

Міністерство освіти і науки України  
Сумський державний університет

Факультет технічних систем та енергоефективних технологій  
Кафедра технічної теплофізики

## **КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

здобувача за другим (магістерським) рівнем вищої освіти  
за освітньо-професійною програмою  
«Холодильні машини і установки»  
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»  
на тему «Проектування та дослідження системи  
охолодження дожимного газового компресору для  
малодебітної свердловини»

## **ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**

Завідувач кафедри

С. М. Ванєєв

Керівник роботи

С.С. Мелейчук

Керівник

В.М. Козін

Консультант з охорони праці

С. В. Сидоренко

Здобувач

В.Ю. Данілов

Зміст	С.
Вступ.....	4
1 Загальна інформація про зрошувальний апарат повітряного охолодження...5	5
1.1 Фізичні принципи.....	7
1.2 Застосування.....	9
1.3 Конструкції випарних охолоджувачів.....	9
1.4 Типи обладнання, склад, особливості застосування.....	11
1.4.1 Конфігурації обладнання.....	12
1.4.2 Системи розподілу води.....	13
1.4.3 Вентилятори градирень.....	14
2 Визначення коефіцієнта теплопередачі і геометрії апарата для неоребреного шахового пучка.....	16
3. Визначення значення коефіцієнта теплопередачі для оребреного шахового пучка.....	28
4 Визначення значення теплового потоку для неоребреного шахового пучка з системою зрошення.....	32
5 Визначення теплового потоку для неоребреного шахового пучка з системою зрошення використовуючи ефект Майсоценко.....	40
6 Дослідження впливу зміни температури повітря навколишнього середовища на ефективність апарату.....	47
6.1 Апарат з неоребраним шаховим пучком.....	47
6.2 Апарат з оребраним шаховим пучком труб.....	48
6.3 Апарат з неоребраним шаховим пучком з системою зрошення.....	49
6.4 Апарата з неоребраним шаховим пучком з системою зрошення з використанням ефекту Майсоценко.....	50
7. Розрахунок поршневого компресора.....	51

					<b>ХМ 17.00.00.00 ПЗ</b>					
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	<b>Пояснювальна записка</b>					
Розроб.		Данілов						Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Мелейчук							2	113
Консульт.		Козін						<b>СумДу, група Х.м. - 71</b>		
Н. контр.		Вертепов								
Затв.		Ванєєв								

7.1	Визначення параметрів природного газу та масової продуктивності компресора.....	52
7.2	Побудова процесу стиснення газу в першому ступені в $p, v$ -діаграмі.....	64
7.3	Визначення розподілу тисків по ступеням.....	67
7.4.	Визначення геометричних розмірів.....	70
7.5.	Газодинамічний розрахунок компресора.....	73
7.6	Розрахунок «мертвого» об'єму першого ступеня.....	78
7.7	Розрахунок «мертвого» об'єму другого ступеня.....	80
7.8	Розрахунок нагнітаючих і всмоктуючих патрубків.....	81
7.9	Динамічний розрахунок першого ступеня.....	83
7.10	Динамічний розрахунок другого ступеня.....	87
7.11	Визначення потужності електродвигуна.....	91
7.12	Розрахунки на міцність.....	92
7.13	Перевірочний розрахунок поршневих пальців.....	93
7.14	Розрахунок шатунних болтів на міцність.....	96
7.15	Розрахунок противаг.....	97
7.16	Перевірочний розрахунок підшипників.....	98
	Розділ «Охорона праці».....	100
	Висновок.....	111
	Список літератури.....	112

## Вступ

Видобуток корисних копалин, а саме природного газу, за допомогою власних ресурсів нашої країни – є чи не найважливішим питанням сьогодення. Одним із можливих варіантів вирішення питання з енергетичною незалежністю України є використання малодебітних свердловин для видобутку природного газу. Більшість малодебітних шахт в Україні законсервовані. Але якщо долучити до роботи цих шахт сучасні, більш економніші методи охолодження, то можливо відновити видобуток газу.

В даній роботі буде спроектовано та досліджено систему охолодження дожимного газового компресору для малодебітної установки. А також проведемо дослід, з якого дізнаємося на скільки буде ефективніша установка якщо застосувати до неї випарний ефект, а саме апарат повітряного охолодження зі зрошенням.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 1. Загальна інформація про зрошувальний апарат повітряного охолодження

Зрошувальний апарат повітряного охолодження - пристрій, що охолоджує повітря за допомогою випаровування води. Випарне охолодження відрізняється від звичайних систем кондиціонування повітря, що використовують парокомпресійний цикл або цикл абсорбційного охолодження. В його основі лежить використання великої питомої теплоти випаровування води. Температура сухого повітря може бути істотно знижена за допомогою фазового переходу рідкої води в пар, і цей процес вимагає значно менше енергії, ніж компресійне охолодження. У дуже сухому кліматі випарне охолодження має також ту перевагу, що при кондиціонуванні повітря збільшує його вологість, і це створює більше комфорту для людей, що знаходяться в приміщенні. Однак, на відміну від парокомпресійного охолодження, воно вимагає постійного джерела води, і в процесі експлуатації постійно її споживає.

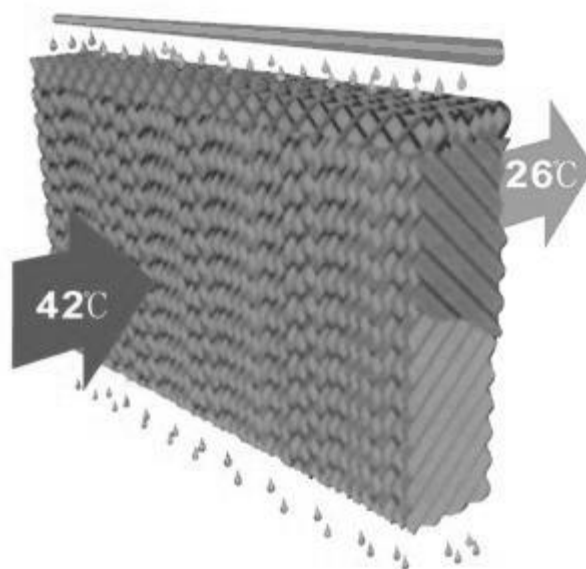


Рисунок 1.1 – Наглядне уявлення випарного охолодження

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Існуючий в США термін «болотний охолоджувач», можливо, з'явився через запах водоростей, виробленого першими моделями апаратів. Такі типи випарних охолоджувачів, як повітряна мийка

і градирня, сконструйовані не для житлових приміщень, хоча і використовують ті ж принципи, що і випарний охолоджувач. Випарний охолоджувач також може бути використаний для збільшення ефективності великих систем кондиціонування (в охолодженні змішувачів). Випарне охолодження особливо добре підходить для кліматичних зон з високою температурою повітря і низькою вологістю. Наприклад, в США це такі міста, як Денвер, Солт-Лейк-Сіті, Альбукерке, Ель-Пасо, Тусон і Фресно, де поширені випарні охолоджувачі і доступні великі обсяги води.

Випарне кондиціонування повітря також добре підходить і досить популярно в південній частині Австралії. У сухому, посушливому кліматі кошти, необхідні для установки і експлуатації випарного охолоджувача, приблизно на 80% менше, ніж при установці класичного кондиціонування повітря. Проте, випарне і компресійний охолодження іноді використовується спільно, для досягнення оптимального результату охолодження повітря. Деякі випарні охолоджувачі в опалювальний сезон можуть використовуватися як зволожувачі.

Крім широкого вживання в сухому кліматі, існує багато економічно-ефективних способів застосування випарного охолодження в місцях з помірною вологістю. Його часто використовують індустриальні підприємства, ресторани кухні, пральні, хімчистки, теплиці, місця з додатковим охолодженням (доки, склади, заводи, будівельні майданчики, спортивні заходи, майстерні, гаражі і розплідники), аграрні комплекси (пташники, свинарники, корівники). У вологому кліматі випарне охолодження може мати невелику перевагу в температурному комфорті в порівнянні зі збільшенням вентиляції.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						6
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

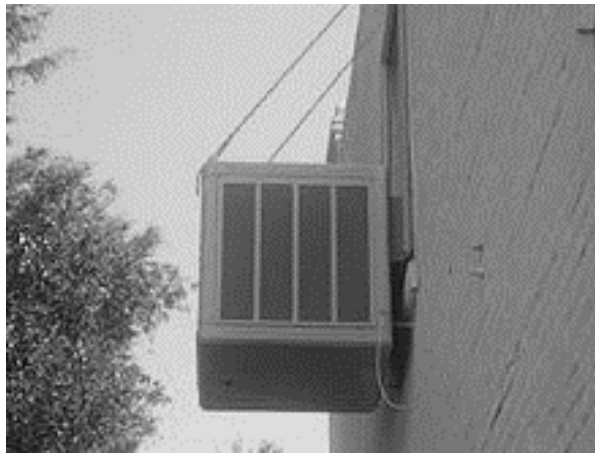


Рисунок 1.2 – Апарат повітряного охолодження який використовується для економічного охолодження на заході США

### 1.1 Фізичні принципи

Охолодження при випаровуванні - це фізичний феномен, при якому випаровування рідини в навколишнє повітря охолоджує об'єкт або контактуючу з ним рідину. Прихована теплота, кількість теплоти необхідна для випаровування рідини, береться з навколишнього середовища. При вивченні випаровування води, вологий термометр порівнюється з сухим, отримане значення відповідає потенціалу охолодження при випаровуванні. Чим більше різниця двох температур, тим більше ефект охолодження. Якщо температура однакова, то випаровування води в навколишнє атмосферу не відбувається, відповідно немає і охолоджуючого ефекту.

Принцип випарного охолодження відрізняється від того, на якому працюють апарати парокомпресійного охолодження, хоча вони також вимагають випаровування (випаровування є частиною системи). У парокомпресійному циклі, після випаровування холодоагенту усередині випарного змішувача, охолоджуючий газ стискається і охолоджується, під тиском конденсуючись в рідкий стан. На відміну від цього циклу, в випарному охолоджувачі вода випаровується тільки один раз. Вода, яка випарувалася в охолоджувальному

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						7
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

приладі виводиться в простір з охолодженим повітрям. У градирні вода, яка випарувалася, уноситься потоком повітря.

Мінімальне значення температури, якого можна досягти за рахунок випаровування при адіабатному процесі, лежить на перетині лінії, паралельної ентальпії, опущеною з точки з вихідними значеннями температури і вологості з лінією 100% -й вологості (Рис.3). Дана температура називається температурою мокрого термометра.

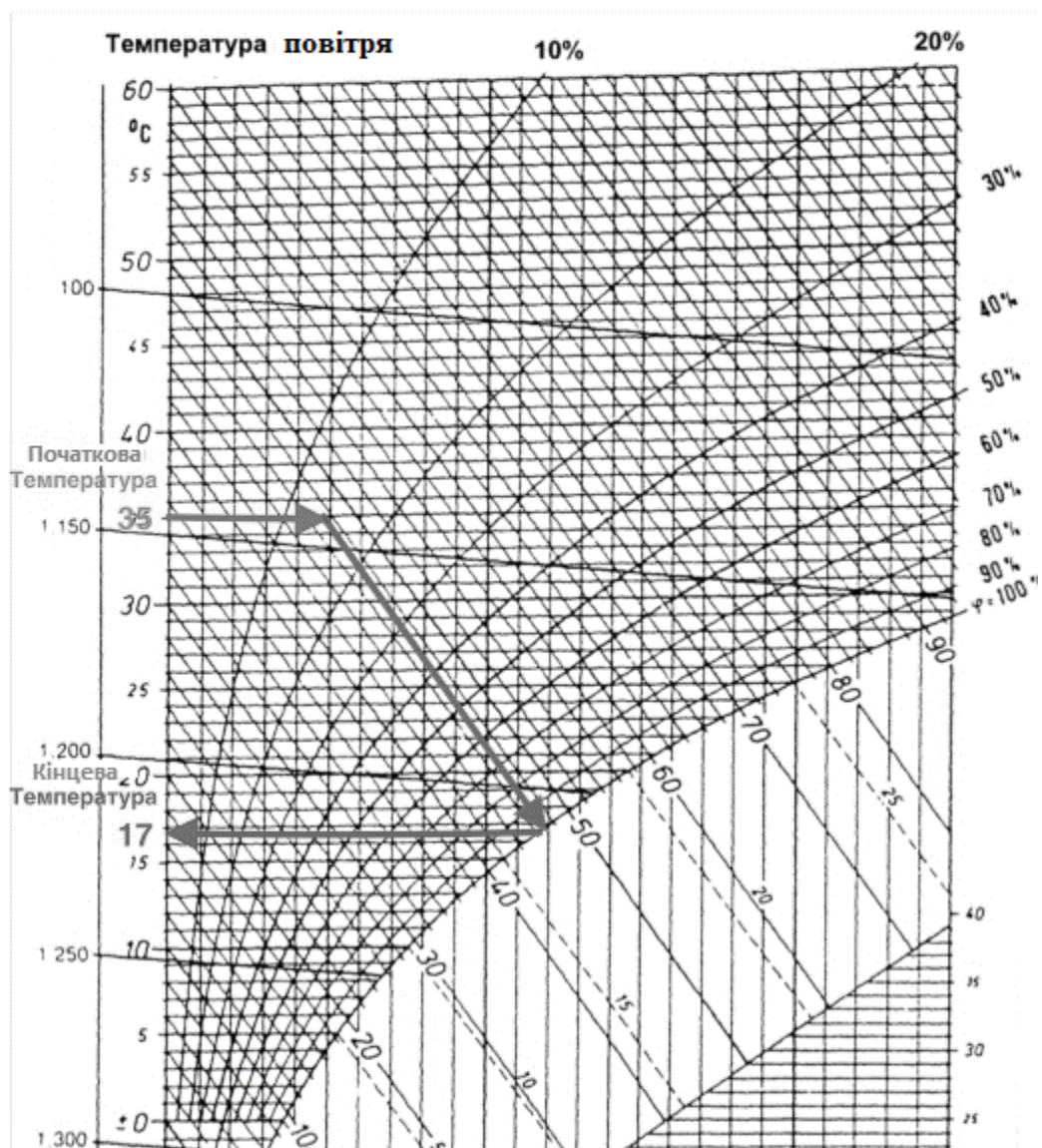


Рисунок 1.3 – Визначення температури мокрого термометра



## 1.2 Застосування

Випарне охолодження, в силу своєї дешевизни і низької енерговитратності, є поширеним способом охолодження приміщень для підтримки температурного комфорту. Однак, випарне охолодження вимагає постійного джерела води для випаровування, і ефективно тільки при низькій відносній вологості, що обмежує його ефективне застосування тільки зонами сухого клімату. Випарне охолодження істотно піднімає рівень вологості, що може викликати такі проблеми як кристалізація солі, розбухання дерев'яних панелей, дверей і обробки, розлад піаніно або внутрішню іржу.

Застосування цього типу охолодження дуже поширене в кріогеніці. З резервуара з кріогенної рідиною постійно відкачується пар, і рідина безперервно випаровується до тих пір, поки підтримується істотне насичення пари. Випарне охолодження за допомогою звичайного гелію в посудині 1-К, може опустити температуру до, як мінімум, 1,2 К. Випарне охолодження за допомогою гелію-3 може забезпечити температуру нижче 300 мК. Ці технології можуть бути використані для створення кріоохолоджувачів, і як компонент систем низькотемпературного кріостаза (таких як рефрижератори розчинення). При падінні температури падає і насичення пари над рідиною, після чого охолодження стає менш ефективним. Це явище встановлює нижню межу температури досягну для даної рідини.

## 1.3 Конструкції випарних охолоджувачів

Всі конструкції випарних охолоджувачів використовують ту перевагу, що вода має одну з найбільших відомих ентальпій пароутворення (питому теплоту випаровування).

**Пряме випарне охолодження** (відкритий цикл) використовується для зниження температури повітря за допомогою питомої теплоти

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

випаровування, змінюючи рідкий стан води на газоподібне. У цьому процесі енергія в повітрі не змінюється. Сухий, тепле повітря замінюється на прохолодне і вологе. Тепло зовнішнього повітря використовується для випаровування води.

**Непряме випарне охолодження** (закритий цикл) процес схожий на пряме випарне охолодження, але використовує певний тип теплообмінника. В цьому випадку вологе, охолоджене повітря не контактує зі середовищем яке кондиціонується.

**Двостадійне випарне охолодження**, або непряме / пряме. Традиційні випарні охолоджувачі використовують тільки частина енергії необхідної апаратів парокомпресійного охолодження або систем адсорбційного кондиціонування. На жаль, вони підвищують вологість повітря до дискомфортного рівня (за винятком дуже сухих кліматичних зон). Двостадійні випарні охолоджувачі не підвищують рівень вологості настільки, наскільки це роблять стандартні одноступінчасті випарні охолоджувачі. На першій стадії двухстадійного охолоджувача, тепле повітря охолоджується непрямым шляхом без збільшення вологості (за допомогою проходження через теплообмінник, охолоджуваний випаровуванням зовні). У прямій стадії попередньо охолоджене повітря проходить через просочену водою прокладку, додатково охолоджується і стає більш вологим. Оскільки в процес включена перша, перед охолоджувана стадія, на стадії прямого випаровування необхідно менше вологості для досягнення необхідних температур. В результаті, за словами виробників, процес охолоджує повітря з відносною вологістю в межах 50 —70%, в залежності від клімату. Для порівняння традиційні системи охолодження підвищують вологість повітря до 70 — 80 %.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

#### 1.4 Типи обладнання, склад, особливості застосування

Градирні та випарні конденсатори є ефективними і економічно вигідними засобами відведення тепла від систем кондиціонування повітря. Ці апарати застосовуються понад півстоліття. Випарні охолоджувачі компактні, тихі, споживають небагато енергії і можуть економити до 95% оборотної води. Вони прості в експлуатації і обслуговуванні, ефективні і безпечні.

Випарне охолодження засноване на природному принципі. В градирнях відкритого типу охолоджуюча вода рівномірно розподіляється по зрошувального блоку, а повітря продувається або простягається через цей блок. В процесі невелика кількість води випаровується, що сприяє охолодженню води, що залишилася. Охолоджена вода стікає з зрошувального блоку в відстійник градирні, а тепло відводиться потоком повітря, що виходить.

Випарні конденсатори і градирні закритого типу мають теплообмінник всередині корпусу замість зрошувального блоку. Вода розподіляється зовні по змійовику теплообмінника і тепло відводиться від холодоагенту або теплоносія, що циркулює в трубках.

Випарне охолодження поєднує в собі високу теплову ефективність і економічність, забезпечуючи охолодження до низьких температур з мінімальним енергоспоживанням і витратою води. Охолодження до низьких температур має важливе значення в багатьох технологічних процесах для досягнення високої ефективності системи. Ці процеси вимагають менше енергії, тому випарне охолодження сприяє збереженню природних ресурсів і навколишнього середовища.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						11
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

### 1.4.1 Конфігурації обладнання

Існує три основних конфігурації систем випарного охолодження: поперечний струм води і повітря, протитечія і комбінований потік. У випарних охолоджувачах з поперечним струмом вода стікає вертикально вниз по зрошувальному блоку або теплообміннику, а повітря проходить через нього в горизонтальному напрямку. У протиточних установках вода тече вертикально вниз, при цьому повітря проходить вертикально вгору (рис.5.1).



Рисунок 1.4 - Поперечний струм і протитечія води і повітря через зрошувальний блок

У комбінованих градирнях, які також називають гібридними, використовуються як змієвик теплообмінника, так і зрошувальний блок.

Додавання зрошувального блоку до традиційної градирні закритого типу зменшує випаровування в змієвику теплообмінника, що знижує ймовірність утворення накипу і обростання. Гібридні градирні поєднують в собі паралельний струм повітря і води через змієвик теплообмінника і поперечний струм через зрошувальний блок. Охолоджувана рідина або газ протікає по змієвику від низу до верху. Таким чином, забезпечується вертикальний протитік технологічного середовища з потоком води, що охолоджує і повітря, що підвищує ефективність градирні (рис. 5.2).

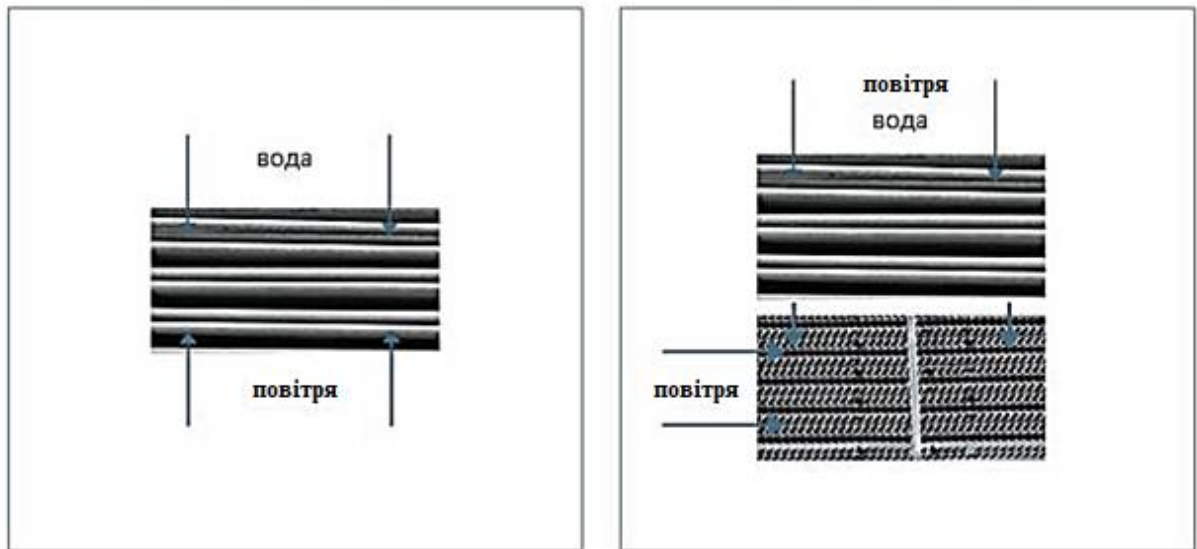


Рисунок 1.5 - Протиток через зміювик теплообмінника і комбіноване виконання

#### 1.4.2 Системи розподілу води

Розподіл води в випарних охолоджувачах здійснюється двома способами - під дією сили тяжіння і за допомогою систем розпилення для розподілу води по зрошувальному блоку (рис.5.3).

Система розподілу води під дією сили тяжіння є водний басейн, розташований у верхній частині установки над зрошувальним блоком або зміювиком. На дні басейну виконані перепускні отвори, через які вода стікає на зрошувач або теплообмінник. Системи випарного охолодження з гравітаційним розподілом води вимагають мінімального натиску насоса, доступні для технічного огляду в процесі експлуатації, прості в ремонті і обслуговуванні.

Системи розпилення води, що використовуються в протиточних градирнях, складаються з труб, оснащених форсунками. Розпилювальна система встановлюється над зрошувальним блоком. Ці системи зазвичай

вимагають тиску води до 0,5 бар на вході і виконуються у вигляді окремого блоку для можливості демонтажу і проведення технічного обслуговування.

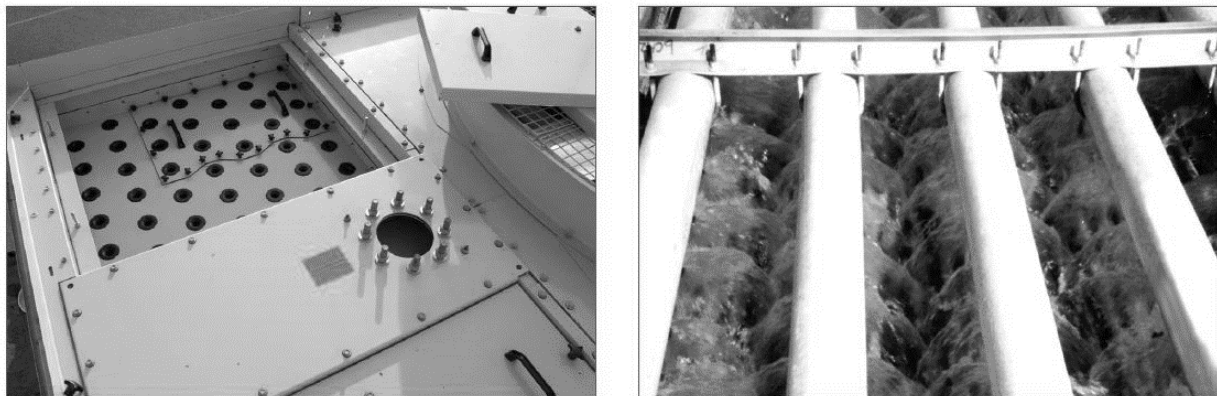


Рисунок 1.6 - Розподільчий басейн і система розпилення води

### 1.4.3 Вентилятори градирень

Потік повітря через випарний охолоджувач забезпечується одним або декількома вентиляторами. Вентилятор градирні або випарного конденсатора може бути осьовим або відцентровим, кожен тип має свої переваги (рис. 5.4).

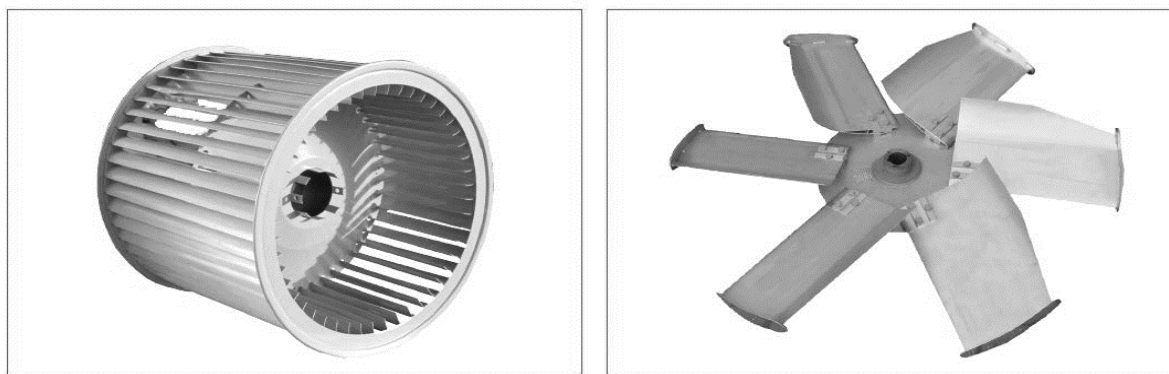


Рисунок 1.7 - Відцентровий і осьовий вентилятори градирень

Осьові вентилятори споживають менше енергії, ніж відцентрові, при порівнянних розмірах установки, що дає значну економію витрат в процесі експлуатації.

Відцентрові вентилятори здатні подолати великі розміри зовнішнього статичного тиску, що робить їх придатними для установок, розташованих як

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		14

зовні, так і всередині приміщень. Відцентрові вентилятори градирні відносно тихіше, ніж осьові вентилятори, хоча різниця мінімальна і часто може бути знівельована за рахунок застосування спеціальних малошумних вентиляторів або спеціальних пристроїв для зниження рівня шуму.

Вентилятори градирні можуть бути встановлені в двох варіантах - для створення форсованої і штучної тяги.

#### Форсована тяга

Вентилятор градирні встановлений у верхній частині апарату. При такому виконанні рівень шуму зводиться до мінімуму і забезпечується максимальний захист від обмерзання лопастей. Повітря простягається через установку і нагнітається в атмосферу вентилятором. Використання корозійностійких матеріалів забезпечує довгий термін служби і зводить до мінімуму необхідність технічного обслуговування для компонентів обробки повітря.

