

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

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

« ____ » _____ 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Холодильні машини і установки»
на тему: «Розрахунок повітряного конденсатора фреонової холодильної
машини холодопродуктивністю 25кВт»

Здобувач групи ХКдн-94др

Веселовський Ілля Ігорович

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

_____ Веловський Ілля
(підпис)

Керівник

к.т.н., доцент Станіслав МЕЛЕЙЧУК

(підпис)

Суми 2023

ЗМІСТ

С.

1. Конденсатори холодильних установок.....	3
1.1 Загальне уявлення	3
1.2 Класифікація конденсаторів.....	6
1.3 Конденсатори з повітряним охолодженням	8
1.4 Повітряний пластинчасто-ребристий конденсатор	16
2. Термодинамічний розрахунок циклу холодильної установки	28
2.1. Вихідні дані.....	28
2.2. Розрахунок циклу холодильної машини з регенеративним теплообмінником.....	28
2.3 Тепловий та конструктивний розрахунок повітряного конденсатора.	35
2.4 Гідравлічний розрахунок пластинчасто-ребристого теплообмінника	40
2.5 Підбір вентилятора.....	41
2.6 Міцнісний розрахунок	42
3. Охорона праці	45
Список використаних інформаційних джерел	56

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>			
Зм.	Лист	№ документа	Підпис	Дата				
Розроб.		<i>Веселовський</i>			<i>Розрахунок повітряного конденсатора фреонової холодильної машини холодопродуктивністю 25кВт</i>	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		<i>Мелейчук</i>				2		
Н. контр.					<i>ХКдн-94др</i>			
Затв.		<i>Ванєєв</i>						

1. Конденсатори холодильних установок

1.1 Загальне уявлення

Холодильна машина являє собою установку, що призначена для перенесення енергії у формі тепла з низького температурного рівня на більш високий. Розв'язання цього завдання вирішується за допомогою зворотного термодинамічного циклу, що здійснюється робочою речовиною, яка називається холодоагентом. Машина охолодження здійснює відведення теплоти від об'єктів, що охолоджуються, мають температуру нижчу, ніж навколишнє середовище, і передачу цієї теплоти. Конденсатор призначений для перетворення в рідину парів холодоагенту, що надходять з компресора. Іноді в конденсаторі здійснюється також охолодження рідкого холодоагенту нижче температури конденсації (переохолодження). Обидва ці процеси супроводжуються відведенням теплоти від холодоагенту.

До цього часу в холодильних установках в переважній більшості застосовуються апарати рекуперативного (поверхневого) типу. Виняток становлять контактні охолоджувачі повітря, що охолоджуються холодоносієм, а також контактні випарники і конденсатори, що застосовуються для холодоагентів, що не розчиняються у воді і холодоносіях. Однак перші набули застосування лише в техніці кондиціонування повітря, а другі взагалі поки не набули поширення.

Найбільш розповсюджені типи теплообмінних апаратів холодильних установок, представлено на рисунку 1.1:

- Кожухотрубчасті з фазовим перетворенням в середині труб (рис. 1.1а);
- Кожухотрубчасті з фазовим перетворенням в середині труб і протіканням робочої речовини у міжтрубному просторі (рис. 1.1б);
- Занурювальні теплообмінні апарати з панелями (рис. 1.1в);
- Кожухотрубчасті апарати з вертикальним розташуванням труб з конденсацією у міжтрубному просторі (рис. 1.1г);

									Арк.
									3
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ				

- Випарникові конденсатори (рис. 1.1д);
- Конденсатори повітряного типу (рис. 1.1е);
- Контактні форсуночні повітреохолоджувачі (рис. 1.1ж);
- Пластинчасті конденсатори та випарники (рис. 1.1з);
- Пластинчасто-ребристі конденсатори (рис. 1.1и).

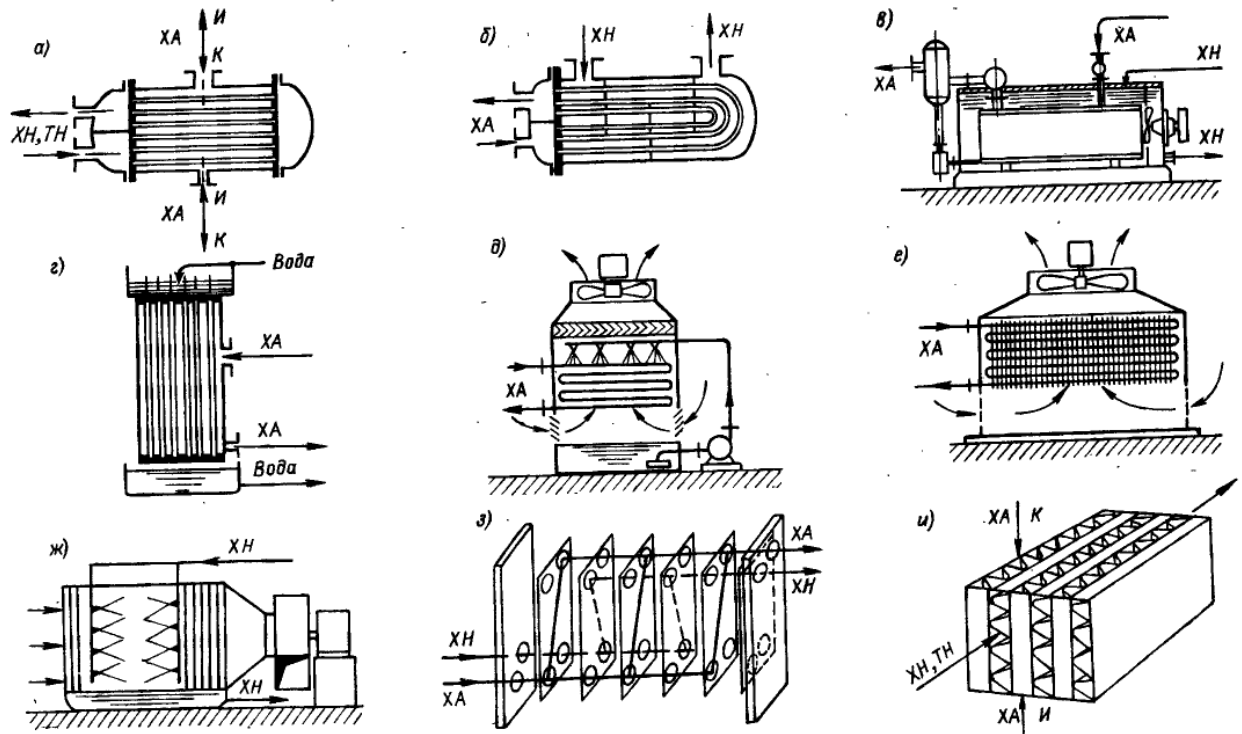


Рисунок 1.1 – Основні типи теплообмінних апаратів холодильних машин (ХА – холодильний агент, ХН – холодоносії, ТН – теплоносії).

Для кожухотрубчастих теплообмінників з фазовим перетворенням в середині труб характерно те, що зменшення зовнішнього коефіцієнта тепловіддачі через менші швидкості розсолу іноді компенсується зовнішнім орібренням труб. Внаслідок порівняно невисоких значень коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні R12 і R22 у цих випарниках застосовується внутрішні ребра, зазвичай у вигляді зіркоподібних вставок. У кожухотрубчастих випарниках з

міжтрубним кипінням R12 і R22 (а також у кожухотрубних конденсаторах) з цієї причини широко застосовується зовнішнє орібрення труб.

Розвиток конденсаторів йшов шляхом інтенсифікації теплообміну та економії води. В даний час широко застосовуються горизонтальні конденсатори і дещо рідше вертикальні кожухотрубні конденсатори водяного охолодження з конденсацією холодоагенту в міжтрубному просторі. Набувають поширення випарні та повітряні конденсатори з конденсацією холодоагенту всередині труб. За вартістю експлуатації випарні конденсатори виявляються приблизно рівноцінними горизонтальним кожухотрубним апаратам, що використовують оборотну воду, яка охолоджується в інтенсивних плівкових градирнях.

Одним із шляхів інтенсифікації холодильної апаратури є застосування труб меншого діаметра. Другим шляхом є підвищення швидкостей розсолу, що охолоджує води та повітря при проходженні їх через апарат. До певної межі збільшення потужності, що споживається відповідним насосом або вентилятором, компенсується зниженням питомої потужності компресора внаслідок зменшення зовнішньої незворотності. Однак при подальшому підвищенні швидкостей загальна споживана потужність збільшується і цей шлях інтенсифікації стає не вигідним.

Теплообмінні апарати, що служать для охолодження холодильних камер, також розвивалися у бік інтенсифікації теплопередачі, збільшення компактності, зменшення металоємності.

Останнім часом у камерних приладах як холодоносій замість розсолу використовують холодоагент (батареї безпосереднього випаровування), що дає значне зниження капітальних витрат і експлуатаційних витрат. Повітряне охолодження холодильних камер дозволяє отримати більш рівномірний розподіл температури та вологості повітря за їх обсягом.

Пластинчасті теплообмінні апарати зазвичай виконуються з окремих штампованих пластин, стягнутих: на прокладках болтами в єдиний пакет. Ця конструкція має велику інтенсивність теплообміну і як наслідок цього

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						5
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

компактність. Даний принцип дає перевагу, коли при експлуатації пластини потрібно часто очищати поверхні від забруднень. Однак розбірна конструкція навряд чи придатна для герметичних холодильних установок, наповнених досить дорогим холодоагентом. Перевагою такої зварної конструкції є компактність, невелика вартість та мала металомісткість. Головний недолік утрудненості видалення забруднень - можна усунути застосуванням хімічного очищення.

1.2 Класифікація конденсаторів

Залежно від виду охолоджуючого середовища конденсатори можна розділити на такі групи:

- 1) з повітряним охолодженням;
- 2) з водяним, охолодженням;
- 3) з водоповітряним, охолодженням;
- 4) з охолодженням киплячої рідини;
- 5) з охолодженням шляхом відведення теплоти до ґрунту - ґрунтови.

Залежно від умов подачі холодильного агента в апарат, його конденсація може відбуватися:

- на зовнішній поверхні теплообміну – кожухотрубні конденсатори;
- усередині труб і каналів - змішувикові, пластинчасті, пластинчато-ребристі конденсатори.

За характером омивання поверхні теплообміну охолоджуючим середовищем розрізняють такі конденсатори:

- з природною циркуляцією середовища;
- із примусовою циркуляцією середовища;
- з зрошенням поверхні апарату охолоджувальною рідиною;
- з кипінням рідини, що охолоджує.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

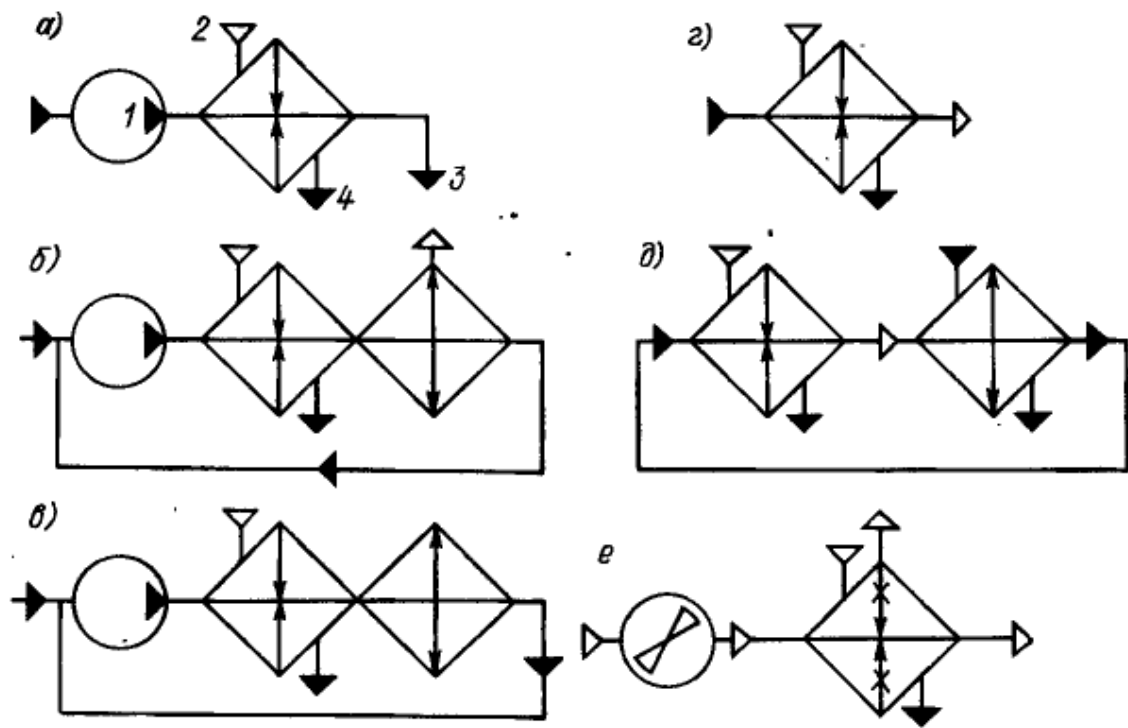


Рисунок 1.2 – Реалізація компоновки конденсаторів (1, 3 – вхід та вихід охолоджуючої води, 2 – вхід пароподібного холодоагента, 4 – вихід рідкого агенту).

На рис. 1.2а показана прямоточна схема з водяним охолодженням. Такі схеми використовуються в малих та торгових установках, при цьому вода після конденсатора прямує на скидання у каналізацію. Економічність такої схеми може бути підвищена при використанні підігрітої в конденсаторі води, наприклад для побутових цілей або підігріву повітря.

На рис. 1.2б показана найбільш поширена система оборотного водопостачання з використанням таких водоохолоджувальних пристроїв, як градирні, бризкальні басейни і т. п. У тих випадках, коли вода має корозійноактивні добавки (морська вода, вода технологічна і т. п.), знаходить застосування двоконтурна система (рис. 1.2в), яка комплектується на базі компактних поверхневих апаратів.

