
--	--------	--------	--------

Рис. 4.4 – Результаты теплового расчета

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к охлаждаемой среде, Вт/(м<sup>2</sup>\*К)

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

	14,719	17,543	19,553
--	--------	--------	--------

Коэффициент полезного действия по горячему и холодному потокам

$$\eta_1 = 1 - \left( \frac{S_{св.р.}}{S_{св.}} \right) \cdot (1 - \eta_{р1})$$

	0,694	0,690	0,681
--	-------	-------	-------



$$\eta_2 = 1 - \left( \frac{S_{св.р.}}{S_{св.}} \right) \cdot (1 - \eta_{р2})$$

0,697      0,697      0,697

Коэффициент полезного действия ребра

$$\eta_{р1} = \frac{th \left( m_1 \cdot \frac{l_1}{2} \right)}{m_1 \cdot l_1}$$

$$\eta_{р2} = \frac{th \left( m_2 \cdot \frac{l_2}{2} \right)}{m_2 \cdot l_2}$$

0,493      0,487      0,472

0,497      0,497      0,497

Параметр ребра

$$m_1 = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_1}{\lambda_p \cdot \delta_n}}$$

66,644      95,074      142,460

$$m_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_2}{\lambda_p \cdot \delta_n}}$$

45,458      45,458      45,458

Требуемая площадь теплообмена, м2

$$F_T = \frac{N}{k_T \cdot \Delta t}$$

8,164      11,150      13,028

Свободный объем каналов по горячему потоку, м3

$$V_{св.г.} = \frac{F_T}{S_{св.}}$$

0,0095      0,0129      0,0151

Площадь полного поперечного сечения теплообменника (без учета толщины разделительных пластин), м2

$$F = 2 \cdot \frac{V_{св.г.}}{1 - \gamma}$$

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

			0,024	0,032	0,038
Длина теплообменного аппарата, м					
$L = \frac{V_{св.з.}}{S_{пр.}}$			0,083	0,114	0,133
Площадь поперечного сечения каналов, м <sup>2</sup>					
$S_{пр.} = \frac{G_1}{\varepsilon_{св.1} \cdot \omega_1}$			0,011	0,011	0,011
Доля свободного сечения каналов					
$\varepsilon_{св.1} = \frac{(l - \delta_p) \cdot (t - \delta_p)}{t \cdot (l + \delta_p)}$			0,405	0,405	0,405
Число каналов					
$n = \frac{V_{св.з.}}{L \cdot B \cdot (l + \delta_p)}$			29	29	29

Рис. 4.5 – Результаты конструктивного расчета

Гидродинамическое сопротивление поверхности теплообмена, Па					
$\Delta p = \Delta p_{вх} + \Delta p_{вых} + \Delta p_{T1} + \Delta p_{T2} + \Delta p_{к.вх.} + \Delta p_{к.вых.}$			145359,297	145489,453	145876,049
Местные потери на входе и на выходе из распределителя, Па					
$\Delta p_{вх} = (1 - \gamma + k_c) \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}$			131,976	320,814	881,712
$\Delta p_{вых} = -(1 - \gamma + k_e) \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}$			-128,216	-311,674	-856,592

Потери давления на трение в каналах распределителя и собственно пакета с рабочей поверхностью, Па

$$\Delta p_{T1} = \frac{f \cdot \rho_1 \cdot \omega_1^2 \cdot F}{2 \cdot F_{св}} \quad 63,704 \quad 154,854 \quad 425,596$$

$$\Delta p_{T2} = 4 \cdot f \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2} \cdot \frac{B}{d_{экв}} \quad 143333,333 \quad 143333,333 \quad 143333,333$$

Местные  
потери на  
входе и на  
выходе из  
коллектора,  
Па

$$\Delta p_{к.вх.} = \zeta_1 \cdot \frac{\rho_1 \cdot \omega_1^2}{2}$$

23,500      57,125      157,000

$$\Delta p_{к.вых.} = \zeta_2 \cdot \frac{\rho_2 \cdot \omega_2^2}{2} \quad 1935,000 \quad 1935,000 \quad 1935,000$$

Потери мощности, Вт

$$\Delta W = \frac{\Delta p \cdot G_1}{\rho_1} \quad 3556,664 \quad 1464,445 \quad 534,259$$

Потери мощности по сравнению с мощностью ступени, %

$$\Delta N = \frac{\Delta W}{N} \quad 25,773 \quad 16,833 \quad 5,745$$

Рис. 4.6 – Результаты гидродинамического расчета

## 5 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ПЛАСТИНЧАСТО-РЕБРИСТИХ ТЕПЛОБМІННИКІВ

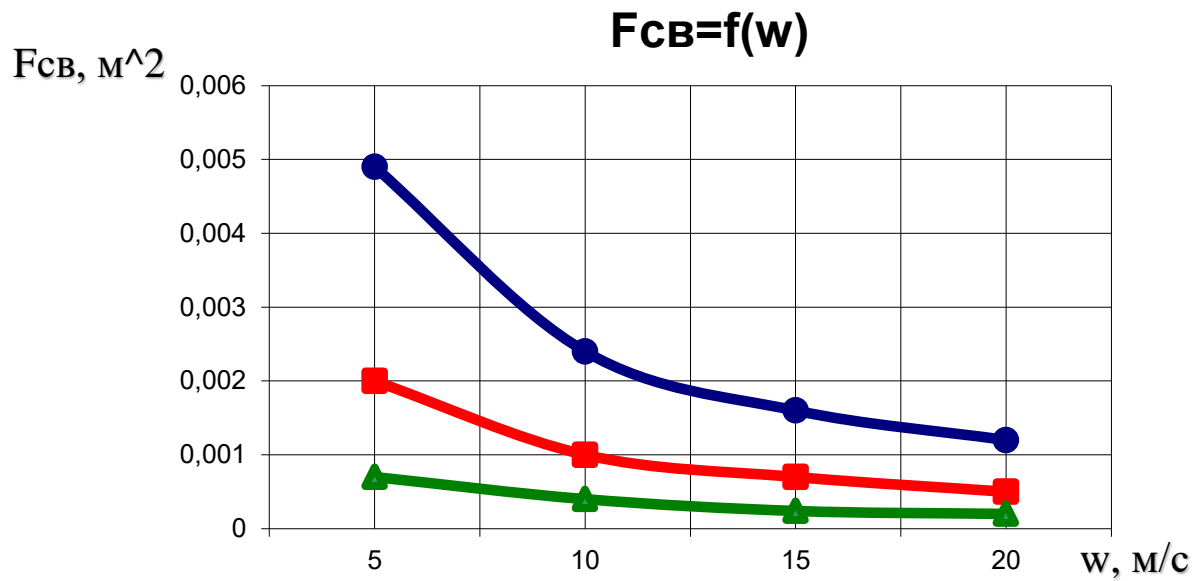


Рис. 5.1 – Залежність площі вільної поверхні від швидкості охолоджуваного середовища

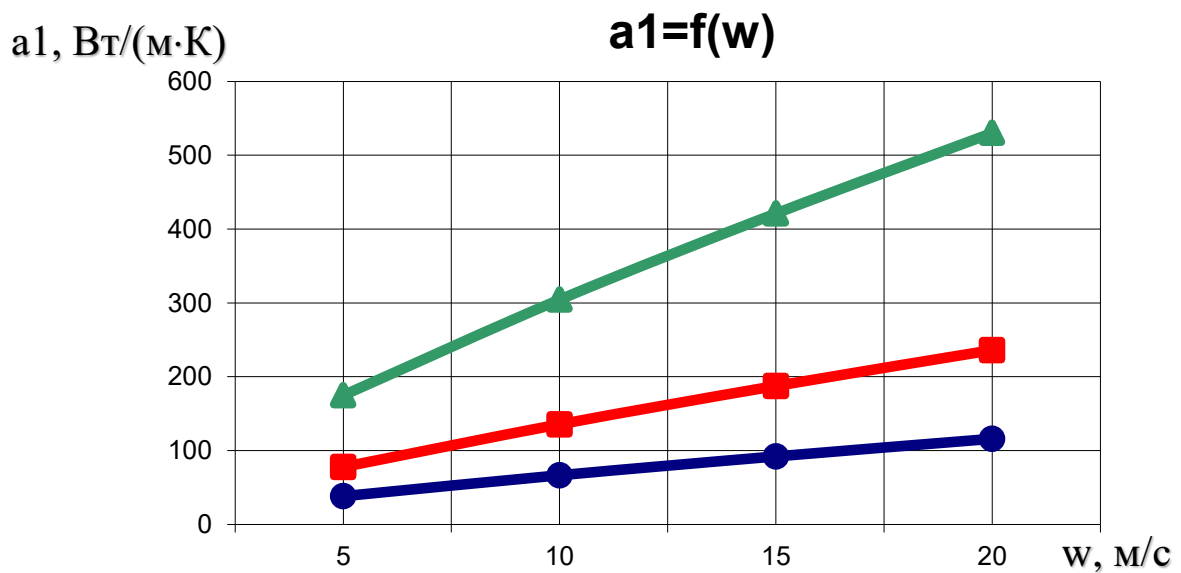


Рис. 5.2 – Залежність коефіцієнту тепловіддачі від швидкості охолоджуваного середовища