#### Штучна тяга

Вентилятор градирні розташований в нижній частині поруч з повітрязабірником, таким чином, свіже повітря продувається через установку. Таке розташування вентилятора полегшує доступ для планового технічного обслуговування і сервісу. Більш того, розміщення вентилятора на вході в градирню в потоці сухого повітря збільшує термін його служби, тому що електромотор і рухливі частини ізольовані від насиченого вологого повітря.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						15
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 2. Визначення коефіцієнта теплопередачі і геометрії апарата для неоребреного шахового пучка

Вихідні дані:

Теплове навантаження:  $\dot{Q}_{\text{гл}} = 15$  кВт

Температура повітря:  $t_2' = 30^\circ\text{C} = 303$  К,  $t_2'' = 33^\circ\text{C}$

Робоче тіло: Вода

Температура води:  $t_1' = 80^\circ\text{C}$ ;  $t_1'' = 40^\circ\text{C}$

Основні розміри, що характеризують поверхню теплообміну:

Зовнішній діаметр  $d_2 = 0,008$  м

Внутрішній  $d_1 = 0,007$  м

Крок труб по фронту и в глибину  $s_1 = s_2 = 2,2 \cdot d = 0,008 \cdot 2,2 = 0,0176$  м

Діагональний крок труб  $s_2' = \sqrt{s_1^2 / 4 + s_2^2} = \sqrt{176^2 / 4 + 176^2} = 20\text{мм} = 0,020\text{м}$

Матеріал труб – Сталь10

Розташування труб в пучку - шахове

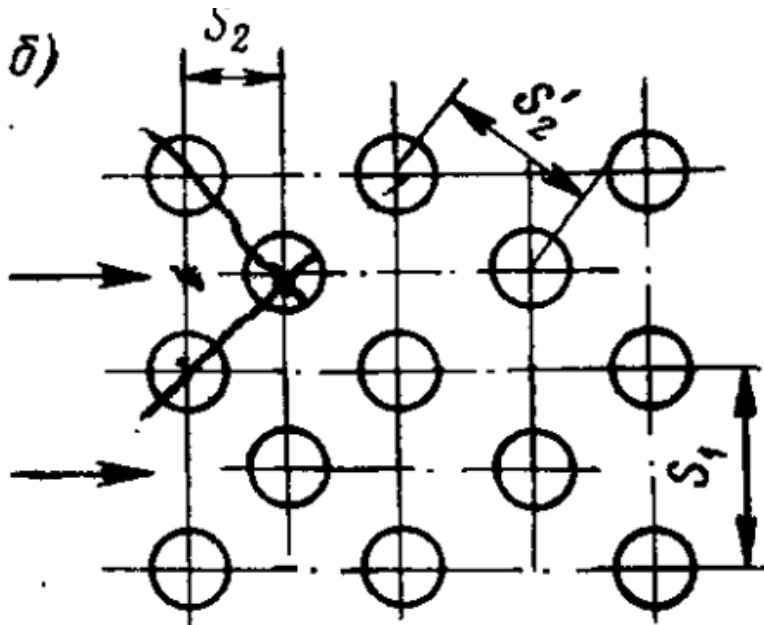


Рис. 2.1 - Схематичне розташування труб в апараті повітряного охолодження

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		16



Середня температура води:

$$\tilde{t}_1 = \frac{t_1' + t_1''}{2} = \frac{80 + 40}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Визначимо середню густину води по її середній температурі:

$$\tilde{\rho}_1 = 983,2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

Витрати води:

$$\dot{m}_1 = \frac{\dot{Q}_{\text{гл}}}{c_p \cdot (t_1' - t_1'')} = \frac{15}{4,179 \cdot (80 - 40)} = 0,09 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де  $c_p = 4,179 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - теплоємність води

Об'ємний витрата:

$$V_B = \frac{\dot{m}}{\tilde{\rho}_1} = \frac{0,09}{983,2} = 0,00009 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

Кількість труб в апараті:

$$z = \frac{\dot{m}}{f_1 \cdot \rho_1 \cdot w_1} = \frac{0,09}{0,000038 \cdot 988,1 \cdot 0,3} = 7,91 \text{ шт.}$$

де  $w_1$  – швидкість води. Задаємося  $w_1 = 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$

Приймаємо  $z = 8 \text{ шт.}$

$$f_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,007^2}{4} = 0,000038 \text{ м}^2$$

Перерахуємо швидкість:

$$w_1 = \frac{\dot{m}}{f_1 \cdot \rho_1 \cdot z} = \frac{0,09}{0,000038 \cdot 988,1 \cdot 8} = 0,3 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Витрата повітря:

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_{\text{гЛ}}}{c_p \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{15}{1,005 \cdot (33 - 30)} = 4,98 \frac{\text{кг}}{\text{с}},$$

де  $c_p = 1,005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  - теплоємність повітря в апараті повітряного

охолодження при середній температурі повітря 31,5 °С (значення з табл. 1.1)

Табл. 2.1 – Фізичні властивості сухого повітря при нормальних умовах

$t, ^\circ\text{C}$	$\rho, \text{кг}/\text{м}^3$	$c_p, \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$	$\lambda \cdot 10^2, \text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\mu \cdot 10^6, \text{Па} \cdot \text{с}$	$\nu \cdot 10^6, \text{м}^2/\text{с}$	Pr
-50	1,584	1,013	2,04	14,6	9,23	0,728
-40	1,515	1,013	2,12	15,2	10,04	0,728
-30	1,453	1,013	2,20	15,7	10,80	0,723
-20	1,395	1,009	2,28	16,2	11,79	0,716
-10	1,342	1,005	2,36	16,7	12,43	0,712
0	1,293	1,005	2,44	17,2	13,28	0,707
10	1,247	1,005	2,51	17,6	14,16	0,705
20	1,205	1,005	2,59	18,1	15,06	0,703
30	1,165	1,005	2,67	18,6	16,00	0,701
40	1,128	1,005	2,76	19,1	16,96	0,699
50	1,093	1,005	2,83	19,6	17,95	0,698
60	1,060	1,009	2,90	20,1	18,97	0,696
70	1,029	1,009	2,96	20,6	20,02	0,694
80	1,000	1,009	3,05	21,1	21,09	0,692
90	0,972	1,009	3,13	21,5	22,10	0,690
100	0,946	1,009	3,21	21,9	23,13	0,688
120	0,898	1,009	3,34	22,8	25,45	0,686
140	0,854	1,013	3,49	23,7	27,80	0,684
160	0,815	1,017	3,64	24,5	30,09	0,682
180	0,779	1,022	3,78	25,3	32,49	0,681
200	0,746	1,026	3,93	26,0	34,85	0,680
250	0,674	1,038	4,27	27,4	40,61	0,677
300	0,615	1,047	4,60	29,7	48,33	0,674
350	0,566	1,059	4,91	31,4	55,46	0,676
400	0,524	1,068	5,21	33,0	63,09	0,678
500	0,456	1,093	5,74	36,2	79,38	0,687
600	0,404	1,114	6,22	39,1	96,89	0,699
700	0,362	1,135	6,71	41,8	115,4	0,706
800	0,329	1,156	7,18	44,3	134,8	0,713
900	0,301	1,172	7,63	46,7	155,1	0,717
1000	0,277	1,185	8,07	49,0	177,1	0,719
1100	0,257	1,197	8,50	51,2	199,3	0,722
1200	0,239	1,210	9,15	53,5	233,7	0,724

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

Середня густина повітря:

$$\tilde{\rho}_2 = \frac{P_{\text{атм}}}{R_B \cdot \tilde{T}_B} = \frac{100}{0,287 \cdot 304,5} = 1,14 \text{ кг/м}^3$$

де  $P_{\text{атм}} = 100$  кПа – атмосферний тиск

$R_B = 0,287 \cdot 10^3$  кДж/(кг · К) – газова стала для повітря

$\tilde{T}_B = 304,5$  – середня температура повітря

Об'ємна витрата повітря:

$$V_B = \frac{\dot{m}_2}{\tilde{\rho}_2} = \frac{4,76}{1,114} = 4,35 \frac{\text{м}^3}{\text{с}};$$

Живий перетин апарату:

$$F_{\text{ж}} = \frac{V_B}{\omega_2} = \frac{4,35}{15} = 0,29 \text{ м}^2;$$

де  $\omega_2 = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}}$  – прийнята швидкість повітря

Число Рейнольдса для повітря:

$$Re_B = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{\nu} = \frac{15 \cdot 0,008}{16 \cdot 10^{-6}} = 7500,$$

де  $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при  $t = 31,5^\circ\text{C}$  (табл. 1.1)

Тоді з урахуванням того, що  $Re_B = 7500$ , визначимо число Нуссельта (по Авчухов ст. 49):

$$\begin{aligned} Nu &= 0,35 \cdot Re_B^{0,6} \cdot Pr_B^{0,36} \cdot \left(\frac{Pr_B}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{S_1}{S_2}\right)^{0,2} = \\ &= 0,35 \cdot 7500^{0,6} \cdot 0,701^{0,36} \cdot \left(\frac{0,701}{0,705}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,016}{0,016}\right)^{0,2} = 65,2 \end{aligned}$$

де  $Pr_B = 0,701$  - число Прандтля для повітря при середній температурі;

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						19
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$Pr_c = 0,705$  - число Прандтля повітря стінки.

Коефіцієнт тепловіддачі для повітря:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_2} = \frac{65,2 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,008} = 217 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

де  $\lambda_2 = 2,67 \cdot 10^{-2}$ , Вт/м · К - значення коефіцієнта теплопровідності повітря при його температурі.

Число Рейнольдса для води:

$$Re_{ж} = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{\nu} = \frac{0,3 \cdot 0,007}{0,478 \cdot 10^{-6}} = 4343,$$

де  $\nu = 0,478 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості води при середній температурі  $T = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ;

$Re_{ж} = 4343$  – режим течії рідини - перехідний.

Тоді формула для визначення числа Nu буде (з Данилова ст.23):

$$\begin{aligned} Nu_{ж} &= 0,021 \cdot Re_{ж}^{0,8} \cdot Pr_{ж}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{ж}}{Pr_c}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l = \\ &= 0,021 \cdot 4343^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \cdot \left(\frac{2,98}{4,865}\right)^{0,25} \cdot 1 = 24 \end{aligned}$$

де  $Pr_{ж} = 2,98$  – число Прандтля для води при середній температурі  $\tilde{t}_1 = 60^\circ\text{C}$

$Pr_c = 4,865$  - число Прандтля при температурі стінки

$\varepsilon_l$  – коефіцієнт що враховує зміну тепловіддачі по довжині труби, приймаємо рівним 1.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

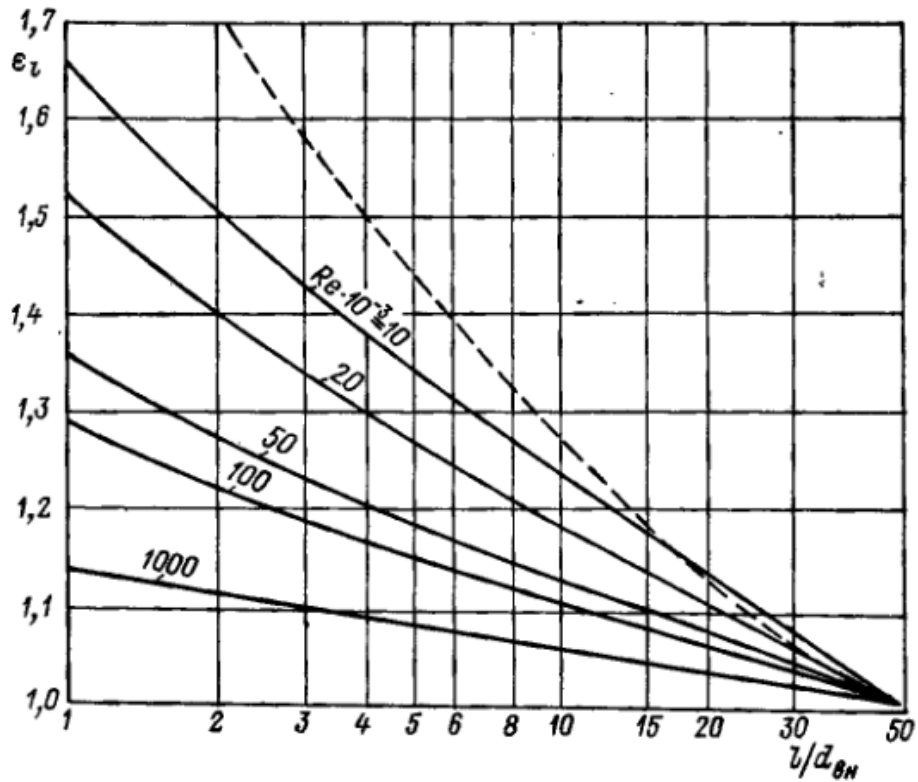


Рис. 2.2 Поправочні коефіцієнти  $\varepsilon_l$  при значеннях відносної довжини труби  $l/d_{\text{вн}} < 50$

температуру стінки приймаємо:

$$t_{\text{ст}} = \frac{t_1'' + t_2'}{2} = \frac{(30 + 40)}{2} = 35^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для води:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{\text{ж}} \cdot \lambda_1}{d_1} \cdot \varepsilon_{\text{пер}} = \frac{24 \cdot 65,9 \cdot 10^{-2}}{0,007} \cdot 0,75 = 1706 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

де  $\lambda_1 = 65,9 \cdot 10^{-2}$ , Вт/м · К - значення коефіцієнта теплопровідності води при її середній температурі;

$$\varepsilon_{\text{пер}} \approx 0,75$$

Re . . . .	2 500	3 000	4 000	5 000	6 000	8 000	10 000
$\varepsilon_{\text{пер}}$ . . . .	0,4	0,57	0,72	0,81	0,88	0,96	1,0

Знайдемо коефіцієнт теплопередачі для неоребреного шахового пучка:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \sum \left( \frac{\delta_c^{\text{отл}}}{\lambda_c^{\text{отл}}} \right)_i + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1706} + \frac{0,0005}{401} + \frac{0,001}{1,5} + \frac{1}{217}} =$$

$$= 171 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

де  $\delta_c = 0,0005 \text{ м}$  - товщина стінки

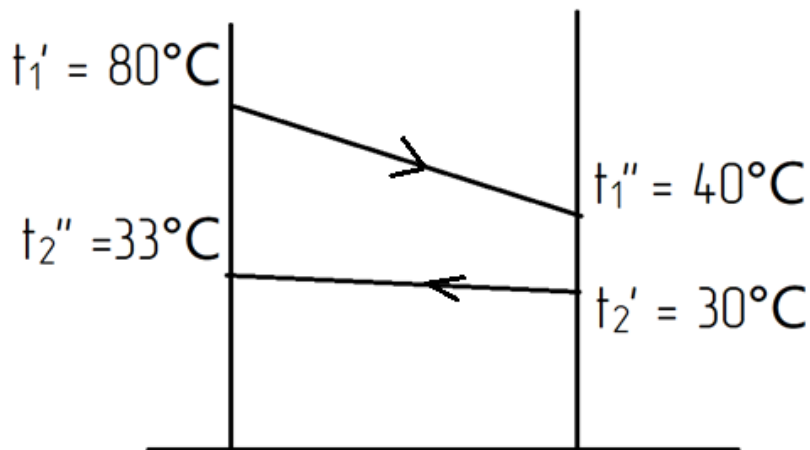
$\lambda_c = 401 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  - теплопровідність стінки

$\sum \left( \frac{\delta_c}{\lambda_c} \right)_i = \frac{0,001}{1,5}$  - сума всіх відкладень.

Температурний напір  $\Delta \bar{t}$ :

Визначається з урахуванням поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\Delta t}$

$$\Delta \bar{t} = \Delta t \cdot \varepsilon_{\Delta t} = 23,9 \cdot 0,85 = 20,3^\circ\text{C}$$



$$\Delta t = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_M}{\ln \left( \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} \right)} = \frac{47 - 10}{\ln \left( \frac{47}{10} \right)} = 23,9^\circ\text{C}$$

$\Delta t_M = t_1'' - t_2' = 40 - 30 = 10^\circ\text{C}$  - менша різниця температур;

$\Delta t_6 = t_1' - t_2'' = 80 - 33 = 47^\circ\text{C}$  - більша різниця температур.

Визначення поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\Delta t}$  для розрахунку середнього логарифмічного температурного напору за допомогою рис. 2.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для цього потрібно визначити Р і R.

$$P = \frac{\Delta t_M}{t'_1 - t'_2} = \frac{10}{80 - 30} = 0,2$$

$$R = \frac{\Delta t_6}{\Delta t_M} - 1 = \frac{47}{10} - 1 = 3,7$$

отже,  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,85$

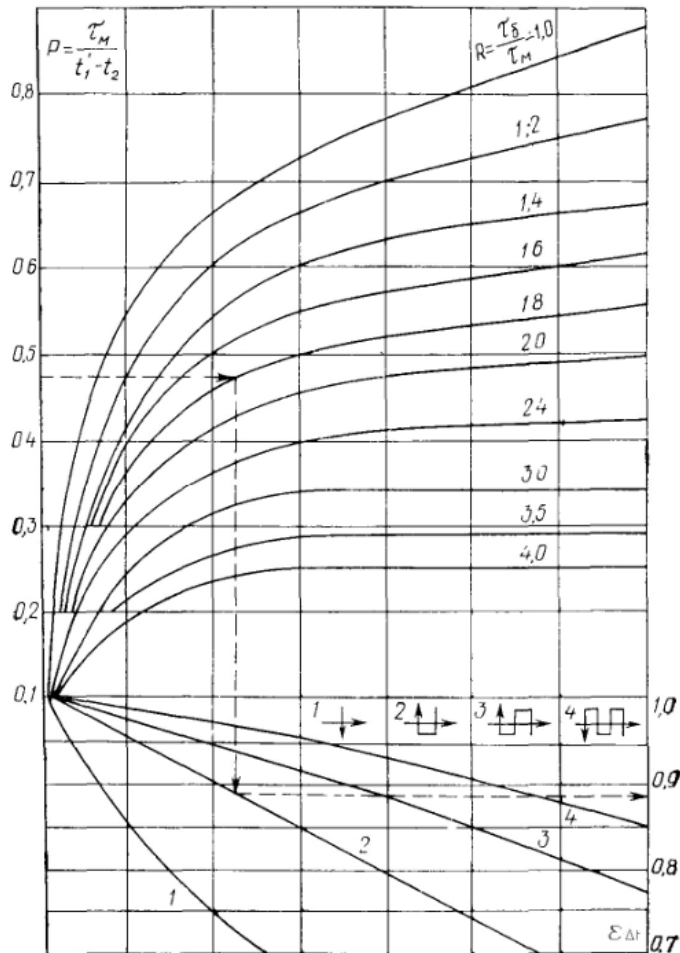


Рис. 2.3 - Визначення поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\Delta t}$

Знайдемо щільність теплового потоку по першому наближенню:

$$q = k \cdot \Delta t = 171 \cdot 20,3 = 3466 \text{ Вт/м}^2$$

Знайдемо температуру стінки  $t_c$  за першим наближенням, з рівняння:

$$q = k \cdot \Delta t \text{ и } q = \alpha_1 \cdot (\bar{t}_1 - t_{c1}) \Rightarrow t_{c1} = \bar{t}_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 60 - \frac{3466}{1706} = 58 \text{ }^\circ\text{C},$$

$$\text{де } \bar{t}_1 = 0,5 \cdot (t'_1 + t''_1) = 0,5 \cdot (80 + 40) = 60^\circ\text{C}$$

Визначаємо число Nu за першим наближенням:

$$\begin{aligned} Nu_{\text{ж}} &= 0,021 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{с}}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l = \\ &= 0,021 \cdot 4343^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \cdot \left(\frac{2,98}{3,09}\right)^{0,25} \cdot 1 = 27,07 \end{aligned}$$

де  $Pr_{\text{с}} = 3,09$  – число Прандтля для температури стінки

$Pr_{\text{ж}} = 2,98$  – число Прандтля для середньої температури води

Коефіцієнт тепловіддачі для води за першим наближенням:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{\text{ж}} \cdot \lambda_1}{d_1} \cdot \varepsilon_l = \frac{27,07 \cdot 65,9 \cdot 10^{-2}}{0,007} \cdot 0,75 = 1911 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Розбіжність становить  $(1706-1911)/1911 \cdot 100\% = 10,7\% > 1\%$  різниця становить більше 1% тому виробляємо повторний розрахунок коефіцієнта тепловіддачі.

Знайдемо коефіцієнт теплопередачі для неоребреного шахового пучка:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \sum \left(\frac{\delta_c^{\text{отл}}}{\lambda_c^{\text{отл}}}\right)_i + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1911} + \frac{0,005}{401} + \frac{0,001}{1,5} + \frac{1}{217}} = 172,4 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

2.25 Знайдемо щільність теплового потоку по першому наближенню:

$$q = k \cdot \Delta t = 172,4 \cdot 20,3 = 3504 \text{ Вт/м}^2$$

Знайдемо температуру стінки  $t_c$  по другому наближенню, з рівняння:

$$q = k \cdot \Delta t \text{ и } q = \alpha_1 \cdot (\bar{t}_1 - t_{c1}) \Rightarrow t_{c1} = \bar{t}_1 - \frac{q}{\alpha_1} = 60 - \frac{3504}{1911} = 58,2^\circ\text{C}$$

Визначаємо число Nu по другому наближенню:

$$\begin{aligned} Nu_{\text{ж}} &= 0,021 \cdot Re_{\text{ж}}^{0,8} \cdot Pr_{\text{ж}}^{0,43} \cdot \left(\frac{Pr_{\text{ж}}}{Pr_{\text{с}}}\right)^{0,25} \cdot \varepsilon_l = \\ &= 0,021 \cdot 4343^{0,8} \cdot 2,98^{0,43} \cdot \left(\frac{2,98}{3,08}\right)^{0,25} \cdot 1 = 27,09 \end{aligned}$$

						Аркуш
						24
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	ХМ 17.00.00.00 ПЗ	



де  $Pr_c = 3,08$  – число Прандтля для температури стінки;

$Pr_{ж} = 2,98$  – число Прандтля для середньої температури води.

Коефіцієнт тепловіддачі для води по другому наближенню:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_{ж} \cdot \lambda_1}{d_1} \cdot \varepsilon_l = \frac{27,09 \cdot 65,9 \cdot 10^{-2}}{0,007} \cdot 0,75 = 1913 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Розбіжність становить  $(1911-1913)/1913 \cdot 100\% = 0,08\% < 1\%$  різниця становить менше 1% тому розрахунок коефіцієнта тепловіддачі вважається завершеним.

Знайдемо підсумкове значення коефіцієнта теплопередачі для неоребреного шахового пучка:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \sum \left( \frac{\delta_c^{\text{отл}}}{\lambda_c^{\text{отл}}} \right)_i + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1913} + \frac{0,005}{401} + \frac{0,001}{1,5} + \frac{1}{217}}$$
$$= 172,41 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Площа теплообміну:

$$F = \frac{\dot{Q}_{\text{гл}}}{k \cdot \Delta \bar{t}} = \frac{15000}{172,41 \cdot 20,3} = 4,3 \text{ м}^2$$

Ширина апарату:

$$B = s_2 \cdot (z + 1) = 0,0176 \cdot (8 + 1) = 0,158 \text{ м}$$

Загальна довжина труб:

$$L_{\text{обц}} = \frac{F}{\pi \cdot d_1} = \frac{4,3}{3,14 \cdot 0,007} = 195 \text{ м}$$

Визначимо довжину апарату.

Задаємося довжиною труби в одному ході  $l_0 = 1,2 \text{ м}$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						25
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кількість рядів труб по висоті апарату

$$m = \frac{L_{\text{обц}}}{l_0 \cdot z} = \frac{195}{1,2 \cdot 8} = 20,2 \text{ шт.}$$

Приймаємо  $m = 22 \text{ шт.}$

Висота апарату:

$$H = s_1 \cdot (m + 1) = 0,016 \cdot (22 + 1) = 0,4 \text{ м.}$$

Приймаємо компоновку вентиляторів  $1 \times 3$  шт. при діаметрі вентилятора  $D_{\text{вент}} = 0,4 \text{ м}$

Кількість рядів по висоті при  $H \approx D_{\text{вент}} = 0,4 \text{ м}$

$$m = \frac{H}{s_1} - 1 = \frac{0,4}{0,016} - 1 = 22 \text{ шт.}$$

Уточнюємо площа теплообміну з урахуванням прийнятої компоновання:

$$F' = \pi \cdot d_1 \cdot l_0 \cdot z \cdot m = \pi \cdot 0,007 \cdot 1,2 \cdot 8 \cdot 22 = 4,6 \text{ м}^2.$$

Отримане значення відрізняється від розрахункового на  $(4,6 - 4,3)/4,3 \cdot 100\% = 6,9\%$ , що не перевищує допустимих  $10\%$ . Отже, конструктивний розрахунок вважаємо завершеним.