На рис. 1.2г показана схема, в якій охолодження здійснюється киплячою рідиною. Прикладом застосування таких схем може бути конденсатор-

випарник каскадної холодильної машини або конденсатор-випарник колони ректифікації блоку поділу повітря.

Схема, що показана на рис.1.2д, застосовується в тих же випадках, що і схема рис. 1.2в, коли з експлуатаційних або інших міркувань обґрунтовано введення проміжного теплоносія. У цій схемі використовується двофазний термосифон, в якому проміжний теплоносіє зазнає фазових перетворень.

У всіх випадках вторинні апарати конденсаторних комплексів можуть бути замінені апаратами-утилізаторами або споживачем теплоти, якщо його задовольняє температурний рівень охолоджуючого середовища, що залишає конденсатор. За схемою, аналогічною наведеною на рис. 1.2а, працюють конденсатори з повітряним охолодженням, в цьому випадку замість насоса встановлюється вентилятор.

1.3 Конденсатори з повітряним охолодженням

За конструктивними ознаками повітряній конденсатори можна розділити:

- З природньою циркуляцією повітря (листочасті, трубчасті з орієнтацією).
- З вимушеним рухом повітря (пластинчасто-ребристі, змієвикові, трубчасті з орієнтацією).

Виконання конденсаторів малих холодильних машин представлена на рисунку 1.3.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

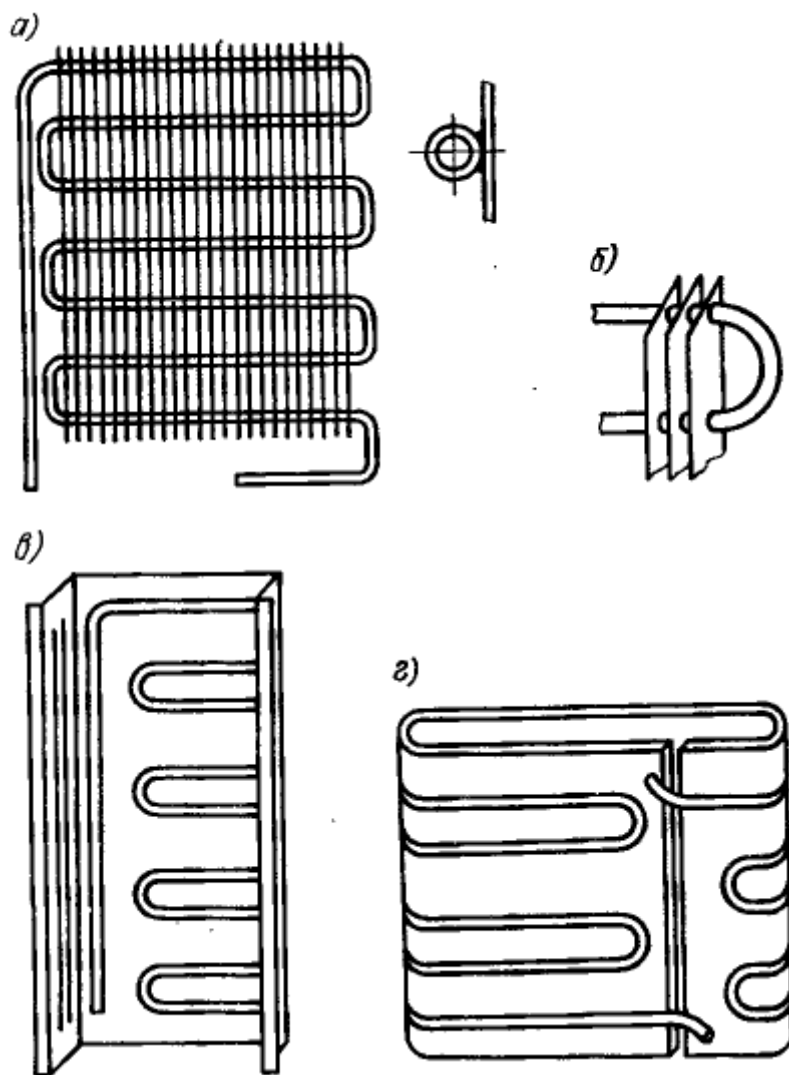


Рисунок 1.3 – Виконання конденсаторів малих холодильних машин: а – з дротовим орібренням, б – з плоскими ребрами, в – з листовим орібренням, г – листотрубний прокатно-зварний.

Конденсатори повітряного охолодження з примусовим рухом повітря виконуються у вигляді батарей з горизонтальних труб з насадженими на них алюмінієвими ребрами. Шість таких труб, розташованих у два ряди по три труби по ходу повітря, утворюють секцію. Секції послідовно з'єднані між собою калачами та паралельно колекторами в батарею. Вентиляторна установка складається з дифузора, чотирилопатевого вентилятора та приводного електродвигуна. Ефективність роботи конденсаторів може бути покращена шляхом застосування алюмінієвих ребер. Найбільш поширеним

типом конденсаторів повітряного охолодження для малих холодильних машин є трубчастий тип апаратів із суцільним пластинчастим ребра.

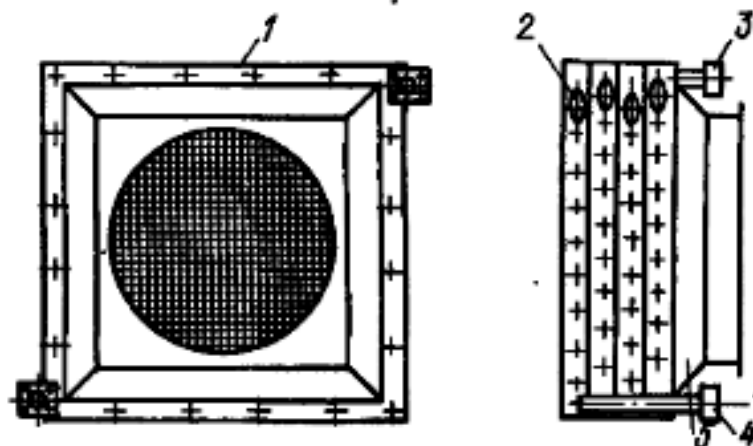


Рисунок 1.4 – Трубчастий повітряний конденсатор

Конденсатор на рисунку 1.4 складається з кожуха 1, всередині якого горизонтально розташовані мідні труби 2, з'єднані в плоскі змійовики. Паралельні змійовики об'єднуються у верхній частині паровим 3, а в нижній - рідинним 4 колектором. В дифузори 5 встановлено вентилятор. Швидкість повітря складає 3-5 м/с.

Конденсатори для установок з середньою та великою продуктивністю використовуються апарати з накатними ребрами, рисунок 1.5.

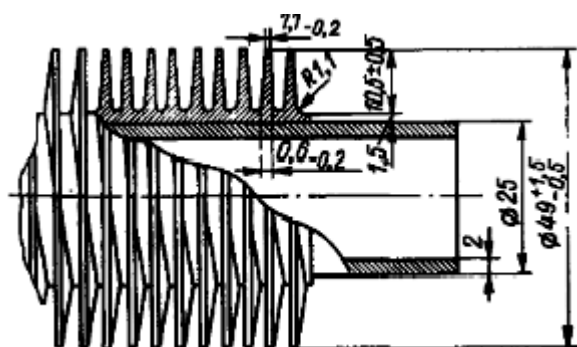


Рисунок 1.5 – Орібрення труб в повітряному конденсаторі.

Такі апарати отримали назву апарати повітряного охолодження. Випускаються наступних типів:

- апарати марки АВМ з довжиною труб 1,5 і 3,0 м і відповідно з одним або двома вентиляторами лопатевого типу діаметром 800 мм. Варіюванням

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ

Арк.

10

числа рядів у секції (4-6-8) досягається раціональне число одиниць типорозмірного ряду, що охоплює набір поверхонь від 12 до 630 м² (рисунок 1.6).

- горизонтальні апарати з довжиною труб від 4 до 8 м (рисунок 1.7).
- зігзагоподібні апарати (рисунок 1.8).

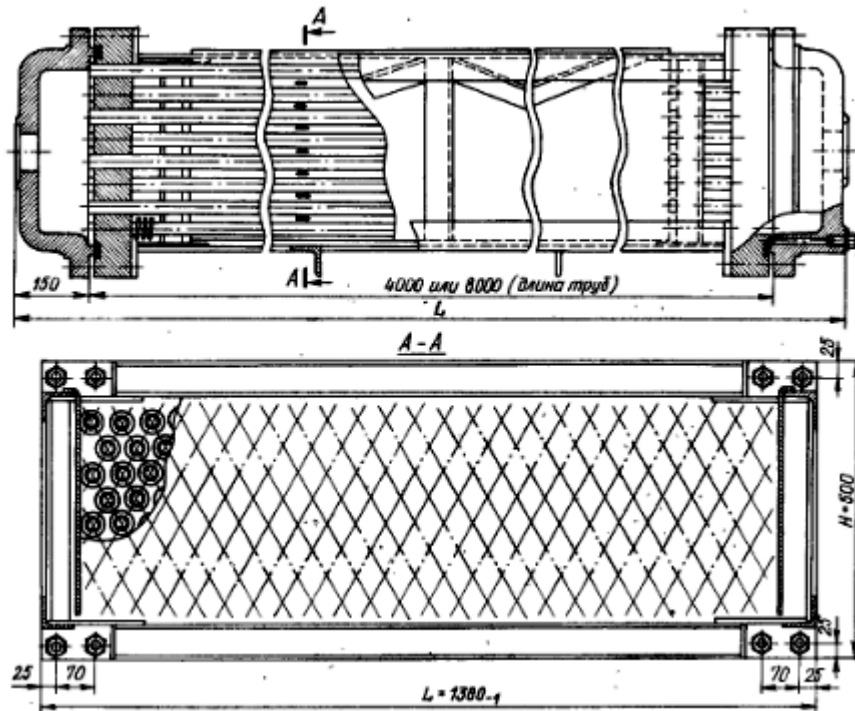


Рисунок 1.6 – Горизонтальні апарати марки АВМ

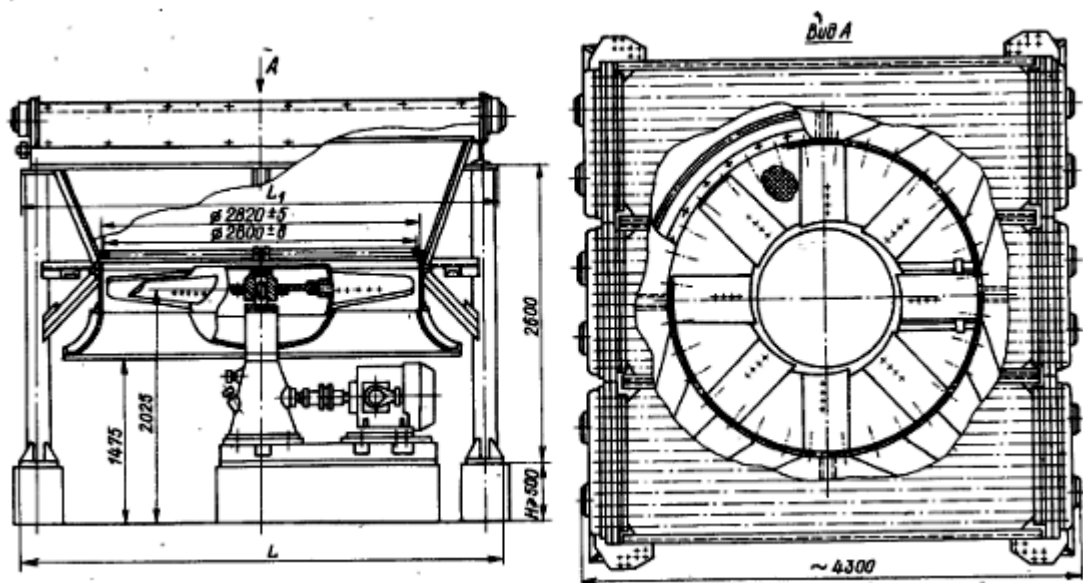


Рисунок 1.7 – Горизонтальні повітряні конденсатори

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ

Арк.

11

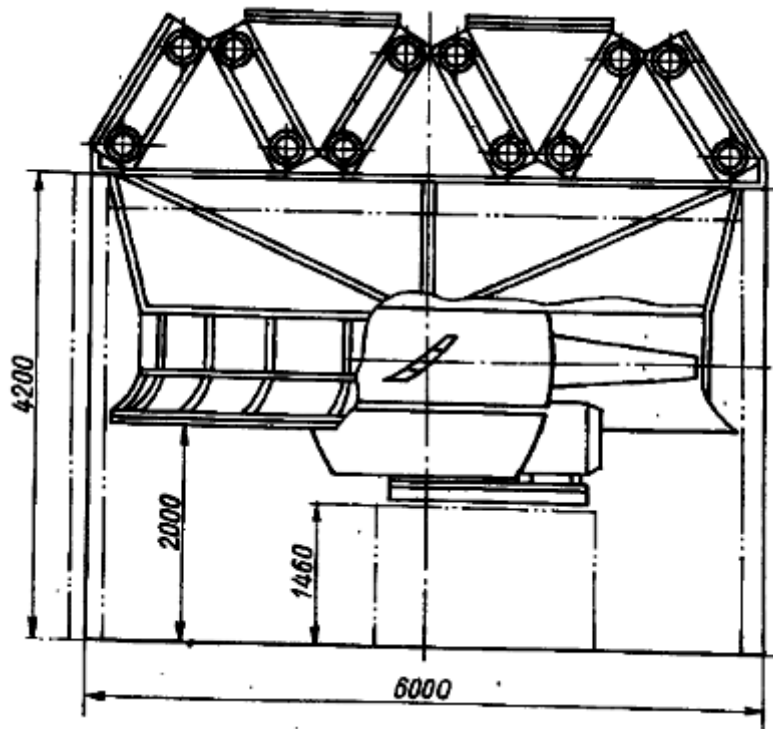


Рисунок 1.8 – Зігзагоподібні апарати

В охолоджувачах з механічним прокачуванням повітря, що охолоджується, повітря може нагнітатися або засмоктуватися за допомогою вентилятора. При нагнітанні повітря у вентилятор надходить холодне повітря, при всмоктуванні - нагріте (рис. 1.9). Отже, за однакових об'ємних витрат повітря масова швидкість і ефективність охолодження в теплообмінниках з нагнітальним вентилятором будуть вищими. Для досягнення такої ж ефективності охолодження (тобто такої ж масової швидкості повітря), як і в охолоджувачах з вентилятором нагнітальним, в охолоджувачах з витяжним вентилятором необхідно збільшити об'ємну витрату повітря, що вимагатиме великих витрат потужності на прокачування. Незважаючи на ці недоліки, охолоджувачі з витяжним вентилятором часто вибираються через такі переваги, як більш рівномірний розподіл повітря в пучку і захист теплообмінної поверхні від пошкоджень при зливах, снігопадах, при випаданні граду або дощу.