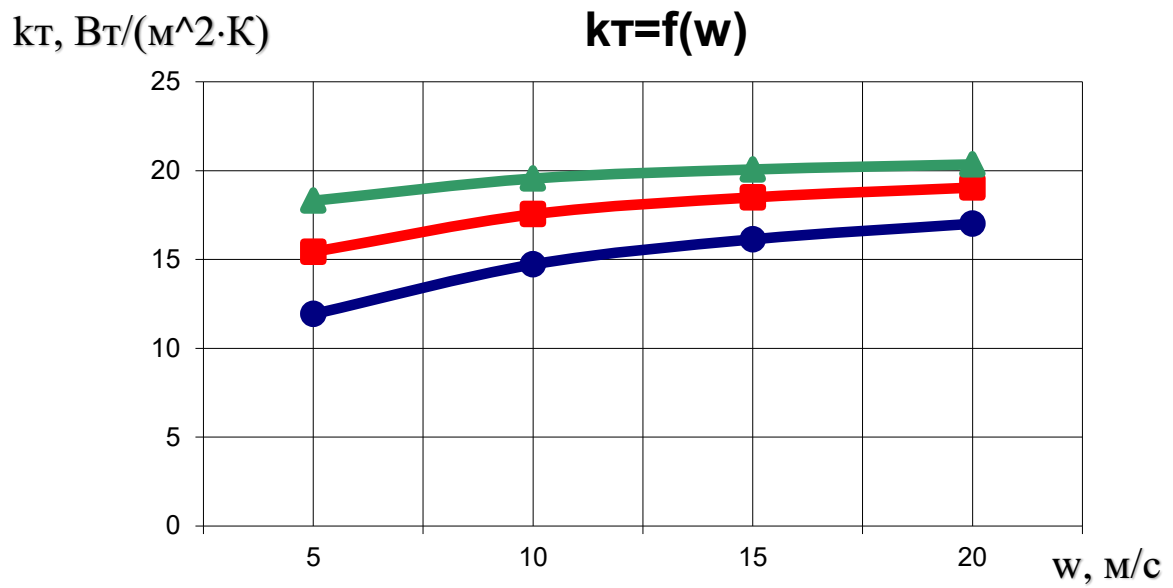


Рис. 5.3 – Залежність коефіцієнту теплопередачі від швидкості охолоджуваного середовища

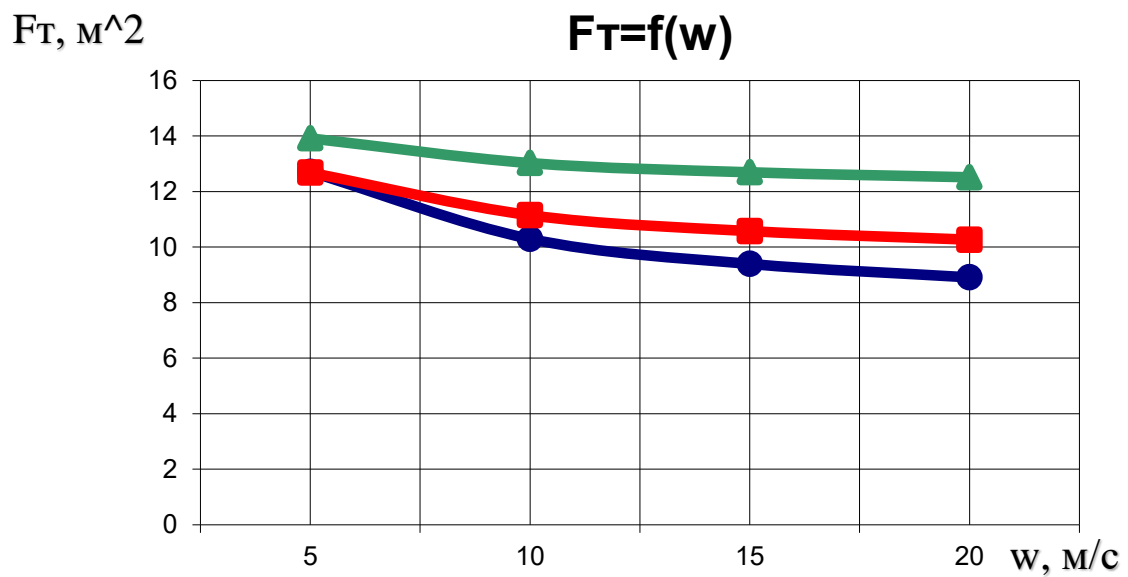


Рис. 5.4 – Залежність площі теплообміну від швидкості охолоджуваного середовища

L, м

$L=f(w)$

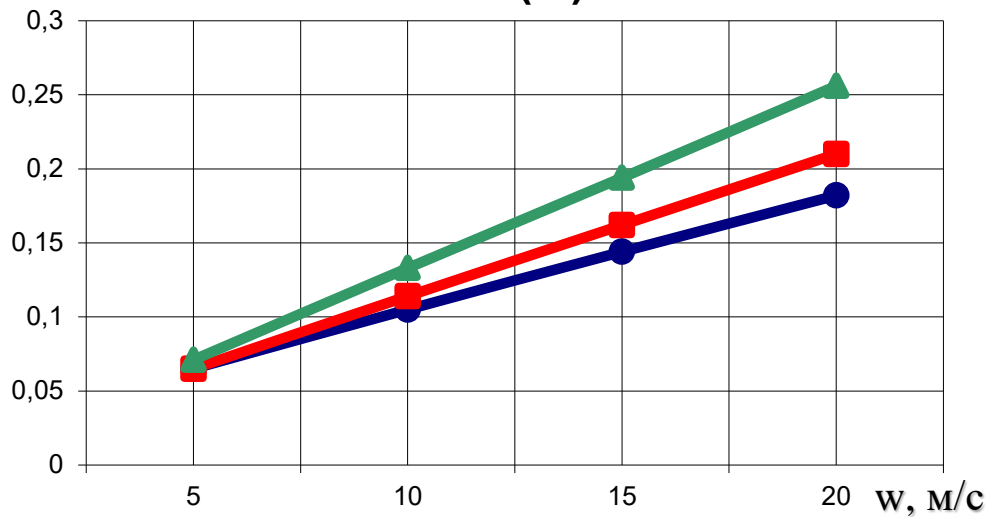


Рис. 5.5 – Залежність довжини апарату від швидкості охолоджуваного середовища

$V_{CB}=f(t_{1B})$

$V_{CB}, м^3$

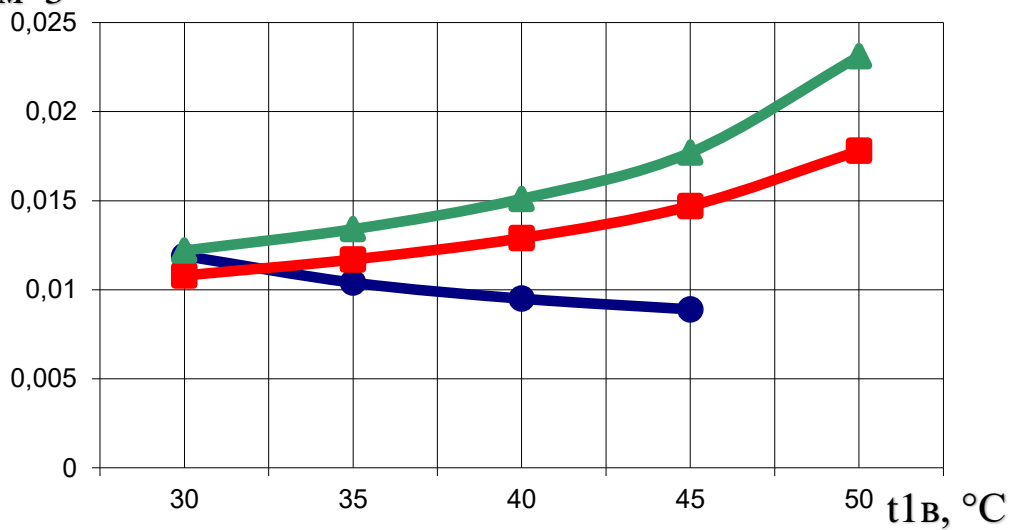


Рис. 5.6 – Залежність вільного об'єму каналів від температури природного газу на вході в апарат

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

ХКЗ 02.00.00.00 ПЗ

Арк.