Остаточно приймаємо габарити апарату  $1,2 \times 0,4 \times 0,158 \text{ м.}$

Площа фронтального перетину апарату:

$$F_{\text{фр}} = l_0 \cdot H = 1,2 \cdot 0,4 = 0,48 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт нагромадження трубної решітки апарату:

$$\begin{aligned} \psi &= \frac{F_{\text{жс}}}{F_{\text{фр}}} = \frac{l_0 \cdot H - l_0 \cdot d_2 \cdot m}{l_0 \cdot H} = 1 - \frac{d_2 \cdot m}{H} = 1 - \frac{d_2 \cdot m}{s_1 \cdot (m + 1)} = \\ &= 1 - \frac{m}{m + 1} \cdot \frac{d_2}{s_1} = 1 - \frac{22}{22 + 1} \cdot \frac{0,008}{0,0176} = 0,565. \end{aligned}$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						26
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Площа "живого" перетину апарату:

$$F_{жс} = \psi \cdot F_{фр} = 0,565 \cdot 0,48 = 0,274 \text{ м}^2$$

Уточнюємо середню швидкість руху повітря в міжтрубному просторі:

$$w_2 = \frac{V_6}{F_{жс}} = \frac{4,35}{0,274} = 15,83 \text{ м / с} \cdot$$

Було 15 м/с

Отримане значення площі живого перетину відрізняється від розрахункового на  $(0,274 - 0,29)/0,29 \cdot 100\% = 5,5 \%$ ,

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						27
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

### 3. Визначення значення коефіцієнта теплопередачі для обребреного шахового пучка

Товщина ребер  $\delta = 0,0005$  м

Висота ребра  $h = 0,005$  м

Крок ребер  $b = 0,003$  м

Зовнішній діаметр ребра  $D = 0,013$  м

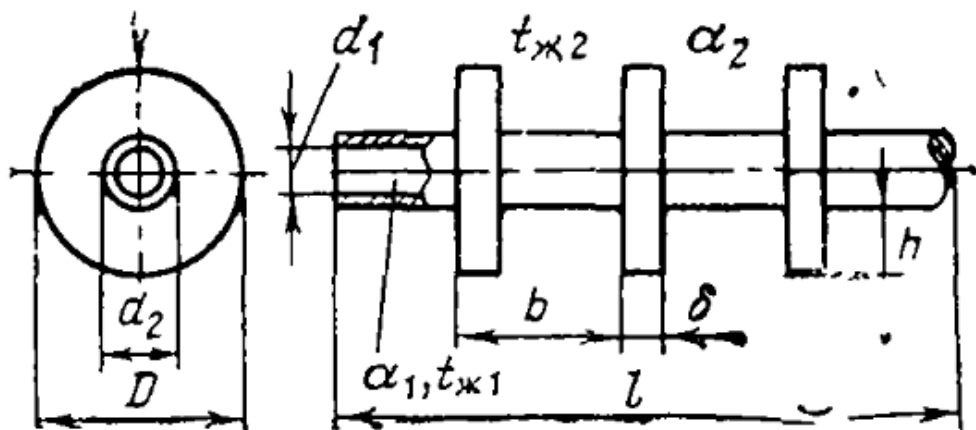


Рис. 3.1 - Схематичне зображення обрешітки труб

Число Рейнольдса для повітря:

$$Re_B = \frac{\omega_B \cdot d_{\text{ЭКВ}}}{\nu} = \frac{15,8 \cdot 0,0039}{16 \cdot 10^{-6}} = 3926,$$

де  $\nu = 16 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – коефіцієнт кінематичної в'язкості повітря при  $t = 31,5^\circ\text{C}$ ;

$d_{\text{ЭКВ}}$  – еквівалентний діаметр труб:

$$d_{\text{ЭКВ}} = \frac{2 \cdot (s - d_2) \cdot (b - \delta)}{(s - d_2) + (b - \delta)} = \frac{2 \cdot (0,0176 - 0,008) \cdot (0,003 - 0,0005)}{(0,0176 - 0,008) + (0,003 - 0,0005)} = 0,0039 \text{ м.}$$

Тоді формула для визначення числа Nu буде:

$$Nu_B = C \cdot Re_B^n \cdot \left(\frac{b}{d_2}\right)^{0,54} \cdot \left(\frac{h}{b}\right)^{0,14} \cdot \psi \cdot C_s \cdot C_z$$

									Аркуш
									28
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата					

Нерівномірність тепловіддачі по висоті ребра враховується коефіцієнтом:

$$\psi = 1 - 0,058 \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\alpha}{\lambda_p \cdot \delta}} = 1 - 0,058 \cdot 0,005 \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{217}{401 \cdot 0,0005}} = 0,98$$

де  $\alpha = 217, \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  - Коефіцієнт тепловіддачі для повітря;

$\lambda_p = 401 \text{Вт/м} \cdot \text{К}$  - значення коефіцієнта теплопровідності матеріалу ребер;

При шаховому розташуванні оребрених труб приймаються:

$$C = 0,23, n = 0,65.$$

Розташування труб в пучку враховується  $C_s$ :

$$C_s = \left[ \frac{s_1 - d_2}{s'_2 - d_2} \right]^{0,2} = \left[ \frac{0,0176 - 0,008}{0,02 - 0,008} \right]^{0,2} = 1.$$

Кількість поперечних рядів  $z$  в пучку враховується  $C_z$ :

$z$	...	1	4	6	8	10	16	20
$C_z$	...	0,8	0,95	0,98	0,99	1,0	1,015	1,025

$$C_z = 0,99$$

З огляду на це, коефіцієнт тепловіддачі:

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_B &= C \cdot Re_B^n \cdot \left( \frac{b}{d_2} \right)^{0,54} \cdot \left( \frac{h}{b} \right)^{0,14} \cdot \psi \cdot C_s \cdot C_z = \\ &= 0,23 \cdot 3926^{0,65} \cdot \left( \frac{0,003}{0,008} \right)^{0,54} \cdot \left( \frac{0,005}{0,003} \right)^{0,14} \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 0,99 = 30 \end{aligned}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для повітря для оребрені шахового пучка:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_2}{d_{\text{ЭКВ}}} = \frac{30 \cdot 2,67 \cdot 10^{-2}}{0,0039} = 199 \text{Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

де  $\lambda_2 = 2,67 \cdot 10^{-2}, \text{Вт/м} \cdot \text{К}$  - значення коефіцієнта теплопровідності повітря при його температурі;

Знайдемо коефіцієнт теплопередачі для обрешеченого шахового пучка:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \sum \left( \frac{\delta_c^{\text{отл}}}{\lambda_c^{\text{отл}}} \right)_i + \frac{1}{\alpha_2 \cdot E \cdot (k_p - 1)}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{1913} + \frac{0,005}{401} + \frac{0,001}{1,5} + \frac{1}{199 \cdot 0,98 \cdot (3,29 - 1)}} = 364 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Коефіцієнт обрешечення:

$$k_p = \frac{F_{op}}{F_r} = \frac{\frac{[0,5 \cdot (D^2 - d_2^2) + D \cdot \delta]}{b} + (1 - \delta/b) \cdot d_2}{d_2} =$$

$$= \frac{\frac{[0,5 \cdot (0,013 - 0,008) + 0,013 \cdot 0,0005]}{b} + \left(1 - \frac{0,0005}{0,003}\right) \cdot 0,008}{0,008}$$

$$= 3,29$$

де  $F_{op}$  - сумарна площа обрешечення поверхні труби;

$F_r$  - площа гладкої поверхні труби;

$n = L / b$  - кількість ребер по довжині труби  $L$ ;  $b$  - крок ребер;  $D$  - зовнішній діаметр ребра;  $d_2 = 0,008$  - зовнішній діаметр труби;

Коефіцієнт ефективності ребра:

$$E = \frac{\text{th} \cdot (m \cdot h)}{(m \cdot h)} = \frac{\text{th} \cdot (45 \cdot 0,005)}{(45 \cdot 0,005)} = 0,98$$

$$m = \sqrt{\alpha_p \cdot \Pi / (\lambda_p \cdot f)} \approx \sqrt{2 \cdot \frac{\alpha_2}{(\lambda_p \cdot \delta)}} = \sqrt{2 \cdot \frac{199}{(401 \cdot 0,0005)}} = 45 \text{ м}^{-1}$$

де  $m$  - параметр  $\text{м}^{-1}$

$\lambda_p = 401 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$  - теплопровідність матеріалу ребра;

Щільність теплового потоку:

$$q = k \cdot \Delta t = 364 \cdot 20,3 = 7392 \text{ Вт/м}^2$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Тепловий потік, який буде передаватися на оребреній поверхні:

$$Q_{\text{ор}} = q \cdot F = 7469 \cdot 4,64 = 34316 \text{ Вт}$$

Відношення теплового потоку оребреної поверхні до гладкої:

$$\frac{\dot{Q}_{\text{ор}}}{\dot{Q}_{\text{гл}}} = \frac{34316}{15000} = 2,3$$

Можна зробити висновок, що наявність оребрення призводить до зростання продуктивності даного апарату в 2,3 рази.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						31
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

#### 4. Визначення значення теплового потоку для неоребреного шахового пучка з системою зрошення

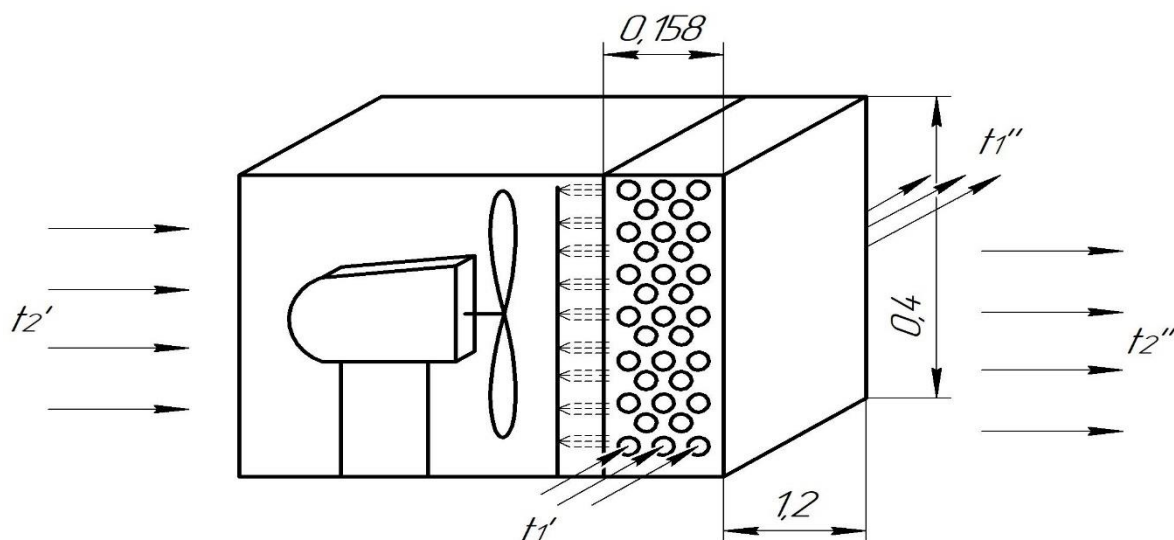


Рис. 4.1 - Схематичне зображення апарату повітряного охолодження з системою зрошення

Температура вприскування дорівнює температурі повітря:

$$t_w^{\text{впрс}} = 30^\circ\text{C}$$

Визначення температури  $(t_2')_{\text{исп}}$  на вході в апарат з системою зрошення:

$$(t_2')_{\text{исп}} = t_m + (3 \div 5)^\circ\text{C}$$

де  $t_m$  – температура мокрого термометра.

Визначення температури мокрого термометра (аналітично):

$$t_m = \frac{(-6,14 + 0,651 \cdot I)}{(1 + 0,0097 \cdot I - 3,12 \cdot 10^{-6} \cdot I^2)} =$$

$$= \frac{(-6,14 + 0,651 \cdot 68,58)}{(1 + 0,0097 \cdot 68,58 - 3,12 \cdot 10^{-6} \cdot 68,58^2)} = 23^\circ\text{C}.$$

									Аркуш
									32
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата					



Вологовміст сухого повітря:

$$d = 0,622 \cdot \frac{\varphi \cdot p_s}{B - \varphi \cdot p_s} = 0,622 \cdot \frac{0,6 \cdot 3,89}{100 - 0,6 \cdot 3,89} = 0,015 \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

Вологовміст повітря приймаємо  $\varphi_B = 60\%$

Ентальпія для сухого повітря:

$$I = (1,01 + 1,97 \cdot d) \cdot t + 2493 \cdot d = (1,01 + 1,97 \cdot 0,015) \cdot 30 + 2493 \cdot 0,015 = 68,25 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Також, стан можна визначити за допомогою I-D діаграми – Рис. 4.2

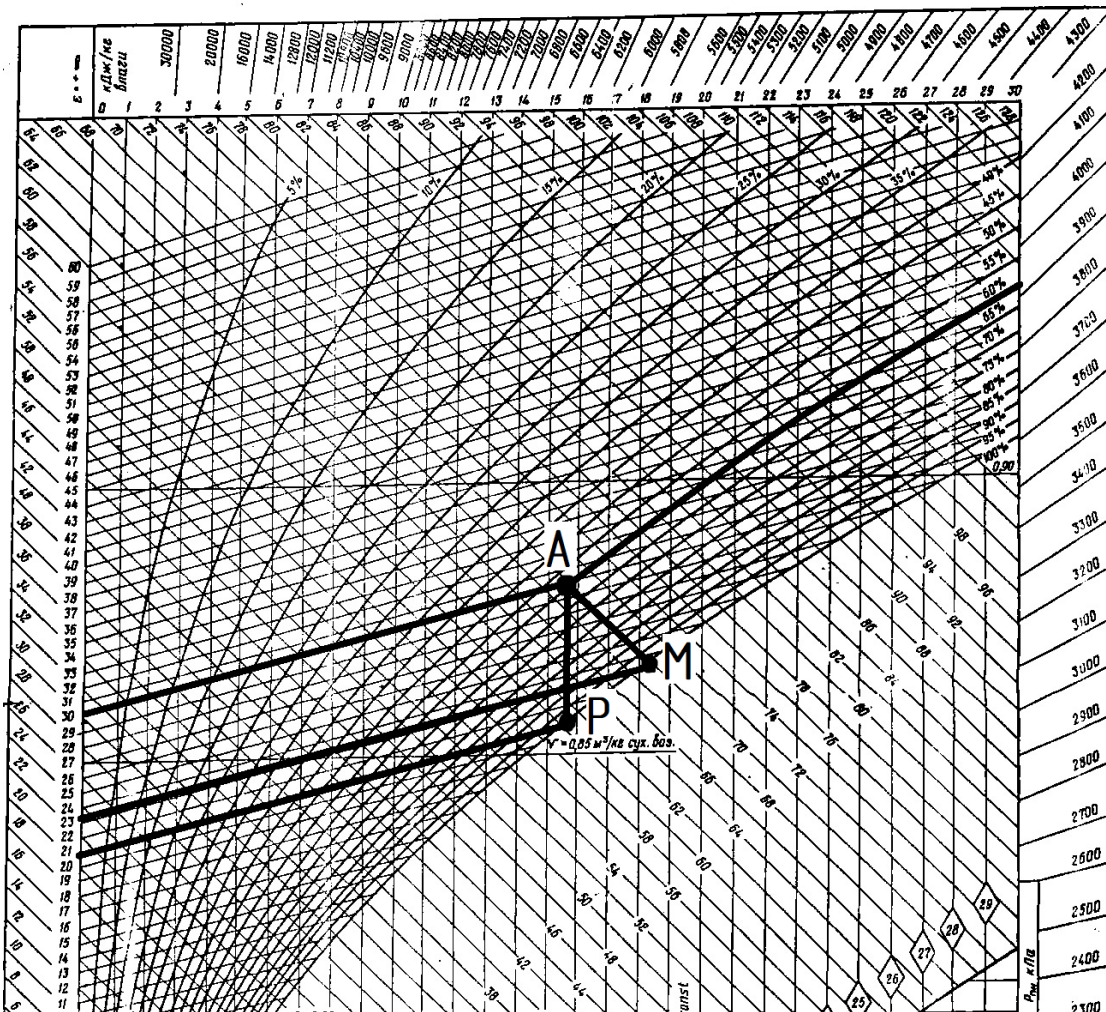


Рис. 3.1 - I-D діаграма де визначення температури мокрого термометра - точка М; температура точки роси - точка Р; А - початкова точка.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

Температура повітря на вході в апарат:

$$(t_2')_{\text{исп}} = t_m + (3 \div 5)^\circ\text{C} = 23 + 5 = 28^\circ\text{C}.$$

температурний напір:

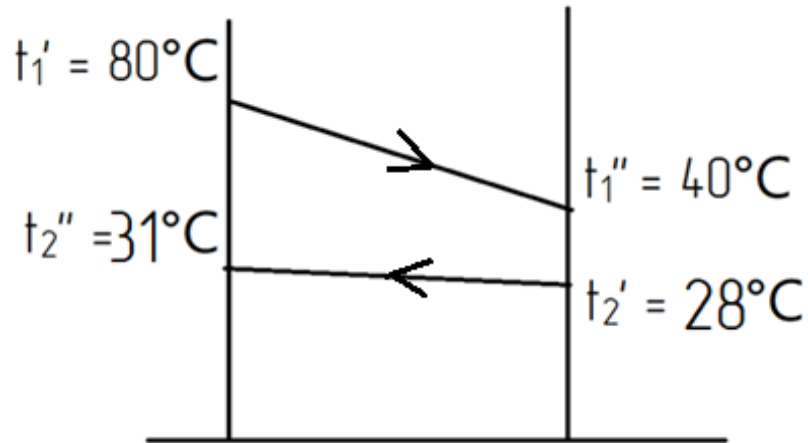


Рис. 4.3 - Схема противоточної схеми руху потоків

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{с}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{49 - 12}{\ln\left(\frac{49}{12}\right)} = 26^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2' = 40 - 28 = 12^\circ\text{C} - \text{менша різниця температур}$$

$$\Delta t_{\text{с}} = t_1' - t_2'' = 80 - 31 = 49^\circ\text{C} - \text{більша різниця температур}$$

Остаточне значення визначається з урахуванням поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\Delta t}$

$$\Delta t_{\text{исп}} = \Delta t \cdot \varepsilon_{\Delta t} = 26 \cdot 0,95 = 25^\circ\text{C} - \text{температурний напір}$$

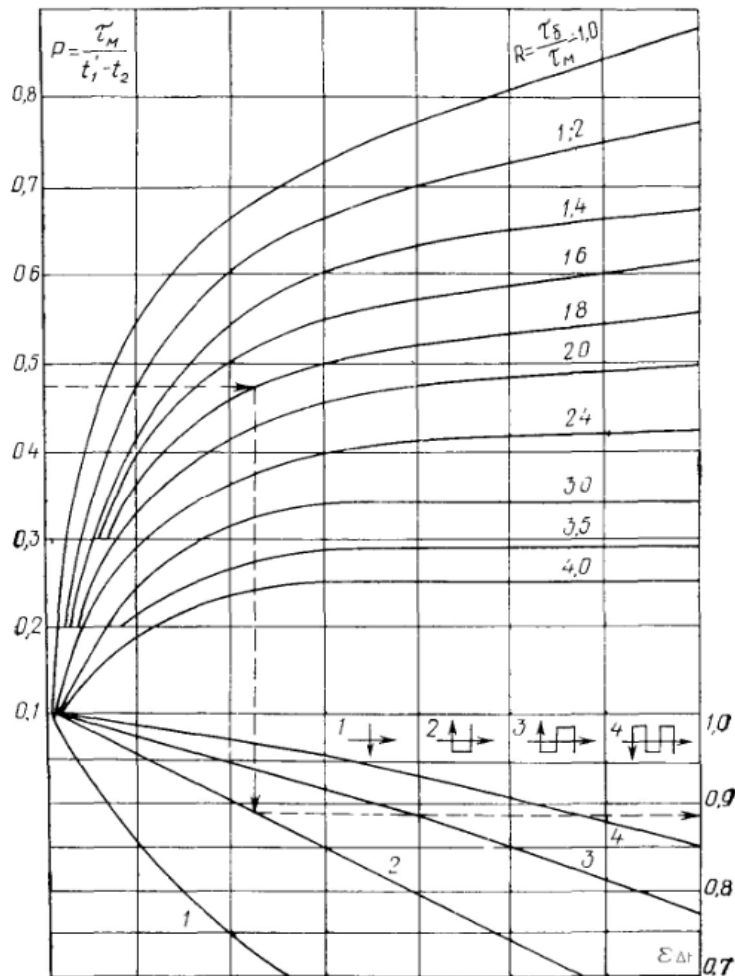
Визначення поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\Delta t}$  для розрахунку середнього логарифмічного температурного напору за допомогою рис.4.4.

Для цього потрібно визначити P і R.

$$P = \frac{\Delta t_{\text{м}}}{t_1' - t_2'} = \frac{12}{80 - 28} = 0,23$$

$$R = \frac{\Delta t_{\text{с}}}{\Delta t_{\text{м}}} - 1 = \frac{49}{12} - 1 = 3$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						34
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



Отже,  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,95$

Рис. 4.4 - Визначення поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\Delta t}$

Кількість води, що випарувалася з поверхні  $1\text{ м}^2$ ,  $\text{кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$j = \frac{\beta}{R_g} \cdot \left( \frac{P''_{в.с}}{T_c} - \frac{P_g}{T_g} \right)$$

де  $P''_n, P_n$  — парціальний тиск насиченої водяної пари відповідно в повітрі біля поверхні води і в повітрі далеко від цієї поверхні, Па;

$R_n$  - питома газова стала водяної пари,  $R_n = 461,9 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

$\beta$ - коефіцієнт масообміну.

Коефіцієнт масообміну визначається за формулою:

$$\beta = \frac{\text{Sh} \cdot D}{d_2} = \frac{61,7 \cdot 0,2598 \cdot 10^{-4}}{0,008} = 0,2 \text{ м} / \text{с},$$

									Аркуш
									35
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата					

де  $D$  – коефіцієнт дифузії при середній температурі повітря в каналі.

Визначення коефіцієнта дифузії при середній температурі повітря в каналі:

$$D = D_0 \cdot \left( \frac{p_0}{p} \right) \cdot \left( \frac{T}{T_0} \right)^n = 0,2160 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{101300}{101300} \right) \cdot \left( \frac{304,5}{273} \right)^{1,8} =$$

$$= 0,2598 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{с},$$

де  $p_0, p$  – відповідно нормальне барометричний і робочий тиск повітря в каналі.

$$p_0 = 101,3 \text{ кПа}, T_0 = 273 \text{ К}.$$

$D_0$  – коефіцієнт дифузії при нормальних умовах;

$n$  – постійна, що визначається співвідношенням випаровуючого компонента і середовища, в яку відбувається випаровування.

Величини  $D_0$  і  $n$  для різних співвідношень речовин наведені в табл. 3.1

Коефіцієнт дифузії при температурі стінки:

$$D_c = D_0 \cdot \left( \frac{p_0}{p} \right) \cdot \left( \frac{T_c}{T_0} \right)^n = 0,2160 \cdot 10^{-4} \cdot \left( \frac{101300}{101300} \right) \cdot \left( \frac{331,2}{273} \right)^{1,8} =$$

$$= 0,3058 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 / \text{с},$$

Таблиця 4.1 – Коефіцієнт дифузії  $D_0$  при  $p_0 = p = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $T_0 = 273 \text{ К}$  і показник ступеня  $n$

Газ	$D_0, \times 10^4 \text{ м}^2 / \text{с}$	$n$
повітря – вода	0,2160	1,80
повітря – ацетон	0,1090	1,50
повітря – бензол	0,0783	1,89
повітря – толуол	0,0709	1,90
повітря – етанол	0,1050	1,77

Скориставшись залежностями визначимо парціальний тиск, кПа

$$p_s = 243,115 + 6,5595 \cdot t \text{ при } -30 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq -20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_s = 0,5717 \exp(0,0805 \cdot t) \text{ при } -20,3 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_s = 0,8 \exp(0,053623 \cdot t) \text{ при } 10 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

Тоді  $p''_n = 0,8 \exp(0,053623 \cdot t_2) = 0,8 \exp(0,053623 \cdot 28) = 3,6$  кПа

$$p''_{bc} = 0,8 \exp(0,053623 \cdot t_c) = 0,8 \exp(0,053623 \cdot 29,5) = 3,89 \text{ кПа}$$

Тиск пара в повітрі далеко від поверхні води, Па

$$p_\epsilon = p''_\epsilon \cdot \varphi_\epsilon = 3,6 \cdot 0,6 = 2,2 \text{ кПа}.$$

Знайдемо критерій Шервуда при  $Re_B = 7500$ , (перехідною режим).

$$\begin{aligned} Sh = Nu_D &= 0,35 \cdot Re_B^{0,6} \cdot Sc_B^{0,36} \cdot \left(\frac{Sc_B}{Sc_C}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0,2} = \\ &= 0,35 \cdot 7500^{0,6} \cdot 0,582^{0,36} \cdot \left(\frac{0,582}{0,615}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,0176}{0,0176}\right)^{0,2} = 61,7 \end{aligned}$$

Критерій Шмідта при температурі повітря (дифузійне число Прандтля  $Pr_D$ ):

$$Sc_B = Pr_D = \frac{\nu}{D} = \frac{15,9 \cdot 10^{-6}}{0,2629 \cdot 10^{-4}} = 0,582$$

де  $\nu = 15,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кінематична в'язкість повітря при середній температурі повітря в каналі  $t_M = 29,5$

Критерій Шмідта при температурі стінки:

$$Sc_c = Pr_D = \frac{\nu_c}{D_c} = \frac{18,8 \cdot 10^{-6}}{0,3058 \cdot 10^{-4}} = 0,615$$

де  $\nu_c = 18,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кінематична в'язкість повітря при температурі стінки  $t_c = 58,2 \text{ }^\circ\text{C}$ .

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						37
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Кількість води, що випарувалася з поверхні  $1\text{ м}^2$ ,  $\text{кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$j = \frac{\beta}{R_g} \cdot \left( \frac{p''_{e,c}}{T_c} - \frac{p_e}{T_e} \right) = \frac{0,2}{461,9} \cdot \left( \frac{3,89 \cdot 10^3}{302,5} - \frac{2,2 \cdot 10^3}{301} \right) = 0,00244 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Визначимо тривалість частинки в апараті:

$$\tau = \frac{B}{w_2} = \frac{0,158}{15,8} = 0,01 \text{ с}$$

Визначимо масову витрату води, що випаровується:

$$m_w^{\text{исп}} = j \cdot F = 2,44 \cdot 10^{-3} \cdot 4,642 = 0,0113 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$F = 4,642 \text{ м}^2 - \text{поверхність труб}$$

Відведений тепловий потік за рахунок випаровування:

$$\dot{Q}_{\text{исп}} = m_w^{\text{исп}} \cdot r = 0,0113 \cdot 2256,8 = 25,5 \text{ кВт}$$

де  $r = f(p_{\text{атм}}) = 2256,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - питома теплота фазового переходу.

Коефіцієнт тепловіддачі випарної складової:

$$\alpha_2^{\text{исп}} = \frac{\dot{Q}_{\text{исп}}}{F \cdot \Delta t_{\text{исп}}} = \frac{25,5}{4,642 \cdot 25} = 0,219 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для повітря:

$$\alpha_2 = \alpha_2^{\text{исп}} + \alpha_2^{\text{конв}} = 217 + 0,219 = 217,219 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

де  $\alpha_2^{\text{конв}} = 217 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  - значення коефіцієнта тепловіддачі повітря конвективної складової.

Знайдемо значення коефіцієнта теплопередачі для неоребреного шахового пучка з зрошенням:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \sum \left( \frac{\delta_c^{\text{отл}}}{\lambda_c^{\text{отл}}} \right)_i + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1913} + \frac{0,005}{401} + \frac{0,001}{1,5} + \frac{1}{217,219}} = 172,58 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						38
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення випарно-конвективного теплового потоку:

$$\dot{Q}_{\text{исп-конв}} = \dot{Q}_{\text{конв}} + \dot{Q}_{\text{исп}} = 15 + 25,5 = 40,5 \text{ кВт.}$$

Визначимо на скільки збільшиться тепловий потік за рахунок застосування випаровування:

$$\delta Q = \frac{Q_{\text{исп-конв}}}{Q_{\text{конв}}} = \frac{40,5}{15} = 2,7$$

Можна зробити висновок, що застосування випаровування призводить до зростання продуктивності даного апарату в 2,7 рази.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						39
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 5. Визначення теплового потоку для неоребреного шахового пучка з системою зрошення використовуючи ефект Майсоценко

Температура повітря на вході в апарат:

$$(t'_2)_{\text{исп}} = t_p + (3 \div 5)^\circ\text{C} = 21 + 5 = 26^\circ\text{C}.$$

де  $t_p = 21^\circ\text{C}$  - температура точки роси, визначена за I-D діаграмою

(Рис. 5.1)

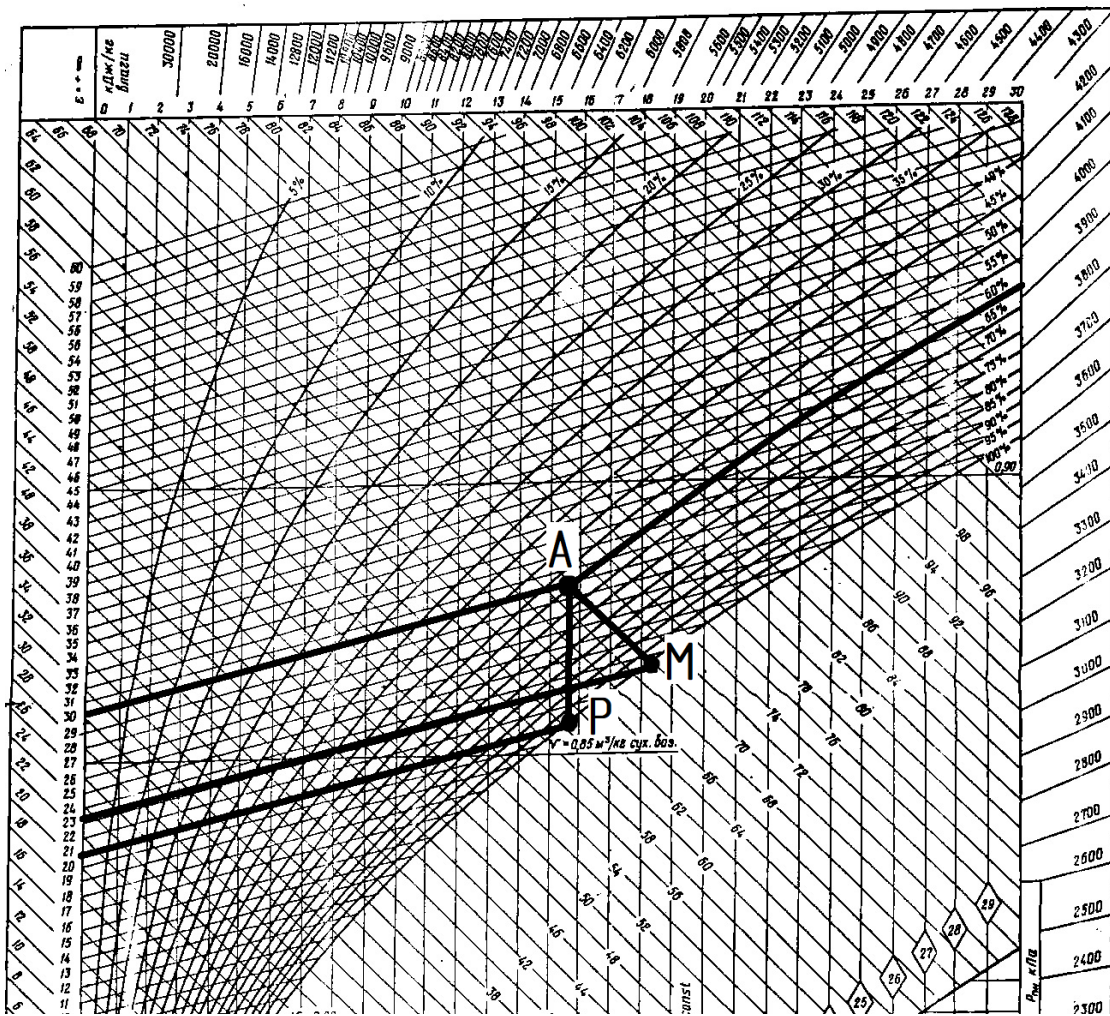


Рис. 5.1 - I-D діаграма де визначені температури мокрого термометра - точка М; температура точки роси - точка Р; А - початкова точка.