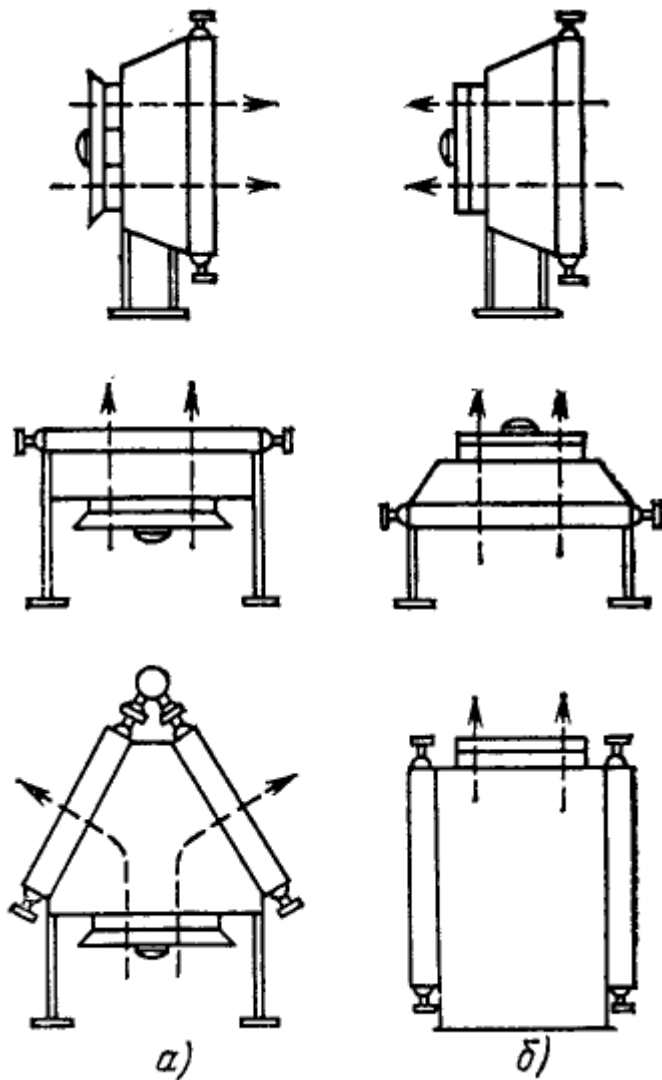


Рисунок 1.9 – Компоновка повітряних охолоджувачів з: а) нагнітанням, б) витяжкою.

Конструкція приводу вентилятора. Вентилятори та привід повинні мати низьку вартість, жорсткість та надійність. Тому вентилятори діаметром від 1,5м часто встановлюються безпосередньо на валу двигуна. Якщо використовуються вентилятори більшого діаметра, то для зменшення шуму (зростання зі збільшенням частоти обертання) частота обертання вентилятора має бути зменшена. Найбільш економічним способом зменшення частоти обертання є використання клиноподібної ремінної передачі між двигунами і вентиляторами.

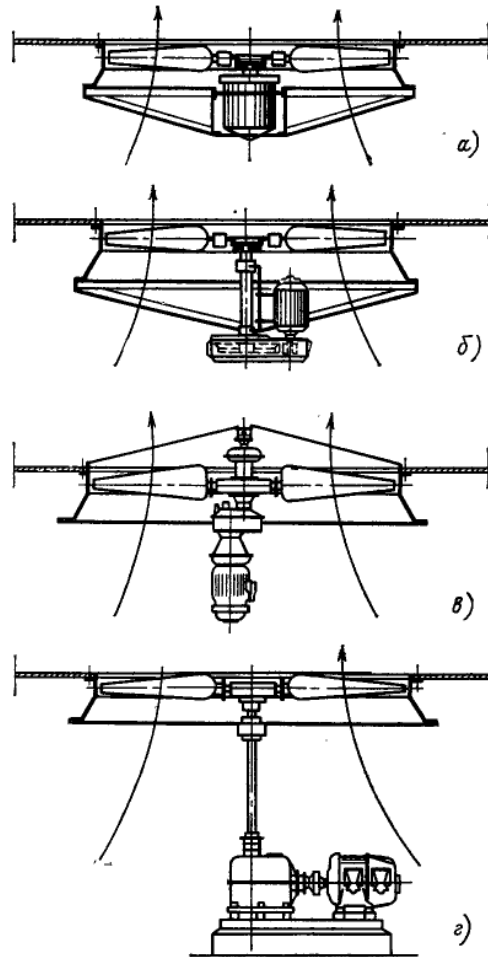


Рисунок 1.10 – Привід вентилятора: а) прямий привід, б) клиноремінна передача, в) підвісний привід з редуктором, г) виносний привід з редуктором.

Клинові ремені використовуються при потужності приводів до 30-40 кВт. При більш високих потужностях приводів використовуються різні типи редукторів із шестерним передачею. Вони можуть бути встановлені на бетонній опорі при подовженому валі вентилятора або безпосередньо закріплені на корпусі вентилятора.

Крім шумових характеристик, розглянутих вище, при виборі вентилятора необхідно враховувати такі фактори:

- 1) необхідну кількість повітря, що вентилятор повинен подати;
- 2) аеродинамічний опір конденсатора;
- 3) якщо вентилятор працює на "просос", температуру повітря на вході в нього, що залежить від конструкції конденсатора;

4) місце розташування вентилятора - висоту над рівнем моря, від якої залежить щільність повітря;

5) діаметр вентилятора;

6) частоту обертання вентилятора.

Четвертий чинник залежить від конструкції вентилятора, перший, другий, третій і п'ятий залежить від конструкції конденсатора, і шостий - тільки конструкції вентилятора.

Відносну зміну щільності повітря від висоти над рівнем моря можна оцінити за наведеними нижче (початкове значення щільності повітря при 20°C 1,2 кг/м³).

Діаметр вентилятора повинен бути таким, щоб вся зовнішня поверхня конденсатора обдувалась повітрям, що подається, при цьому максимальний кут відхилення між вентилятором і поверхнею (рис. 1.11) повинен бути не більше 45°.

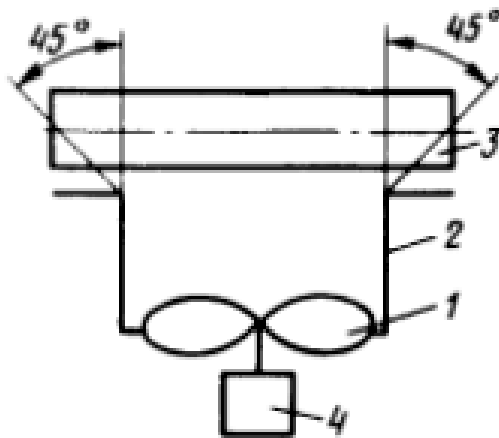


Рисунок 1.11 – Розташування вентилятора (1 – вентилятор, 2 – дифузор, 3 – конденсатор, 4 - електродвигун).

Вибираючи вентилятор, необхідно пам'ятати, що витрата повітря пропорційна частоті обертання, статичний натиск - частоті обертання у квадраті та потужність, що споживається електродвигуном, - у кубі. Потужність, що споживається електродвигуном вентилятора, прямо

пропорційна щільності повітря і змінюється приблизно 3-го ступеня залежно від швидкості повітря у вузькому перерізі конденсатора.

1.4 Повітряний пластинчасто-ребристий конденсатор

Як теплообмінний пристрій, що слугує для фазового перетворення пари холодильного агента в холодильних установках використовується апарат пластинчасто-ребристого принципу реалізації конструкції.

Теплообмінники з спаєних твердим припоєм ребристих пластин спочатку були розроблені для застосування в авіаційній та автомобільній промисловості з теплоносіями типів газ-газ, газ-рідина або для роботи з двофазними потоками.

Для температур нижче 250 ° С спочатку як конструкційний матеріал використовувався алюміній, а для температур до 650 ° С – нержавіюча сталь. Хоча пластинчасто-ребристі конструкції зазвичай використовуються при тисках, менших 2000 кПа, розроблені апарати для тисків до 5000 кПа. Для «чистих» рідин зазвичай розміщують по п'ять-вісім ребер на 1 см. Для забруднених газів, як правило, встановлюють пластини, що мають по два-п'ять ребер на 1 см.

Теплообмінники зі спаяних твердим припоєм ребристих пластин зазвичай виготовляються у вигляді пакета (рис. 1.12). Простір між окремими металевими листами заповнено ребрами, які утворюються після штампування та згинання відповідно до потрібного профілю. З ребер набираються окремі листи за допомогою паяння твердим припоєм. Така конструкція теплообмінника була названа компактною. Компактні теплообмінники насамперед характеризуються високими коефіцієнтами тепловіддачі, для отримання яких використовуються розвинені поверхні, малі гідравлічні діаметри прохідних перерізів теплоносіїв та спеціальна форма ребристої поверхні.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		16

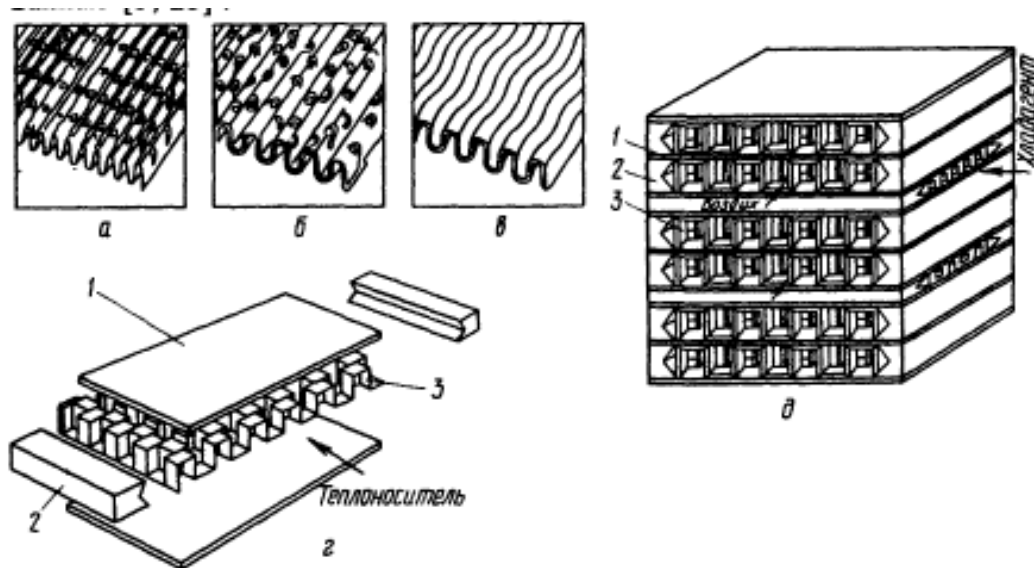


Рисунок 1.12 – Пластинчасто-ребристий пакет (а - жалюзійні ребра; б - перфоровані ребра; в - хвилясті ребра; г - канал з переривчастою ребристою поверхнею; д - теплообмінний блок із дворядними каналами на стороні повітря; 1 - розділова пластина; 2 – бічний брусок; 3 - гофрована ребриста поверхня).

На додаток до компактності та малої маси ці теплообмінники мають інші переваги. Поверхня теплообміну для кожного потоку може бути обрана незалежно, що дозволяє вибирати форму оптимальної поверхні для кожного потоку теплоносія. Конструкції також дозволяють використовувати багатоходовий перебіг теплоносія в одноходовому теплообміннику. Пластинчасто-ребристі теплообмінники можуть бути розроблені для будь-якої схеми перебігу теплоносіїв: протитечії, перехресної течії, багатократно-перехресної течії. Основне обмеження на пластинчасто-ребристі конструкції пов'язане з труднощами очищення проходів між ребрами. Використання спеціальних розвинених поверхонь і ребер для розподілу потоку робить механічне очищення практично неможливим. Тому ці теплообмінники застосовуються в основному щодо чистих теплоносіїв, які не утворюють відкладень. Оскільки пакети пластин функціонують як посудини під тиском, то робочий тиск обмежений проміжними значеннями, наприклад, 2000 кПа.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Якщо цікавить більш високий тиск, то можливий вибір форми ребер більш обмежений і необхідно застосовувати ребра більшої товщини.