38

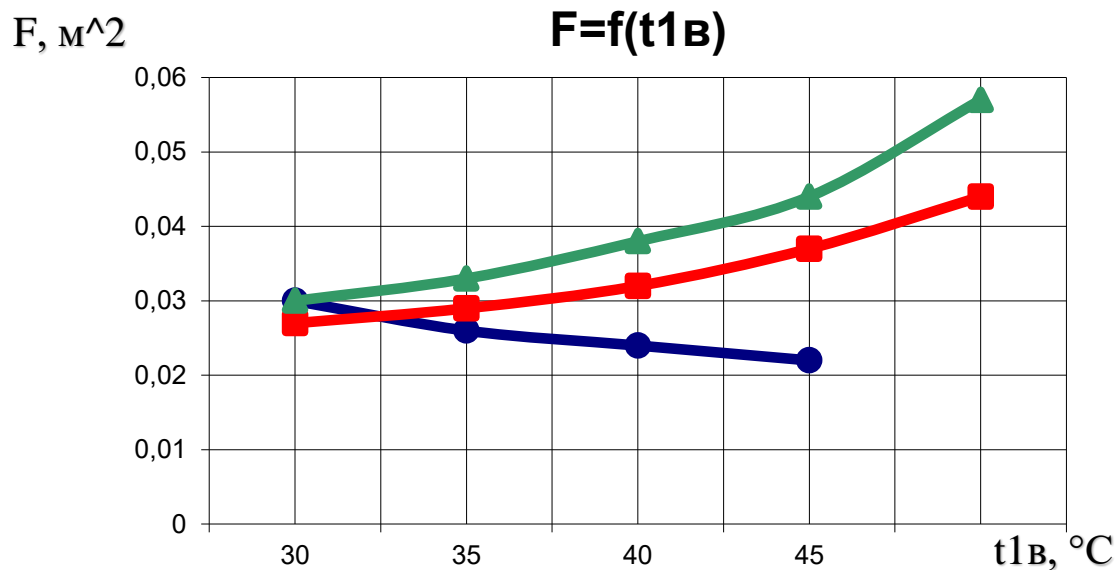


Рис. 5.7 – Залежність площі повного поперечного перерізу каналів від температури природного газу на вході в апарат

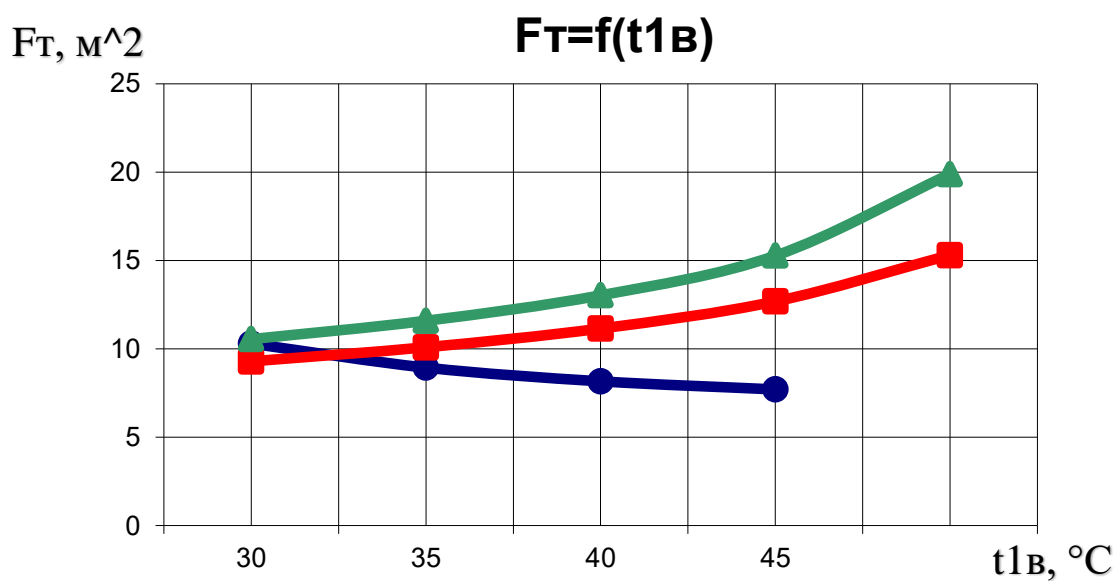


Рис. 5.8 – Залежність площі теплообміну від температури природного газу на вході в апарат

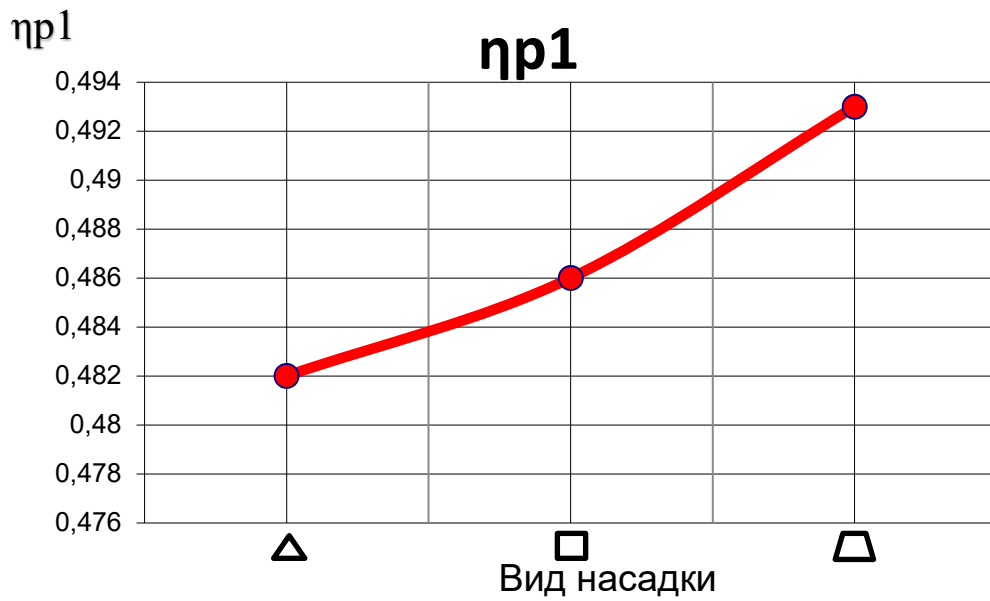


Рис. 5.9 – Коефіцієнт корисної дії ребра по гарячому потоку

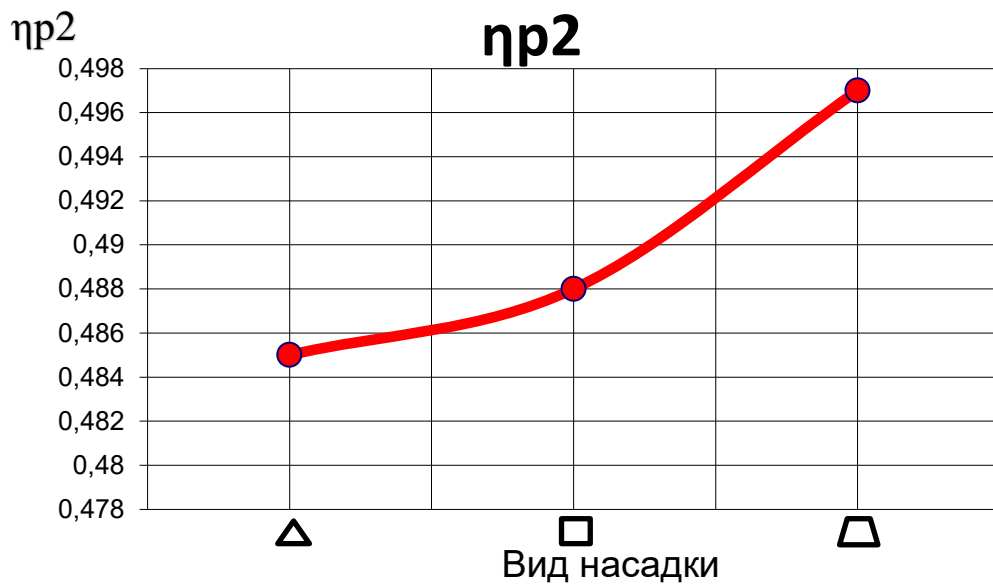


Рис. 5.9 – Коефіцієнт корисної дії ребра по холодному потоку



## 6 ВИСНОВКИ

У даній роботі був розрахований пластинчасто-ребристий теплообмінник з трапецеїдальними насадками. Весь розрахунок був поділений на три частини.

Перша частина – тепловий розрахунок. При його проведенні було визначено попередня площа теплообміну, швидкість гарячого і холодного потоків, також були визначені безрозмірні коефіцієнти подібності: числа Нуссельта, Рейнольдса і Прандтля. В результаті визначення числа Рейнольдса був зроблений висновок про режим руху рідини в апараті. Після цих розрахунків були знайдені коефіцієнти тепловіддачі з боку гарячого і холодного теплоносіїв.