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата



Температурний напір:

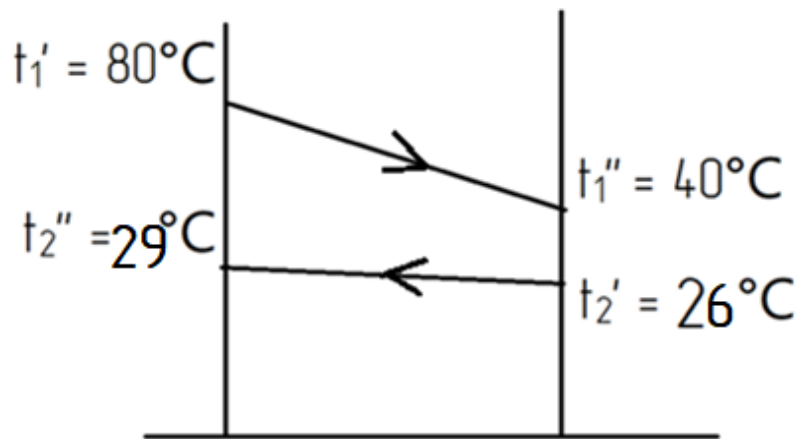


Рис. 5.2 - Схема протитечійної схеми руху потоків

$$\Delta t = \frac{\Delta t_{\text{г}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} = \frac{49 - 12}{\ln\left(\frac{49}{12}\right)} = 29^{\circ}\text{C}$$

$\Delta t_{\text{м}} = t_1'' - t_2' = 40 - 26 = 14^{\circ}\text{C}$  - менша різниця температур;

$\Delta t_{\text{г}} = t_1' - t_2'' = 80 - 29 = 51^{\circ}\text{C}$  - більша різниця температур.

Остаточне значення визначається з урахуванням поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\Delta t}$

$$\Delta t_{\text{исп}} = \Delta t \cdot \varepsilon_{\Delta t} = 29 \cdot 0,97 = 28^{\circ}\text{C} - \text{температурний напір.}$$

Визначення поправочного коефіцієнта  $\varepsilon_{\Delta t}$  для розрахунку середнього логарифмічного температурного напору за допомогою рис. 1.

Для цього потрібно визначити P и R.

$$P = \frac{\Delta t_{\text{м}}}{t_1' - t_2'} = \frac{14}{80 - 26} = 0,26$$

$$R = \frac{\Delta t_{\text{г}}}{\Delta t_{\text{м}}} - 1 = \frac{51}{14} - 1 = 2,6$$

Отже,  $\varepsilon_{\Delta t} = 0,97$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						41
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

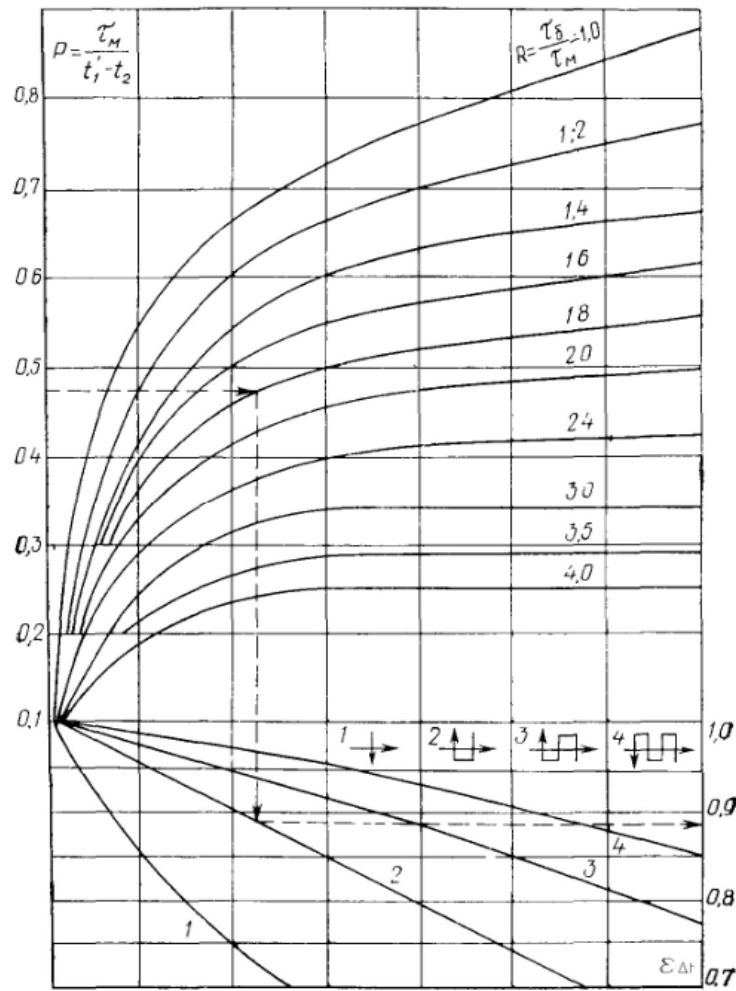


Рис. 5.3 - Визначення поправочного коефіцієнта  $\epsilon_{\Delta t}$

Кількість води, що випарувалася з поверхні  $1\text{ м}^2$ ,  $\text{кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$

$$j = \frac{\beta}{R_g} \cdot \left( \frac{P''_{в.с}}{T_c} - \frac{P_v}{T_v} \right)$$

де  $P''_n, P_n$  — парціальний тиск насиченої водяної пари відповідно в повітрі біля поверхні води і в повітрі далеко від цієї поверхні, Па;

$R_n$  - питома газова стала водяної пари,  $R_n = 461,9 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ .

$\beta$  - коефіцієнт масообміну.

Коефіцієнт масообміну визначається за формулою,  $\text{м} / \text{с}$

$$\beta = \frac{\text{Sh} \cdot D}{d_2} = \frac{61,4 \cdot 0,2598 \cdot 10^{-4}}{0,008} = 0,2 \text{ м} / \text{с},$$

де  $D$  – коефіцієнт дифузії при середній температурі повітря в каналі.

Визначення коефіцієнта дифузії при середній температурі повітря в каналі,  $m^2/c$

$$D = D_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right) \cdot \left(\frac{T}{T_0}\right)^n = 0,2160 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{101300}{101300}\right) \cdot \left(\frac{304,5}{273}\right)^{1,8} = 0,2567 \cdot 10^{-4} m^2 / c,$$

де  $p_0, p$  – відповідно нормальне барометричний і робочий тиск повітря в каналі:

$$p_0 = 101,3 \text{ кПа}, T_0 = 273 \text{ К}$$

$D_0 = 0,2160 \cdot 10^{-4}$  – коефіцієнт дифузії при нормальних умовах;  $n$  – постійна, що визначається співвідношенням компонента, що випаровується і середовища, в яку відбувається випаровування.

Величини  $D_0$  і  $n$  для різних співвідношень речовин наведені в табл. 3.1

Коефіцієнт дифузії при температурі стінки:

$$D_c = D_0 \cdot \left(\frac{p_0}{p}\right) \cdot \left(\frac{T_c}{T_0}\right)^n = 0,2160 \cdot 10^{-4} \cdot \left(\frac{101300}{101300}\right) \cdot \left(\frac{331,2}{273}\right)^{1,8} = 0,3058 \cdot 10^{-4} m^2 / c,$$

Таблиця 5.1 – коефіцієнт дифузії  $D_0$  при  $p_0 = p = 1,013 \cdot 10^5 \text{ Па}$ ,  $T_0 = 273 \text{ К}$  і показник ступеня  $n$

Газ	$D_0, \times 10^4 m^2 / c$	$n$
повітря – вода	0,2160	1,80
повітря – ацетон	0,1090	1,50
повітря – бензол	0,0783	1,89
повітря – толуол	0,0709	1,90
повітря – етанол	0,1050	1,77

Скориставшись залежностями визначимо парціальний тиск, кПа

$$p_s = 243,115 + 6,5595 \cdot t \text{ при } -30 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq -20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_s = 0,5717 \exp(0,0805 \cdot t) \text{ при } -20,3 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq 12 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$p_s = 0,8 \exp(0,053623 \cdot t) \text{ при } 10 \text{ }^\circ\text{C} \leq t \leq 70 \text{ }^\circ\text{C}$$

Тоді  $p''_n = 0,8 \exp(0,053623 \cdot t_2) = 0,8 \exp(0,053623 \cdot 26) = 3,2$  кПа

$p''_{bc} = 0,8 \exp(0,053623 \cdot t_c) = 0,8 \exp(0,053623 \cdot 27,5) = 3,5$  кПа

Тиск пари в повітрі далеко від поверхні води, Па

$$P_B = P''_B \cdot \varphi_B = 3,6 \cdot 0,6 = 1,9 \text{ кПа}$$

Знайдемо критерій Шервуда при  $Re_B = 7500$ , (перехідний режим).

$$\begin{aligned} Sh = Nu_D &= 0,35 \cdot Re_B^{0,6} \cdot Sc_B^{0,36} \cdot \left(\frac{Sc_B}{Sc_C}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{s_1}{s_2}\right)^{0,2} = \\ &= 0,35 \cdot 7500^{0,6} \cdot 0,604^{0,36} \cdot \left(\frac{0,604}{0,615}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,0176}{0,0176}\right)^{0,2} = 62,2 \end{aligned}$$

Критерій Шмідта при температурі повітря (дифузійне число Прандтля

$Pr_D$ ):

$$Sc_B = Pr_D = \frac{\nu}{D} = \frac{15,8 \cdot 10^{-6}}{0,2629 \cdot 10^{-4}} = 0,615$$

де  $\nu = 15,7 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – в'язкість повітря при середній температурі повітря в каналі  $t_M = 27,5$

Критерій Шмідта при температурі стінки:

$$Sc_C = Pr_D = \frac{\nu_c}{D_c} = \frac{18,8 \cdot 10^{-6}}{0,3058 \cdot 10^{-4}} = 0,615$$

де  $\nu_c = 18,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$  – кінематична в'язкість повітря при температурі стінки  $t_c = 58,2^\circ\text{C}$ .

Кількість води, що випарувалася з поверхні  $1 \text{ м}^2$ ,  $\text{кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						44
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$j = \frac{\beta}{R_g} \cdot \left( \frac{p''_{e.c}}{T_c} - \frac{p_g}{T_g} \right) = \frac{0,2}{461,9} \cdot \left( \frac{3,89 \cdot 10^3}{302,5} - \frac{1,9 \cdot 10^3}{299} \right) = 0,002762 \text{ кг} / (\text{м}^2 \cdot \text{с})$$

Визначимо тривалість частинки в апараті:

$$\tau = \frac{B}{w_2} = \frac{0,158}{15,8} = 0,01 \text{ с}$$

Визначимо масова витрату води, що випаровується:

$$m_w^{\text{исп}} = j \cdot F = 2,762 \cdot 10^{-3} \cdot 4,642 = 0,0128 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$F = 4,642 \text{ м}^2 - \text{поверхня труб}$$

Тепловий потік, що відводиться за рахунок випаровування:

$$\dot{Q}_{\text{исп}} = m_w^{\text{исп}} \cdot r = 0,0128 \cdot 2256,8 = 28,9 \text{ кВт}$$

де  $r = f(p_{\text{атм}}) = 2256,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$  - питома теплота фазового переходу

Коефіцієнт тепловіддачі випарної складової:

$$\alpha_2^{\text{исп}} = \frac{\dot{Q}_{\text{исп}}}{F \cdot \Delta t_{\text{исп}}} = \frac{28,9}{4,642 \cdot 28} = 0,224 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Коефіцієнт тепловіддачі для повітря:

$$\alpha_2 = \alpha_2^{\text{исп}} + \alpha_2^{\text{конв}} = 217 + 0,224 = 217,224 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

де  $\alpha_2^{\text{конв}} = 217 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$  - значення коефіцієнта тепловіддачі повітря конвективної складової;

Знайдемо значення коефіцієнта теплопередачі для неоребреного шахового пучка зі зрошенням:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \sum \left( \frac{\delta_c^{\text{отл}}}{\lambda_c^{\text{отл}}} \right)_i + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{1}{\frac{1}{1913} + \frac{0,005}{401} + \frac{0,001}{1,5} + \frac{1}{217,224}} = 172,57 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						45
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Визначення випарно-конвективного теплового потоку:

$$\dot{Q}_{\text{исп-конв}} = \dot{Q}_{\text{конв}} + \dot{Q}_{\text{исп}} = 15 + 28,9 = 43,9 \text{ кВт.}$$

Визначимо на скільки збільшиться тепловий потік за рахунок застосування випаровування:

$$\delta Q = \frac{Q_{\text{исп-конв}}}{Q_{\text{конв}}} = \frac{43,9}{15} = 2,8$$

Можна зробити висновок, що застосування випаровування призводить до зростання продуктивності даного апарату в 2,8 рази.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						46
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 6. Дослідження впливу зміни температури повітря навколишнього середовища на ефективність апарату

Досліджуємо ступінь впливу температури повітря навколишнього середовища на значення теплового потоку даного апарату, за допомогою ЕОМ.

### 6.1 Апарат з неоребраним шаховим пучком

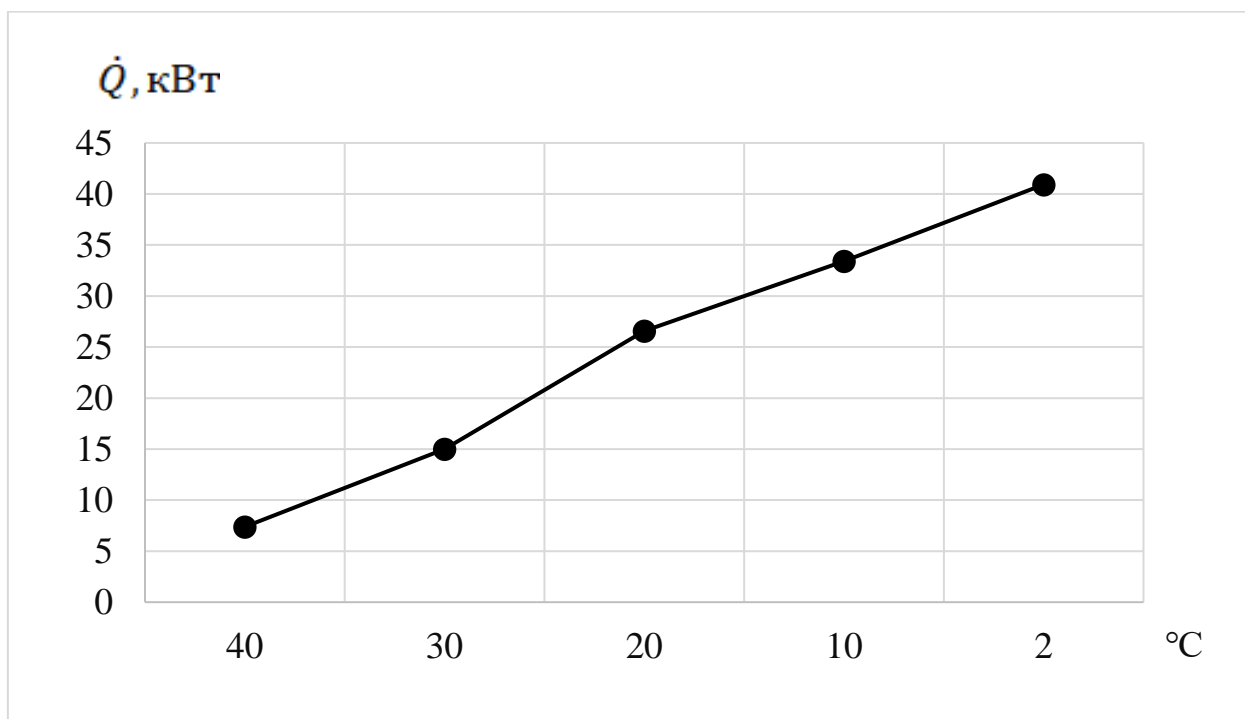


Рис. 6.1 - Діаграма залежності значення теплового потоку від температури повітря в апараті повітряного охолодження з неоребраними трубами

Аналізуючи дані подані на рис. 5.1 можна побачити, що при збільшенні температури повітря навколишнього середовища зменшується значення теплового потоку.

## 6.2 Апарат з оребреним шаховим пучком труб

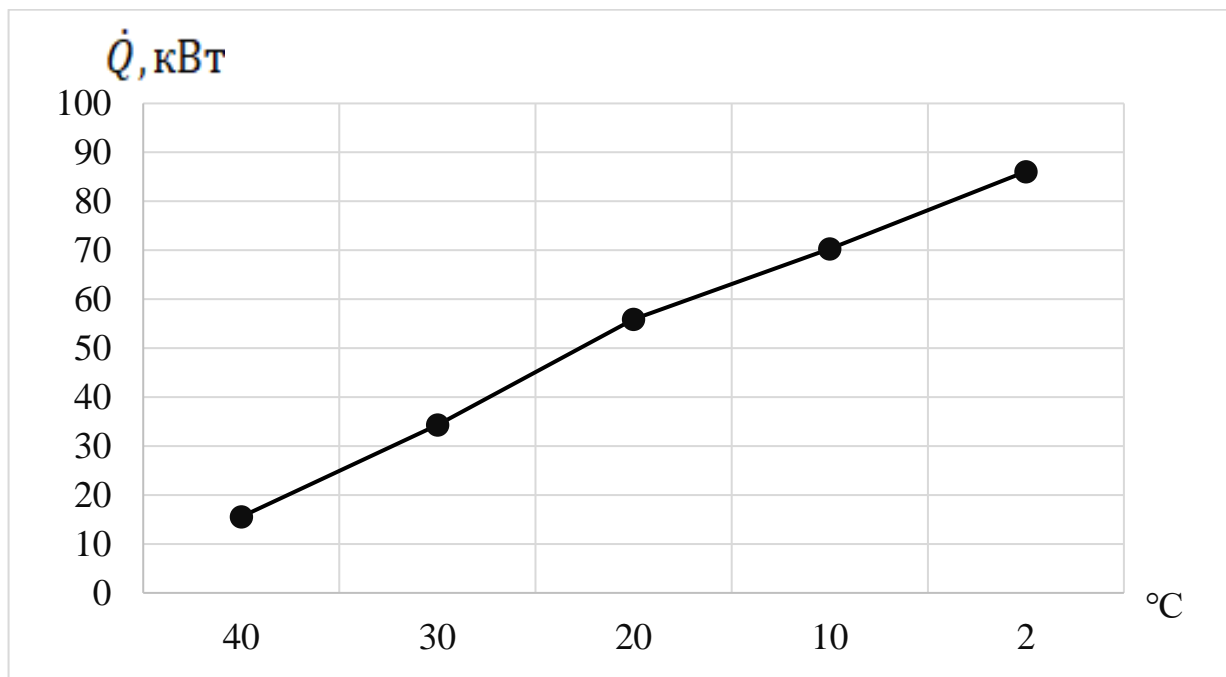


Рис. 6.2 - Діаграма залежності значення теплого потоку від температури повітря в апараті повітряного охолодження з оребреними трубами

Аналізуючи дані подані на рис. 5.2 можна побачити, що при збільшенні температури повітря навколишнього середовища зменшується значення теплого потоку.



### 6.3 Апарат з неоребреним шаховим пучком з системою зрошення

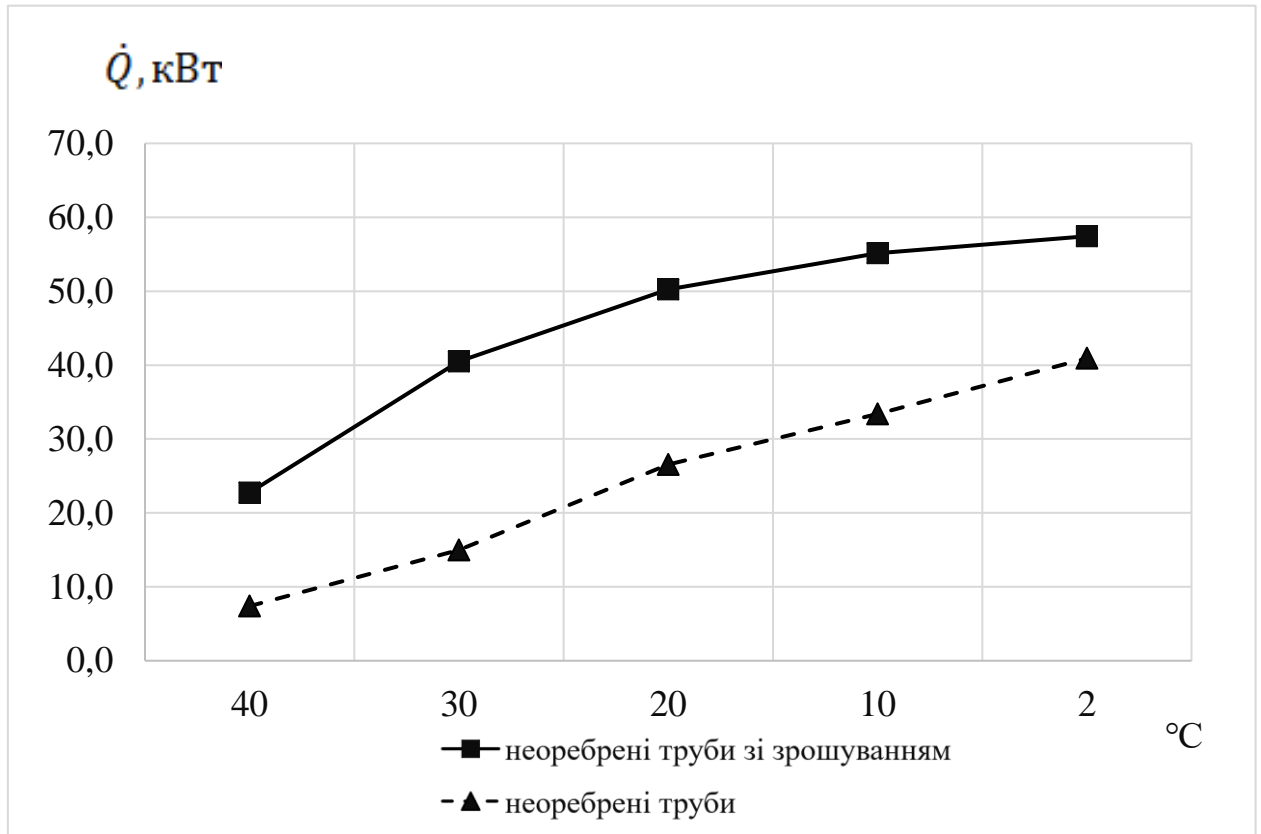


Рис. 6.3 - Діаграма залежності значення теплого потоку від температури повітря в апараті повітряного охолодження з системою зрошення з неоребрененими трубами

Аналізуючи дані подані на рис. 5.3 можна побачити, що при збільшенні температури повітря навколишнього середовища зменшується значення теплого потоку.

### 6.4 Апарата з неоребреним шаховим пучком з системою зрошення з використанням ефекту Майсоценко

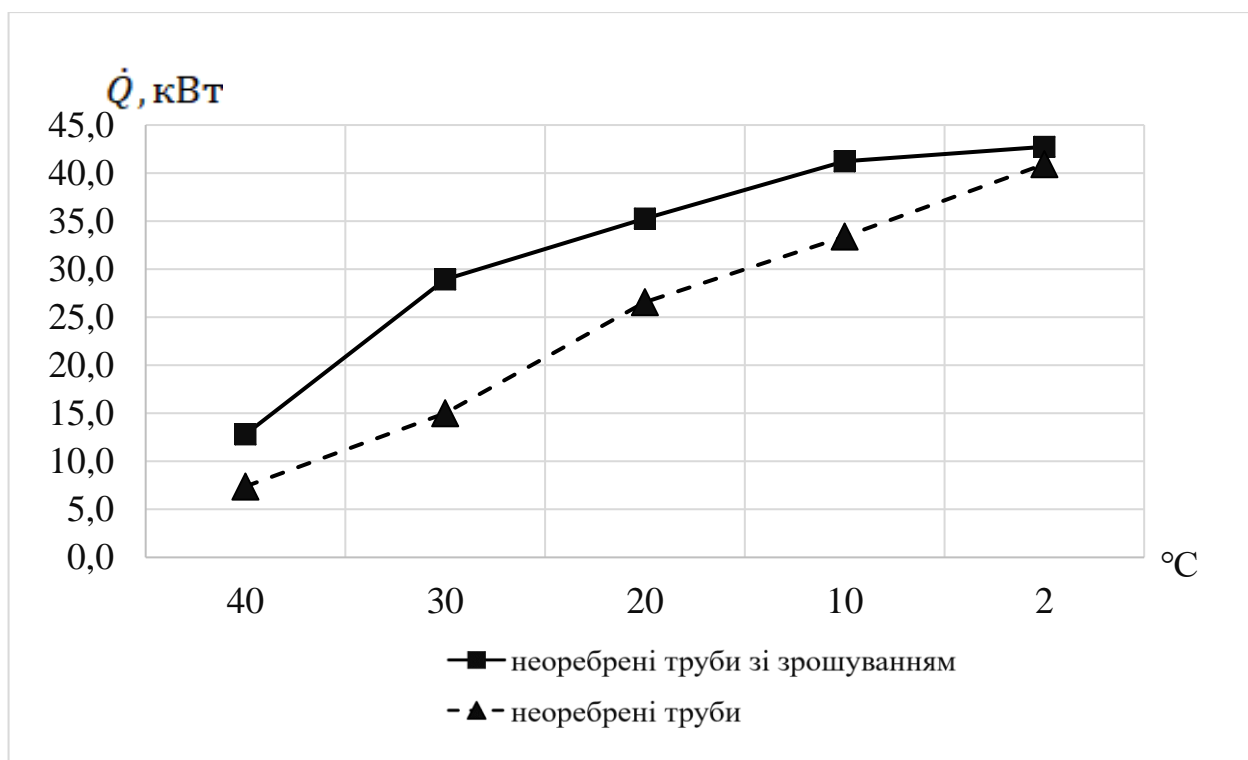


Рис. 6.4 – Діаграма залежності значення теплового потоку від температури повітря в апараті повітряного охолодження з системою зрошення з неоребреними трубами

Аналізуючи дані подані на рис. 5.4 можна побачити, що при збільшенні температури повітря навколишнього середовища зменшується значення теплового потоку.