Основним вузлом ПРТ є його серцевина, пластинчасто-ребристий елемент (ПРЕ). Багатошаровий пакет, зібраний з тонкостінних деталей, з'єднується у вузол ПРЕ за допомогою високотемпературного паяння. При цьому паяння є єдиним можливим способом виготовлення ПРЕ, так як майже всі сполуки ПРЕ є закритими. Управління та візуальний контроль за утворенням з'єднань є недоступним. Ця обставина вимагає високої точності виконання всіх технологічних операцій під час складання та дотримання режимів процесу паяння. Значимість процесу паяння у створенні ПРЕ можна оцінити таким прикладом. ПРЕ розміром 150x400x850 мм, що складається з робочих каналів заввишки 3 мм і прилеглих до нього холодних каналів заввишки 11 мм, з'єднується 12500 паяними швами. Довжина паяних швів становить 2258 м, площа паяних швів становить 33 075 см². Якщо врахувати те, що паяння є груповим способом обробки та в камері печі при пайці одночасно знаходяться десятки ПРЕ, то за продуктивністю з цим процесом не може зрівнятися жоден спосіб зварювання. Важливою є ще одна перевага паяння. У ПРЕ переважають таврові сполуки.

Конфігурація пластинчасто-ребристих поверхонь

На рисунку 1.13 наведені типові пластинчасто-ребристі поверхні, що використовуються для газів. Зміною геометричних параметрів кожного типу поверхні можна отримати великий набір різних поверхонь. Хоча зазвичай застосовуються поверхні, що мають по п'ять-вісім ребер на 1 см, зустрічаються і поверхні з 16 ребрами на 1 см. Найбільш поширена товщина ребер, 0,25 мм. Висота ребер може змінюватися від 0,25 до 2 см. Пластинчасто-ребристі теплообмінники, на поверхні яких розміщено по шість ребер на 1 см, забезпечують поверхню теплообміну 1300 м² на одиницю об'єму. Ця поверхня приблизно в 10 разів вище, ніж у звичайному кожухотрубному теплообміннику з трубками діаметром 19 мм та з таким самим об'ємом. При

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						18
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

робочій швидкості близько 3 м/с коефіцієнти тепловіддачі компактних теплообмінниках становлять 1800 Вт/(м²·К).

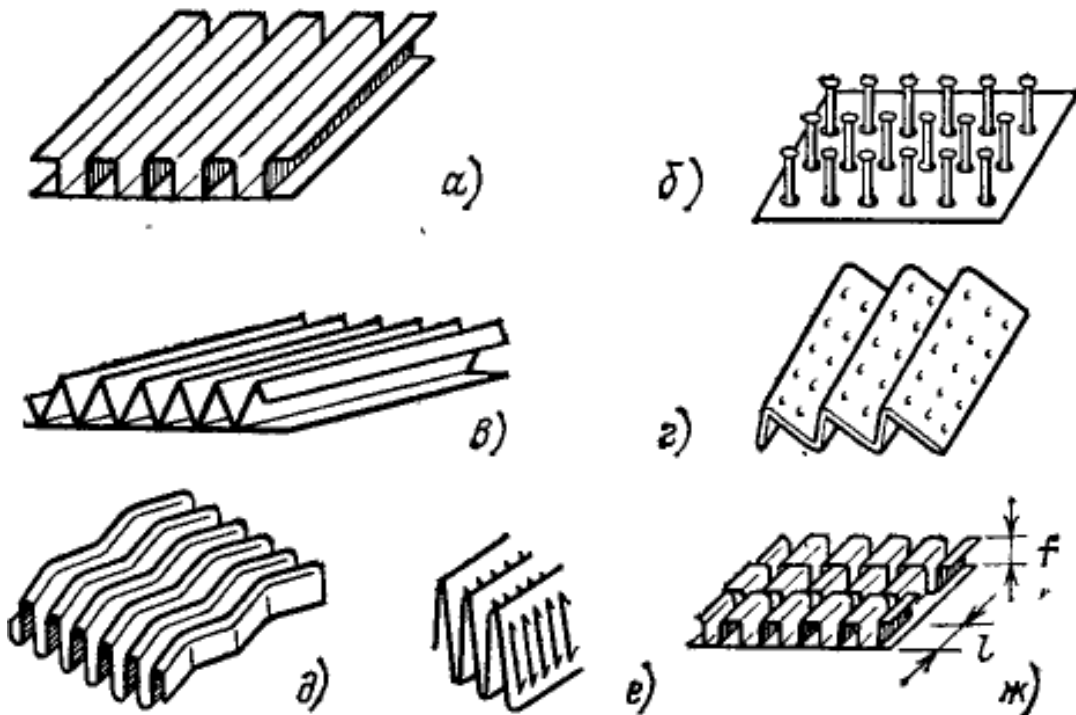


Рисунок 1.13 – Типи пластинчасто-ребристих поверхонь

(а - прямокутні; б - стриженькові; в - трикутні; г - трикутні перфоровані; д - хвилеподібні; е - жалюзійні ребра; ж - пластинчасто-ребриста поверхня зі зміщених смуг)

Для поверхонь із трикутними та прямокутними ребрами збільшення коефіцієнтів тепловіддачі досягається за рахунок малих значень гідравлічних радіусів. Додаткова перфорація поверхні забезпечує деяке збільшення тепловіддачі внаслідок перемішування в районі отворів. У поверхонь із хвилеподібними ребрами інтенсифікується тепловіддача внаслідок виникнення вторинних течій у хвилеподібних каналах. Тепловіддача ребристих поверхонь зі зміщених смуг, із жалюзійними ребрами та зі стриженьковими ребрами збільшується за рахунок багаторазового використання ділянки теплової та гідродинамічної стабілізації. Ребристі поверхні зі зміщених смуг дозволяють збільшити коефіцієнти тепловіддачі в

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

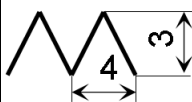
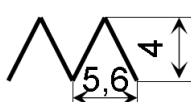
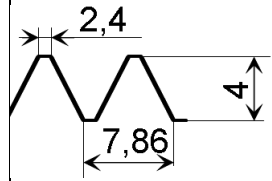
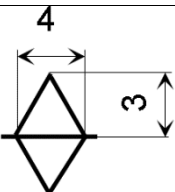
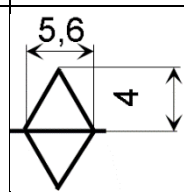
2-3 рази в порівнянні з поверхнями з простими прямокутними або трикутними ребрами з такою самою щільністю розміщення ребер.

Гофрування стрічки виконується двома способами – прокаткою між профільними роликками та штампуванням.

У таблиці 1.1-1.3 наведено характеристики насадки, гофрування якої виконується під час переміщення стрічки через пару профільних роликків.

Підвищення параметру, що характеризує компактність насадки підвищує ефективність теплообміну. Компактність підвищується при зменшенні відстані між гофрованими поверхнями. Однак при формуванні насадки із металеві стрічки прокаткою відстань між однотипними піками обмежується допустимими розмірами профілю їх зубчиків. Параметри зубчиків біля основи роликків встановлюється з урахуванням міцності на розтягування металу роликків. Тому, зазвичай, відстань між однотипними висотами насадки більше висоти гофр. Крім того, форма профілю насадки, що зроблена прокатуванням, може бути лише трикутною або евольвентною.

Таблиця 1.1 – Характеристика насадки сформованою прокаткою роликками.

Тип насадки	Трикутна	Трикутна	Евольвентна	Двошарова трикутна	Двошарова трикутна
Геометрич. розміри, мм					
Компактність поверхні, м ² /м ³	1813	1342	1021	1813	1342
Еквівалентний діаметр, м	0,00192	0,0027	0,00362	0,00192	0,0027

Таблиця 1.2 – Характеристика насадки, сформованою прокаткою роликками з ущільнення та деформацією гофр

Тип насадки	Трикутна хвильова	Трикутна з перетисканням
Геометрична характеристика, мм		
Форма гофр		
Компактність поверхні, м ² /м ³	883	1813
Еквивалентный діаметр, м	0,0042	0,00192

Таблиця 1.3 – Характеристика штампованої насадки

Тип насадки	Трикутна	Трикутна	Трикутна	Прямокутна	Прямокутна
Геометрич. характерист. мм					
Компактність поверхні, м ² /м ³	2178	1963	1675	1450	1300
Еквівален. діаметр, м	0,00155	0,00174	0,00207	0,00244	0,00275

Для каналів низькотемпературного середовища (холодних каналів) необхідна насадка з висотою гофрованих каналів понад 10 мм. Таким чином застосовують кілька пар роликів для уплотнення гофр насадки. На спеціальних станках перша частина роликів, зібрана із профільованих зубчастих дисків, забезпечує симетрію гофр. Гофрам можна надати нерівність, на поверхнях гофр можна зробити сфероїдальні нерівності. Наступні 2 або 3 пари роликів за рахунок різниці відстаней між однаковими нерівностями зубів виробляють ступінчасте зміщення гофр до необхідного розміру кроку. При наявності нерівних ділянок у каналах хвилястої насадки утворюються аеродинамічні профілі, що керують потоком повітря. Простішу аеродинамічну форму каналів отримують при перетискання гребенів гофр.

Уплотнення відстаней між нерівностями насадки з невеликою висотою гофр за допомогою роликів утруднено. Ущільнену насадку формують штампуванням. На спеціальному пресі за допомогою штампів крок за кроком формують трикутну, прямокутну та трапецеїдальну формою насадку. У штапованій насадці формують крок із розміром менше висоти гофр. Цим досягається максимальна компактність. При штампуванні можливе формування насадки з прямокутним профілем, що дозволяє підвищити інтенсивність теплообміну.

При переміщенні теплоносіїв у каналах насадки, виготовленої із металевої стрічки прокаткою роликками або штампуванням, формуються стійкі потоки ламінарного режиму течії. Теплообмін ділянок, що прилягають до поверхні насадки, з ядром потоку відбувається за рахунок теплопровідності теплоносія. У робочих (гарячих) каналах ПРТ, у яких переміщається теплоносій із низькою теплопровідністю, насадка з гладкою поверхнею знижує ефективність теплообміну. Розтин ламінарного контактного шару дозволяє активно інтенсифікувати теплообмін. Кінозйомка потоку, що руйнується вертикальними стінками – шипами, зафіксувала утворення завихрень. Між завихреннями та ядром потоку відбувається безладний

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		22

турбулентний обмін рідкими масами. У штампованій насадці стрічки можна створити турбулентний потік, розсікаючи стрічку гофр. У розсіченій стрічці можна сформуванати жалюзі або зрушити стінку гофри для розриву контактного шару та утворення завихрення. Турбулізація потоку в'язкою з малою теплопровідністю рідини дозволяє інтенсифікувати теплообмін у 2 – 2.5 рази порівняно з ламінарним потоком. Розсічення зі зсувом стін гофр істотно інтенсифікує теплообмін і в газовому потоці. За даними заміна гладкої насадки розсіченої зі зсувом повітряному каналі ПРТ дозволяє зменшити співвідношення L/D з 20 до 1,68.

У порівнянні з ребристо-трубною конструкцією оптимальна глибина пластинчасто-ребристого апарату повітрям $L=50$ мм. Для підвищення ефективності апарату необхідно збільшити ступінь ребра шляхом збільшення висоти насадки повітрям до 12-18 мм і зменшення з боку холодоагенту до 1,5-2 мм. Надалі були проведені випробування таких апаратів у складі холодильної машини ІФ-56М. Випробовувалися апарати з алюмінієвих сплавів (КПРАл) та сталі (КПРСт). Алюмінієві апарати були виконані двох варіантів: з однорядним (КПРАл 1) та дворядними (КПРАл 2) каналами повітрям. На стороні повітря та холодоагенту використовувалися переривчаста та гладка насадки.

Існує два важливі підкласи пластинчасто-ребристих теплообмінників:

- конструкція типу "плоське ребро - плоске ребро";
- конструкція типу "плоське ребро - труба".

Конструкція "плоське ребро - плоске ребро" складається з ряду шарів, що складаються з елементів і зазвичай використовується в апаратах, де передача теплоти здійснюється від одного газу до іншого. Конструкція "плоське ребро - труба", яка складається з труб, перпендикулярних плоским ребрам, використовується в апаратах "газ - рідина", "газ - двофазна суміш" (по трубах тече рідина або двофазна суміш). Прикладом такої конструкції є радіатор автомобіля.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		23

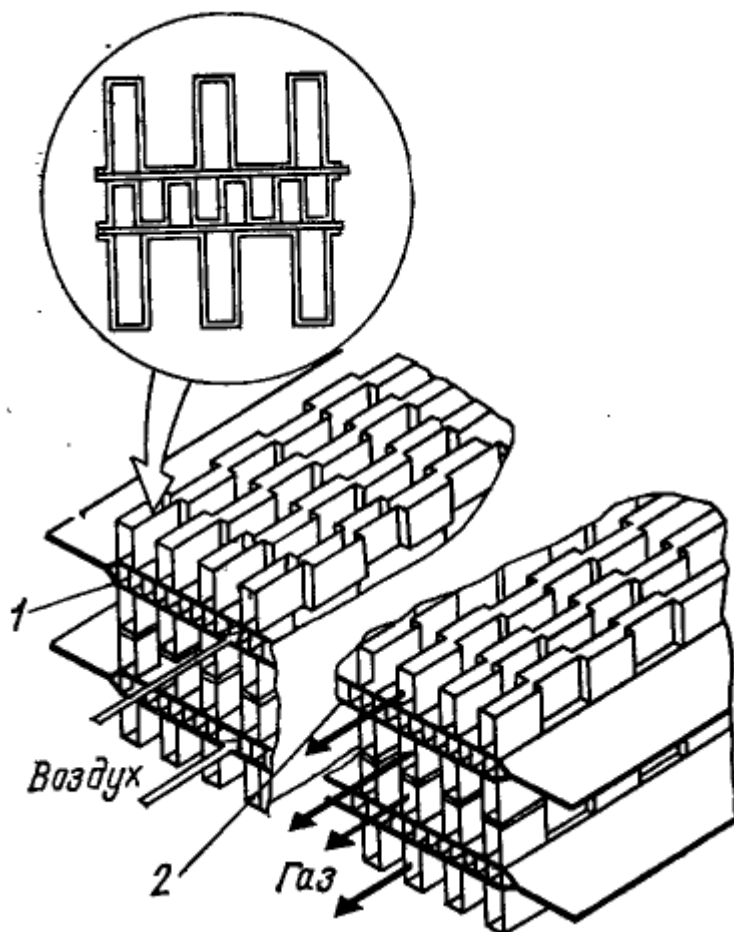


Рисунок 1.14 – Внутрішні деталі збірки пластинчасто-ребристого елемента

Внутрішні елементи осердя рекуператора показано на рис. 1.14. Повітря під високим тиском входить у кругові патрубки і тече каналами сердечника з малим прохідним перерізом. Відпрацьовані гази з турбіни виходять у протитоці через великі канали матриці сердечника. Високоєфективні плоскі ребра використовують у разі течії потоку як газу, і повітря. Елемент складання, утворений при пайці та позначений схематично на рис. 1.14, показаний докладніше на рис. 1.15.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ

Арк.