Друга частина – розрахунки за оцінкою ефективності пластинчасто-ребристого теплообмінника. А саме, були визначені такі параметри як коефіцієнт корисної дії ребра і апарату в цілому, і в кінці розрахунку коефіцієнти тепловіддачі від гарячого і холодного теплоносіїв.

В результаті проектувального розрахунку були визначені основні параметри проєктованого теплообмінного апарату, необхідна площа теплообміну, довжина і ширина апарату і число каналів.

Третя частина - гідродинамічний розрахунок, в результаті якого були визначені втрати тиску в теплообмінному апараті, які складаються з втрат в розподільнику, втрат на тертя і втрат в колекторі. В якості оцінки ефективності даного апарату були знайдені втрати потужності в ньому і порівняні з потужністю ступені компресора.

У дослідницькій частині роботи була досліджена робота теплообмінника на різних режимах. З цією метою змінюємо такі параметри, як швидкість руху охолоджувальної середовища (природного газу)  $w_1$  і температуру охолоджуючої середовища (атмосферного повітря) на вході в теплообмінник  $t_{1в}$ . Швидкість руху охолоджувальної середовища

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						41
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

(природного газу) змінюємо в межах від 5 м/с до 20 м/с через 5 одиниць. Температуру охолоджуючої середовища (атмосферного повітря) на вході змінюємо в межах від 30<sup>0</sup>С до 50<sup>0</sup>С через 5 одиниць. За вище викладеної методики виконуємо повторний розрахунок теплових, геометричних і гідродинамічних характеристик теплообмінника. В результаті дослідження і проведення розрахунків будуємо графіки залежностей  $F_{CB} = f(w)$ ,  $\alpha_1 = f(w)$ ,  $k_T = f(w)$ ,  $F_T = f(w)$ ,  $L = f(w)$ ,  $V_{CB} = f(t_{1в})$ ,  $F = f(t_{в1})$ ,  $F_T = f(t_{в1})$  і визначаємо найбільш оптимальний режим роботи теплообмінника. Даний оптимальний режим роботи при швидкості руху охолоджувальної середовища  $w_1 = 10$  м/с і температурі охолоджуючої середовища  $t_{1в} = 40^0$ С.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

## 7 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 7.1 Техніка безпеки при експлуатації компресорних установок

На людину в процесі її трудової діяльності можуть впливати небезпечні виробничі фактори, які в певних умовах призводять до травми або іншого раптового різкого погіршення здоров'я, і шкідливі виробничі фактори, які призводять до захворювання або зниження працездатності.

Залежно від рівня і тривалості впливу шкідливий виробничий фактор може стати небезпечним.

Небезпечні і шкідливі виробничі фактори [7] (ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.) поділяються на чотири групи: фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

До небезпечних і шкідливих виробничих факторів відносяться: забрудненість повітря виробничим пилом і шкідливими речовинами; погане освітлення; шум і вібрація, що перевищують допустимі норми; підвищений рівень іонізуючих випромінювань; рухомі машини і механізми, рухомі частини виробничого обладнання, вироби, які рухаються (матеріали, заготовки), конструкції, що руйнуються, і ряд інших чинників.

Попередження виникнення шкідливих виробничих факторів можливе тільки при строгому дотриманні санітарно-гігієнічних вимог і норм, визначених Санітарними нормами, відповідними главами Будівельних норм і правил (СНіП) і Державними стандартами (ДСТУ та ГОСТ).

Надійність і безпека обладнання закладається при його проектуванні, забезпечується при виготовленні, контролюється при експлуатації і відновлюється при ремонті [8].

Обладнання повинно відповідати встановленим вимогам технічної безпеки, загальних правил вибухо- і пожежобезпеки виробничих комплексів,

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

правилам будови і безпечної експлуатації повітряних чи газових компресорів.

Основні небезпечні та шкідливі фактори компресорного обладнання:

- обертів частини;
- дія предметів, які розлітаються в результаті вибуху, або від значних статичних і динамічних навантажень (тиск газу або повітря, статичні і циклічні навантаження, вібрація);
- підвищена температура поверхні компресора і трубопроводів;
- віброшумовий вплив на працівників;
- порушення чистоти повітря робочої зони (при наявності витоків газу і викиду відпрацьованих газів приводом);
- електромагнітний вплив на працівників;
- підвищене значення напруги в електромережі, коротке замкнення при якому електричний струм проходить через тіло людини;
- підвищена рухливість повітря;
- гострі кромки на поверхні деталей і інструменту.

На підприємстві щорічно мають розроблятися і реалізовуватися організаційно-технічні заходи для створення безпечних і нешкідливих умов праці при експлуатації компресорного обладнання, які повинні відповідати вимогам чинних законодавчих і нормативних актів про охорону праці та нормативно-технічної документації. Ці заходи повинні забезпечувати постійний контроль за відповідністю обладнання умовам безпеки, дотримання працівниками вимог норм і правил з охорони праці та обслуговування робочого місця, використання індивідуальних засобів захисту.

В даний час актуальним завданням є підвищення надійності і безпечної експлуатації обладнання.

Не допускається залишати компресори, що працюють (крім повністю автоматизованих) без нагляду осіб, допущених до їх обслуговування.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						44
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Заборонено зберігання легкозаймистих рідин в приміщенні машинного залу компресорної установки.

Під час роботи компресорної установки слід контролювати: параметри стиснення газу, охолоджуючої води, масла в системі змащення, величину струму статора, а при синхронному електроприводі – струму ротора електродвигуна і не допускати підвищення цих параметрів до критичних значень.

Повітропроводи і газопроводи слід укладати з уклоном у бік лінійних водовідокремлювачів. Там, де можливе скупчення води і масла, слід встановлювати лінійні водороздільники з автоматичною або ручною продувкою.

### **Безпечна експлуатація трубопроводів**

Згідно з нормами усі технологічні трубопроводи залежно від хімічного складу передаваного по них середовища підрозділяються на п'ять груп (А, Б, В, Г і Д). У середині кожної групи залежно від робочого тиску і температури трубопроводи діляться на п'ять категорій (І - V). Так, до групи А- І входять трубопроводи, що транспортують продукти з токсичними властивостями, в групи Б- І - Б- IV - трубопроводи, що транспортують пальні і активні гази, легкозаймисті і горючі речовини і т. д.

Безпека і надійність експлуатації елементів, що становлять трубопровідну мережу, значною мірою залежить від правильного їх вибору відповідно до нормативів. Такими нормативними документами є ряд СНіП, "Правила пристрою і безпечної експлуатації трубопроводів для пальних токсичних і скраплених газів" (ПУГ- 69) і "Правила пристрою і безпечної експлуатації трубопроводів пари і гарячої води".

Безпека експлуатації трубопроводів забезпечується їх правильним прокладенням, якісним монтажем, установкою компенсаторів, облаштувань

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		45

обігріву і дренажу, постійним контролем стану трубопроводів і встановленої на них арматури, своєчасним ремонтом та ін.

### Прокладення трубопроводів

Прокладення трубопроводів може бути підземним - в прохідних каналах (тунелях), в непрохідних каналах і безканална - безпосередньо в ґрунті; наземною - на опорах і надземною - на естакадах, стойках, кронштейнах, по колонах і стінах будівель.

Найчастіше використовують наземне і надземне прокладення, оскільки термін служби трубопроводів при такому прокладенні більше приблизно в 2,5 разу, чим при підземній. Крім того, при наземному і надземному прокладенні зменшуються капітальні витрати і експлуатаційні витрати, забезпечується можливість постійного спостереження за станом трубопроводів, полегшується їх монтаж і ремонт.

Прокладення в ґрунті трубопроводів, призначених для транспортування надзвичайно небезпечних і високонебезпечних шкідливих речовин і димлячих кислот, забороняється чинними нормами і правилами.

Трубопроводи з горючими (у тому числі скрапленими) газами, легкозаймистими і горючими рідинами дозволяється у виняткових випадках прокладати під землею тільки в прохідних каналах, обладнаних надійною вентиляцією, люками. У деяких галузях хімічної промисловості (наприклад, в азотній) підземне прокладення таких трубопроводів заборонене в усіх випадках.

При надземному прокладенні трубопроводів залежно від характеристик і умов експлуатації застосовують наступні типи опор : нерухомі і рухливі (що ковзають, катові і підвісні). Рухливі опори дають можливість трубопроводу переміщатися при температурних деформаціях.

Трубопроводи укладаються на опори, відстань між якими визначається діаметром і матеріалом труб, а також масою трубопроводу (разом з

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

середовищем, що транспортується, і ізоляцією). Для інших труб з умовним проходом до 250 мм відстань між опорами складає 3 - 6 м.