## 7. Розрахунок поршневого компресора

Вихідні дані для розрахунку поршневого компресора:

робоче середовище - природний газ;

- початкова температура газу 20 °С;
- початковий тиск газу 1 МПа;
- кінцевий тиск газу 7,5 МПа;
- об'ємна продуктивність компресора за умовами всмоктування 400 м<sup>3</sup>/добу;
- відносний внутрішній ККД компресора  $\eta=0,85$ ;
- тип компресора - 2-ступеневий, V-подібний з повним міжступеневим охолодженням;
- температура газу після компресора не повинна перевищувати 60 °С;
- тип міжступеневого охолоджувача водяний;
- тип кінцевого холодильника водяний.

У двоступеневому компресорі простого дії, повітря стискається від тиску  $p_1 = 1$  МПа при  $t_1 = 20$  °С до кінцевого тиску  $p_2$ , рис. 1.

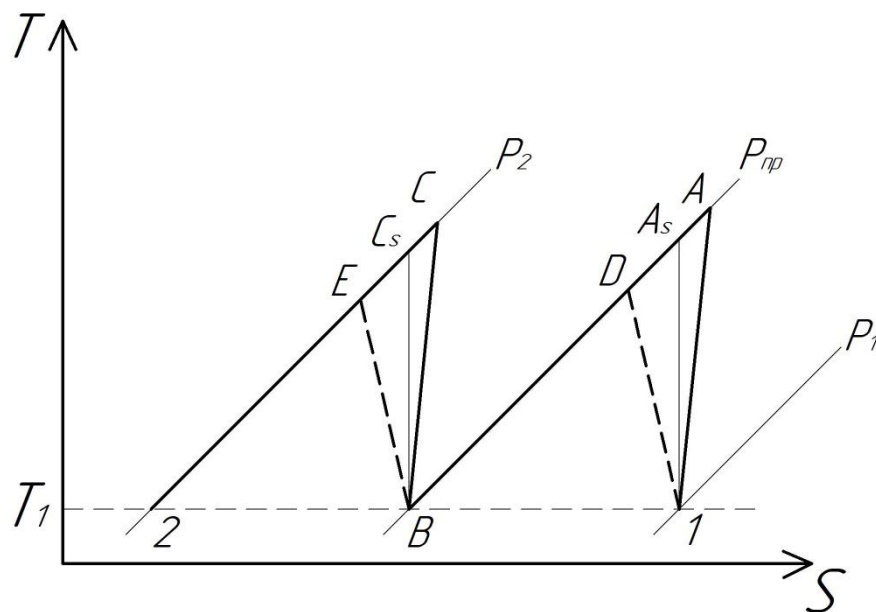


Рисунок 7.1 – Схема роботи двоступеневого компресора

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						51
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

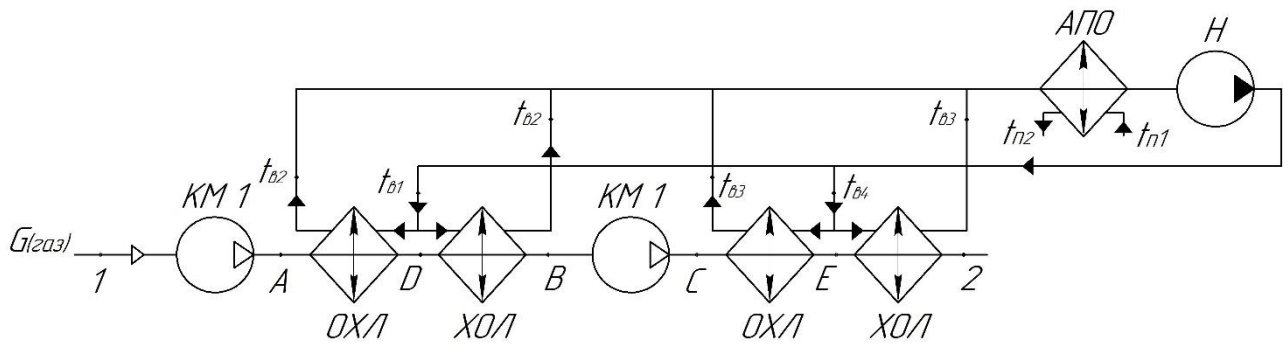


Рисунок 7.2 – Принципова схема процесу охолодження природного газу

### 7.1 Визначення параметрів природного газу та масової продуктивності компресора

Тиск на першій ступені компресора  $p_2$ , МПа, визначається із співвідношення

$$\frac{p_{\text{пр}}}{p_1} = \frac{p_2}{p_{\text{пр}}},$$

звідси

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{p_1 \cdot p_2},$$

$$p_{\text{пр}} = \sqrt{1 \cdot 7,5} = 2,74 \text{ МПа}$$

Тиск перед циліндром другого ступеня приймаємо рівним  $p_{\text{пр}}$ , втратами тиску в проміжному охолоджувачі нехтуємо.

З причини того, що природний газ є реальним газом до складу якого входить Метан, Етан, Пропан, Бутан, Пентан, Гексан, Оксиген, Нітроген, Карбон ( $\text{CH}_4$ ,  $\text{C}_2\text{H}_6$ ,  $\text{C}_3\text{H}_8$ ,  $\text{C}_4\text{H}_{10}$ ,  $\text{C}_5\text{H}_{12}$ ,  $\text{C}_6\text{H}_{14}$ , O, N, C), то для розрахунку теплофізичних властивостей використовуємо програму REFPROP.

По заданому складу знаходимо такі значення для першого ступеня - точка 1, и заносимо дані в табл. 7.1.

Таблиця 7.1 - Теплофізичні властивості газу в точці 1

Температура $T_1, ^\circ\text{C}$	Тиск $P_1, \text{МПа}$	Густина $\rho_1, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cp_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cp}{Cv_1}$
20	1	7,472	825,92	5,191	1,623	2,14	1,32

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_1 = 0,96$

Визначаємо параметри адіабатного стиснення газу - точка  $A_S$ , і заносим дані в табл. 7.2.

Таблиця 7.2 - Теплофізичні властивості газу в точці  $A_S$ 

Температура $T_{As}, ^\circ\text{C}$	Тиск $P_{As}, \text{МПа}$	Густина $\rho_{As}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_{As}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_{As}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_{As}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cp_{As}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cp}{Cv_{As}}$
93,3	2,74	16,4	977	5,191	1,835	2,387	1,3

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_{As} = 0,97$

Визначаємо параметри реального стиснення газу – точка А.

Ентальпія в точці А, кДж/кг:

$$h_A = \frac{h_{As} - h_1}{\eta_{oi}} + h_1;$$

$$h_A = \frac{977 - 825,92}{0,85} + 825,92 = 1003,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Знаючи тиск  $P_{пр}$  і ентальпію, визначаємо всі параметри для точки А, і заносимо дані в табл. 7.3.

Таблиця 7.3 - Теплофізичні властивості газу в точці А

Температура $T_A, ^\circ\text{C}$	Тиск $P_A, \text{МПа}$	Густина $\rho_A, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_A, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_A, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_A, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cp_A, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cp}{Cv_A}$
104,4	2,74	15,817	1003,7	5,2627	1,8703	2,4158	1,29

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_A = 0,98$

Знайдемо параметри для точки D з рівняння:

$$\frac{T_D}{T_1} = \left(\frac{P_{\text{пр}}}{P_1}\right)^{\frac{n_{\text{охл}}-1}{n_{\text{охл}}}};$$

звідси знайдемо температуру в точці D:

$$T_D = T_1 \cdot \left(\frac{P_{\text{пр}}}{P_1}\right)^{\frac{n_{\text{охл}}-1}{n_{\text{охл}}}};$$

де  $n_{\text{охл}} = 1,28$  – прийняте значення

$$T_D = 293 \cdot \left(\frac{2,74}{1}\right)^{\frac{1,28-1}{1,28}} = 365^\circ\text{C};$$

Знаючи температуру  $T_D$ , і тиск  $P_{\text{пр}}$ , знаходимо параметри в точці D, і заносимо дані в табл. 7.4.

Температура $T_D, ^\circ\text{C}$	Тиск $P_D, \text{МПа}$	Густина $\rho_D, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_D, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_D, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_D, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cp_D, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cp}{Cv_D}$
92	2,74	16,47	973,9	5,1825	1,831	2,384	1,30

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_D = 0,97$

Знаходимо параметри для другого ступеня стиснення в точці B, знаючи температуру і тиск в точці, і заносимо дані в табл. 7.5.

Таблиця 7.5 - Теплофізичні властивості газу в точці В

Темпера тура $T_B, ^\circ\text{C}$	Тиск $P_B,$ МПа	Густина $\rho_B, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_B, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_B, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_B,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cp_B,$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cp}{Cv_B}$
20	2,74	21,279	807,11	4,6742	1,645	2,275	1,38

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_B = 0,94$

Визначаємо параметри адіабатного стиснення газу - точка  $C_s$ , і  
заносимо дані в табл. 7.6.

Таблиця 7.6 - Теплофізичні властивості газу в точці  $C_s$ 

Темпера тура $T_{Cs}, ^\circ\text{C}$	Тиск $P_{Cs},$ МПа	Густина $\rho_{Cs}, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_{Cs}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_{Cs}, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_{Cs},$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cp_{Cs},$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cp}{Cv_{Cs}}$
96,6	7,5	45,95	953,32	4,674	1,871	2,583	1,38

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_{Cs} = 0,945$

Визначаємо параметри реального стиснення газу – точка С.

Ентальпія в точці С, кДж/кг:

$$h_C = \frac{h_{Cs} - h_B}{\eta_{oi}} + h_B;$$

$$h_C = \frac{953,32 - 807,11}{0,85} + 807,11 = 979,12 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Знаючи тиск  $P_2$  і ентальпію, визначаємо всі параметри для точки С, і  
заносимо дані в табл. 7.7.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						55
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таблиця 7.7 - Теплофізичні властивості газу в точці С

Температура $T_C$ , °C	Тиск $P_C$ , МПа	Густина $\rho_C$ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_C$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_C$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_C$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cr_C$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cr}{Cv}$
106,6	7,5	44,41	979,12	4,743	1,9	2,593	1,36

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_A = 0,95$

Знайдемо параметри для точки Е з рівняння:

$$\frac{T_E}{T_B} = \left( \frac{P_2}{P_{\text{пр}}} \right)^{\frac{n_{\text{охл}} - 1}{n_{\text{охл}}}} ;$$

звідси знайдемо температуру в точці D:

$$T_E = T_B \cdot \left( \frac{P_2}{P_{\text{пр}}} \right)^{\frac{n_{\text{охл}} - 1}{n_{\text{охл}}}} ;$$

$$T_E = 293 \cdot \left( \frac{7,5}{2,74} \right)^{\frac{1,28 - 1}{1,28}} = 365^\circ\text{C};$$

Знаючи температуру  $T_E$ , і тиск  $P_2$ , знаходимо параметри в точці Е, і заносимо дані в табл. 7.8.

Таблиця 7.8 - Теплофізичні властивості газу в точці Е

Температура $T_E$ , °C	Тиск $P_E$ , МПа	Густина $\rho_E$ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_E$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_E$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_E$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cr_E$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cr}{Cv}$
92	7,5	46,715	941,36	4,6416	1,857	2,58	1,38

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_E = 0,94$

Визначаємо параметри в кінці стиснення – точка 2, и заносим дані в табл. 7.9.

								Аркуш
								56
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	ХМ 17.00.00.00 ПЗ			



Таблиця 7.9 - Теплофізичні властивості газу в точці 2

Температура $T_2$ , °C	Тиск $P_2$ , МПа	Густина $\rho_2$ , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Ентальпія $h_2$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	Ентропія $S_2$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cv_2$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$Cp_2$ , $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	$\frac{Cp}{Cv_2}$
20	7,5	64,813	752,78	4,065	1,7	2,753	1,61

Коефіцієнт стиснення, згідно програми  $z_2 = 0,84$

Масова продуктивність компресора  $G$ , кг/ч, розраховується за допомогою рівняння:

$$G = \rho_1 \cdot \dot{V},$$

$$G = \frac{7,472 \cdot 400}{24 \cdot 3600} = 0,035 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Об'ємна продуктивність по умови всмоктування  $V_1$ , м<sup>3</sup>/ч, першого ступеня, визначається за формулою:

$$\dot{V}_1 = \frac{G}{\rho_1},$$

$$\dot{V}_1 = \frac{0,035}{7,472} = 0,0047 \text{ м}^3/\text{с}$$

Об'ємна продуктивність по умови всмоктування  $V_1$ , м<sup>3</sup>/ч, другого ступеня, визначається за формулою:

$$\dot{V}_2 = \frac{G}{\rho_B},$$

$$\dot{V}_2 = \frac{0,035}{21,279} = 0,00164 \text{ м}^3/\text{ч}$$

Зміна внутрішньої енергії в процесі стиснення в першому ступені,  $\Delta u$ , кДж/кг, визначається за формулою:

$$\Delta u_1 = u_A - u_1,$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						57
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де  $u_A$  – внутрішня енергія в точці А, кДж/кг, визначається за формулою:

$$u_A = h_A - p_A \cdot v_A,$$

де  $v_A = \frac{1}{\rho_A} = \frac{1}{15,817} = 0,0632 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  – питомий об'єм в точці А;

$$u_A = 1003,7 - 2,74 \cdot 0,0632 = 1003,5,$$

де  $u_1$  – внутрішня енергія в точці А, кДж/кг, визначається за формулою:

$$u_1 = h_1 - p_1 \cdot v_1,$$

де  $v_1 = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{7,472} = 0,134 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  – питомий об'єм в точці 1,

$$u_1 = 825,92 - 1 \cdot 0,134 = 825,78;$$

Тоді зміна внутрішньої енергії буде:

$$\Delta u_I = 1003,5 - 825,78 = 177,7 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Зміна внутрішньої енергії в процесі стиснення в другому ступені,  $\Delta u$ , кДж/кг, визначається за формулою:

$$\Delta u_{II} = u_C - u_B,$$

де  $u_B$  – внутрішня енергія в точці А, кДж/кг, визначається за формулою:

$$u_B = h_B - p_B \cdot v_B,$$

де  $v_B = \frac{1}{\rho_B} = \frac{1}{21,279} = 0,047 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  – питомий об'єм в точці В;

$$u_B = 807,11 - 2,74 \cdot 0,047 = 807,$$

де  $u_C$  – внутрішня енергія в точці А, кДж/кг, визначається за формулою:

$$u_C = h_C - p_C \cdot v_C,$$

де  $v_C = \frac{1}{\rho_C} = \frac{1}{44,41} = 0,022 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$  – питомий об'єм в точці С,

$$u_C = 979,12 - 7,5 \cdot 0,022 = 979;$$

Тоді зміна внутрішньої енергії буде:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						58
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$\Delta u_{II} = 979 - 807 = 172 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Теплота політропної процесу стиснення в першому ступені  $q_1$ , кДж/кг

$$q_1 = \Delta u_I + l_I,$$

де  $l_I = p_A \cdot v_A - p_B \cdot v_B$  - робота стиснення в першому ступені;

$$l_I = 2,74 \cdot 0,0632 - 2,74 \cdot 0,047 = 0,044 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_1 = 177,7 + 0,044 = 177,744 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Теплота політропної процесу стиснення в другому ступені  $q_2$ , кДж/кг

$$q_2 = \Delta u_{II} + l_{II},$$

де  $l_{II} = p_C \cdot v_C - p_2 \cdot v_2$  - робота стиснення в першому ступені;

$$\text{де } v_2 = \frac{1}{\rho_2} = \frac{1}{64,813} = 0,015 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} - \text{питомий об'єм в точці 1,}$$

$$l_{II} = 7,5 \cdot 0,022 - 7,5 \cdot 0,015 = 0,0525 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$q_2 = 172 + 0,0525 = 172,0525 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Теплота  $q$  відведена від каналів охолодження «сорочок» циліндрів з охолоджувальною водою.

Витрата охолоджуючої води на охолоджуючу «сорочоку» першого ступеня  $G_{w1}$ , кг/с, підраховується за рівнянням теплового балансу:

$$G_{w1} \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w') = q \cdot G,$$

де  $(t_w'' - t_w')$  - різниця температур охолоджуючої води на вході і виході;  $c_w = 4,174$  кДж/(кг·К) – теплоємність води.

З рівняння теплового балансу слідує, що витрата охолоджуючої води на циліндр першого ступеня:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						59
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_{w1} = \frac{q_1 \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')},$$

$$G_{w1} = \frac{177,74 \cdot 0,035}{4,174 \cdot (353 - 313)} = 0,037 \text{ кг/с}$$

Витрата охолоджуючої води на циліндр другого ступеня  $G_{w2}$ , кг/с:

$$G_{w2} = \frac{q_2 \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')},$$

$$G_{w2} = \frac{172,0525 \cdot 0,035}{4,174 \cdot (353 - 313)} = 0,036 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Відведена від повітря питома теплота в проміжному охолоджувачі першого ступеня  $Q_{ст}^1$ , кДж/кг, розраховується за рівнянням:

$$Q_{ст}^1 = Q_{охл}^1 + Q_{хол}^1;$$

де  $Q_{охл}^1$  – відведена питома теплота в циліндрі, кВт;

$$Q_{охл}^1 = Q_{AD} = G \cdot (h_A - h_D),$$

$$Q_{охл}^1 = 0,035 \cdot (1003,7 - 973,9) = 1,043 \text{ кВт.}$$

$Q_{хол}^1$  - відведена питома теплота в холодильнику, кВт;

$$Q_{хол}^1 = Q_{DB} = G \cdot (h_D - h_B),$$

$$Q_{хол}^1 = Q_{DB} = 0,035 \cdot (973,9 - 807,11) = 5,837 \text{ кВт.}$$

Тоді:  $Q_{ст}^1 = 1,043 + 5,837 = 6,88 \text{ кВт}$

Відведена від повітря питома теплота в проміжному охолоджувачі другого ступеня  $Q_{ст}^2$ , кДж/кг, розраховується за рівнянням:

$$Q_{ст}^2 = Q_{охл}^2 + Q_{хол}^2;$$

де  $Q_{охл}^2$  – відведена питома теплота в циліндрі, кВт;

$$Q_{охл}^2 = Q_{CE} = G \cdot (h_C - h_E),$$

$$Q_{охл}^2 = 0,035 \cdot (953,32 - 941,36) = 0,418 \text{ кВт.}$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						60
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$Q_{\text{хол}}^2$  - відведена питома теплота в холодильнику, кВт;

$$Q_{\text{хол}}^2 = Q_{DB} = G \cdot (h_E - h_2),$$

$$Q_{\text{хол}}^1 = Q_{DB} = 0,035 \cdot (941,36 - 752,78) = 6,6 \text{ кВт.}$$

Тоді:  $Q_{\text{ст}}^2 = 0,418 + 6,6 = 7 \text{ кВт}$

Відведена від повітря питома теплота в проміжному охолоджувачі компресора:

$$Q_k = Q_{\text{ст}}^1 + Q_{\text{ст}}^2;$$

$$Q_k = 6,88 + 7 = 13,8 \text{ кВт.}$$

Витрата охолоджуючої води через проміжний охолоджувач першого ступеня  $G_w$ , кг/с, підраховується по рівнянню теплового балансу:

$$G_w \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w') = q' \cdot G,$$

де  $(t_w'' - t_w')$  - різниця температур охолоджуючої води на вході і виході;

$c_w = 4,174 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$  – теплоємність води.

З рівняння теплового балансу:

$$G_w^1 = \frac{Q_{\text{охл}}^1 \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')},$$

$$G_w = \frac{6,88 \cdot 0,035}{4,174 \cdot (353 - 313)} = 0,00174 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Витрата охолоджуючої води через проміжний охолоджувач другого ступеня  $G_w$ , кг/с, підраховується по рівнянню теплового балансу:

$$G_w \cdot c_w \cdot (t_w'' - t_w') = q' \cdot G,$$

де  $(t_w'' - t_w')$  - різниця температур охолоджуючої води на вході і виході;

$c_w = 4,174 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$  – теплоємність води.

З рівняння теплового балансу:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						61
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$G_w^2 = \frac{Q_{\text{охл}}^2 \cdot G}{c_w \cdot (t_w'' - t_w')},$$

$$G_w = \frac{7 \cdot 0,035}{4,174 \cdot (353 - 313)} = 0,00146 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Визначимо показник політропи  $n$ , для першого ступеня процесу 1-A – з урахуванням показника відносного внутрішнього ккд, за формулою:

$$n_{1-A} = \frac{\ln\left(\frac{p_1}{p_A}\right)}{\ln\left(\frac{v_A}{v_1}\right)},$$

де  $v_A = \frac{1}{\rho_A} = \frac{1}{15,817} = 0,0632$  – питомий об'єм в точці А;

$v_1 = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{7,472} = 0,134$  – питомий об'єм в точці 1,

$$n_{1-A} = \frac{\ln\left(\frac{1}{2,74}\right)}{\ln\left(\frac{0,0632}{0,134}\right)} = 1,34.$$

Визначимо показник політропи  $n$ , для першого ступеня процесу 1-D – умовно дійсний процес охолоджуваного компресора, за формулою:

$$n_{1-D} = \frac{\ln\left(\frac{p_1}{p_D}\right)}{\ln\left(\frac{v_D}{v_1}\right)},$$

де  $v_D = \frac{1}{\rho_D} = \frac{1}{16,47} = 0,0607$  – питомий об'єм в точці D;

$v_1 = \frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{7,472} = 0,134$  – питомий об'єм в точці 1,

$$n_{1-D} = \frac{\ln\left(\frac{1}{2,74}\right)}{\ln\left(\frac{0,0607}{0,134}\right)} = 1,27.$$

Визначимо показник політропи  $n$  для другого ступеня процесу B-C - з урахуванням показника відносного внутрішнього ккд, за формулою:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						62
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$n_{B-C} = \frac{\ln\left(\frac{p_B}{p_C}\right)}{\ln\left(\frac{v_C}{v_B}\right)}$$

де  $v_C = \frac{1}{\rho_C} = \frac{1}{44,41} = 0,0225$  – питомий об'єм в точці С;

$v_B = \frac{1}{\rho_B} = \frac{1}{21,279} = 0,0469$  – питомий об'єм в точці В,

$$n_{B-C} = \frac{\ln\left(\frac{2,74}{7,5}\right)}{\ln\left(\frac{0,0225}{0,0469}\right)} = 1,37.$$

Визначимо показник політропи  $n$ , для другого ступеня процесу В-Е – умовно дійсний процес охолоджуваного компресора, за формулою:

$$n_{B-E} = \frac{\ln\left(\frac{p_B}{p_E}\right)}{\ln\left(\frac{v_E}{v_B}\right)}$$

де  $v_E = \frac{1}{\rho_E} = \frac{1}{64,813} = 0,0154$  – питомий об'єм в точці Е;

$v_B = \frac{1}{\rho_B} = \frac{1}{21,279} = 0,0469$  – питомий об'єм в точці В,

$$n_{B-E} = \frac{\ln\left(\frac{2,74}{7,5}\right)}{\ln\left(\frac{0,0154}{0,0469}\right)} = 0,9.$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_{ad} = G \cdot (h_A - h_1) = 0,035 \cdot (1003,7 - 825,92) = 6,222 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = \frac{N_{ad}}{\eta_i} = \frac{6,222}{0,85} = 7,32 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_{мех}} = \frac{7,32}{0,95} = 7,705 \text{ кВт}$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						63
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{пер}}} = \frac{7,705}{0,98} = 7,862 \text{ кВт}.$$

де  $\eta_{\text{пер}} = 0,98$  ККД передачі від втулично - палацовий муфти.

## 7.2 Побудова процесу стиснення газу в першому ступені в $p, v$ - діаграмі

Побудова процесу політропної процесу стиснення здійснюється наступним чином. Визначаються питомі обсяги в початковому  $v_1, \text{м}^3/\text{кг}$ , і кінцевому  $v_2$  станах за виразами:

$$v_1 = \frac{1}{\rho_1},$$

$$v_1 = \frac{1}{7,472} = 0,134 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

$$v_A = \frac{1}{\rho_A},$$

$$v_A = \frac{1}{15,817} = 0,0632 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Для побудови проміжних точок  $a, b$  і  $c$  знаходять параметри  $P$  - тиску газу в точках  $a, b, c$ , МПа и  $v$  – питомий об'єм газу в точках  $a, b, c$ ,  $\text{м}^3/\text{кг}$  по співвідношенням:

$$p_a = \sqrt{p_1 \cdot p_{\text{пр}}},$$

$$p_a = \sqrt{1 \cdot 2,74} = 1,65 \text{ МПа},$$

$$p_b = \sqrt{p_{\text{пр}} \cdot p_a},$$

$$p_b = \sqrt{2,74 \cdot 1,65} = 2,12 \text{ МПа},$$

$$p_c = \sqrt{p_a \cdot p_b},$$

$$p_c = \sqrt{1,65 \cdot 2,12} = 1,87 \text{ МПа},$$

$$v_a = \sqrt{v_1 \cdot v_A},$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						64
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



$$v_a = \sqrt{0,134 \cdot 0,0632} = 0,09 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

$$v_b = \sqrt{v_A \cdot v_a},$$

$$v_b = \sqrt{0,0632 \cdot 0,09} = 0,0754 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

$$v_c = \sqrt{v_a \cdot v_b},$$

$$v_c = \sqrt{0,09 \cdot 0,0754} = 0,0823 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Маючи п'ять точок (дві задані і три знайдені), можна провести потрібну політропу.

Процес політропного стиснення (лінія 1-а-в-с-А) в ступені компресора в р, v-діаграмі показаний на рисунку 2.

Побудова кривої стиснення в ізотермічному процесі 1-2 (рисунок 2) виробляється з тієї ж початкової точки 1. Питомі обсяги для кінцевого стану (точка А),  $v_A$ , м<sup>3</sup>/кг, і проміжних точок а', в' и с',  $v_a$ ,  $v_b$ ,  $v_c$ , м<sup>3</sup>/кг, ізотерми можна розрахувати виходячи з рівняння співвідношення параметрів в ізотермічному процесі:

$$v_A = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_A},$$

$$v_A = \frac{1 \cdot 0,134}{2,74} = 0,049 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

$$v_a = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_a},$$

$$v_a = \frac{1 \cdot 0,134}{1,65} = 0,081 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

$$v_b = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_b},$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						65
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$v_b = \frac{1 \cdot 0,134}{2,12} = 0,063 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}},$$

$$v_c = \frac{p_1 \cdot v_1}{p_c},$$

$$v_c = \frac{1 \cdot 0,134}{1,87} = 0,071 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}.$$

Загальний вигляд процесу стиснення в першого ступеня компресора в  $p, v$  - діаграмі представлений на рисунку 2.

Побудований процес  $p, v$  - діаграмі наглядно показує, що витрачається робота при ізотермічному стисканні, виділена на діаграмі штрихуванням, буде менше, ніж політропний.