24

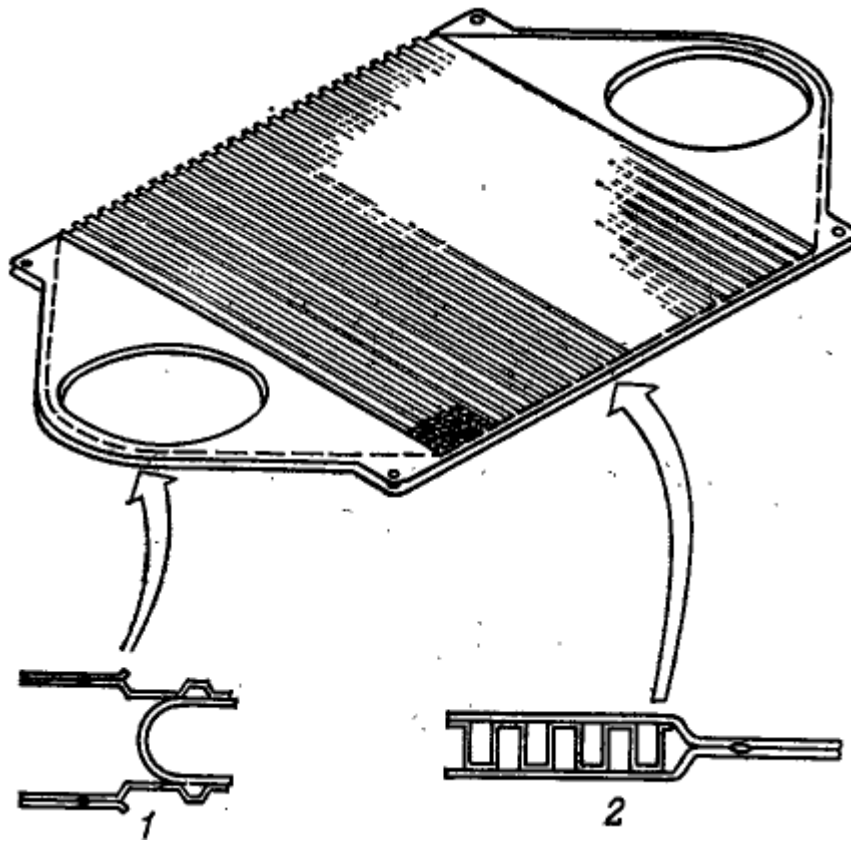


Рисунок 1.15 – елемент збірки в процесі пайки (1 – газ, 2 повітря)

Два U-подібні кільця приварюються по краях до трубних дошок і утворюють замкнуту газову порожнину навколо газових патрубків, як показано на рис. 1.15. Газові та повітряні порожнини виготовляються за допомогою зварювання після спаювання підкладання. Серцевина робиться укладанням у стійку закінчених підбірок. Додаткове зварювання по краях периферії отворів повітряних патрубків проводиться під час укладання елементів збирання.

Відзначимо також деякі недоліки традиційних пластинчасторебристих апаратів стосовно використання їх у конденсаторах малих холодильних машин:

- наявність проміжних брусків і листів, які практично не беруть участь у зовнішньому теплообміні, а масою становлять до 40-50% загальної маси апарату;

- наявність зварних колекторів на вході та виході холодоагенту, частка яких за масою дорівнює 15-20% маси апарату;
- необхідність зменшення прохідних перерізів по холодоагенту до висоти каналів (1-3 мм) в установці перегородок в колекторах;
- у разі розгерметизації складність ремонту на місці експлуатації, а також проблема механічного очищення зовнішньої поверхні від запилення, пов'язана з неможливістю промивання се водою через корозію.

Стан навколишнього середовища, пов'язаний з кліматичними та погодними умовами, характеризується такими основними параметрами: температурою, атмосферним тиском, вологістю та запиленістю. Значення перелічених параметрів можуть істотно змінюватись в залежності від пори року та доби.

Для торговельного холодильного обладнання із вбудованими агрегатами передбачаються межі зміни температури навколишнього повітря 12-40°C та відносної вологості 40-80%. Для виносних конденсаторів діапазон температур навколишнього повітря значно ширший - близько -30 ...+45 ° С, а максимальна відносна вологість може досягати 95%.

Зниження атмосферного тиску, як зазначалося раніше, призводить до зменшення щільності повітря, відповідно знижуються продуктивність вентилятора і коефіцієнт теплопередачі конденсатора. Розрахунки показують, що вплив тиску невеликий, оскільки зниження коефіцієнта тепловіддачі при цьому буде близько 1,5-2%. Значно більший вплив температури повітря. У діапазоні -40 год.+50°C щільність повітря змінюється приблизно 1,5 разу, теплопровідність і в'язкість - в 1,3-1,4 разу, теплоємність мало змінюється. У цьому коефіцієнт теплопередачі зменшується на 6-8%.

У вбудованих холодильних агрегатах нагрівання повітря в конденсато ре становить 4-8°C, а зміна вологості повітря може призвести до зниження коефіцієнта тепловіддачі не більше ніж на 0,5-0,7%.

У той же час при експлуатації виносних конденсаторів опади у вигляді дощу, туману, снігу тощо викликають додаткове підвищення коефіцієнта тепловіддачі з боку повітря через випаровування крапель. Вплив вітру стає помітним за швидкостей потоку повітря понад 1,5-2,5 м/с.

Найбільш істотним фактором, що призводить на практиці до зниження теплопередаючої здатності конденсатора під час експлуатації, є запиленість повітря.

У забрудненому конденсаторі до зниження коефіцієнта тепловіддачі з боку повітря наводять такі причини:

- відкладення шару забруднення, що має високий тепловий опір;
- зниження швидкості повітря, а іноді навіть припинення його надходження в ті чи інші канали через їхню повну закупорку (найчастіше на початковій ділянці);
- зміна характеру течії потоку повітря каналами зовнішньої поверхні через місцевих (локальних) відкладень.

Перелічені чинники зазвичай трапляються разом, обумовлюючи інтегральний негативний ефект.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						27
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

2. Термодинамічний розрахунок циклу холодильної установки

2.1. Вихідні дані

Розрахунок параметрів холодильної установки передбачає отримання потових та інтегральних характеристик теплових навантажень основних елементів установки, зокрема, навантаження на конденсаторам, випарник, регенеративний теплообмінник та інше.

- тип конденсатора – повітряний;
- температура навколишнього середовища $t_{II} = 25^{\circ}C$;
- холодопродуктивність холодильної установки $Q_0 = 25кВт$;
- холодильний агент R134a;
- температура в холодильній камері $t_{кам} = -10^{\circ}C$;
- ізоентропний ккд компресора $\eta_s = 0,75$
- ккд передачі $\eta_{пер} = 0,99$
- ккд двигуна $\eta_{дв} = 0,85$

2.2. Розрахунок циклу холодильної машини з регенеративним теплообмінником

Для реалізації циклу роботи одноступеневої фреонової холодильної машини обираємо цикл з регенеративним теплообмінником, що дозволяє додатково знімати тепло після випарника, а також переохолоджувати холодоносій після конденсатора.

Принципова схема холодильної машини представлена на рисунку 2.1

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

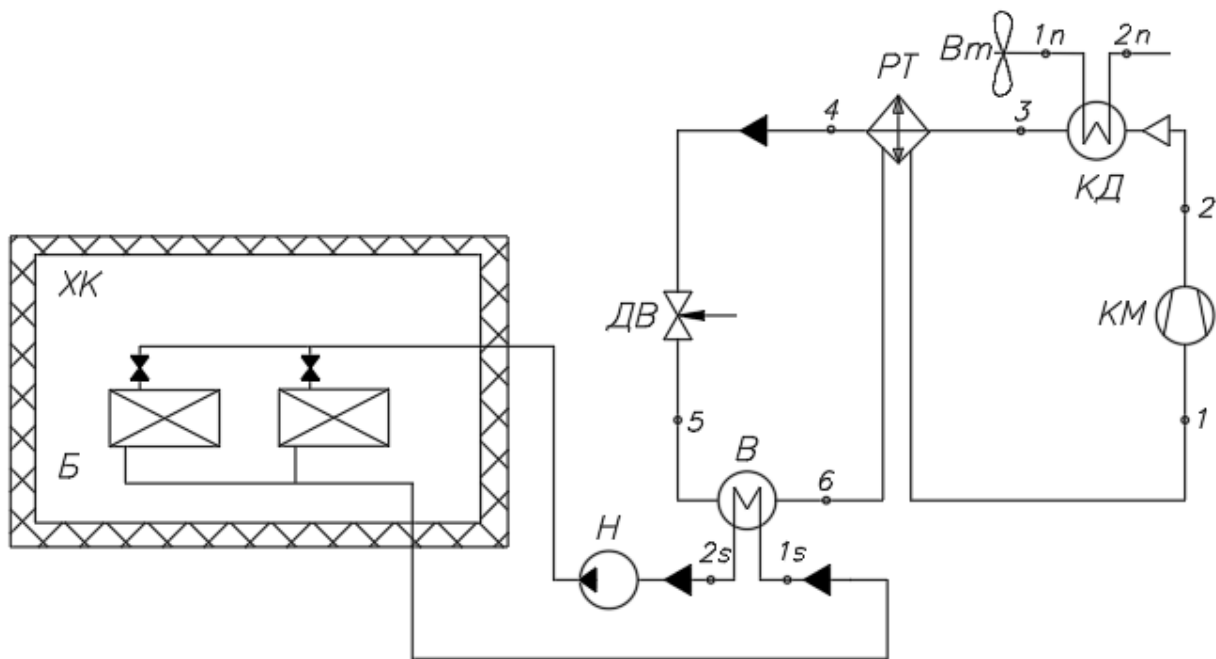


Рисунок 2.1 – Принципова схема ТНУ типу «повітря-вода»:

КМ – компресор ХМ;

ХК – холодильна камера

КД – конденсатор;

Вм – вентилятор;

РТ – регенеративний теплообмінник;

Б – батареї охолодження

ДВ – дросельний вентиль;

У відповідності до схеми, збореної на рисунку 2.1, холодильний агент стискається у компресорі *КМ*, далі конденсується у повітряному конденсаторі *КД*. Конденсація відбувається за рахунок теплообміну повітрям навколишнього середовища. Після цього холодильний агент переохолоджується в регенеративному теплообміннику *РТ*, що дозволяє збільшити ефективність холодильного циклу в цілому, на наступному етапі відбирається тепло від охолоджуваних продуктів в камерах охолодження *ХК*, після чого холодоагент проходить знову через регенеративний теплообмінник *РТ* та поступає на всмоктування у компресор.

Процес холодильного циклу зображено на рисунку 2.2 у P,h та T,s – діаграмах.

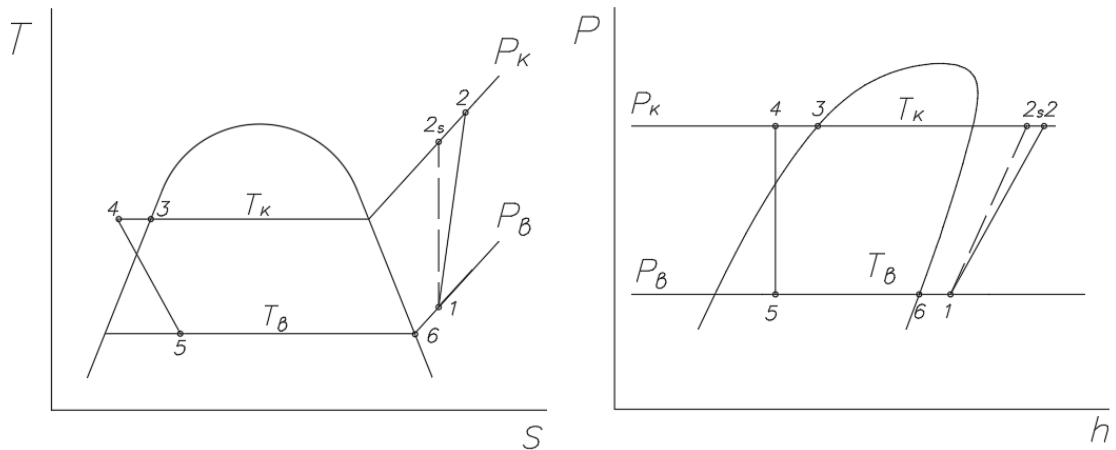


Рисунок 2.2 – Зображення циклу холодильної установки в P,h та T,s – діаграмах.

На діаграмах процес стиснення у компресорі зображено точками 1-2 (ідеальне стиснення 1-2s), конденсація у повітряному конденсаторі 2-3, переохолодження конденсату у регенеративному теплообміннику 3-4, дроселювання зі зменшенням температури 4-5, випаровування у випарнику з відбором тепла від продуктів 5-6, додатковий перегрів у регенеративному теплообміннику 6-1.

Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

Розрахунок вузлових параметрів циклу

1. Температура конденсації:

Враховуючи недорукування у повітряному теплообмінному апараті

$\Delta t_{\text{НЕДОРОК}} = 10^{\circ}\text{C}$ розрахункова температура конденсації складає:

$$t_K = t_n + t_{\text{НЕДОРОК}}$$

$$t_K = 25 + 10 = 35^{\circ}\text{C}$$

2. Температура випаровування холодильного агенту:

Враховуючи недорукування у батареях охолодження $\Delta t_{\text{НЕД.Б}} = 5^{\circ}\text{C}$ розрахункова температура випаровування складає:

$$t_B = t_{\text{кам}} - \Delta t_{\text{НЕД.Б}};$$

$$t_B = -10 - 5 = -15^{\circ}\text{C}$$

Подальший розрахунок циклу проводимо після отримання параметрів у вузлових точках з використанням діаграми холодильного агенту R134a.

Розрахункові параметри у вузлових точках заносимо до таблиці 2.1

Таблиця 2.1 – Питомі параметри у характерних точках циклу

Параметр	Точки						
	1	2s	2	3	4	5	6
p , бар	1,6	8,8	8,8	8,8	8,8	1,6	1,6
t , °C	-5	50	62	35	30	-15	-15
h , кДж/кг	397	435	447	249	240	240	388

3. Температура пари холодоагенту на вході до компресора

$$t_1 = t_B + 10^{\circ}\text{C}.$$

$$t_1 = -15 + 10 = -5^{\circ}\text{C}$$

4. Стан холодоагента в точці 4 визначають із теплового балансу регенеративного теплообмінника РТ: $h_3 - h_4 = h_1 - h_6$.

Звідки визначається ентальпія $h_4 = h_3 + h_6 - h_1$.

$$h_4 = 249 + 388 - 397 = 240 \text{ кДж/кг}$$

5. Ентальпія холодильного агента на виході із компресора з врахуванням ізоентропного ккд:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_s}$$

$$h_2 = 397 + \frac{435 - 397}{0,75} = 447 \text{ кДж/кг}$$

За результатами вищенаведених табличних даних розраховуються питомі параметри холодильної установки.

1. Питоме навантаження на конденсатор:

$$q_{кд} = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг.}$$

$$q_{кд} = 447 - 249 = 198 \text{ кДж/кг}$$

2. Питоме навантаження на випарник:

$$q_B = h_6 - h_5, \text{ кДж/кг.}$$

$$q_B = 388 - 240 = 148 \text{ кДж/кг}$$

3. Масова продуктивність холодильного агента:

$$m_a = \frac{\dot{Q}_B}{q_B}, \text{ кг/с.}$$

$$m_a = \frac{25}{148} = 0,17 \text{ кг/с}$$

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		32

4. Питоме навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$q_{PT} = h_1 - h_6, \text{ кДж/кг}.$$

$$q_{PT} = 397 - 388 = 9 \text{ кДж/кг}$$

5. Питома адіабатна робота компресора:

$$l_s = h_{2s} - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$l_s = 435 - 397 = 38 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

6. Питома дійсна робота компресора:

$$l = h_2 - h_1, \text{ кДж/кг}.$$

$$l = 447 - 397 = 50 \text{ кДж/кг}$$

7. Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{КД} = m_a q_{КД}, \text{ кВт}$$

$$\dot{Q}_{КД} = 0,17 \cdot 198 = 33,7 \text{ кВт}$$

8. Теплове навантаження на регенеративний теплообмінник:

$$Q_{PT} = m_a \cdot q_{PT}, \text{ кВт}.$$

$$Q_{PT} = 0,17 \cdot 9 = 1,5 \text{ кВт}$$

9. Теплове навантаження на випарник:

$$Q_B = m_a \cdot q_B, \text{ кВт}.$$

$$Q_B = 0,17 \cdot 148 = 25,2 \text{ кВт}$$

10. Адіабатна потужність компресора:

$$N_s = m_a \cdot l_s, \text{ кВт}.$$

$$N_s = 0,283 \cdot 33 = 9,1 \text{ кВт}$$

11. Ефективна потужність компресора:

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Арк.
						33
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$N_e = m_a (h_2 - h_1), \text{ кВт}.$$

$$N_e = 0,17(447 - 397) = 8,5 \text{ кВт}$$

12. Споживана потужність приводного двигуна:

$$N_{np} = \frac{N_e}{\eta_{nep} \cdot \eta_{об}}, \text{ кВт}.$$

$$N_{np} = \frac{8,5}{0,99 \cdot 0,85} = 10,1 \text{ кВт}$$

13. Холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon = \frac{Q_B}{N_{np}}.$$

$$\varepsilon = \frac{25}{10,1} = 2,47$$

14. Холодильний коефіцієнт ідеального циклу:

$$\varepsilon_{id} = \frac{T_K}{T_K - T_B}.$$

$$\varepsilon_{id} = \frac{308}{308 - 258} = 6,1$$

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		34

2.3 Тепловий та конструктивний розрахунок повітряного конденсатора

В якості конденсатора парів холодоагенту обираємо пластинчато-ребристий теплообмінник (ПРТ) з алюмінієвих сплавів.

Даний тип конденсатора достатньо компактний і має високу ефективність конструкції.

Пластинчасто-ребристий елемент, як складова основа ПРТ має наступні геометричні характеристики (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2 - Геометричні характеристики конденсатора

Найменування параметрів	Значення
<u>Характеристика конденсатора</u>	
Тип конденсатора	ПРТ
Коефіцієнт збільшення поверхні	3,1
Розміри елемента, м:	
довжина	0,604
ширина	0,154
висота	0,4
Матеріал теплообмінної поверхні	алюміній
Товщина проставного листа, $\delta_{л,м}$	$1 \cdot 10^{-3}$
Товщина ребра, $\delta_{р,м}$	$1,5 \cdot 10^{-4}$
Теплопровідність ребра $\lambda_{р, Вт/м \cdot К}$	180
<u>Сторона холодоагента</u>	
Площа поверхні теплообміну $F_a, м^2$	8,75
Площа поверхні ребер $F_{р.а}, м^2$	4,46
Довжина каналу $L_{ка}, м$	0,6

Еквівалентний діаметр $d_{\text{эа}}$, м	$3,62 \cdot 10^{-3}$
Довжина ребра $l_{\text{ра}}$, м	$5,09 \cdot 10^{-3}$
Сторона охолоджуючого теплоносія	
Площа поверхні теплообміну F_x , м ²	27,3
Площа поверхні ребер $F_{\text{р.х}}$, м ²	22,6
Довжина каналу $L_{\text{кх}}$, м	0,15
Еквівалентний діаметр $d_{\text{эх}}$, м	$2,44 \cdot 10^{-3}$
Довжина ребра $l_{\text{рх}}$, м	$4,85 \cdot 10^{-3}$

Проводимо розрахунки по параметрам холодного теплоносія (повітря) та гарячого теплоносія, що конденсується (холодильний агент).

Сторона гарячого холодильного агента (сторона конденсації R134a)

Питома теплоємність – $c_1 = 1,002 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$;

Густина – $\rho_1 = 1190 \text{ кг / м}^3$;

Кінематична в'язкість – $\nu_1 = 0,335 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$;

Коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_1 = 0,0139 \text{ Вт / (м} \cdot \text{К)}$;

Число Прандтля $Pr = 0,92$

Середня температура – $t_w = 35^\circ \text{C}$;

Питома теплота пароутворення – $r = 172,8 \text{ кДж/кг}$

- 1) Температура стінки приймається на 2°C вище температури конденсації:

$$T_{\text{ст}} = T_{\text{к}} + 2 = 308 + 2 = 310 \text{ К.}$$

- 2) Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{w_a d_{\text{экв}}}{\nu},$$

де $w_a = 5 \text{ м / с}$

$$\text{Re}_a = \frac{5 \cdot 3,62 \cdot 10^{-3}}{0,335 \cdot 10^{-6}} = 54027.$$

3) З критеріального рівняння знаходимо число Нусельта:

$$\text{Nu}_a = 0,116 \left(\frac{\delta_p}{d_{ea}} \right)^{0,1} \left(\frac{L_{ka}}{d_{ea}} \right)^{0,48} \text{Re}_a^{0,85} \left(\frac{L_{ka}}{d_{ea}} \right)^{-0,1},$$

$$\text{Nu}_1 = 0,116 \left(\frac{0,15}{3,62} \right)^{0,1} \left(\frac{0,6}{3,62} \right)^{0,48} 54027^{0,85} \left(\frac{0,6}{3,62} \right)^{-0,1} = 442,3$$

4) Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_a = \frac{\text{Nu} \lambda_a}{d_{\text{э.а}}},$$

$$\alpha_a = \frac{442,3 \cdot 0,0139}{3,62 \cdot 10^{-3}} = 1697 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

5) Коефіцієнт для визначення ефективності ребер:

$$m_u = 0,5 l_{p.a} \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\delta_p \cdot \lambda_p}};$$

$$m_u = 0,5 \cdot 5,09 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{2 \cdot 1697}{1,5 \cdot 10^{-4} \cdot 180}} = 0,91.$$

6) Коефіцієнт ефективності ребер:

$$\mu_{p.a} = \frac{e^{m_u} - e^{-m_u}}{e^{m_u} + e^{-m_u}} / m_u;$$

$$\mu_{p.a} = \frac{e^{0,91} - e^{-0,91}}{e^{0,91} + e^{-0,91}} / 0,91 = 0,86.$$

7) Коефіцієнт ефективності всієї поверхні:

$$\mu_{o.a} = 1 - \frac{F_{p.a}}{F_a} (1 - \mu_{p.a});$$

$$\mu_{o.a} = 1 - \frac{4,46}{8,75} (1 - 0,86) = 0,93.$$

Сторона охолоджуючого теплоносія (сторона повітря)

										Арк.
										37
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	<i>X.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>					

Параметри повітря розраховуємо при визначальній температурі

$$\bar{t} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{к}}}{2} = \frac{35 + 25}{2} = 30^{\circ}\text{C}:$$

Питома теплоємність – $c_2 = 1,005 \text{ кДж / кг} \cdot \text{К}$;

Густина – $\rho_2 = 1,164 \text{ кг / м}^3$;

Кінематична в'язкість – $\nu_2 = 16,01 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$;

Коефіцієнт температуропровідності – $a_2 = 1,4595 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$;

Коефіцієнт теплопровідності – $\lambda_2 = 2,6 \cdot 10^{-2} \text{ Вт / м} \cdot \text{К}$;

Средня температура – $t_w = 30^{\circ}\text{C}$;

Швидкість повітря $w_2 = 10 \text{ м / с}$

1) Число Рейнольдса:

$$\text{Re}_x = \frac{w_x \cdot d_{\text{ex}}}{\nu_x};$$

$$\text{Re}_x = \frac{10 \cdot 2,44 \cdot 10^{-2}}{16,01 \cdot 10^{-6}} = 15250.$$

2) Число Нусельта знаходимо через критеріальне рівняння:

$$\text{Nu}_x = 0,116 \left(\frac{\delta_p}{d_{\text{ex}}} \right)^{0,1} \left(\frac{L_{\text{кx}}}{d_{\text{ex}}} \right)^{0,48} \text{Re}_x^{0,85} \left(\frac{L_{\text{кx}}}{d_{\text{ex}}} \right)^{-0,1},$$

$$\text{Nu}_x = 0,116 \left(\frac{0,15}{2,44} \right)^{0,1} \left(\frac{0,15}{2,44} \right)^{0,48} 15250^{0,85} \left(\frac{0,15}{2,44} \right)^{-0,1} = 107,2.$$

3) Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha_x = \frac{\text{Nu}_x \lambda_x}{d_{\text{э.х}}};$$

$$\alpha_x = \frac{107,2 \cdot 0,026}{2,44 \cdot 10^{-3}} = 1142 \text{ Вт / (м}^2 \cdot \text{К)}.$$

4) Коефіцієнт для визначення ефективності ребер:

$$m_u = 0,5 l'_{p,x} \sqrt{\frac{2\alpha_x}{\delta_p \cdot \lambda_p}},$$

										Арк.
										38
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	<i>X.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>					

де, $l'_{p.x}$ - довжина ребра з урахуванням того, що по потоку води дві насадки

$$l'_{p.\omega} = 2l_{p.x} + (z-1) \frac{\delta_p \tau}{\delta_l};$$

$$l'_{p.x} = 2 \cdot 4,85 \cdot 10^{-3} + (2-1) \frac{0,00015 \cdot 0,002}{0,001} = 0,01 \text{ м};$$

$$m_x = 0,5 l_{p.x} \sqrt{\frac{2\alpha_x}{\delta_p \cdot \lambda_p}}$$

$$m_u = 0,5 \cdot 0,01 \sqrt{\frac{2 \cdot 1142}{1,5 \cdot 10^{-4} \cdot 180}} = 1,4.$$

5) Коефіцієнт ефективності ребра:

$$\mu_{p.x} = \frac{e^{m_u} - e^{-m_u}}{e^{m_u} + e^{-m_u}} / m_u$$

$$\mu_{p.x} = \frac{e^{1,4} - e^{-1,4}}{e^{1,4} + e^{-1,4}} / 1,4 = 0,7.$$

6) Коефіцієнт ефективності всієї поверхні:

$$\mu_{o.x} = 1 - \frac{F_{p.x}}{F_x} (1 - \mu_{p.x}),$$

$$\mu_{o.x} = 1 - \frac{22,6}{27,3} (1 - 0,7) = 0,75.$$

Вихідні параметри

1) Коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_x \mu_{o.x}} + \frac{\phi}{\alpha_a \mu_{o.a}}};$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{1142 \cdot 0,75} + \frac{3,1}{1697 \cdot 0,93}} = 556 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

2) Середньологарифмічний температурний напір:

					<i>X.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						39
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\Delta T_{cp} = \frac{T_{x1} - T_{x2}}{\ln \frac{T_{\kappa} - T_{x2}}{T_{\kappa} - T_{x1}}}, \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_{cp} = \frac{(30 - 25)}{\ln \left[\frac{35 - 25}{35 - 30} \right]} = 7,2$$

3) Необхідна площа поверхні теплообміну в зоні випаровування пара:

$$F_H = \frac{Q_{KD}}{k \cdot \Delta T_{cp}}, \text{ м}^2,$$

де

$$F_H = \frac{33700}{556 \cdot 7,2} = 8,5 \text{ м}^2$$

Необхідно взяти запас на забруднення та перегрів 20% від номінальної площі

$$F_H = 8,5 + 8,5 \cdot 0,2 = 10,2 \text{ м}^2$$

4) Число елементів в ПРТ :

$$n = \frac{F_H}{F_a} = \frac{10,2}{8,75} = 1,2 \text{ приймається } 2 \text{ шт.}$$

2.4 Гідравлічний розрахунок пластинчасто-ребристого теплообмінника

1) Фактор тертя при русі повітря :

$$f = \frac{0,08}{\text{Re}_x^{0,25}} = \frac{0,08}{15250^{0,25}} = 0,0072;$$

2) Втрати тиску повітря :

$$\Delta p_x = \frac{\rho_x v_x^2}{2} \cdot \frac{1 - f \cdot \frac{F}{F_{\kappa}}}{2},$$

де, ρ_x - густина води

					<i>X.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		40

3) Масова продуктивність повітря через випарник:

$$G_x = \frac{Q_k}{c_x \cdot \Delta t_x} = \frac{37,3}{1,005 \cdot 5} = 0,6 \text{ кг/с},$$

$F = 8,75 + 8,75 = 17,5 \text{ м}^2$ – повна площа поперечного розрізу апарата;

$F_k = (8,75 + 27,3) \cdot 2 = 72,1 \text{ м}^2$ - сумарна необхідна площа поверхні теплообміну конденсатора.

$$\Delta p_x = \frac{1,2 \cdot 10^2}{2} \cdot \frac{1 - 0,0072 \cdot \frac{17,5}{72,1}}{2} = 29,9 \text{ Па},$$

2.5 Підбір вентилятора

Враховуючи продуктивність 0,6кг/с(1800м³/год) та напір 30Па підбираємо 2 осьових вентилятори ОВК 2Е 300 на кожну секцію по одному.