Для кріплення трубопроводів, що не вимагають компенсуючих пристроїв, застосовують прості підвіски, хомути і скоби.

Трубопроводи з крихких і пластичних матеріалів укладають в суцільних лотках або на суцільних підставах для оберігання від провисання і руйнування.

Конструкція опор для трубопроводів з компенсацією має бути особливо надійною: "мертві" опори повинні міцно тримати трубопровід, а рухливі допускати осьове, а при самокомпенсації і поперечне переміщення трубопроводу. Конструкції цих опор дуже різноманітні, а нерідко і дуже складні.

Мінімальна висота прокладення надземних трубопроводів - не менше 2,2 м, а в місцях перетину з внутрішньозаводськими дорогами і проїздами - не менше 4,5 м.

При прокладенні декількох трубопроводів трубопроводи з хімічно активними речовинами необхідно розташовувати нижче інших. Трубопроводи для хлору і азотної кислоти і органічних легкоокислюємих речовин не слід прокладати поруч.

Трубопроводи слід прокладати з деяким ухилом, але уникаючи знижених ділянок (гідравлічних "мішків") і безвиході, в якій можуть скупчуватися продукти. Газопроводи, що транспортують гази, що конденсуються, або гази, що містять пари води, повинні мати дренажні пристрої, призначені для відведення конденсату мул чи води. Особливо важливе значення мають дренажні пристрої для безпечної експлуатації паропроводів. Фланцеві з'єднання трубопроводів розташовують в місцях, доступних для їх монтажу і ремонту.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Фланцеві з'єднання трубопроводів з агресивними хімічними речовинами не можна розташовувати над проходами, постійними робочими місцями, над електроустаткуванням.

При транспортуванні по трубопроводах небезпечних хімічних продуктів на кожному фланцевому з'єднанні має бути захисний кожух, що оберігає персонал від опіків при прориві рідини назовні у разі ушкодження прокладення. Кожух негерметичний, він тільки гасить натиск і виключає викид струменя рідини під тиском.

Внутрішньоцехові трубопроводи пожаро- і вибухонебезпечних виробництв незалежно від їх призначення мають бути заземлені шляхом приєднання до

цеховому контуру заземлення. Це необхідно для відведення від трубопроводів електричних зарядів, що виникають в результаті вторинних проявів блискавки, а також зарядів статичної електрики, різних середовищ, що виникають при русі, по трубопроводах.

В цілях вирівнювання потенціалів - відвертання іскріння - усі трубопроводи, розташовані в пожаро- і вибухонебезпечних приміщеннях паралельно на відстані до 100 мм один від одного, повинні з'єднуватися між собою металевими перемичками через кожні 20 - 25 м. Трубопроводи, що знаходяться в місцях перетину і зближення один з іншим і з металевими сходами і конструкціями на відстані менше 100 мм, також повинні з'єднуватися перемичками.

### **Зварювання і пайка**

Типи зварних швів і їх конструктивні елементи повинні відповідати вимогам робочих креслень, і нормативно-технічній документації, що діє на підприємстві.

Зварювальні шви повинні мати гладку дрібнолускату поверхню і плавний перехід до основного металу.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



Допускається виправлення дефектів зварних швів шляхом видалення шва механічним способом до основного металу і повторного зварювання. Виправляти дефекти на одному місці допускається не більше двох разів. Виправлення дефектів карбуванням забороняється.

Паяний шов має бути рівномірним і мати плавний перехід по радіусу від однієї деталі до іншої.

Дефекти пайки (нерівномірне заповнення шва, пористість, включення сторонніх домішок та ін.) підлягають виправленню повторною пайкою після розчищення дефектів механічним шляхом.

## **7.2 Аналіз шкідливих та небезпечних факторів експлуатації компресорних установок**

Розвиток сучасного машинобудування йде по шляху розробки нових видів теплообмінних апаратів, верстатів, обладнання найрізноманітнішого призначення, інтенсифікації їх використання за рахунок раціональних режимів експлуатації, вдосконалення технології, виробничого процесу і поліпшення профілактичного технічного обслуговування і ремонту. Необхідно, щоб праця людини протікала в сприятливих умовах, що сприяють розвитку всіх його здібностей і забезпечують високу продуктивність праці. Крім того, в процесі праці людина не повинна отримувати травми або хворіти професійними захворюваннями.

При проектуванні обладнання або технологічному процесі конструктором передбачається можливість виникнення потенційних небезпек і шкідливих чинників проектного обладнання. Так само на стадії конструкторської розробки агрегату розробляються заходи для того, щоб уникнути виникнення небезпек і шкідливих чинників, або, якщо вони виникнуть, запобігти їх.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Конструювання, виготовлення, монтаж, випробування і приймання трубопроводів виробляються відповідно до діючих будівельних норм та правил (СНіП). Трубопроводи, що становлять невід'ємну частину апаратів, приймаються в експлуатацію відповідно до «Правил будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском».

У якості прокладок для з'єднань трубопроводів повинні застосовуватися матеріали, стійкі до впливу вологи, масла, а також температури не менше ніж на 50°C вище температури газу в трубопроводі.

Для ущільнення фланцевих з'єднань ділянок повітропроводів, прокладених в підземних виробках шахт, слід застосовувати прокладки зі спеціальної тепло- і мастиlostійкої гуми з температурою займання не нижче 350°C. Гумові прокладки повинні бути виготовлені в централізованому порядку і мати відмінне клеймо. Застосування гумових прокладок без клейма забороняється.

Пристрій зовнішніх нагнітальних повітропроводів повинно виключати можливість їх внутрішнього обмерзання. Повинна бути передбачена можливість вільного температурного розширення трубопроводу, що запобігає його деформацію і розлад з'єднань, а також виникнення додаткових зусиль на з'єднанні з ним машини або апарати. Трубопровід, прокладений поблизу тепловипромінюючих апаратів, повинен бути теплоізолюваний.

Трубопроводи повинні бути прокладені від електрокабелів, електропроводів і електроустаткування на відстані не менше 0,5 м.

Повітропроводи повинні укладатися з ухилом 0,003 в бік лінійних, водовідокремлювачів. Повинно бути забезпечено відсутність мертвих зон, де може накопичуватися конденсат або масло.

На окремих ділянках трубопроводів, де можливе скупчення води і масла, повинні встановлюватися лінійні водороздільники з автоматичною або ручною продувкою. Пристосування для продувки повинні бути доступні для обслуговування.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Всі пристрої для видалення нагромаджуються в повітропроводі масла і води повинні бути в повній справності і регулярно перевірятися обслуговуючим персоналом. У разі замерзання цих пристроїв їх відігрівання дозволяється проводити гарячою водою, паром або гарячим повітрям. Застосування для цієї мети відкритого джерела вогню забороняється.

На повітропроводах не допускається наявність глухих відводів і заглушених штуцерів, що сприяють накопиченню і самозаймання масляних відкладень.

Арматура, яка встановлюється на трубопроводах, повинна бути доступна для зручного і безпечного обслуговування і ремонту.

Апарати і трубопроводи з температурою поверхні вище +45°C, що розташовуються на робочих місцях і в місцях основних проходів, повинні мати теплову ізоляцію. Стінки циліндрів компресора ізоляції не підлягають.

Вентилі, засувки, клапани повинні бути в повній справності і забезпечувати можливість швидкого і надійного припинення доступу повітря або газу.

Арматура повинна бути пронумерована і мати ясно видимі стрілки, що вказують напрямок обертання маховиків, а також стрілки, що позначають «відкрито» і «закрито».

Пробний тиск при гідравлічному випробуванні трубопроводів повинно витримуватися протягом 5 хв, після чого тиск повинен бути знижений до робочого. При робочому тиску виробляються огляд трубопроводу і обстукування зварних швів молотком вагою не більше 1,5 кг.

Результати випробування вважаються задовільними, якщо під час випробування не відбулося падіння тиску за манометром, а в зварних швах, трубах, корпусах, арматурі і т. п. Не виявлено ознак розриву, протікання і запотівання.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Трубопроводи, прокладені в непрохідних каналах, випробовуються по падінню тиску. Трубопроводи на тиск понад 100 кгс/см<sup>2</sup> випробовуються відповідно до ПУГ-69.

При мінусових температурах навколишнього середовища гідравлічні випробування проводяться на гарячій воді з негайним зливом її після випробування.

Записи проведення чистки трубопроводів, поточного огляду і ремонту, а також результати пневматичного і гідравлічного випробування трубопроводів повинні заноситися в журнал (формуляр) обліку ремонту компресорної установки і повинен складатися акт.

Під час ремонту трубопроводу та його частина, що ремонтується, повинна бути від'єднана від мережі з обох сторін і очищена від залишків масла, що залишилися.

Після ремонту та очищення необхідно упевнитися в тому, що в трубопроводі не залишилося будь-яких сторонніх предметів.