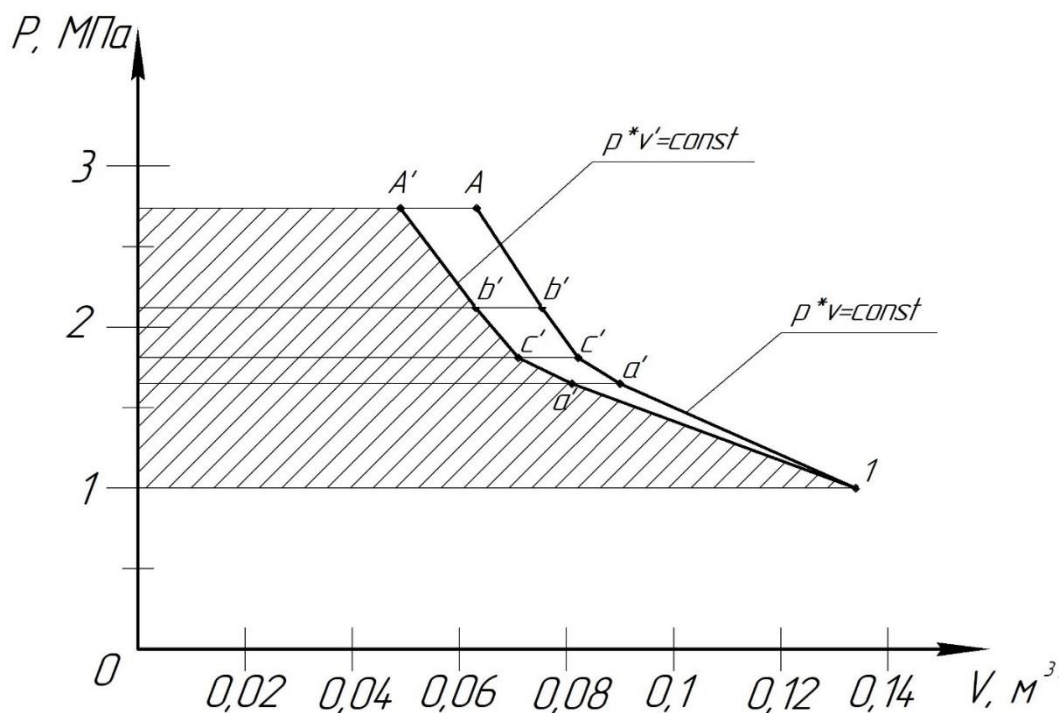


Рисунок 7.3 – Зображення процесу стиснення в першого ступеня компресора в  $p, v$  - діаграмі

### 7.3 Визначення розподілу тисків по ступеням

Відносні втрати тиску в клапанах при всмоктуванні дв і нагнітанні дн для I-ой ступені стиснення складуть:

$$\delta_e^I = 0,075 \cdot \left( \frac{p_0}{10^5} \right)^{-0,3} = 0,075 \cdot \left( \frac{1 \cdot 10^6}{10^5} \right)^{-0,3} = 0,0376;$$

$$\delta_n^I = 0,170 \cdot \left( \frac{p_{np}}{10^5} \right)^{-0,3} = 0,170 \cdot \left( \frac{2,74 \cdot 10^6}{10^5} \right)^{-0,3} = 0,0629.$$

Аналогічно для II-ой ступені стиснення маємо:

$$\delta_e^{II} = 0,075 \cdot \left( \frac{p_{np}}{10^5} \right)^{-0,3} = 0,075 \cdot \left( \frac{2,74 \cdot 10^6}{10^5} \right)^{-0,3} = 0,0277;$$

$$\delta_n^{II} = 0,170 \cdot \left( \frac{p_\kappa}{10^5} \right)^{-0,3} = 0,170 \cdot \left( \frac{7,5 \cdot 10^6}{10^5} \right)^{-0,3} = 0,0465.$$

Для I-ой ступені стиснення знайдемо:

$$p_1^I = p_0 \cdot (1 - \delta_e^I) = 1 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,0376) = 0,96 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_2^I = p_{np} \cdot (1 + \delta_n^I) = 2,74 \cdot 10^6 \cdot (1 + 0,0629) = 2,9 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Аналогічно для II-ой ступені стиснення:

$$p_1^{II} = p_{np} \cdot (1 - \delta_e^{II}) = 2,74 \cdot 10^6 \cdot (1 - 0,0277) = 2,66 \cdot 10^6 \text{ Па};$$

$$p_2^{II} = p_\kappa \cdot (1 + \delta_n^{II}) = 7,5 \cdot 10^6 \cdot (1 + 0,0465) = 7,8 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Тоді ступінь підвищення тиску в циліндрах для I і II ступенів складе:

$$\varepsilon_I = \frac{p_2^I}{p_1^I} = \frac{2,9 \cdot 10^6}{0,96 \cdot 10^6} = 3,02;$$

$$\varepsilon_{II} = \frac{p_2^{II}}{p_1^{II}} = \frac{7,8 \cdot 10^6}{2,66 \cdot 10^5} = 2,932.$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						67
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Розрахунок коефіцієнта подачі лі для першого і другого ступенів компресора

Таблиця 7.10 – Рівняння для розрахунку політропи розширення

ТИСК ВСМОКТУВАННЯ	ПОЛІТРОПИ РОЗШИРЕННЯ
До 0,15	$n = 1 + 0,5 \cdot (k - 1)$
От 0,15 до 0,4	$n = 1 + 0,62 \cdot (k - 1)$
От 0,4 до 1,0	$n = 1 + 0,75 \cdot (k - 1)$
От 1,0 до 3,0	$n = 1 + 0,88 \cdot (k - 1)$
більше 3,0	$n = k$

Для I і II ступені стиснення показник політропи зворотного розширення, буде розраховуватися, згідно табл. 2.1, за формулою:

$$n = 1 + 0,88 \cdot (k - 1)$$

Показник політропи зворотного розширення для першого ступеня:

$$n_I = 1 + 0,88 \cdot (k_1 - 1) = 1 + 0,88 \cdot (1,32 - 1) = 1,28;$$

де  $k_1 = Cp / Cv = 1,32$  - показник адіабати газу в першому ступені;

для другого ступеня:

$$n_{II} = 1 + 0,88 \cdot (k_B - 1) = 1 + 0,88 \cdot (1,38 - 1) = 1,33$$

де  $k_B = Cp / Cv = 1,38$  - показник адіабати газу в другому ступені.

Коефіцієнти мертвого простору для ступенів I і II приймаємо:

$$a_1 = 0,03; a_2 = 0,05.$$

Визначаємо коефіцієнт всмоктування  $\lambda_v$ :

$$\lambda_v^I = 1 - a_I \cdot (\varepsilon_I^{1/n_I} - 1) = 1 - 0,03 \cdot (3,02^{1/1,28} - 1) = 0,96.$$

Аналогічно для II-й ступені стиснення

$$\lambda_v^{II} = 1 - a_{II} \cdot (\varepsilon_{II}^{1/n_{II}} - 1) = 1 - 0,05 \cdot (2,932^{1/1,33} - 1) = 0,94.$$

Складові коефіцієнта подачі  $\lambda_p$  і  $\lambda_T$  для I і II ступенів стиснення визначимо відповідно до рівнянь:

$$\lambda_p^I = 1 - \delta_e^I = 1 - 0,0376 = 0,9624;$$

$$\lambda_p^{II} = 1 - \delta_e^{II} = 1 - 0,0277 = 0,972;$$

$$\lambda_T^I = 1 - 0,01 \cdot \varepsilon_I = 1 - 0,01 \cdot 3,02 = 0,969;$$

$$\lambda_T^{II} = 1 - 0,01 \cdot \varepsilon_{II} = 1 - 0,01 \cdot 2,932 = 0,970.$$

Значення коефіцієнта герметичності вважаємо рівним для обох ступенів стиснення. Для поршня простого дії відносні втрати становлять 0,01, для кожного клапана відносні втрати становлять по 0,01. Тоді:

$$\lambda_T^I = \lambda_T^{II} = 1 - (0,01 + 0,01 + 0,01) = 0,97.$$

Оскільки на стиск подається природний газ, то величина коефіцієнта  $\lambda_\phi = 0,9$  для обох ступенів стиснення.

Таким чином, коефіцієнти подачі для I і II ступенів стиснення складуть:  $\lambda_I = \lambda_e^I \cdot \lambda_p^I \cdot \lambda_T^I \cdot \lambda_G^I \cdot \lambda_\phi^I = 0,961 \cdot 0,9624 \cdot 0,969 \cdot 0,97 \cdot 0,9 = 0,782;$

$$\lambda_{II} = \lambda_e^{II} \cdot \lambda_p^{II} \cdot \lambda_T^{II} \cdot \lambda_G^{II} \cdot \lambda_\phi^{II} = 0,94 \cdot 0,972 \cdot 0,970 \cdot 0,97 \cdot 0,9 = 0,773.$$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_{\text{д cm}} = 400 \frac{\text{м}^3}{\text{добу}} = 0,0046 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресора:

$$V_{T \text{ cm}} = \frac{V_{\text{д cm}}}{\lambda_{\text{cm}}} = \frac{0,0046}{0,782} = 0,0058 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						69
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

#### 7.4. Визначення геометричних розмірів

Температура газу на виході з холодильника:

$$T_0'' = T_w = 20 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Продуктивність другого ступеня компресора складе:

$$\dot{V}_{II} = \dot{V}_I \cdot \frac{p_1^I \cdot T_0''}{p_1'' \cdot T_0^I} = 0,0046 \cdot \frac{0,96 \cdot 10^6 \cdot 293}{2,66 \cdot 10^6 \cdot 293} = 0,00166 \text{ м}^3 / \text{с}.$$

Для непрямоточних машин величина  $\psi = 0,5 \dots 0,8$ . Значення середньої швидкості поршня  $c_{пор}$  для безкрейцкопфних поршневих компресорів повинна бути в межах від 2 до 4,5 м/с. Хід поршня приймаємо  $L = 50 \text{ мм}$  і частоту обертання коленвала  $n = 24 \text{ об/с}$ , тоді:

$$c_{пор} = 2Ln = 2 \cdot 0,050 \cdot 24 = 2,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Тоді  $Ln = c/2 = 2,4/2 = 1,2 \text{ м/с}$ .

Робоча площа поршня на I-ій ступеня стиснення:

$$S_I = \frac{\dot{V}_I}{K \cdot Ln \cdot \lambda_I} = \frac{0,0046}{1 \cdot 1,2 \cdot 0,782} = 0,00525 \text{ м}^2,$$

де  $K$  – кількість циліндрів.

Аналогічно на II-го ступеня стиснення:

$$S_{II} = \frac{\dot{V}_{II}}{K \cdot Ln \cdot \lambda_{II}} = \frac{0,00166}{1 \cdot 1,2 \cdot 0,773} = 0,00178 \text{ м}^2,$$

звідки відношення площ складе:

$$\frac{S_I}{S_{II}} = \frac{0,00525}{0,00178} = 2,94.$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						70
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

За визначеними площами визначаємо орієнтовні діаметри площ I і II ступенів стиснення:

$$D_I^{op} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_I}{2 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00525}{2 \cdot 3,14}} = 0,0578 \text{ м};$$

$$D_{II}^{op} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{II}}{2 \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00178}{2 \cdot 3,14}} = 0,0336 \text{ м}.$$

Знайдені діаметри уточнюємо до найближчих більших зі стандартних. Маємо  $D_I = 58 \text{ мм}$ ,  $D_{II} = 35 \text{ мм}$ .

Уточнюємо необхідну довжину ходу поршня:

$$L = \frac{\dot{V}_I}{K \cdot S_I \cdot n_{об} \cdot \lambda_I} = \frac{0,0046}{1 \cdot 0,00525 \cdot 24 \cdot 0,758} = 0,048 \text{ м}.$$

Відношення довжини ходу поршня  $L$  до його діаметру  $D_I$  за уточненою довжиною ходу поршня складе:

$$L / D_I = 0,048 / 0,058 = 0,82 < 1,$$

що знаходиться в рекомендованому діапазоні для вертикального безкрейцкопфного компресора:  $0,6 < L / D_I < 1$ .

Уточнюємо значення  $\psi$  для першого ступеня

$$\psi_1 = \frac{S_I}{D_I} = \frac{52}{58} = 0,8$$

Уточнюємо значення  $\psi$  для другого ступеня:

$$\psi_2 = \frac{S_{II}}{D_{II}} = \frac{17}{35} = 0,5$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						71
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Наближено діаметр шийки коленвала, виготовленого зі сталі 40Х, можна визначити за формулою:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{кр}}}.$$

Крутний момент можна знайти за формулою:

$$M_{кр} = 9555 \cdot \frac{N_e}{n} = 9555 \cdot \frac{7,705}{24 \cdot 60} = 51,12 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для сталі 40Х, вид термообробки покращене, допустиме дотичне напруження:  $[\tau] = 900 \frac{\text{кгс}}{\text{см}^2} = 8,82 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}$ .

Дотичне напруження при крученні:

$$\tau_{кр} = \frac{[\tau]}{n} = \frac{8,82 \cdot 10^7}{2,5} = 3,53 \cdot 10^7 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2}.$$

Діаметр корінний шийки  $d$ :

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{кр}}{0,2 \cdot \tau_{кр}}} = \sqrt[3]{\frac{51,12}{0,2 \cdot 3,53 \cdot 10^7}} = 0,0193 \text{ м}.$$

Виходячи з конструктивних міркувань приймаємо  $d = 40 \text{ мм}$

Діаметр шийки коленвала:

$$d_{ш} = (0,8..1,0)d.$$

Приймаємо  $d_{ш} = 35 \text{ мм}$ .

Відносна довжина шатуна:

$$\lambda_R = \frac{R}{L} = \frac{S}{2L} = 0,2.$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						72
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



довжина шатуна:

$$l = \frac{L}{2\lambda_R} = \frac{48}{2 \cdot 0,2} = 120 \text{ мм}.$$

Маса поступально рухомих частин:

$$m_{п.ч.} = M_{п.ч.} \cdot \frac{\rho_{чуг}}{\rho_{алюм}} = 1,05 \cdot \frac{7,0 \cdot 10^3}{2,7 \cdot 10^3} = 2,72 \text{ кг}.$$

## 7.5. Газодинамічний розрахунок компресора

### Розрахунок смугового клапана

Швидкість газу в клапанах:

$$c_{кл} = \frac{c_m \cdot F_n}{\Phi},$$

де  $c_m = 2,4 \frac{м}{с}$  – середня швидкість поршня.

Площа дзеркала поршня першого ступеня:

$$F_n^I = \frac{\pi \cdot D_I^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,058^2}{4} = 0,00264 \text{ м}^2.$$

Площа дзеркала поршня другого ступеня:

$$F_n^{II} = \frac{\pi \cdot D_{II}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} = 0,000961 \text{ м}^2.$$

Швидкість звуку в клапанах першого ступеня:

$$a_{вс}^I = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{вс}} = \sqrt{1,3 \cdot 519 \cdot 293} = 444,6 \text{ м/с};$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						73
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Швидкість звуку в клапанах другого ступеня:

$$a''_{\text{вс}} = \sqrt{k \cdot R \cdot T_{\text{вс}}} = \sqrt{1,35 \cdot 519 \cdot 278} = 441,34 \text{ м/с};$$

При проектуванні клапанів повинно витримуватися умова:

$$M_{\text{кл}} = \frac{c_{\text{кл}}}{a} \leq 0,25$$

Перевірка умови для першого ступеня:

$$\begin{aligned} M_{\text{вс}} &= 0,027 \cdot \pi^{0,727} \cdot \left( \frac{\Delta N}{N} \right) (0,0008 \cdot \pi^4 - 0,0158 \cdot \pi^3 + 0,1092 \cdot \pi^2 - 0,3392 \cdot \pi + 0,925) = \\ &= 0,027 \cdot \pi^{0,727} \cdot (0,086) (0,0008 \cdot \pi^4 - 0,0158 \cdot \pi^3 + 0,1092 \cdot \pi^2 - 0,3392 \cdot \pi + 0,925) = 0,116 \end{aligned}$$

де  $\frac{\Delta N}{N} = 0,086$  при  $\pi = 2,74$

$$M'_{\text{вс}} = 1,183 \cdot M_{\text{вс}} \cdot k^{-0,5} = 1,183 \cdot 0,116 \cdot 1,3^{-0,5} = 0,12$$

$$M_{\text{кл}} \leq M'_{\text{вс}} \text{ - умови виконуються;}$$

всмоктуючий:

$$M_{\text{кл.вс.}} = \frac{48}{444,6} = 0,11 \leq 0,25;$$

нагнітаючий:

$$M_{\text{кл.н.}} = \frac{48}{444,6} = 0,11 < 0,25.$$

Перевірка умови для другого ступеня:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						74
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$M_{BC} = 0,027 \cdot \pi^{0,727} \cdot \left( \frac{\Delta N}{N} \right)^{(0,0008 \cdot \pi^4 - 0,0158 \cdot \pi^3 + 0,1092 \cdot \pi^2 - 0,3392 \cdot \pi + 0,925)} =$$

$$= 0,027 \cdot \pi^{0,727} \cdot (0,086)^{(0,0008 \cdot \pi^4 - 0,0158 \cdot \pi^3 + 0,1092 \cdot \pi^2 - 0,3392 \cdot \pi + 0,925)} = 0,116$$

де  $\frac{\Delta N}{N} = 0,086$  при  $\pi = 2,74$

$$M'_{BC} = 1.183 \cdot M_{BC} \cdot k^{-0.5} = 1.183 \cdot 0,116 \cdot 1.3^{-0.5} = 0,12$$

$M_{KL} \leq M'_{BC}$  - умови виконуються

всмоктуючий:

$$M_{кл.вс.} = \frac{48}{441,34} = 0,11 \leq 0.25;$$

нагнітаючий:

$$M_{кл.н.} = \frac{48}{444,6} = 0,11 < 0.25.$$

Допустима швидкість газу в сідлі і розетки клапанів:

всмоктувального  $[c_{кл}]_{вс} = 40 \div 60$  м/с, приймаємо  $[c_{кл}]_{вс} = 50$  м/с;

нагнітального  $[c_{кл}]_{н} = 40 \div 60$  м/с, приймаємо  $[c_{кл}]_{н} = 50$  м/с.

Еквівалентна площа клапана першого ступеня:

на нагнітанні:

$$\Phi'_n = \frac{c_m \cdot F_n'}{[c_{кл}]_n} = \frac{2,4 \cdot 0,00264}{50} = 1,267 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						75
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

на всмоктуванні:

$$\Phi_{вс}^I = \frac{c_m \cdot F_n^I}{[c_{кл}]_H} = \frac{2,4 \cdot 0,00264}{50} = 1,267 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Еквівалентна площа клапана другого ступеня:

на нагнітанні:

$$\Phi_{н}^{II} = \frac{c_m \cdot F_n^{II}}{[c_{кл}]_H} = \frac{2,4 \cdot 0,000961}{50} = 0,46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

на всмоктуванні:

$$\Phi_{вс}^{II} = \frac{c_m \cdot F_n^{II}}{[c_{кл}]_H} = \frac{2,4 \cdot 0,000961}{50} = 0,46 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

З іншого боку еквівалентна площа клапана:

$$\Phi = \alpha_{щ} \cdot f_{щ},$$

де  $\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{\xi_{щ}}}$  – коефіцієнт витрати щілини;

$\xi_{щ} = 2$  – коефіцієнт опору щілини смугового клапана.

$$\alpha_{щ} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0,71.$$

Площа прохідного перерізу щілини першого ступеня:

на всмоктуванні:

$$f_{щ} = \frac{\Phi_{вс}^I}{\alpha_{щ}} = \frac{1,267 \cdot 10^{-4}}{0,71} = 1,78 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 178 \text{ мм}^2.$$

на нагнітанні:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						76
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$f_{ц} = \frac{\Phi'_{н}}{\alpha_{ц}} = \frac{1,267 \cdot 10^{-4}}{0,71} = 1,78 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 178 \text{ мм}^2$$

Приймаємо ширину щілини:  $a = 0,005 \text{ м} = 5 \text{ мм}$ .

$$\text{Необхідна довжина щілини: } L = \frac{f_{ц}}{a} = \frac{178}{5} = 36 \text{ мм}.$$

Приймаємо три щілини по  $l = 12 \text{ мм}$ .

Максимальна величина підйому клапана  $h_{\max} = 2 \text{ мм}$  при  $n = 24 \text{ об/сек}$ .

Площа прохідного перерізу щілини другого ступеня:

на всмоктуванні:

$$f_{ц} = \frac{\Phi''_{вс}}{\alpha_{ц}} = \frac{0,46 \cdot 10^{-4}}{0,71} = 0,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 64 \text{ мм}^2.$$

на нагнітанні:

$$f_{ц} = \frac{\Phi''_{н}}{\alpha_{ц}} = \frac{0,46 \cdot 10^{-4}}{0,71} = 0,64 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 = 64 \text{ мм}^2$$

Приймаємо ширину щілини:  $a = 0,005 \text{ м} = 5 \text{ мм}$ .

$$\text{Необхідна довжина щілини: } L = \frac{f_{ц}}{a} = \frac{64}{5} = 12,8 \text{ мм}.$$

Приймаємо три щілини по  $l = 5 \text{ мм}$ .

Максимальна величина підйому клапана  $h_{\max} = 2 \text{ мм}$  при  $n = 24 \text{ об/сек}$ .

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						77
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 7.6 Розрахунок «мертвого» об'єму першого ступеня

Максимальна величина підйому клапана  $h_{\max} = 2 \text{ мм}$  при  $n = 24 \text{ об/сек.}$

Товщину пластини клапана приймаємо  $h = 7 \text{ мм.}$

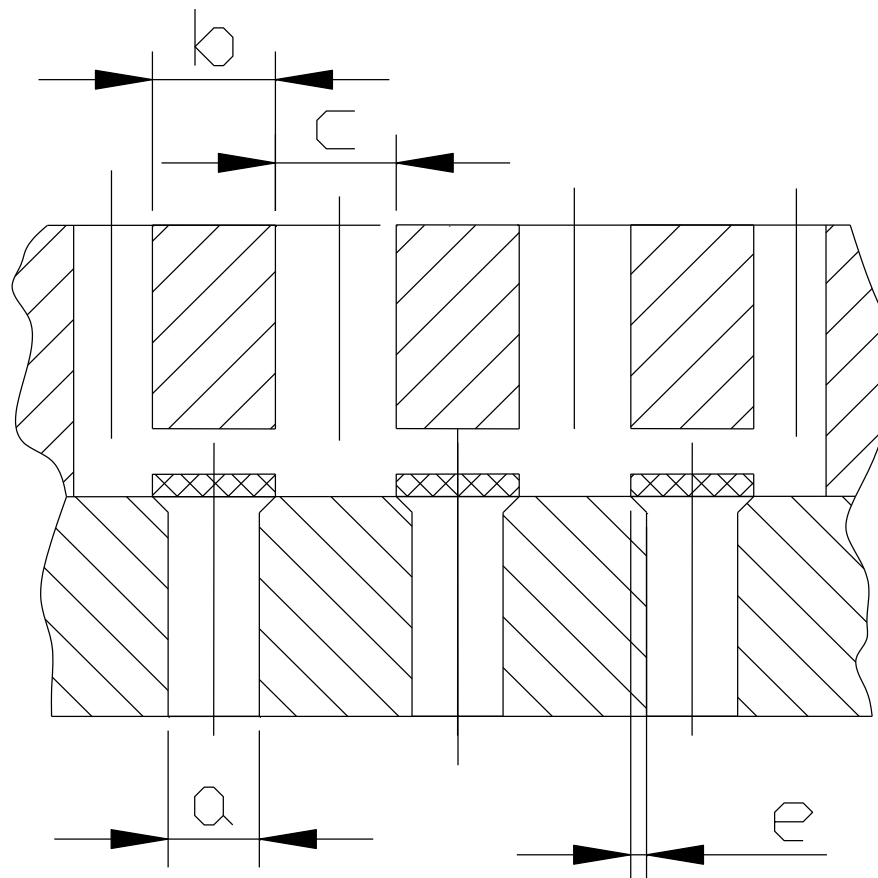


Рисунок 7.4 - Принципова схема смугового клапана

Таблиця 7.11 - Основні розміри щілин в розрахованих смугових клапанах, мм.

a	b	c
3	5	2

Для нагнітального клапана «мертвий» об'єм це сумарний обсяг щілин в сідлі клапана:

$$V^1 m_{\text{седла}} = a \cdot l \cdot h = 3 \cdot 12 \cdot 7 = 252 \text{ мм}^3;$$

Для всмоктуючого клапана «мертвий» обсяг це сумарний обсяг щілин в обмежувачі і обсягу між сідлом і обмежувачем клапана:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		78

$$V^I m_{\text{озр}} = c \cdot l \cdot (h - h_{\text{max}}) = 2 \cdot 12 \cdot 5 = 120 \text{ мм}^3;$$

$$V^I m_{\text{пром}} = (4c + 3b) \cdot l \cdot h_{\text{max}} = (4 \cdot 3 + 3 \cdot 5) \cdot 12 \cdot 2 = 648 \text{ мм}^3;$$

«Мертвий» об'єм в циліндрі дорівнює:

$$V^I m_{\text{цил}} = \frac{\pi \cdot D_l^2}{4} \cdot \Delta = \frac{3,14 \cdot 58^2}{4} \cdot 1,5 = 3961 \text{ мм}^3.$$

Сумарний «мертвий» об'єм:

$$V^I m_{\Sigma} = V^I m_{\text{цил}} + V^I m_{\text{пром}} + 3V^I m_{\text{седла}} + 4V^I m_{\text{озр}} = 3961 + 648 + 3 \cdot 252 + 4 \cdot 180 = 5485 \text{ мм}^3.$$

Об'єм циліндра:

$$V^I_{\text{цил}} = \frac{\pi \cdot D_l^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 58^2}{4} \cdot 48 = 126755 \text{ мм}^3.$$

Відносний «мертвий» об'єм:

$$\alpha^I_m = V^I m_{\Sigma} / V^I_{\text{цил}} = \frac{5485}{126755} \cdot 100\% \approx 4\%.$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						79
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 7.7 Розрахунок «мертвого» об'єму другого ступеня

Максимальна величина підйому клапана  $h_{\max} = 2 \text{ мм}$  при  $n = 24 \text{ об/сек.}$

Товщину пластини клапана приймаємо  $h = 7 \text{ мм}$

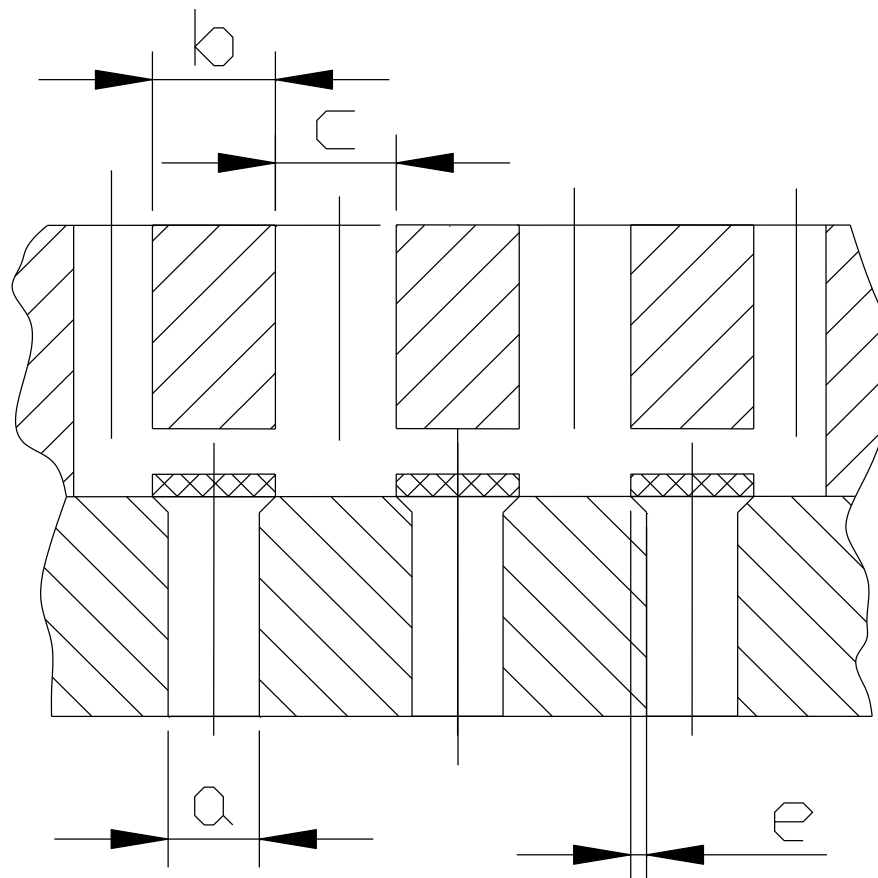


Рисунок 7.5 Принципова схема смугового клапана

Таблиця 7.12 - Основні розміри щілин в розрахованих смугових клапанах мм.

a	b	c
3	5	2

Для нагнітального клапана «мертвий» об'єм це сумарний обсяг щілин в сідлі клапана:

$$V'' m_{\text{седла}} = a \cdot l \cdot h = 3 \cdot 5 \cdot 7 = 105 \text{ мм}^3;$$

Для всмоктуючого клапана «мертвий» обсяг це сумарний обсяг щілин в обмежувачі і обсягу між сідлом і обмежувачем клапана:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		80



$$V'' m_{\text{огр}} = c \cdot l \cdot (h - h_{\text{max}}) = 2 \cdot 5 \cdot 5 = 50 \text{ мм}^3;$$

$$V'' m_{\text{пром}} = (4c + 3b) \cdot l \cdot h_{\text{max}} = (4 \cdot 4 + 3 \cdot 7) \cdot 5 \cdot 2 = 370 \text{ мм}^3;$$

«Мертвий» об'єм в циліндрі дорівнює:

$$V'' m_{\text{цил}} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \Delta = \frac{3,14 \cdot 35^2}{4} \cdot 1,5 = 1442 \text{ мм}^3$$

Сумарний «мертвий» об'єм:

$$V'' m_{\Sigma} = V'' m_{\text{цил}} + V'' m_{\text{пром}} + 3V'' m_{\text{седла}} + 4V'' m_{\text{огр}} = 1442 + 370 + 3 \cdot 105 + 4 \cdot 50 = 2617 \text{ мм}^3$$

Об'єм циліндра:

$$V''_{\text{цил}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ц}}^2}{4} \cdot S = \frac{3,14 \cdot 35^2}{4} \cdot 48 = 46158 \text{ мм}^3$$

Відносний «мертвий» об'єм:

$$a''_m = V'' m_{\Sigma} / V''_{\text{цил}} = \frac{2617}{46158} \cdot 100\% \approx 5\%$$

## 7.8 Розрахунок нагнітаючих і всмоктуючих патрубків

Діаметр нагнітаючого патрубка першого ступеня:

$$d_H^I = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_A \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,035}{3,14 \cdot 15,817 \cdot 20}} = 0,012 \text{ м.}$$

де  $w = 20 \text{ м/с}$  - швидкість для нагнітаючого патрубка

Приймаємо  $d_H^I = 0,013 \text{ мм.}$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						81
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Діаметр всмоктуючого патрубкa першого ступеня:

$$d'_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_1 \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,035}{3,14 \cdot 7,472 \cdot 20}} = 0,017 \text{ м.}$$

де  $w = 20 \text{ м/с}$  - швидкість для всмоктуючого патрубкa.