Графік продуктивності представлено на рисунку 2.3.

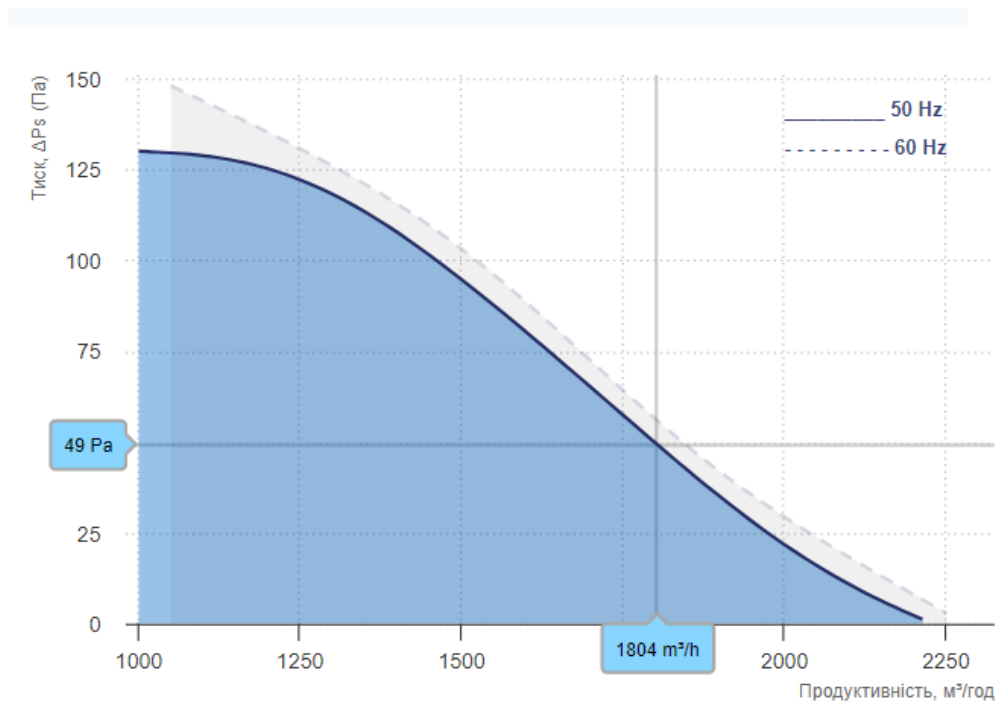
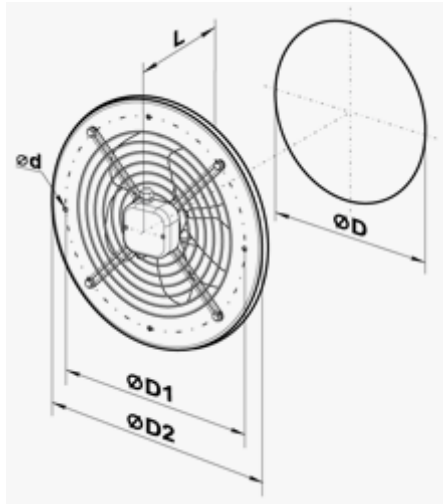


Рисунок 2.3 – Графік продуктивності вентилятора ОВК 2Е 300

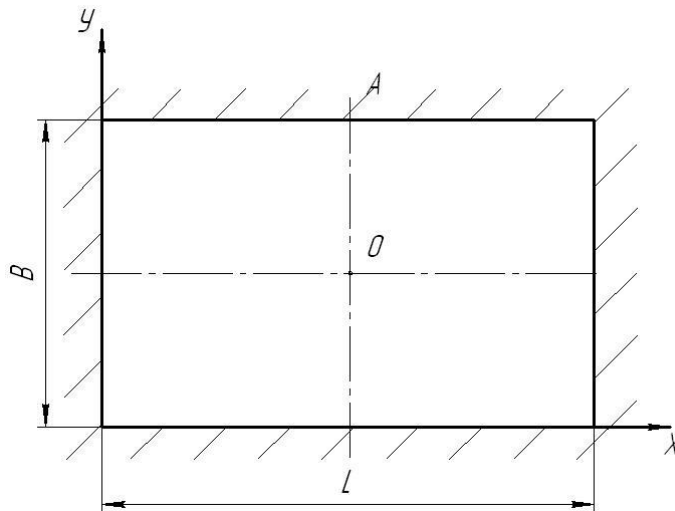


D = 300 мм

2.6 Міцнісний розрахунок

Міцнісний розрахунок проставної пластини

Небезпечними є точки O і A, в яких визначається напруження від прогину.



1) Для точки O напруження:

$$\sigma_{x0} = C_2 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2$$

$$\sigma_{y0} = C_3 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2,$$

2) Для точки A напруження:

									Арк.
									42
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ				

$$\sigma_{x1} = C_4 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2$$

де C_2, C_3, C_4 - коефіцієнти [5], табл. 6, с. 217.

$$\sigma_{x0} = 0,16 \cdot 2 \cdot 10^{-3} \cdot \left(\frac{0,4}{1 \cdot 10^{-3}} \right)^2 = 5,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{y0} = C_3 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2$$

$$\sigma_{x1} = C_4 \cdot p_u \cdot \left(\frac{B}{\delta_{II}} \right)^2$$

Умови міцності виконуються.

3) Максимальний прогин в точці О $f_0 \leq \frac{L}{300}$

$$f_0 = C_1 \cdot \frac{p_u \cdot B^4}{E \cdot \delta_{II}^3},$$

де C_1 - коефіцієнт [7].

Міцнісний розрахунок насадки

Насадка виконана з алюмінієвої стрічки. Вона являє собою рифлений лист, який спирається на проставочний лист.

1) Під дією потоку його верхня частина буде вигинатися, а нижня частина буде спиратися на шарніри А і Д. Так як нахил бічних ребер АВ і СД до вертикалі становить, то можна в першому наближенні взяти їх вертикальними, а горизонтальний ділянку буде:

$$BC' = \frac{BC + AD}{2} = t$$

В результаті отримаємо розрахункову схему П - подібної рами висотою $h = l_p \cdot \cos 22^\circ = 5,09 \cdot 10^{-3} \cdot \cos 22^\circ = 0,0047 \text{ м}$

2) Рама на ділянці BC' навантажена розподіленим навантаженням:

$$q = p_u \cdot B, \quad \text{Н / мм}$$

3) Максимальний момент на ділянці BC' , який дає прогиб:

					<i>X.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						43
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

$$M_{\max} = (1 + 2k) \frac{qt^2}{8n}, H \cdot m,$$

де, k і n - коефіцієнти

$$k = \frac{I_{AB}}{I_{CD}} \cdot \frac{h}{t} = \frac{h}{t}, \text{ т.к. } I_{AB} = I_{CD} - \text{моменти інерцій ділянок АВ і СД};$$

$$k = \frac{I_{AB}}{I_{CD}} \cdot \frac{h}{t} = \frac{h}{t}$$

$$n = 3 + 2k$$

4) Момент опору прямокутного перерізу рами:

$$W = \frac{B \cdot \delta_P^2}{6}, m^3$$

5) Максимальне напруження прогиба в рамі:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W}, Pa$$

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] = 50 MPa$$

					<i>X.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		44

3. Охорона праці

Охорона праці – система законодавчих актів, а також засобів та заходів, дії яких спрямовані на безпеку людини при виконанні робіт, збереження її здоров'я та працездатності. (ДСТУ 12.0.002-80).

Небезпечні та шкідливі виробничі фактори

Абсолютно нешкідливих та безпечних для здоров'я людини виробництв не існує. Одним з основних напрямків охорони праці можна назвати мінімізацію можливості враження або захворювання робочого персоналу, а також забезпечення йому комфортних умов, що стане запорукою високої продуктивності праці. Реальні виробничі умови у своїй більшості містять низку шкідливостей та небезпек.

Виробнича безпека – безпосередня загроза впливу на персонал виробничих факторів, що несуть у собі небезпеку і шкоду. Виробнича шкідливість передбачає вплив на людину шкідливих виробничих факторів. До небезпечних відносять ті виробничі чинники, які б могли стати причиною травми чи загального погіршення здоров'я працівника.

Серед потенційних виробничих небезпек можна виділити відкриті рухливі елементи машини механізмів, частини устаткування, здатні проводити струм, предмети, нагріті до дуже високих температур. У свою чергу виробничі шкідливості провокує недотримання санітарно-гігієнічних норм на підприємств. Сюди відносять несприятливий мікроклімат, випромінювання, недостатнє освітлення, наявність у повітрі токсичних чи шкідливих домішок, підвищену шумність та вібрацію, вплив ультразвуку, електромагнітних полів, іонізуючих випромінювань.

Під терміном нещасний випадок на виробництві мається на увазі негативний вплив на персонал виробничого чинника у процесі виконання ним своїх трудових обов'язків.

					Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		45

Основні шкідливі фактори, характерні для виробництв можна розділити на дві основні категорії:

1. Хімічні. Мають негативний вплив на організм людини через органи дихання. Сюди відносять токсичне виділення при нагріванні тих чи інших складів, продукти горіння, у тому числі при зварювальних роботах, використання фарб, шпаклівок, ґрунтовок та інших сумішей, здатних виділяти токсичні компоненти.
2. Фізичні. До даної категорії можна віднести підвищену запиленість, вологість, надмірний рівень шуму та ін.

Щоб попередити негативний вплив небезпечних та шкідливих виробничий фактор на персонал або мінімізувати цей вплив рекомендовано використовувати засоби захисту, як колективні, так і індивідуальні. До першої категорії відносять системи вентиляції, кондиціонування та опалення, засоби, покликані гасити вібрацію та шум. До другої категорії відносять протигази, захисні маски, респіратори, щитки, спецвзуття та спецодяг, рукавички, навушники та інше. Кожне підприємство має забезпечити свій персонал засобами індивідуального захисту. Цей перелік має бути прописаний у колективному договорі та видаватися регулярно відповідно до галузевих норм. Передбачається, що він переглядається щороку.

З низкою небезпечних та шкідливих факторів також пов'язана робота компресорного обладнання. Сюди відносять наявність рухливих компонентів, підвищений тиск та температуру. Також слід враховувати, що під впливом високих температур продукти розпаду мастил можуть вступати в контакт з повітрям, що може призвести до вибуху. Безпечна робота компресорного обладнання регламентується вимогами ДСТУ 12.2. 003-74.

Одна з найвищих потенційних небезпек — масляні пари, які при контакті зі стисненим повітрям можуть спровокувати вибух вже при досягненні температури 250-300 °С. Причиною займання може стати іскра електричного розряду. Тому дуже важливо віддати перевагу у робочому

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		46

процесі маслам з високою температурою займання, а також додатково використовувати водяне або повітряне охолодження компресорного обладнання, що сприятиме зниженню температури повітряного потоку.

Також у конструкції компресорного блоку в обов'язковому порядку повинні бути присутніми всі необхідні запобіжні клапани і прилади, що дозволяють контролювати температуру, тиск та інші показники. Разом з термометром у контурі повинно бути теплове реле, яке автоматично відключить компресор при досягненні температури робочого потоку понад заданого параметра. Уникнути аварій, пов'язаних із підвищеним тиском, допоможуть манометри та запобіжні клапани.

Щоб запобігти формуванню вибухонебезпечних сумішей, використовується додатковий фільтр для встановлення на трубу повітреприймача. В обов'язковому порядку корпус компресора підключається до заземлювача, що дозволить зливати статичні заряди.

У робочому процесі всі показники компресора знімаються регулярно з інтервалом 2 години. Вони обов'язково записуються в журнал роботи. Усі прилади, які є у роботі, проходять регулярну перевірку. Так, манометри відправляють на перевірку кожні півроку.

Методи боротьби з впливом підвищеного шуму та вібрації

Підвищена вібрація – один із негативних факторів у роботі компресорного обладнання, електроінструменту та ін. Вона здатна негативно впливати на роботу серцево-судинної та нервової системи людини, провокувати зміни в суглобах, що в результаті може призвести до обмежень у їхній рухливості. Нетривала і не надто інтенсивна дія вібрації призводить до зниження продуктивності праці, підвищеної втоми людини. Якщо вплив вібрації буде тривалим, розвивається професійне захворювання, яке так і називають вібраційним. Найбільш негативний вплив на організм людини чинить спільний вплив вібрації, низької температури та підвищеного шуму.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		47

Мінімізувати негативний вплив вібрації на організм людини можна, якщо через кожну годину роботи робити 10-15-хвилинні перерви. Також потрібне регулярне проведення планового профілактичного обслуговування та ремонту обладнання, а також чітке дотримання норм технологічної експлуатації машин та механізмів.

У документі ДНС 3.3.6.037-99 зазначено нормовані показники рівня шуму в робочих зонах: він не повинен перевищувати 80 дБ. Якщо рівень шуму, що генеруються обладнанням на робочому місці, перевищуватиме стандартизований параметр на 10 дБ, то таке обладнання відносять до категорії «шумного». Якщо говорити про компресорне обладнання, то тут як джерело шуму виступатиме і сам корпус агрегату, і стінки каналів, що проходять через приміщення, і всмоктувальні та нагнітальні канали.

Забезпечення достатнього освітлення

Невідповідний рівень освітлення на робочому місці може спровокувати розвиток ряду професійних захворювань, підвищену втому очей, збільшити кількість нещасних випадків, знизити якість продукції. Для того, щоб сформувати максимально сприятливі умови для роботи людини з точки зору освітлення, необхідно забезпечити ойго відповідність наступним вимогам:

- рівень освітленості робочого місця повинен відповідати встановленим нормам певного виду робіт;
- відсутність мерехтіння як від основних джерел світла, і від інших освітлювальних приладів, що знаходяться поблизу;
- відсутність на робочій поверхні глибоких тіней, у тому числі й рухомих;
- рівень освітленості повинен бути достатнім для того, щоб персонал міг чітко бачити всі деталі;
- відсутність небезпечних та шкідливих виробничих факторів, у тому числі ураження електричним струмом, вибухонебезпечність ламп, пожежонебезпека, підвищене теплове випромінювання та ін.;

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		48

- простота та надійність в експлуатації, достатня естетичність та економічність споживання енергоресурсів.

Виходячи з джерела світла, промислове освітлення може бути природним або штучним. Нерідко на підприємствах використовуються комбіновані джерела світла – природне + штучне. Природне освітлення може бути одно- або двостороннім. У першому випадку передбачається проникнення світлових потоків через вікна, розташовані з одного боку будови. Таке рішення буде оптимальним в адміністративних будівлях. У виробничих цехах оптимально передбачити двостороннє природне освітлення.

Особливості пожежної безпеки

Під терміном «пожежна безпека» передбачається стан об'єкта, що унеможлиблює виникнення пожежі. У тому випадку, якщо загоряння все ж таки відбулося, необхідно запобігти його негативному впливу на людей, а також забезпечити захист матеріальних цінностей. На підприємствах пожежна безпека облаштовується шляхом правильної організації пожежної сигналізації та протипожежного захисту.

Запобігти виникненню пожежі можна шляхом створення такого середовища, яке виключило б як джерела займання, так і горючість середовища. Слід підтримувати температуру та тиск нижче тих параметрів, які могли б спровокувати пожежу. Разом з відкритим вогнем та іскроутворенням, загоряння також супроводжується підвищенням температури навколишнього середовища та всіх предметів, що знаходяться в приміщенні, а також утворенням токсичних компонентів, диму, вибуху, обвалу або пошкодження конструкції будівлі, споруди, зниження рівня кисню в повітрі.

Первинні засоби запобігання пожежі:

- вогнегасники;
- ємності із водою, піском;
- відра, лопати, гаки, ломи, пилки, сокири;

					<i>X.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						49
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

- теплоізоляційна тканина;
- пожежна техніка.

Всі ці компоненти повинні постійно перебувати у відведеному місці (на пожежних щитах) та бути готовими до застосування.

Для гасіння більшої частини вогнищ займання може використовуватися вода. Але тут є виключення: електрообладнання, що знаходиться під напругою, нафтопродукти, кальцій, натрій, а також всі ті компоненти, які мають матеріальну цінність і можуть стати непридатними для впливу води. У решті випадків для гасіння пожежі можна використовувати воду. Для її подання обов'язково передбачається окремий пожежний водопровід з усіма необхідними засобами для підключення пожежних гідрантів.

Якщо йдеться про загоряння продуктів, які не можна гасити водою, можна використовувати вогнегасник або пісок.

Щоб згасити загоряння в електроустановках, варто використовувати вогнегасники, як порошкові ОП-1 і ОП-2, так і вуглекислотні ОУ-2, ОУ-5, ОУ-8. Для гасіння твердих горючих речовин за винятком лужних та легкозаймистих рідин можна використовувати вогнегасники з хімічною піною. Але в цьому випадку дуже важливо запобігти попаданню самої піни на відкриті ділянки тіла.

Формування нормального мікроклімату на підприємствах

Нормативні акти ДНС 3.3.6.042-99 та ДСТУ 12.1.005-88 містять норми та вимоги до параметрів мікроклімату у виробничих приміщеннях. Залежно від виду робіт оптимальна температура повинна знаходитися в діапазоні від 17 до 20 °С, а вологість від 40 до 60%. Швидкість повітря не має перевищувати 0,2 м/с.

Один з найбільш небезпечних, а разом з тим поширених факторів на сучасних підприємствах є підвищена запиленість. Вона негативно впливає на

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						50
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

легені людини, порушуючи їх нормальне функціонування та будову, що може спровокувати розвиток професійного захворювання.

До загальних заходів, спрямованих на запобігання підвищеній запиленості на об'єкті, а також захисту персоналу відносять:

- нормальне функціонування загальнообмінної вентиляції, системи кондиціонування та опалення;
- запобігання потраплянню в атмосферу для шкідливих викидів, шляхом їх попереднього очищення;
- проведення регулярних медичних оглядів персоналу, що працює в небезпечних умовах;
- надання профілактичного харчування, дотримання правил особистої гігієни;
- постійний моніторинг вмісту небезпечних компонентів у повітрі;
- надання кожному співробітнику засобів персонального захисту, а також контроль за їх застосуванням під час виконання робіт;
- налаштування центральної система кондиціонування або вентиляції на швидке видалення пилу з ремонтних цехів, а також ділянок з підвищеною запиленістю.

Електробезпека

Найбільш високий рівень отримання електричних травм на виробничих об'єктах буде у наступних випадках:

- застосування несправних електроінструментів;
- контакт з оголеними струмопровідними елементами електроустаткування;
- використання несправних переносних світильників напругою 127 В або 220 В;
- недбання рекомендацій щодо використання захисного обладнання та запобіжних пристроїв при роботі з електроінструментом;

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		51

- пошкодження ізоляції електричних корпусів та відсутність заземлення, що призводить до травматизму при подачі на обладнання напруги;
- недотримання правил технічної експлуатації електроустановок.

До роботи в приміщеннях ремонтно-профілактичного типу допускається електротехнічний персонал з підтвердженим кваліфікацією з електробезпеки III, IV, V класу. Щоб виключити ураження електричним струмом при роботі з електротехнічним обладнанням та механізмами на практиці слід застосовувати низку відповідних заходів:

- занулення,
- заземлення,
- аварійне відключення,
- перекриття струмопровідних металевих частин ізоляції та ін.

У кожному конкретному випадку визначається свій набір захисних мір, спрямованих на мінімізацію ураження струмом працюючого персоналу. Кожна людина, яка працює з електроустановками, повинна бути забезпечена індивідуальними засобами захисту, зокрема діелектричними рукавичками, кліщами, штангами. Весь інструмент повинен мати гумові ручки. Додатково можуть використовуватися діелектричні калоші, гумові килимки, а також спеціальні ізолюючі підставки.

Безпека при роботі з холодоагентами

У законі про охорону праці прописані особливості державного нагляду за виконанням проектних, проектно-конструкторських та науково-дослідних робіт на машинобудівних та приладобудівних підприємствах, незалежно від того до яких форм власності вони належать. Особлива увага приділяється забезпеченню технологічності, на відповідній надійності та якості товару, що випускається, в тому числі і електротехнічних приладів. У разі непередбачкної відмови в їх роботі може статися аварія, здатна спровокувати як людські жертви, так і серйозні екологічні наслідки.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						52
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

У якості холодильних агентів більшої частини холодильних машин та установок, систем кондиціонування повітря використовуються фреони. Також їх широко використовують у медичній галузі, фармацевтиці та інших сферах, де потрібне створення аерозолів. Всі холодоагенти, призначені для використання в побутових приладах – не горючі і не несуть у собі жодної потенційної небезпеки для здоров'я людини. Також низка фреонів, зокрема R-13B1, може використовуватися для гасіння пожеж. У середовищі з відкритим полум'ям фреони можуть розкладатися, виділяючи досить токсичні продукти з характерним запахом, але їхня концентрація буде невисока. Але у високих концентраціях фреон R12, 13, 13B1, 115, 502, 22 міг би спровокувати задуху через відсутність кисню. R21 у таких умовах має серйозний наркотичний ефект.

У тих приміщеннях, де встановлені в холодильній машині, необхідно обов'язково передбачити фільтруючі протигази марки А з розрахунку одна одиниця на кожного співробітника. Також обов'язково передбачити наявність двох ізолюючих протигазів типу АСВ та ІІ на той випадок, якщо станеться аварійний витік холодоагенту в машинному відділенні. Також робота з холодильним обладнанням пов'язана з іншими шкідливими виробничими факторами:

- утворення уламків від самого обладнання, а також потоків холодоагенту, теплоносія у разі аварійного руйнування агрегату або трубопроводної обв'язки;
- розміщення робочих майданчиків на досить великій висоті над рівнем підлоги;
- наявність рухомих вузлів та механізмів, включаючи насоси, компресори, вентилятори;
- підвищена загазованість робочої зони, спричинена витоками холодоагенту;

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		53

- підвищена або навпаки, знижена температура стінок обладнання та трубопроводів;
- підвищена або навпаки, знижена температура в робочій зоні, у тому числі в холодильній камері;
- підвищений рівень вібрації та шуму на робочому місці;
- висока швидкість руху повітряних мас, що пов'язано з використанням примусової вентиляції та ін.

Необхідно суворо стежити за концентрацією шкідливих компонентів у робочій зоні і за потенційними небезпеками. Вони повинні відповідати нормам, прописаним у стандартах, що діють. Для обслуговування холодильного обладнання, розташованого на висоті понад 1,8 м від рівня підлоги, необхідно обов'язково передбачити майданчики обслуговування або драбини.

Захист персоналу від руйнування елементів холодильних установок необхідно забезпечити за допомогою приладів протиаварійного автоматичного захисту, запобіжних пристроїв, що спрацьовують на підвищення тиску, а також регулярну перевірку судин і трубопроводів, що перебувають під тиском.

Захист персоналу від впливу небезпечних та шкідливих виробничих факторів виконується шляхом чіткого дотримання вимог пожежної безпеки, санітарних та будівельних норм, а також вимог щодо розміщення технологічного обладнання. Також важливо передбачити вимоги безпеки під час виконання монтажних та ремонтних робіт, а також враховувати всі необхідні норми при розміщенні технологічного обладнання.

Захист персоналу, який працює з холодильними установками від впливу знижених температур та підвищеної рухливості повітря як на відкритих майданчиках, так і всередині холодильних камер передбачає використання спеціального одягу та взуття відповідно до нормативних вимог.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
						54
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		

Також важливо обов'язково забезпечити захист навколишнього середовища шляхом надійної герметизації всіх компонентів холодильної установки з метою запобігання витоку холодоагенту, у тому числі при ремонті, технічному обслуговуванні, виконанні демонтажних робіт на устаткуванні та трубопровідній обв'язці. Повинен виконуватися обов'язковий контроль над витоками холодоагентів відповідно до інструкцій заводів виробників обладнання.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		55

Список використаних інформаційних джерел

1. Петренко О.В., Потапов В.О., Семенюк Д.П. і др. Холодильні машини та установки. Дипломне проектування. Навчальний посібник. Харків, ХДУХТ, 2019.-176с.
2. Методичні вказівки з курсового і дипломного проектування «Розрахунок теплообмінників пластинчасто-ребристого типу з повітряним охолодженням» курсу «Холодильні установки»/ укладачі: С. О. Шарапов, Ю. М. Вертепов. – Суми: Сумський державний університет, 2011. – 24 с.
3. Охорона праці: Конспект лекцій/ Укладач А.Ф. Денисенко.– Суми: Вид-во СумДУ, 2007.– Ч.2.– 130с.
4. М. І. Шиляєв, Є. М. Хромова, Ю. М. Дорошенко. Типові приклади розрахунку опалення, вентиляції і кондиціонування повітря: Учб. Посібник. – Видавництво ТГАСУ, 2012. -288с.
5. Чумак В. Р. та ін. Холодильні установки/Чумак В. Р., Чепурненко В. П., Чуклин Ц. Р. 2-е видав. Перероб і дод. – М.: Легка харчова пром-сть, 1981. -344с.
6. Морозюк Т.В. Теория холодильных машин и тепловых насосов. – Одесса: Студия «Негоциант», 2006. – 712 с.
7. Низькопотенційна енергетика: навчальний посібник / А. О. Редько та ін.; Під ред. Академіка НАНУ А. А. Долинського. – Харків: ТОВ «Друкарня Мадрид», 2016.– 412 с.
8. Дубровська В.В. Шкляр В.І. Термодинаміка та тепломасообмін. Навчальний посібник. - Київ, НТУ КПІ, 2016. - 152 с.

					<i>Х.дн 04Б.00.00.00 ПЗ</i>	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата		56