**Шум** - це сукупність звуків різної частоти та інтенсивності, що виникає в результаті коливального руху частинок в пружних середовищах (твердих, рідких, газоподібних).

Нормовані параметри шуму на робочих місцях визначені ГОСТ 12.1.003-83 і санітарними нормами СН 2.2.412.1.8.562-96 «Шум на робочих місцях, у приміщеннях житлових, громадських будівель і на території житлової забудови».

Документи дають класифікацію шумів по спектру (на широкосмугові і тональні) і за часовими характеристиками (на постійні і непостійні) [9].

**Вібрація** - це малі механічні коливання, що виникають в пружних тілах, що знаходиться під впливом змінного фізичного поля.

При підвищенні частот коливань більше 0,7 Гц можливі резонансні коливання в органах людини. Резонанс людського тіла, окремих органів

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

настає під впливом зовнішніх сил при збігу власних частот коливання внутрішніх органів з частотою зовнішніх коливань.

Область резонансу для голови в положенні сидячи при вертикальних вібраціях, розташовується в зоні між 20...30 Гц, при горизонтальних - 1,5...2,0 Гц.

Гігієнічне нормування вібрацій регламентує параметри виробничої вібрації і правила роботи з вібронебезпечними механізмами і обладнанням, ГОСТ 12.1.012-90 «ССБТ. Вібраційна безпека. Загальні вимоги», санітарні норми СН 2.2.412.1.8.556-96 «Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель» [11, 12].

Документи встановлюють класифікацію вібрацій, методи гігієнічної оцінки, нормовані параметри і їх допустимі значення, режими праці осіб вібронебезпечних професій, що піддаються впливу локальних вібрацій, вимоги до забезпечення вібробезпечного і до вібраційних характеристик машин.

Для зменшення вібрації і шуму передбачаються наступні заходи:

- обмежують окружну швидкість обертання робочих коліс вентиляторів і швидкість руху повітря;
- системи повітропроводів постачають глушниками, повітроводи звукоізолюючі;
- вентилятори, насоси та їх електродвигуни встановлюють на пружні опори або на віброізоляційні фундаменти;
- фундаменти під компресори і їх електродвигуни виконують окремо від фундаментів стін або колон будівлі машинного відділення;
- вхідні та вихідні патрубки вентиляторів (насосів) з'єднують з повітроводами (трубопроводами) за допомогою гнучких вставок.

**Виробниче освітлення** відповідно до СНіПШ-4-79 «Природне і штучне освітлення» має забезпечити психологічний комфорт, попереджати зорову і

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		53

загальну стомлюваність. Освітленість на робочому місці повинна відповідати характеру зорової роботи, який визначається наступними параметрами [13]:

- об'єкт розрізнення - найменший розмір розглянутого предмета, окрема його частина, дефект, який необхідно розрізнити в процесі роботи;

- фон-поверхня, прилегла безпосередньо до об'єкта розрізнення, на якій він розглядається. Характеризується коефіцієнтом відображення (при коефіцієнті відбиття поверхні більше 0,4 фон вважається світлим, 0,2 ... 0,4 - середнім і менше 0,2 - темним);

- контраст об'єкта з фоном. Характеризується відношенням яскравості розглянутого об'єкта і фону (контраст об'єкта з фоном вважається великим при значеннях до більш 0,5, середнім при значеннях  $k = 0,2 \dots 0,5$  і малим при значеннях до менше 0,2).

- необхідно забезпечити достатньо рівномірний розподіл яскравості на робочій поверхні, а також в межах навколишнього простору. Для підвищення рівномірності природного освітлення великих цехів здійснюється комбіноване освітлення.

- на робочій поверхні повинні бути відсутні різкі тіні. Наявність різких тіней усвідомлює нерівномірність розподілу поверхонь з різною яскравістю в полі зору, спотворює розміри і форми об'єктів розрізнення, в результаті підвищується стомлюваність, знижується продуктивність праці.

- в полі зору повинна бути відсутнім пряма і відбита блискучість.

Блискучість-підвищена яскравість світяться об'єктів, поверхонь, що викликає порушення зорових функцій (засліплений), тобто погіршення видимості об'єктів.

Видимість характеризує здатність ока сприймати об'єкт, залежить від освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

Величина освітленості повинна бути постійна в часі. Коливання освітленості, розміру об'єкта, його яскравості, контрасту об'єкта з фоном.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						54
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Коливання освітленості, спричинені різкою зміною напруги в мережі, мають велику амплітуду, кожного разу викликаючи переадаптацію очей, що призводить до значної перевтоми.

Слід вибирати оптимальну спрямованість світлового потоку, що дозволяє в одних випадках розглянути внутрішню поверхню деталей, в інших розрізнити рельєфність елементів робочої поверхні.

Необхідно вибирати певний спектральний склад світла. Правильну передачу кольору забезпечують природне і штучне освітлення з спектральною характеристикою близькою до сонячної.

Всі елементи освітлювальних установок-світильники, групові щитки, що знижують трансформатори, освітлювальні мережі повинні бути досить довговічними, електробезпеки, а також не повинні бути причиною виникнення пожежі або вибуху.

Установка повинна бути зручною і простою в експлуатації, відповідати естетичним вимогам.

**Електробезпека** - це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей від шкідливого і небезпечного впливу електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля і статичної електрики.

Будова і розміщення електроприводу насосів і пускової апаратури повинні відповідати вимогам ГОСТ 12.2.007.0-75 і «Правил улаштування електроустановок» [14].

Забезпечення вакуумних установок приладами контролю і засобами автоматизації встановлюється технічним завданням на розробку з урахуванням вимог, викладених в цьому стандарті та нормативно-технічної документації з безпеки для виробництва, в якому ці машини застосовуються.

Вакуумні установки повинні бути надійно заземлені. Для приєднання заземлювального пристрою повинні бути передбачені спеціальні болти. Для захисту від статичної електрики повинні бути виконані вимоги «Правил

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						55
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

захисту від статичної електрики у виробництвах хімічної, нафтохімічної та нафтопереробної промисловості».

Експлуатація, монтаж, ремонт і налагодження вакуумних установок повинні виконуватися з дотриманням вимог електробезпеки відповідно до «Правил улаштування електроустановок», затверджених Держенергонаглядом і «Правил технічної експлуатації електроустановок споживачів» і «Правил техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів» [15-17].

### 7.3 Розрахунок повітрообміну у виробничому приміщенні

Об'єм робочого приміщення, яке доводиться на одного працюючого не менше 40 м<sup>3</sup>. У протилежному випадку для нормальної роботи в приміщенні необхідно забезпечувати постійний повітрообмін за допомогою вентиляції розміром не менше  $L' = 30 \text{ м}^3/\text{год}$  на одного працюючого.

$$L_H = L' \cdot n$$

де  $n$  – кількість працюючих,  $n = 9$  людей.

$$L_H = 30 \cdot 9 = 270 (\text{м}^3/\text{год})$$

Фактичний повітрообмін у відділі робиться за допомогою природної вентиляції як неорганізовано - через різні щілини дверних і віконних отворів так і організовано - через кватирку.

Фактичний повітрообмін  $L_\Phi$ , м<sup>3</sup>/год, обчислюється за формулою:

$$L_\Phi = F_\Phi \cdot V_B \cdot \mu \cdot 3600$$

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						56
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		



де  $F_{\Phi}$  – площа кватирки, через яку виходитиме повітря площаць форточки,

$$F_{\Phi} = 0,48 \text{ м}^2;$$

$\mu$  – коефіцієнт витрати повітря,  $\mu = 0,5$ ;

$V_B$  – швидкість виходу повітря через кватирку, м/с. Її можна розрахувати по формулі:

$$V_B = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \Delta H_2}{\gamma_{BH}}}$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння,  $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ ;

$\Delta H_2$  – тепловий натиск, під дією якого виходитиме повітря,  $\text{кг/м}^2$ :

$$\Delta H_2 = h_2 \cdot (\gamma_H - \gamma_{BH})$$

де  $h_2$  – висота від площини рівних тисків до центру кватирки (см. рис. 7.4)

Її можна визначити з наступного співвідношення: відстані від площини рівних тисків до центрів нижніх і верхніх прорізів відповідно  $h_1$  і  $h_2$ , обернено пропорційні до квадратів площ цих прорізів  $S_{ДВ}$  і  $F_{\Phi}$ , тобто

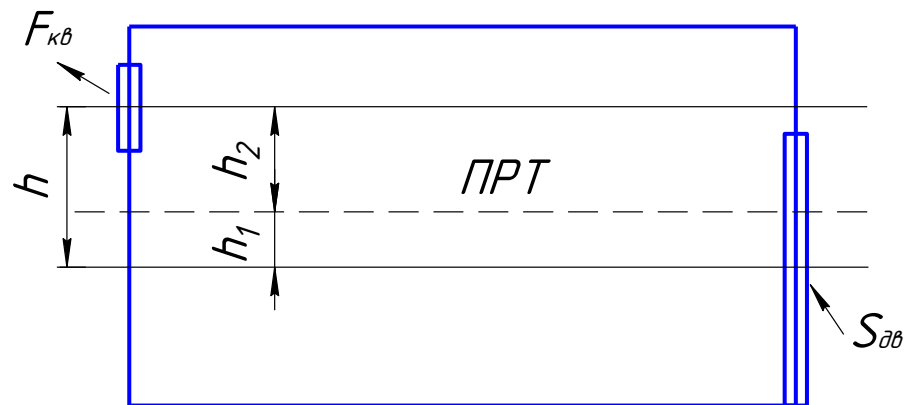
$$\frac{h_1}{h_2} = \frac{F_{\Phi}^2}{S_{ДВ}^2}$$

З геометричних розмірів приміщення  $h_1 + h_2 = h$ .