Приймаємо:  $d'_{вс} = 0,018 \text{ мм}$ .

Виходячи з конструктивних міркувань, діаметри всмоктуючих і нагнітаючих патрубків приймаємо  $d' = 18 \text{ мм}$ .

Діаметр нагнітаючого патрубкa другого ступеня:

$$d_H'' = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_c \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,035}{3,14 \cdot 44,41 \cdot 20}} = 0,007 \text{ м}$$

Приймаємо  $d_H'' = 0,010 \text{ м}$ .

Діаметр всмоктувального патрубкa другого ступеня:

$$d''_{вс} = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot \rho_B \cdot w}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,035}{3,14 \cdot 21,279 \cdot 20}} = 0,0102 \text{ м.}$$

Приймаємо:  $d''_{вс} = 0,012 \text{ мм}$ .

Виходячи з конструктивних міркувань, діаметри всмоктуючих і нагнітаючих патрубків приймаємо  $d'' = 12 \text{ мм}$ .

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						82
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 7.9 Динамічний розрахунок першого ступеня

Вихідні дані наведені в таблиці 5.1

Таблиця 7.13 - Вихідні дані

Параметр	$p_1$	$p_2$	$c$	$D$	$s$	$n$	$\lambda_R$	$n$	$m$	$m_{ПС}$	$N_i$	$\eta_{мех}$
Позначення в програмі	$p_1$ , кПа	$p_2$ , кПа	$am$	$D$ , м	$S$ , м	$n$ , об/хв	$\lambda$ $R$	$n$	$m$	$m_s$ , кг	$N_{инд}$ , кВт	$\eta_{мех}$
Величина	1000	2740	0,05	0,058	0,048	1440	0,2	1,34	1,26	2,72	7,32	0,95

### РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ (всі сили в кН, кути в градусах)

модуль  $F_{тр.пс} = 0,10032$   $F_{тр.вр} = 0,0668$   $P_{г.2} = 2,642$

альфа = 0,0  $x = 0,0000$   $P_{г.1} = -7,239$

$J = 1,781$   $P_{сум} = -2,716$   $N = 0,000$

дельта = 0,0  $P_{шат} = -2,716$   $T = 0,000$   $Z = -2,716$

альфа = 26,2  $x = 0,0029$   $P_{г.1} = -2,642$

$J = 1,512$   $P_{сум} = 1,612$   $N = 0,142$

дельта = 31,275  $P_{шат} = 1,606$   $T = 0,834$   $Z = 1,373$

альфа = 20,0  $x = 0,0017$   $P_{г.1} = -3,655$

$J = 1,622$   $P_{сум} = 0,709$   $N = 0,048$

дельта = 23,9  $P_{шат} = 0,708$   $T = 0,287$   $Z = 0,647$

альфа = 40,0  $x = 0,0066$   $P_{г.1} = -2,642$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						83
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$J = 1,189$   $P_{\text{сум}} = 1,289$   $N = 0,164$

$\text{дельта} = 47,265$   $R_{\text{шат}} = 1,278$   $T = 0,939$   $Z = 0,868$

$\text{альфа} = 60,0$   $x = 0,0138$   $P_{g.1} = -2,642$

$J = 0,594$   $P_{\text{сум}} = 0,694$   $N = 0,118$

$\text{дельта} = 69,7$   $R_{\text{шат}} = 0,684$   $T = 0,641$   $Z = 0,237$

$\text{альфа} = 80,0$   $x = 0,0222$   $P_{g.1} = -2,642$

$J = -0,021$   $P_{\text{сум}} = 0,079$   $N = 0,015$

$\text{дельта} = 90,9$   $R_{\text{шат}} = 0,078$   $T = 0,078$   $Z = -0,001$

$\text{альфа} = 100,0$   $x = 0,0305$   $P_{g.1} = -2,642$

$J = -0,537$   $P_{\text{сум}} = -0,436$   $N = -0,084$

$\text{дельта} = 110,9$   $R_{\text{шат}} = -0,428$   $T = -0,4$   $Z = 0,153$

$\text{альфа} = 120,0$   $x = 0,0378$   $P_{g.1} = -2,642$

$J = -0,891$   $P_{\text{сум}} = -0,79$   $N = -0,135$

$\text{дельта} = 129,7$   $R_{\text{шат}} = -0,779$   $T = -0,599$   $Z = 0,497$

$\text{альфа} = 140,0$   $x = 0,0434$   $P_{g.1} = -2,642$

$J = -1,086$   $P_{\text{сум}} = -0,985$   $N = -0,126$

$\text{дельта} = 147,26$   $R_{\text{шат}} = -0,977$   $T = -0,528$   $Z = 0,822$

$\text{альфа} = 160,0$   $x = 0,0468$   $P_{g.1} = -2,642$

$J = -1,167$   $P_{\text{сум}} = -1,067$   $N = -0,073$

$\text{дельта} = 163,9$   $R_{\text{шат}} = -1,065$   $T = -0,295$   $Z = 1,023$

$\text{альфа} = 180,0$   $x = 0,048$   $P_{g.1} = -2,642$

$J = -1,187$   $P_{\text{сум}} = -1,087$   $N = 0,000$

$\text{дельта} = 180,0$   $R_{\text{шат}} = -1,087$   $T = 0,000$   $Z = 1,087$

					<b>ХМ 17.00.00.00 ПЗ</b>	Аркуш
						84
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

альфа = 180,0 x = 0,048 Pg.1 = -2,642

J = -1,187 Pсум = -1,288 N = 0,000

дельта = 180,0 Pшат = -1,288 T = 0,000 Z = -1,288

альфа = 200,0 x = 0,0468 Pg.1 = -2,726

J = -1,167 Pсум = -1,352 N = 0,092

дельта = 196,1 Pшат = -1,349 T = 0,374 Z = 1,296

альфа = 281,9 x = 0,0214 Pg.1 = -7,236

J = 0,033 Pсум = -4,66 N = 0,895

дельта = 271 Pшат = -4,574 T = 4,573 Z = -0,079

альфа = 220,0 x = 0,0434 Pg.1 = -3,005

J = -1,086 Pсум = -1,549 N = 0,198

дельта = 212,7 Pшат = -1,537 T = 0,831 Z = 1,293

альфа = 240,0 x = 0,0378 Pg.1 = -3,577

J = -0,891 Pсум = -1,926 N = 0,329

дельта = 230,3 Pшат = -1,898 T = 1,46 Z = 1,212

альфа = 260,0 x = 0,0305 Pg.1 = -4,679

J = -0,537 Pсум = -2,674 N = 0,517

дельта = 249,1 Pшат = -2,624 T = 2,451 Z = 0,938

альфа = 280,0 x = 0,0222 Pg.1 = -6,921

J = -0,021 Pсум = -4,401 N = 0,851

дельта = 269,1 Pшат = 4,318 T = 4,318 Z = 0,071

альфа = 300,0 x = 0,0138 Pg.1 = -7,239

J = 0,593 Pсум = -4,104 N = 0,7

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						85
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дельта = 290,3 Rшат = -4,044 T = 3,792 Z = -1,403

альфа = 320,0 x = 0,0066 Pg.1 = -7,239

J = 1,188 Pсум = -3,509 N = 0,448

дельта = 312,7 Rшат = -3,48 T = 2,557 Z = -2,361

альфа = 340,0 x = 0,0017 Pg.1 = -7,239

J = 1,622 Pсум = -3,075 N = 0,21

дельта = 336,1 Rшат = -3,068 T = 1,244 Z = -2,805

альфа = 360,0 x = 0,0000 Pg.1 = -7,239

J = 1,781 Pсум = -2,916 N = 0,000

дельта = 360,0 Rшат = -2,916 T = 0,001 Z = -2,916

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						86
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 7.10 Динамічний розрахунок другого ступеня

Вихідні дані наведені в таблиці 5.1

Таблиця 7.14 - Вихідні дані

Параметр	$p_1$	$p_2$	$c$	$D$	$s$	$n$	$\lambda_R$	$n$	$m$	$m_{ПС}$	$N_i$	$\eta_{мех}$
Позначення в програмі	$p1,$ кПа	$p2,$ кПа	$am$	$D,$ м	$S,$ м	$n,$ об/хв	$lambda$ $R$	$n$	$m$	$ms,$ кг	$N_{инд},$ кВт	$ETA$ $мех$
Величина	2740	7500	0,05	0,035	0,048	1440	0,2	1,37	1,26	2,72	7,32	0,95

### РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ (всі сили в кН, кути в градусах)

модуль  $F_{тр.пс} = 0,10032$   $F_{тр.вр} = 0,0668$   $P_{г.2} = 2,636$

альфа = 0,0  $x = 0,0000$   $P_{г.1} = -7,216$

$J = 1,781$   $P_{сум} = -2,698$   $N = 0,000$

дельта = 0,0  $P_{шат} = -2,698$   $T = 0,000$   $Z = -2,698$

альфа = 26,2  $x = 0,003$   $P_{г.1} = -2,636$

$J = 1,513$   $P_{сум} = 1,613$   $N = 0,142$

дельта = 31,249  $P_{шат} = 1,607$   $T = 0,833$   $Z = 1,374$

альфа = 20,0  $x = 0,002$   $P_{г.1} = -3,643$

$J = 1,622$   $P_{сум} = 0,715$   $N = 0,049$

дельта = 23,9  $P_{шат} = 0,714$   $T = 0,289$   $Z = 0,652$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						87
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

альфа = 40,0 x = 0,0066 Pg.1 = -2,636

J = 1,189 Pсум = 1,289 N = 0,164

дельта = 47,265 Pшат = 1,278 T = 0,939 Z = 0,868

альфа = 60,0 x = 0,014 Pg.1 = -2,636

J = 0,594 Pсум = 0,694 N = 0,118

дельта = 69,7 Pшат = 0,684 T = 0,641 Z = 0,237

альфа = 80,0 x = 0,0222 Pg.1 = -2,636

J = -0,021 Pсум = 0,079 N = 0,015

дельта = 90,9 Pшат = 0,078 T = 0,078 Z = -0,001

альфа = 100,0 x = 0,03 Pg.1 = -2,636

J = -0,537 Pсум = -0,436 N = -0,084

дельта = 110,9 Pшат = -0,428 T = -0,4 Z = 0,153

альфа = 120,0 x = 0,038 Pg.1 = -2,636

J = -0,891 Pсум = -0,79 N = -0,135

дельта = 129,7 Pшат = -0,779 T = -0,599 Z = 0,497

альфа = 140,0 x = 0,0434 Pg.1 = -2,636

J = -1,086 Pсум = -0,985 N = -0,126

дельта = 147,26 Pшат = -0,977 T = -0,528 Z = 0,822

альфа = 160,0 x = 0,0468 Pg.1 = -2,636

J = -1,167 Pсум = -1,067 N = -0,073

дельта = 163,9 Pшат = -1,065 T = -0,295 Z = 1,023

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						88
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



альфа = 180,0 x = 0,048 Pg.1 = -2,636

J = -1,187 Pсум = -1,087 N = 0,000

дельта = 180,0 Pшат = -1,087 T = 0,000 Z = 1,087

альфа = 180,0 x = 0,048 Pg.1 = -2,636

J = -1,187 Pсум = -1,288 N = 0,000

дельта = 180,0 Pшат = -1,288 T = 0,000 Z = -1,288

альфа = 200,0 x = 0,0468 Pg.1 = -2,722

J = -1,167 Pсум = -1,354 N = 0,092

дельта = 196,1 Pшат = -1,351 T = 0,374 Z = 1,298

альфа = 280,9 x = 0,022 Pg.1 = -7,221

J = 0,007 Pсум = -4,68 N = 0,901

дельта = 270 Pшат = -4,591 T = 4,591 Z = -0,004

альфа = 220,0 x = 0,043 Pg.1 = -3,007

J = -1,086 Pсум = -1,557 N = 0,199

дельта = 212,7 Pшат = -1,544 T = 0,835 Z = 1,299

альфа = 240,0 x = 0,0378 Pg.1 = -3,593

J = -0,891 Pсум = -1,948 N = 0,332

дельта = 230,3 Pшат = -1,919 T = 1,477 Z = 1,226

альфа = 260,0 x = 0,03 Pg.1 = -4,729

J = -0,537 Pсум = -2,73 N = 0,528

дельта = 249,1 Pшат = -2,679 T = 2,5 Z = 0,958

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						89
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

альфа = 280,0 x = 0,0222 Pg.1 = -7,057

J = -0,021 Pсум = -4,542 N = 0,878

дельта = 269,0 Pшат = 4,457 T = 4,456 Z = 0,074

альфа = 300,0 x = 0,014 Pg.1 = -7,216

J = 0,593 Pсум = -4,086 N = 0,697

дельта = 290,3 Pшат = -4,026 T = 3,776 Z = -1,397

альфа = 320,0 x = 0,007 Pg.1 = -7,216

J = 1,188 Pсум = -3,491 N = 0,445

дельта = 312,7 Pшат = -3,46 T = 2,554 Z = -2,349

альфа = 340,0 x = 0,002 Pg.1 = -7,216

J = 1,622 Pсум = -3,058 N = 0,209

дельта = 336,1 Pшат = -3,051 T = 1,237 Z = -2,789

альфа = 360,0 x = 0,0000 Pg.1 = -7,281

J = 1,781 Pсум = -2,899 N = 0,000

дельта = 360,0 Pшат = -2,899 T = 0,001 Z = -2,899

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						90
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 7.11 Визначення потужності електродвигуна

Визначимо ефективні потужності компресора на I і II ступенях стиснення. При цьому вважаємо значення  $\eta_{\text{мех}} = 0,85$ .

Для I-го ступеня стиснення маємо:

$$N_I = \frac{k \cdot p_0 \cdot \dot{V}_I}{(k-1) \cdot \lambda_T^I \cdot \lambda_G^I \cdot \eta_{\text{мех}}} \cdot \left( \varepsilon_I^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) =$$
$$= \frac{1,3 \cdot 1 \cdot 10^6 \cdot 0,0046}{(1,3-1) \cdot 0,969 \cdot 0,97 \cdot 0,85} \cdot \left( 3,02^{\frac{1,3-1}{1,3}} - 1 \right) = 7248 \text{ Вт.}$$

Аналогічно для II-го ступеня стиснення:

$$N_{II} = \frac{k \cdot p_{\text{пр}} \cdot Q_{II}}{(k-1) \cdot \lambda_T^{II} \cdot \lambda_G^{II} \cdot \eta_{\text{мех}}} \cdot \left( \varepsilon_{II}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) =$$
$$= \frac{1,35 \cdot 2,74 \cdot 10^6 \cdot 0,00166}{(1,35-1) \cdot 0,970 \cdot 0,97 \cdot 0,85} \cdot \left( 2,932^{\frac{1,35-1}{1,35}} - 1 \right) = 7055 \text{ Вт.}$$

де  $k$  - показник адіабати газу

Потужність на валу компресора:

$$N = N_I + N_{II} = 7248 + 7055 = 14303 \text{ Вт} = 14,3 \text{ кВт.}$$

Тоді потужність електродвигуна:

$$N_{\text{эд}} = \frac{N}{\eta_{\text{де}} \cdot \eta_{\text{пер}}} = \frac{14,3}{0,92} = 15,5 \text{ кВт,}$$

де  $\eta_{\text{де}}$  – ККД електродвигателя;  $\eta_{\text{пер}}$  – ККД передачі.

Підбираємо вибухозахищений електродвигун з номінальною частотою обертання 1470 об/хв, потужністю 18,5 кВт марки АИМ(У) 160М-4, напруга живлення 380 В.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						91
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## 7.12 Розрахунки на міцність

### Перевірочний розрахунок днища поршня першого ступеня

Днище поршня розраховуємо як круглу плиту, забиту по периметру.

Розрахункове напруження згинання:

$$\sigma_u^I = 0,68 p_u \frac{r^2}{\delta^2},$$

де  $p_u = p_k - p_{атм} = 1 \cdot 10^6 - 10^5 = 9 \cdot 10^5$  Па – максимальний надлишковий тиск;

$r$  – радіус закладення днища поршня;

$$r = D_n^I - \delta = 0,058 - 0,01 = 0,048 \text{ м};$$

$\delta$  – товщина днища;  $\delta = 0,010$  м.

$$\sigma_u^I = 0,68 \cdot 9 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,048^2}{0,01^2} = 14,1 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 14,1 \text{ МПа}.$$

З урахуванням коефіцієнта запасу  $n = 3$ ,

$$\sigma_u^{II} = \frac{14,1}{3} = 4,7 \text{ МПа}.$$

Допускається для днища чавунних поршнів  $[\sigma_u] \geq 100 \text{ МПа}$

### Перевірочний розрахунок днища поршня другого ступеня

Розрахункове напруження згинання:

$$\sigma_u^{II} = 0,68 p_u \frac{r^2}{\delta^2},$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						92
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де  $p_u = p_{np} - p_{атм} = 2,74 \cdot 10^6 - 10^5 = 26,4 \cdot 10^5 \text{ Па}$  – максимальний надлишковий тиск;

$r$  – радіус закладення днища поршня;

$$r = D_n'' - \delta = 0,035 - 0,01 = 0,025 \text{ м};$$

$\delta$  – товщина днища;  $\delta = 0,010 \text{ м}$ .

$$\sigma_u'' = 0,68 \cdot 26,4 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,025^2}{0,01^2} = 11,2 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 11,2 \text{ МПа}.$$

З урахуванням коефіцієнта запасу  $n = 3$ ,

$$\sigma_u''' = \frac{11,2}{3} = 3,7 \text{ МПа}.$$

Допускається для днища чавунних поршнів  $[\sigma_u] \geq 100 \text{ МПа}$

### 7.13 Перевірочний розрахунок поршневих пальців

Першого ступеня:

Поршневий палець розраховується як балка на двох опорах з рівномірно розподіленим навантаженням по довжині шатунного підшипника.

Напруга в пальці:

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W}.$$

Максимальний згинальний момент в середньому перерізі пальця:

$$M_{изг} = \frac{p_{\Gamma}}{2} \left( \frac{b}{2} + \frac{a}{2} \right) - \frac{p_{\Gamma}}{2} \cdot \frac{c}{4}.$$

Газова сила дорівнює:

$$p_{\Gamma}^I = p_{\kappa} \frac{\pi D_n^2}{4} = 1 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,058^2}{4} = 2,64 \text{ кН}.$$

$a, b, c$  – відповідні відрізки (див. рис.3).

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						93
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

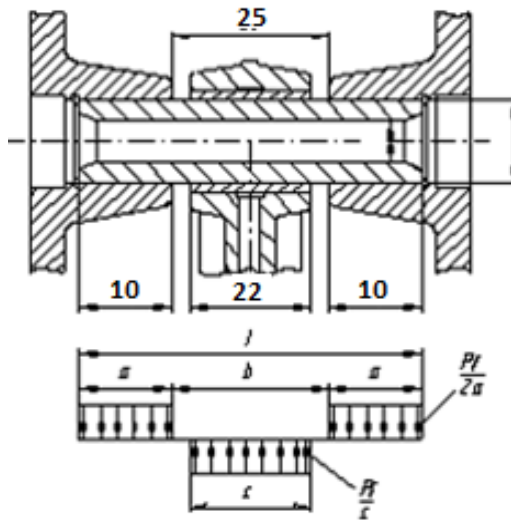


Рисунок 7.6 - поршневий палець

$$M'_{изг} = \frac{2640}{2} \cdot \left( \frac{25 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2} \right) - \frac{2640}{2} \cdot \frac{22 \cdot 10^{-3}}{4} = 8,58 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору згинанню:

$$W = \frac{\pi}{16} \left( \frac{d_n^4 - d_{вн}^4}{d_n} \right),$$

де  $d_n = 14 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  - зовнішній діаметр пальця;

$d_{вн} = 12 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  - внутрішній діаметр пальця.

$$W' = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{0,014^4 - 0,012^4}{0,014} \right) = 2,47 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3.$$

Тоді:

$$\sigma' = \frac{8,58}{2,47 \cdot 10^{-7}} = 34,7 \text{ МПа}.$$

Допустиме значення  $[\sigma'] = \frac{\sigma_{вр}}{n}$ ,

де  $n = 3$  - коефіцієнт запасу;

$\sigma_{вр} = 780 \text{ МПа}$  для сталі 40Х.

$$[\sigma'] = \frac{780}{3} = 260 \text{ МПа}.$$

$[\sigma'] = 260 \text{ МПа} > \sigma = 80,12 \text{ МПа}$  - товщина пальця задовольняє міцності.

									Аркуш
									94
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата					

## Другого ступеня

Поршневий палець розраховується як балка на двох опорах з рівномірно розподіленим навантаженням по довжині шатунного підшипника.

Напруга в пальці:

$$\sigma = \frac{M_{изг}}{W}.$$

Максимальний згинальний момент в середньому перерізі пальця:

$$M_{изг} = \frac{p_{\Gamma}}{2} \left( \frac{b}{2} + \frac{a}{2} \right) - \frac{p_{\Gamma}}{2} \cdot \frac{c}{4}.$$

Газова сила дорівнює:

$$p_{\Gamma}^{II} = p_{np} \frac{\pi D II_n^2}{4} = 2,74 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,035^2}{4} = 2,634 \text{ кН}.$$

$a, b, c$  – відповідні відрізки (см. рис. 3).

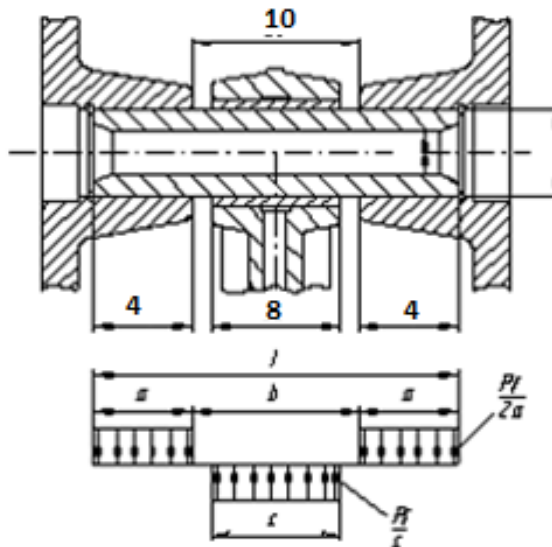


Рисунок 7.7 - Поршневий палець

$$M_{изг}^{II} = \frac{2634}{2} \cdot \left( \frac{10 \cdot 10^{-3}}{2} + \frac{4 \cdot 10^{-3}}{2} \right) - \frac{2634}{2} \cdot \frac{8 \cdot 10^{-3}}{4} = 6,585 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент опору згинанню:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						95
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$W = \frac{\pi}{16} \left( \frac{d_n^4 - d_{вн}^4}{d_n} \right),$$

де  $d_n = 18 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  - зовнішній діаметр пальця;

$d_{вн} = 11 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  - внутрішній діаметр пальця.

$$W'' = \frac{\pi}{16} \cdot \left( \frac{0,006^4 - 0,005^4}{0,006} \right) = 2,1 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3.$$

Тоді:

$$\sigma'' = \frac{6,585}{2,1 \cdot 10^{-7}} = 31,3 \text{ МПа}.$$

Допустиме значення  $[\sigma'] = \frac{\sigma_{сп}}{n}$ ,

де  $n = 3$  - коефіцієнт запасу;

$\sigma_{сп} = 780 \text{ МПа}$  для сталі 40Х.

$$[\sigma'] = \frac{780}{3} = 260 \text{ МПа}.$$

$[\sigma'] = 260 \text{ МПа} > \sigma = 31,3 \text{ МПа}$  - товщина пальця задовольняє міцності.

#### 7.14 Розрахунок шатунних болтів на міцність

Шатунні болти перевіряються на розрив від максимальної сили інерції

$I_{ПС \max}$  поршня і шатуна і зусилля затяжки  $T_{зам}$ .