де  $h$  – висота між центрами верхніх і нижніх прорізів.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						57
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Таким чином, з системи двох рівнянь з двома невідомими знаходимо  $h_2$  (см. рис. 7.1).



**Рисунок 7.4** – Схема розрахунку природної вентиляції

З початкового рівняння

$$\frac{h - h_2}{h_2} = \frac{F_{\phi}^2}{S_{дв}^2}$$

отримуємо

$$h_2 = \frac{h \cdot S_{дв}^2}{S_{дв}^2 + F_{\phi}^2}$$

$$h_2 = \frac{1,9 \cdot 1,65^2}{1,65^2 + 0,48^2} = 1,75 \text{ (м)}$$

$\gamma_H$  і  $\gamma_{ВН}$  – відповідно об'ємна вага повітря зовні і усередині приміщення, кгс/м<sup>3</sup>.

Об'ємна вага повітря визначається по формулі:

$$\gamma = 0,465 \frac{P_{\delta}}{T}$$

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

де  $P_6$  – барометричний тиск, мм рт. ст., для розрахунків береться таким  $P_6 = 750$  мм рт. ст.;

$T$  – температура в градусах Кельвіна.

Для конструкторського відділу, в якому виконується легка робота відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 для теплого періоду року, температура повітря має бути не вища  $+28^{\circ}\text{C}$ , чи  $T = 301$  К, для холодного періоду року відповідно  $t = 17^{\circ}\text{C}$ , чи  $T = 290$  К.

Для повітря зовні приміщення температура визначається згідно СНіП 2.04.05-91:

для теплого періоду:  $t = 24^{\circ}\text{C}$ , чи  $T = 297$  К;

для холодного періоду:  $t = -11^{\circ}\text{C}$ , чи  $T = 262$  К.

Об'ємна вага повітря зовні приміщення в теплий період року :

$$\gamma_H = 0,465 \frac{750}{297} = 1,174 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

Об'ємна вага повітря усередині приміщення в теплий період року :

$$\gamma_{BH} = 0,465 \frac{750}{301} = 1,159 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

Об'ємна вага повітря зовні приміщення в холодний період року :

$$\gamma_H = 0,465 \frac{750}{262} = 1,331 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

Об'ємна вага повітря усередині приміщення в холодний період року :

$$\gamma_{BH} = 0,465 \frac{750}{290} = 1,203 \text{ (кг/м}^3\text{)}$$

Тепловий натиск повітря через квартиру в теплий період року :

$$\Delta H_2 = 1,75 \cdot (1,174 - 1,159) = 0,026 \text{ (кг/м}^2\text{)}$$

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Тепловий натиск повітря через квартиру в холодний період року :

$$\Delta H_2 = 1,75 \cdot (1,331 - 1,203) = 0,224 \text{ (кВт/м}^2\text{)}$$

Швидкість виходу повітря через квартиру в теплий період року :

$$V_B = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 0,026}{1,159}} = 0,663 \text{ (м/с)}$$

Швидкість виходу повітря через квартиру в холодний період року :

$$V_B = \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 0,224}{1,203}} = 1,910 \text{ (м/с)}$$

Фактичний повітрообмін в теплий період року :

$$L_\phi = 0,48 \cdot 0,663 \cdot 0,5 \cdot 3600 = 572,8 \text{ (м}^3\text{/год)}$$

Фактический воздухообмен в холодный период года:

$$L_\phi = 0,48 \cdot 1,910 \cdot 0,5 \cdot 3600 = 1650,2 \text{ (м}^3\text{/год)}$$

Визначивши фактичний повітрообмін  $L_\phi$  і порівнявши його з необхідним  $L_H$ , робимо висновок, що природна вентиляція у відділі є ефективною і сприяє нормальній продуктивній роботі працівників.

Необхідний час для провітрювання приміщення за допомогою квартирки в холодний період

$$t_3 = \frac{L_H \cdot 60}{L_\phi}$$

$$t_3 = \frac{270 \cdot 60}{1650,2} = 9,82 \text{ (хв)}$$

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Необхідний час для провітрювання приміщення за допомогою квартирки в теплий період

$$t_3 = \frac{L_H \cdot 60}{L_\phi}$$

$$t_3 = \frac{270 \cdot 60}{572,8} = 28,28(\text{хв})$$

					ХКЗ 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		61

## ЛІТЕРАТУРА

1. Поршневые компрессоры: Учеб. пособие для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки»/Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; Под общ. ред. Б. С. Фотина. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1987. – 372 с.: ил.

2. Задачник по технической термодинамике и теории тепломассообмена: Учеб. пособие для энергомашиностроит. спец. вузов/В. Н. Афанасьев, С. И. Исаев, И. А. Кожин и др.; Под общ. ред. В. И. Крутова и Г. Б. Петражицкого. – М.: Высш. шк., 1986. – 383 с.: ил.

3. Чичиндаев А. В. Оптимизация компактных пластинчато-ребристых теплообменников. Часть 1. Теоретические основы: учеб. пособие. – Новосибирск: Изд-во НГТУ, 2003. – 400 с.

4. Системы охлаждения компрессорных установок/Я. А. Берман, О. Н. Маньковский, Ю. Н. Марр, А. П. Рафалович. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984, 228 с., ил.

5. Холодильные машины: Учебн. для вузов по специальности «Холодильные машины и установки»/Н. Н. Кошкин, И. А. Сакур, Е. М. Бамбушек и др.; Под общ. ред. И. А. Сакуна. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 510 с., ил.

6. Закон України «Про охорону праці» № 2695-ХІІ від 14.10.1992.

7. ГОСТ 12.0.003-74 ССБТ. Опасные и вредные производственные факторы. Классификация.

8. ДСТУ-Н Б А 3.2-1:2007 Настанова щодо визначення небезпечних і шкідливих факторів та захисту від їх впливу при виробництві будівельних матеріалів і виробів та їх використанні в процесі зведення та експлуатації об'єктів будівництва.

9. ГОСТ 12.1.036-81 ССБТ. Шум. Допустимые уровни в жилых и общественных зданиях.

10. ГОСТ 12.4.051-78 ССБТ. Средства индивидуальной защиты органов слуха. Общие требования.

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

11. НПАОП 0.00-1.69-13 "Правила охорони праці під година експлуатації тепломеханічного обладнання електростанцій, теплових ятерів і тепловикористовувальних установок".

12. СН 2.2.412.1.8.556-96 "Виробнича вібрація, вібрація в приміщеннях житлових і громадських будівель".

13. СНіПШ - 4-79 "Природне і штучне освітлення".

14. ГОСТ 12.2.007.0-75 "ССТБ. Вироби електротехнічні".

15. "Правила улаштування електроустановок".

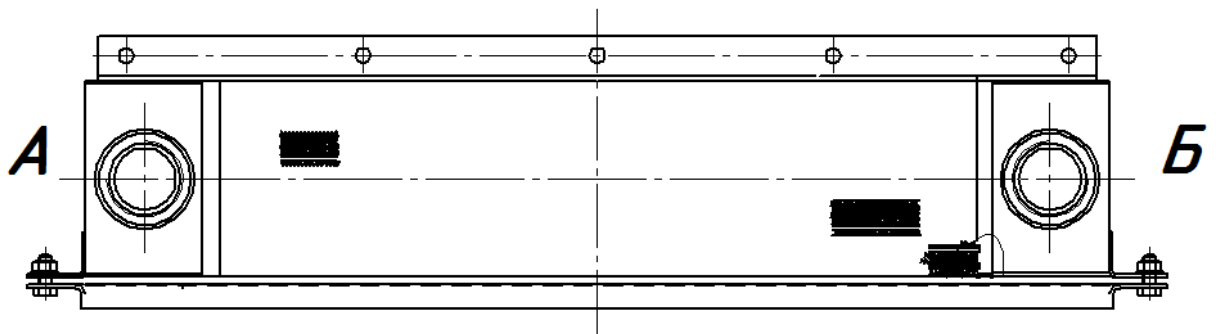
16. "Правила технічної експлуатації електроустановок споживачів".

17. "Правила техніки безпеки при експлуатації електроустановок споживачів".

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						63
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

# ДОДАТКИ

## Додаток А



**Рисунок Д1** – Схема пластинчасто-ребристого теплообмінника

Призначення штуцерів:

*А* – вхід природного газу, *Б* – вихід природного газу

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		64



Додаток Б

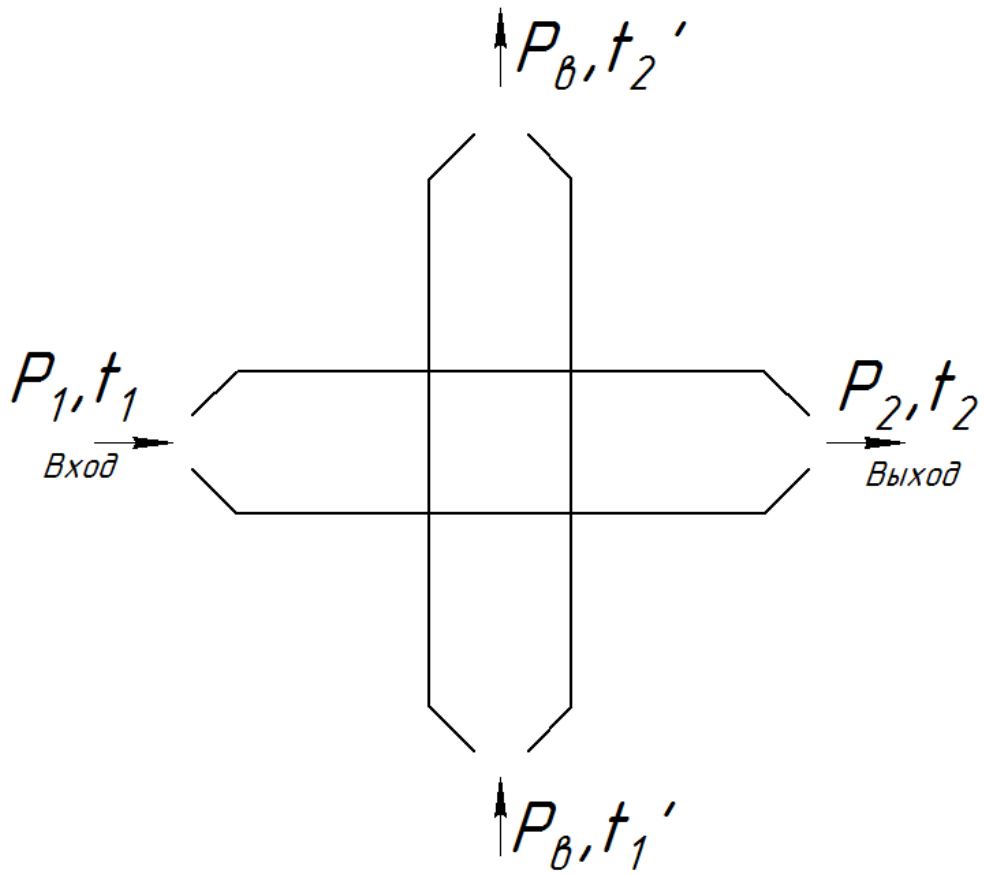


Рисунок Д2 – Схема руху теплоносіїв

Додаток В

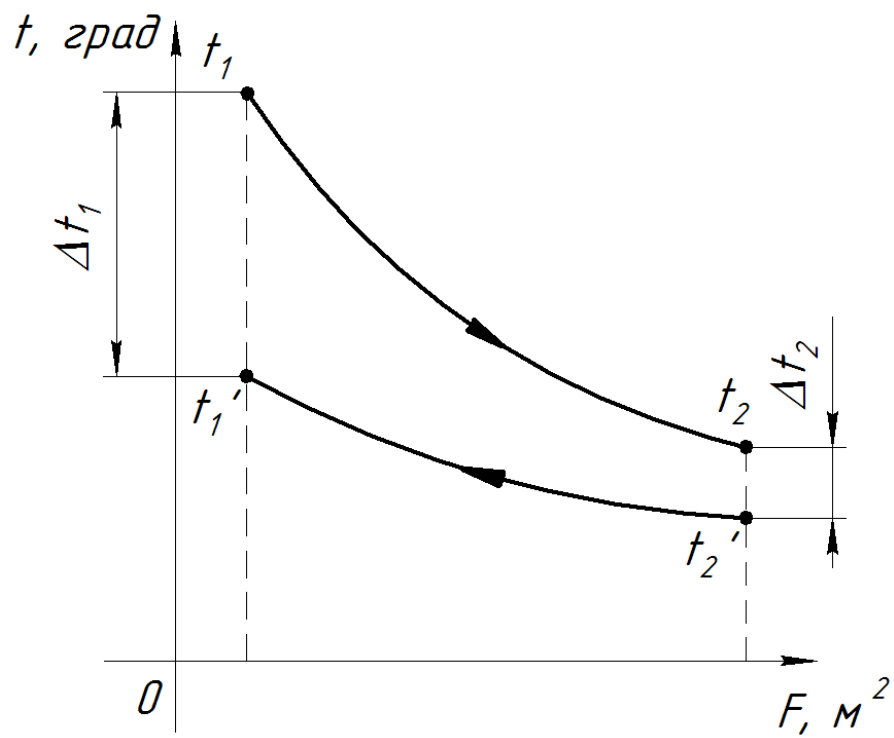


Рисунок ДЗ – До розрахунку логарифмічною різниці температур

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
						66
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Додаток Г

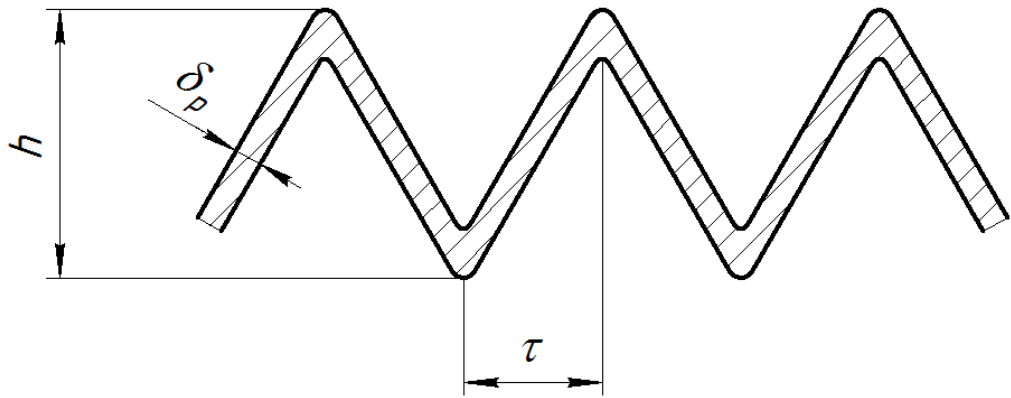


Рисунок Д4 – Трикутна насадка

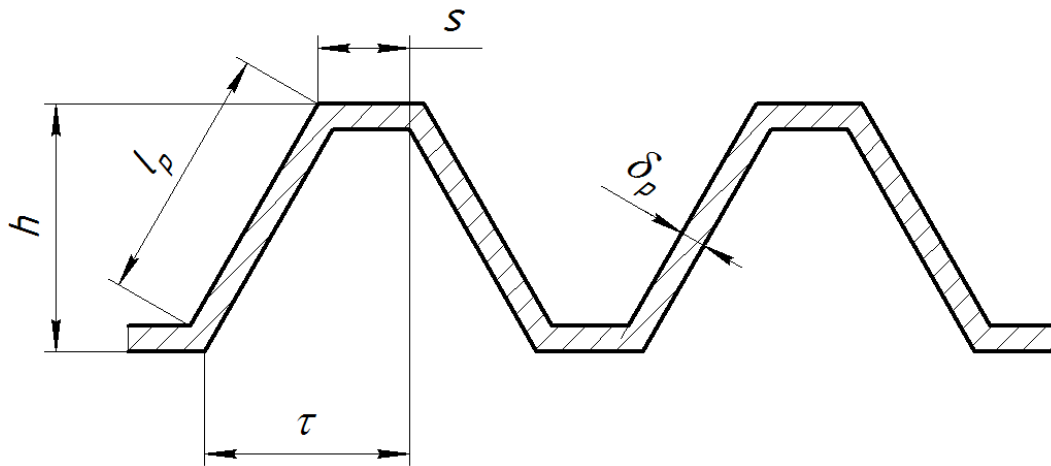


Рисунок Д5 – Трапецеїдальна насадка

					ХКз 02.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		67