розривна напруга  $\sigma_p$  дорівнює:

$$\sigma_p = \frac{I_{ПС \max} + z'_y + T_{зам}}{i \cdot f},$$

де  $i = 2$  - число гвинтів;

$f = \frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 0,008^2}{4} = 5,02 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$  - площа найменшого перетину гвинта.

Розрахункове зусилля від сили інерції шатуна:

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						96
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



$$z'_y = m'_{ш} \omega^2 R,$$

де  $m'_{ш}$  – маса частини шатуна, що обертається, без кришки,

$$m'_{ш} = \frac{2}{3} m_{ш} \cdot 0,36 = \frac{2}{3} \cdot 1,2 \cdot 0,36 = 0,288 \text{ кг}$$

де  $m_{ш} = 1,2 \text{ кг}$  – маса шатуна.

$$R = \frac{L}{2} = 0,024 \text{ м} – \text{ радіус кривошипа.}$$

$$\omega = 2\pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 24 = 150,72 \text{ с}^{-1} – \text{ кутова швидкість обертання валу.}$$

$$z'_y = 0,288 \cdot 150,72^2 \cdot 0,024 = 157 \text{ Н}$$

$I_{ПС \max} = 3,38 \text{ кН}$  – з динамічного розрахунку.

$$T_{зат} = 2,7 \cdot (I_{ПС \max} + z'_y) = 2,7 \cdot (3,38 \cdot 10^3 + 157) = 9549,9 \text{ Н}.$$

$$\sigma_p = \frac{3380 + 157 + 9549,9}{2 \cdot 5,02 \cdot 10^{-5}} = 130,3 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

$\sigma_T = 550 \text{ МПа}$  – межа текучості для сталі 40Х

Запас міцності:

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_p} = \frac{550}{130,3} = 4,22.$$

Допускається  $n = 1,5 \dots 3$ , отже запас міцності гарантований.

### 7.15 Розрахунок противаг

Для врівноваження сил інерції (їх моменту) від поступально рухомих частин першого порядку і моменту сил інерції від обертових мас застосовують противаги.

Необхідна маса противаги визначається за формулою:

$$m_{пр} = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_{нс}}{r_{пр}} \cdot R,$$

де  $R = 0,025 \text{ м}$  – радіус кривошипа;

$r_{пр} = 0,0316 \text{ м}$  – радіус противаг;

$m_{ш} = 1,2 \text{ кг}$  – маса шатуна;

$m_{нс} = 2,72 \text{ кг}$  – маса поступально рухомих частин.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						97
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

$$m_{np} = \frac{1}{2} \cdot \frac{2,72}{0,0316} \cdot 0,025 = 1,076 \text{ кг} \cdot$$

Моментів від сил інерції поступально-рухомих частин I порядку не виникає, так як шатуни розташовані поруч на одній шийці коленвала і плече між ними практично дорівнює 0.

Ширина противаги:

$$h = \frac{m}{S \cdot \rho} = \frac{1,076}{0,00394 \cdot 7800} = 0,034 \text{ м} = 34 \text{ мм},$$

де S - площа бічної поверхні противаги.

### 7.16 Перевірочний розрахунок підшипників

При проектуванні компресора були прийняті шарикопідшипники радіальні сферичні дворядні 1210 ГОСТ 28428-90 (середня серія, самоустановлювальні).

$c = 22,8 \text{ кН}$  – динамічна вантажопідйомність підшипника;

$c_0 = 11 \text{ кН}$

По динамічному розрахунку визначаємо положення, при якому сили  $T_{\text{сум}}$  і  $Z_{\text{сум}}$  досягають одночасно максимальних значень при  $\alpha = 120^\circ$ .

$$T_{\text{сум}} = 5,75 \text{ кН}; Z_{\text{сум}} = 0,7 \text{ кН}.$$

Оскільки відстань між опорами однакові, то опори навантажені однаково:

$$R_A^\Sigma = R_B^\Sigma = \frac{\sqrt{5,75^2 + 0,7^2}}{2} = 4,1 \text{ кН}.$$

Перевіримо попередньо прийняті підшипники:

$$X = 1; Y = 2,68 \text{ для } \frac{F_a}{V F_r} < e.$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						98
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Еквівалентне навантаження:

$$P = VF_r K_\sigma K_T,$$

де  $K_\sigma = 1,2$  – коефіцієнт безпеки;

$K_T = 1$  – температурний коефіцієнт;

$V = 1,2$  – при обертанні зовнішнього кільця.

$$P = 1,2 \cdot 4,1 \cdot 1,4 \cdot 1 = 5,9 \text{ кН}.$$

Згідно таблиці 9.24 із [3] с.220 при  $n = 1500 \text{ об/мин}$  и  $L_h = 16000 \text{ час}$  – термін служби підшипників:  $\left(\frac{c}{P}\right)_{mp} = 3,8$  – для шарикопідшипників.

Необхідна динамічна вантажопідйомність підшипника:

$$c_{mp} = P \cdot \left(\frac{c}{P}\right)_{mp} = 5,9 \cdot 3,8 = 22,4 \text{ кН}.$$

Отримуємо, що  $c > c_{mp}$  ( $22,8 > 22,4$ ), отже, підшипники підходять для даного компресора.

## Розділ «Охорона праці»

Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата

ХМ 17.00.00.00 ПЗ

Аркуш

99

## **Небезпеки, що виникають при роботі компресорних установок**

Основними джерелами небезпек при експлуатації компресорних установок є:

- 1) підвищений (в порівнянні з атмосферним) тиск газу;
- 2) розрідження (знижений в порівнянні з атмосферним тиск газу) на всмоктуючій лінії;
- 3) підвищення температури спалюваного газу;
- 4) зворотно-поступальний і обертальний рух робочих органів;
- 5) можливість зрідження окремих компонентів стисливих газових сумішей;
- 6) наявність в обсязі стиснення горючих та токсичних речовин.
- 7) небезпека ураження електричним струмом.

**Високий тиск газу**, що створюється компресором, сприяє порушенню міцності матеріалів, з яких виготовлені деталі ступенів. В результаті порушення міцності деталей можлива поява здуття, тріщин і т.п., що неминуче призводить до фізичного вибуху. Підвищення тиску газу відбувається практично адіабатично, що веде до нагрівання стискання газу і машини до високої температури (400°C і більше).

На всмоктувальній лінії компресорних установок тиск газу прагне бути нижче атмосферного (розрідження), що при розгерметизації трубопроводів може призвести до потрапляння кисню повітря в горючий газ тиск якого підвищується, або горючих газів в повітря тиск якого підвищується. Дана обставина сприяє утворенню вибухонебезпечної суміші в циліндрах і порожнинах компресорів, що при наявності високої температури призведе до хімічного вибуху.

Вибухи газо-повітряних сумішей можуть відбуватися тільки при вмісті газу в повітрі в інтервалі між нижньою і верхньою межами вибуховості.

					<b>ХМ 17.00.00.00 ПЗ</b>	Аркуш
						100
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Вибух - це швидке згоряння газо-повітряної суміші в замкнутому об'ємі. Утворені при вибуху нагріті стислі гази, розширюючись, можуть привести до руйнування установки і приміщення, в якому він стався. Тиск, що виникає при вибуху, залежить в основному від температури продуктів горіння, яка в цих умовах буває дуже високою, наприклад, водню - 2210 ° С, окису вуглецю - 2468 ° С, метану - 2065 ° С, природного газу - 1830 ° С, коксового газу - 1885° С. Тиск, що виникає під час вибуху газо-повітряних сумішей, як правило, не перевищують 10 (кг·с )/ см<sup>2</sup>.

Ударна або вибухова хвиля, що виникає після вибуху може призвести до детонації. Детонація - це особливий вид поширення полум'я. Швидкість детонації дуже висока (кілька тисяч метрів в секунду).

При детонації повітряні суміші швидко розігріваються в результаті стиснення їх ударною хвилею, що рухається перед фронтом полум'я, тут виникають найбільший вибуховий тиск (20 (кг·с )/ см<sup>2</sup>), а отже, і найбільш сильні руйнування газопроводів і приміщень. Детонація буває тільки при певному складі газо-повітряних сумішей. Межі детонації в газо-повітряних сумішах значно менше меж їх займистості.

Зріджені гази являють собою вуглеводневі органічні сполуки або їх суміші, які при звичайних умовах знаходяться в газоподібному стані, при підвищенні тиску перетворюються в рідину, а при зниженні його випаровуються.

**1.2 Висока температура стиснення газу, крім зазначеного явища,** призводить до зменшення в'язкості мастила, що ініціює його розпорошення і посилення термічного розкладання. При цьому виділяються водень, граничні і ненасичені легкі вуглеводні, в тому числі ацетилен, а це сприяє утворенню вибухонебезпечних сумішей, якщо підвищується тиску повітря. Мастило, розкладаючись при високій температурі, сприяє утворенню так званого нагару на стінках циліндрів, клапанних пристроїв і нагнітальних

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						101
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

трубопроводів, що представляє собою тверді продукти розкладання (вуглець, смоли, кокс, асфальтени і ін.).

Нагар веде до збільшення тертя між рухомими деталями, місцевим перегрівів, заклинювання поршнів в циліндрах поршневих компресорів.

Також, коли здійснюється нормальна експлуатація компресорів, температура корпусу компресора, особливо в області нагнітає терміналу і клапанних механізмів, досягає значень 100 ... 120°C. Такі температури, при випадковому або необережному зіткненні, можуть викликати на шкірних покривах людини опіки різного ступеня.

### **Зворотно-поступальний і обертальний рух робочих органів**

компресорних установок через неврівноваженості рухомих мас є головною причиною генерування вібрації. При цьому вібрація становить небезпеку як для самої компресорної установки, так і для обслуговуючого персоналу. Для компресорної установки вібрація небезпечна, так як зменшує міцність матеріалу і з'єднань деталей один з одним у всіх вузлах машини. Для обслуговуючого персоналу вібрація небезпечна тим, що викликає підвищене відкладення солей в суглобах, звуження кровоносних судин і, як наслідок, підвищення кров'яного тиску та інші небезпечні для людини явища. Вібрація є також головною причиною генерування шуму з високими рівнями звуку (80 дБА і більше), який призводить до порушення нормального функціонування практично всіх систем організму людини (до приглухуватості, зниження гостроти зору, гіпертонії, неврозів і ін.).

При підвищенні тиску легко зріджуємих газів (NH<sub>3</sub>, Cl<sub>2</sub>, SO<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub> і ін.) Можливе утворення крапель скрапленого газу, які ініціюють гідравлічні удари, що викликає ерозію і руйнування поршня і головки поршневого компресора.

При підвищенні тиску горючих газів, крім зазначених небезпек, при розгерметизації ступенів компресора і нагнітальних трубопроводів можливе

					Аркуш
					102
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата	

утворення вибухонебезпечних газоповітряних сумішей в об'ємі приміщення, де розміщується машина, що призводить до вибуху і руйнування не тільки компресорної установки, але і приміщення (будівлі).

При підвищенні тиску токсичних речовин несправності в роботі компресорної установки можуть привести до масових отруєнь обслуговуючого персоналу і населення, так як концентрації цих речовин в повітрі можуть перевищувати відповідні гранично-допустимі концентрації (ГДК).

При раптовій зупинці компресорної установки, наприклад, при відключенні електроенергії, можливе надходження зазначених речовин з ємностей, апаратів і т.п. назад в машину, а з неї в приміщення, що також може привести до масових отруєнь обслуговуючого персоналу і населення.

#### **Наявність в об'ємі стиснення горючих та токсичних речовин.**

Розпочатий процес горіння підпаленої газо-повітряної суміші триватиме самостійно, якщо кількість тепла, що виділяється при горінні, досить для того, щоб нагрівати знову надходжуючу до місця горіння суміш до температури її займання. Якщо в суміші буде занадто мало газу або недостатньо повітря, то тепла, що виділяється при горінні, не вистачить для нагрівання газу і повітря і горіння суміші припиниться.

Природний газ горить при певному співвідношенні його з повітрям в складі газо-повітряної суміші. Для повного згоряння 1 м<sup>3</sup> газу теоретично потрібно близько 10 м<sup>3</sup> повітря. Займання природного газу відбувається в тому випадку, коли вміст його в газо-повітряної суміші становить 3,8-15%.

Газоповітряна суміш з такою концентрацією природного газу за певних умов вибухонебезпечна. Так, якщо в якомусь об'ємі (приміщенні, топці теплового агрегату, котловані і т. п.) міститься подібна суміш газу з повітрям,

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						103
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

то при внесенні до нього вогню або іншого джерела теплового випромінювання (іскра при включенні електроосвітлення) може статися вибух.

Мінімальний вміст газу в суміші з повітрям, при якому йде процес мимовільного горіння (без припливу тепла ззовні), називається нижньою межею вибуховості.

Максимальний вміст газу в суміші з повітрям, вище якого суміш стає негорючою, називається верхньою межею вибуховості. Якщо вміст горючого газу в газо-повітряної суміші нижче нижньої межі вибуховості, суміш при запалюванні не горить і не вибухає. У цьому випадку близько запала суміш може горіти, але процес мимовільного горіння не настає і при видаленні запала (джерела тепла ззовні) горіння припиняється. Якщо вміст горючого газу в газо-повітряної суміші вище верхньої межі вибуховості, то в закритому об'ємі така суміш також не горить і не вибухає.

**Небезпека ураження електричним струмом при роботі з компресором.** Двигун компресора, в більшості випадків, працює від електричного струму, який є джерелом підвищеної небезпеки. Навіть не дивлячись на те, що самі двигуни «заховані» всередині міцного металевого корпусу, завжди існує небезпека ураження електричним струмом: так як із зовнішнього боку корпусу компресора є термінал, через який відбувається підключення електродвигуна компресора до пристроїв, які подають електрику до обмоток електродвигуна . Обов'язково є кабелі або проводи, за допомогою яких здійснюється подача електрики, є місця, де виробляється комутація (з'єднання, розгалуження, перемикання і т.п.) різних пристроїв, що вимагають для своєї роботи електричного струму .

**Основні способи і засоби безпечної експлуатації компресорних установок**

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						104
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



Для запобігання аварій, пов'язаних з перевищенням робочого тиску, в компресорних установках на всіх щаблях стиснення встановлюються запобіжні клапани. У тих випадках, коли запобіжний клапан не може працювати надійно (наприклад, при низькій пропускній спроможності) перед запобіжним клапаном встановлюється розривна мембрана. Запобіжні пристрої встановлюються до запірної арматури і до зворотного клапана.

Для забезпечення надійного змащення, особливо поршневих компресорних установок, передбачається подача масла під тиском спеціальними циркуляційними системами з циклічною фільтрацією його в фільтрах. Всі лінії подачі масла в системі змащення циліндрів і сальників забезпечуються зворотними клапанами. На кожному ступені підвищення тиску газу встановлені манометри для контролю тиску масла. Для змащення циліндрів і сальників газових компресорних установок застосовуються масла з температурою спалаху парів не менше, ніж на 20 ° С вище температури повітря, що нагнітається газу. Як правило, температура спалаху парів компресорних мастил більш 200 ° С, а температура самозаймання не менше 400 ° С.

Для змащення кисневих компресорних установок мастила не застосовуються, а мастило таких машин здійснюється водно-гліцеринової емульсією (гліцеринове мило, 10-відсотковий розчин гліцерину в воді).

Для змащення хлорних компресорних установок застосовується концентрована сірчана кислота, яка на відміну від інших речовин не піддається хлоруванню.

Багатоступінчасті компресорні установки мають систему охолодження стиснення газу після кожного ступеня в спеціальних холодильниках-сепараторах, що запобігає підвищенню температури і газу і машини, а також потрапляння в циліндри знижених газових компонентів.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						105
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Для згладжування пульсацій тиску стисненого газу між поршневим компресором і магістраллю встановлюються буферні ємності і зворотний клапан (між ємністю і компресором). При цьому буферні ємності (ресивери) встановлюються на огороженому майданчику та обладнаному арматурою для спуску води і масла, манометрами, запобіжними клапанами, лазами і люками.

З метою запобігання утворенню вибухонебезпечних газових сумішей в циліндрах і порожнинах компресорних установок тиск підтримується вище атмосферного, а система енергопостачання машини заблокована зі станом лінії всмоктування таким чином, що відбувається відключення енергоживлення електроприводу при зниженні тиску на всмоктування нижче атмосферного або при наявності кисню в надходить газі.

Зниження генерується компресорними установками вібрації досягається шляхом установки їх на масивні фундаменти, а між ними встановлюються віброізолятори.

На випадок порушення герметичності компресорної установки передбачається робоча і аварійна вентиляція, що включається автоматично при перевищенні гранично-допустимих концентрацій шкідливих речовин або нижніх концентраційних меж поширення полум'я (НКРП) в повітрі робочої зони.

Для забезпечення безаварійної роботи компресорні установки забезпечуються необхідними контрольними-вимірними приладами (термометрами, манометрами, витратомірами і ін.), А також звуковою та світловою сигналізацією про порушення експлуатаційних параметрів.

Для обслуговуючого персоналу в приміщенні компресорної влаштується звукоізольована кабіна, що забезпечує необхідний огляд навколишнього простору. Рівень звуку в кабіні не повинен перевищувати 80

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						106
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

дБА. Кабіна повинна бути обладнана засобами зв'язку з технологічно сполученими з машиною приміщеннями. У кабіні, як правило, розміщуються щити управління роботою компресорних установок.

Компресорні установки розміщуються в окремо розташованих будинках з підвітряного боку по відношенню до інших будівель підприємства. При цьому в сторону інших будівель повинна бути орієнтована глуха стіна компресорної.

З метою попередження руйнування будівлі компресорної при можливому вибуху дах виконується легкоскидних, а скління - стрічковим. При цьому необхідно дотримуватися умова: сумарна площа вікон, дверей і легкоскидних панелей покриттів повинна становити не менше 0,05 м<sup>2</sup> на 1 м<sup>3</sup> об'єму приміщення компресорної.

До обслуговування компресорних установок допускаються машиністи і апаратники, які пройшли спеціальну підготовку, атестовані і мають відповідні посвідчення на право експлуатації цих небезпечних машин.

### **Розрахунок захисного заземлення**

Для запобігання електричних травм, які можуть бути викликані при дотику до металевих конструкцій або корпусів електроустаткування, що опинилися під напругою внаслідок пошкодження ізоляції, а також для захисту апаратури влаштовуються захисні заземлення, що представляють собою навмисне з'єднання з землею або її еквівалентом металевих частин електроустановок, які нормально не знаходяться під напругою.

Розрахунок заземлюючого пристрою здійснюють виходячи з його максимально допустимого опору, встановленого для відповідного обладнання.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						107
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

В електроустановках напругою вище 1000 В в мережі з заземленою нейтраллю опір заземлювального пристрою повинен бути не більше 0,5 Ом в будь-яку пору року, тобто  $R_{дор} \leq 0,5 \text{ Ом}$ .

Так як природний заземлювач відсутній, то передбачається штучний заземлювач, опір якого  $R_I \leq R_{дор} \leq 0,5 \text{ Ом}$ .

Визначимо розрахунковий питомий опір  $\rho_T = \rho \cdot \varphi$ , де  $\rho$  – питомий опір ґрунту, Ом·м,  $\varphi$  - кліматичний коефіцієнт (вибирається з довідника відповідно до кліматичних умов окремих зон). Вибираємо тип ґрунту - ґрунт з опором  $\rho = 20 \text{ Ом}\cdot\text{м}$ , а кліматичний коефіцієнт відповідно до нашої зоною  $\varphi = 1,5$ . Тоді розрахункова питомий опір буде визначено:

$$\rho_T = \rho \cdot \varphi = 20 \cdot 1,5 = 30 \text{ Ом}\cdot\text{м}.$$

Виберемо тип заземлювача і його розміри. Штучний заземлювач відноситься до типу трубчастий або стрижневий довжиною  $l = 3 \text{ м}$  і діаметром  $d = 0,05 \text{ м}$ . Відстань від заземлювача до поверхні землі приймемо рівним  $h = 0,8 \text{ м}$ .

Розрахуємо опір розтікання одиночного трубчастого заземлювача:

$$R_0 = \frac{\rho_T}{2\pi \cdot l} \cdot \left( \ln \frac{2l}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4H + l}{4H - l} \right),$$

де  $H = h + \frac{l}{2} = 0,8 + \frac{3}{2} = 2,3 \text{ м}$  - відстань від поверхні землі до середини заземлювача.

Використовуючи вище наведені дані, отримаємо:

$$R_0 = \frac{30}{2 \cdot 3,14 \cdot 3} \cdot \left( \ln \frac{2 \cdot 3}{0,05} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 2,3 + 3}{4 \cdot 2,3 - 3} \right) = 8,16 \text{ Ом},$$

Кількість паралельно з'єднаних одиночних заземлювачів, необхідних для отримання допустимого значення опору заземлення, без урахування опору смуги з'єднання, становитиме:

$$n = \frac{R_0}{R_{дор} \cdot \eta'}$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						108
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

де  $\eta$  - коефіцієнт використання групового заземлювача. Згідно з довідковими даними, кількість паралельно з'єднаних одиночних заземлювачів повинно бути не менше двох. Так як ми розраховуємо одиночне заземлення, то з довідкових таблиць вибираємо  $\eta = 1$ .

Тоді

$$n = \frac{8,16}{0,5 \cdot 1} = 16,32 \approx 17,$$

Довжина смуги з'єднання визначається як:

$$L = a(n - 1),$$

де  $a = 3$  м - відстань між вертикальними заземлювачами.

Відповідно  $L = 3(17 - 1) = 48$  м.

Розрахуємо опір  $R_n$  смуги з'єднання, використовуючи формулу:

$$R_n = \frac{\rho_T}{2\pi \cdot L} \cdot \ln \frac{2L^2}{d \cdot h'}$$

де  $d$  - еквівалентний діаметр сполучної смуги шириною  $b$ . Прийmemo  $d = 0,95b$  при  $b = 15$  см.

Тоді

$$R_n = \frac{30}{2 \cdot 3,14 \cdot 48} \cdot \ln \frac{2 \cdot 48^2}{0,95 \cdot 0,15 \cdot 0,8} = 1,055 \text{ Ом.}$$

Виходячи зі знайдених значень, можна розрахувати опір всього заземлювального пристрою з урахуванням сполучної смуги:

$$R = \frac{R_0 \cdot R_n}{R_0 \cdot \eta_n + R_n \cdot n \cdot \eta'}$$

де  $\eta_n$  - коефіцієнт використання сполучної смуги, вибирається з довідника і відповідно до заданих умов має значення  $\eta_n = 1$ .

$$R = \frac{8,16 \cdot 1,055}{8,16 \cdot 1 + 1,055 \cdot 17 \cdot 1} = 0,33 \text{ Ом,}$$

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						109
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

Таким чином, опір розтікання групового штучного заземлювача дещо менше заданого (0,5 Ом), що підвищує безпеку.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						110
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## Висновок

В результаті виконання випускної роботи магістра, було спроектовано та досліджено систему охолодження дожимного газового компресору для маломобільної установки. Для заданих умов було розраховано двоступеневий, V-подібний компресор. Також для зменшення роботи в компресорі є міжступеневий кінцевий охолоджувач. Як правило, в такому обладнанні використовується повітря. Але особливістю даної роботи є використання випарного ефекту, а саме застосування апарату випарного охолодження зі зрошенням. А також випарного охолодження з ефектом Майсоценка. За рахунок застосування випарного ефекту збільшилась тепловіддача. А це в свою чергу дозволить збільшити площу поверхні даних апаратів.

Були виконані дослідження в результаті яких було показано, що значення теплового потоку розрахованого апарату повітряного охолодження залежить від температури довкілля. При збільшенні температури довкілля збільшується значення теплового потоку

Також з проведених досліджень випливає, що на ефективність продуктивності апарату позитивно впливає ребра і зрошення. При постійній температурі оточуючого середовища 30 °С, ефективність продуктивності апарату з оребреними трубами, в порівнянні з неоребреними трубами, покращилася в 2,3 рази. Ефективність продуктивності неоребреного апарату з зрошенням, в порівнянні з апаратом без зрошення, покращилася в 2,7 рази. Ефективність продуктивності гладкотрубного апарату зі зрошенням, що працює з використанням ефекту Майсоценка, в порівнянні з апаратом без зрошення, покращилася в 2,8 рази.

В роботі було виконано розділ «охорони праці», у якому було розглянуто основні небезпечні фактори при роботі з даним компресором, шкідливі та небезпечні чинники при роботі з природним газом. Також було проведено розрахунок захисного заземлення.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						111
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		

## Список літератури

1. Данилова Г.Н., Богданов С.Н. и др. «Теплообменные аппараты холодильных установок» - Л.: Машиностроение, 1986 – 303 с.

2. Краснощеков Е.А., Сукомел А.С. Задачник по теплопередаче Л.: Машиностроение, 1980. – 285 с.

3. Методичні вказівки до переддипломної практики студентів за напрямом підготовки "Енергомашинобудування" спеціальностей "Холодильні машини і установки", та "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка" денної та заочної форм навчання Суми СумДУ 2014

4. Методичні вказівки до практичних занять на тему "Теплопровідність" з дисципліни "Тепломасообмін" для студентів спеціальностей "Холодильні машини і установки", та "Компресори, пневмоагрегати та вакуумна техніка" денної та заочної форм навчання Частина II Суми СумДУ 2011

5. Методичні вказівки до практичних занять на тему «Теорія подібності теплових процесів», «Конвекція» з дисципліни "Тепломасообмін" для студентів усіх спеціальностей "Холодильні машини і установки", "Енергетичний менеджмент" Частина I Суми СумДУ 2011.

6. Методичні вказівки до практичних занять на тему «Теорія подібності теплових процесів», «Конвекція» з дисципліни "Тепломасообмін" для студентів усіх спеціальностей "Холодильні машини і установки", "Енергетичний менеджмент" Частина II Суми СумДУ 2011.

7. Методичні вказівки до практичних занять на тему «Теорія подібності теплових процесів», «Конвекція» з дисципліни "Тепломасообмін" для студентів усіх спеціальностей "Холодильні машини і установки", "Енергетичний менеджмент" Частина III Суми СумДУ 2011.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						112
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		



8. Н.Н. Кошкин, И.А. Сакуна и др. Холодильные машины. – Л.: Машиностроение, 1985 – 542 с.

9. Авчухов В.В. Паюсте Б.Я. Задачник по процессам теплообмена Л.: Машиностроение, 1986. – 142 с.

10. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Том 1. Теория и расчет. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2006. – 456 с.: ил.

11. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. Том 2. Основы проектирования. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: КолосС, 2008. – 711 с.: ил.

12. Фотин Б. С. Поршневые компрессоры Учеб. пособие для студентов вузов./ Б. С. Фотин, И. Б. Пирумов, И. К. Прилуцкий, П. И. Пластинин; Под общ. ред. Б. С. Фотина – Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1987. – 872 с., ил.

13. Клапаны поршневых компрессоров. Учебн. пособие для студентов дневной и заочной форм обучения специальности 240801 «Машины и аппараты химических производств» / ГОУ ВПО «РХТУ им. Д. И. Менделеева», Новомосковский институт (филиал), Сост.: Додин Ю. С., Клочков В. И., Лукьяница А. И. – Новомосковск, 2009. – 40 с.

14. ГОСТ 12.4.051-87. Система стандартов безопасности труда. Средства индивидуальной защиты органа слуха.

15. ГОСТ 12.1.019-79 (1996) ССБТ. Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты.

16. ГОСТ 12.1.030-81. Электробезопасность. Защитное заземление. Зануление. Система стандартов безопасности труда.

17. ГОСТ 12.1.038-82 (2001) ССБТ. Электробезопасность. Предельно допустимые значения напряжений прикосновения и токов.

					ХМ 17.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						113
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата		