

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Донецький національний університет економіки і торгівлі
імені Михайла Туган-Барановського
Навчально-науковий інститут ресторанно-готельного бізнесу та туризму
Кафедра загальноінженерних дисциплін та обладнання

ДОПУСКАЮ ДО ЗАХИСТУ
Гарант освітньої програми
«Холодильні машини і установки»
Омельченко О.В.
« ____ » _____ 2021 року

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**
на здобуття ступеня вищої освіти «Бакалавр»
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
за освітньою програмою «Холодильні машини і установки»

на тему: **ПРОЕКТУВАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ
ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ МОРОЗИЛЬНОГО ЦЕХУ**

Виконав:
здобувач вищої освіти Житник Сергій Олександрович
_____ (прізвище, ім'я, по-батькові) (підпис)

Керівник: доцент, к.т.н. Омельченко О.В.
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у кваліфікаційній
роботі немає запозичень з праць інших
авторів без відповідних посилань

Здобувач вищої освіти _____
(підпис)

Кривий Ріг
2021

ЗМІСТ

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНИХ ОГЛЯД НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК.....	7
1.1. Застосування холоду і харчовій промисловості.....	7
1.2. Холодильні машини та установки.....	9
1.2.1. Парокомпресійні холодильні машини.....	9
1.2.2. Повітряні холодильні машини.....	13
1.2.3. Регенеративні газові холодильні машини.....	14
1.2.4. Абсорбційні холодильні машини.....	15
1.2.5. Сублімаційне охолодження за допомогою діоксиду вуглецю.....	15
1.2.6. Компресорні холодильні машини.....	16
1.3. Розрахунок циклу парокомпресійної установки.....	17
РОЗДІЛ 2. ПРОЕКТУВАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ МОРОЗИЛЬНОГО ЦЕХУ.....	20
2.1. Розрахунок і підбір основного обладнання холодильної машини... ..	20
2.1.1. Компресор.....	20
2.1.2. Випарник.....	23
2.1.3. Конденсатор.....	24
2.2. Застосування схем повернення мастильного олії в компресорні агрегати холодильної установки.....	26
2.3. Підбір насосів для систем оборотного водопостачання і контуру хладоносія.....	34
2.4 Розрахунок теплової ізоляції.....	36
2.4.1. Розрахунок теплової ізоляції випарника.....	36
2.4.2. Розрахунок теплової ізоляції відділювача рідини.....	38
2.4.3. Розрахунок теплової ізоляції всмоктуючих трубопроводів, арматури контуру хладоносія.....	40
РОЗДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	44
3.1. Небезпечні і шкідливі виробничі чинники.....	44
3.2. Техніка безпеки при експлуатації та обслуговуванні електроустаткування холодильної установки.....	45
3.3. Розрахунок заземлення.....	46
3.4. Пожежна безпека.....	49
ВИСНОВКИ.....	51
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	52
ДОДАТКИ.....	53

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Житник			Проектування низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху	Літ.	Арк.	Аркушіє
Перевір.		Омельченко					1	58
Н. Контр.		Омельченко			ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО			
Затверд.		Омельченко						

ВСТУП

Актуальність роботи. Холодильне обладнання являє собою різновиди пристроїв, в яких створюється і використовується холод з метою збереження якості м'яса, риби, масла, молока, овочів, фруктів та інших швидкопсууючих продуктів. Підприємствам, які торгують продуктами харчування, доводиться зберігати значні запаси товарів, багато з яких відносяться до швидкопсувних, тому кращий спосіб їх зберігання – використання холода.

Холод на м'ясо-птахо переробних підприємствах застосовують в наступних процесах: охолодження м'яса, субпродуктів; зберігання охолоджених продуктів; заморожування м'яса, м'якушевих і м'ясоблоків, субпродуктів, м'ясних напівфабрикатів, фабрикатів, готових м'ясних страв при температурах від -30 до -40 °С; зберігання заморожених продуктів; охолодження м'ясних продуктів при виробництві ковбас, копченостей, перетоплюванні жирів, виробленні фасованої продукції і напівфабрикатів; виготовлення льоду, що використовується у виробництві ковбасних та інших виробів.

Для збереження і переробки все зростаючої кількості харчових продуктів необхідне значне підвищення обсягів і темпів будівництва холодильників і холодильного обладнання, а також технічне вдосконалення існуючих холодильних підприємств.

Холодильна установка являє собою сукупність машин, апаратів, приладів і споруд, призначених для виробництва і застосування штучного холоду. Виходячи з даного визначення холодильна установка крім основних елементів, що входять до складу холодильної машини і необхідних для здійснення зворотного термодинамічного циклу, включає в себе ще апарати, прилади, трубопроводи та споруди, необхідні для реалізації технологічних процесів при низьких температурах. Відповідно, важливим є розробка низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху.

Мета та задачі дослідження. Метою бакалаврської роботи є проектування низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху.

Практична та наукова новизна. Здійснено аналітичний огляд низькотемпературних холодильних установок, а саме проаналізовано принципову схему однопоточної холодильної установки, схему холодильної установки з рекуперативним теплообмінником, принципову схему і цикл повітряної холодильної установки, що працює по відкритому циклу з рекуперацією, принципову схему і цикл газової регенеративної холодильної машини Стірлінга. Здійснено розрахунок і підбір основного та допоміжного обладнання холодильної машини; розглянуто застосування схем повернення мастильної олії в компресорні агрегати холодильної установки.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Житник</i>				Проектування низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Омельченко</i>						1	58
<i>Н. Контр.</i>	<i>Омельченко</i>				ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО			
<i>Затверд.</i>	<i>Омельченко</i>							

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНИЙ ОГЛЯД НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНИХ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

1.1 Застосування холоду в харчовій промисловості

Холод застосовується в багатьох галузях промисловості: в хімічній, гірничорудній, металургійній та ін. Особливо велике застосування отримав холод в харчовій промисловості для зберігання швидкопсувних продуктів, а також в технологічному процесі виробництва харчових продуктів при їх термічній обробці і транспортуванні залізничним і іншим транспортом.

Для збереження і переробки все зростаючої кількості харчових продуктів необхідне значне підвищення обсягів і темпів будівництва холодильників і холодильного обладнання, а також технічне вдосконалення існуючих холодильних підприємств.

Використання холоду, особливо штучного, значно покращує санітарно-гігієнічний стан продуктів під час технологічних процесів виробництва, зберігання і торгівлі ними протягом усього року.

Холод на м'ясо-птахо переробних підприємствах застосовують в наступних процесах:

- охолодження м'яса, субпродуктів, жиру та інших продуктів забою худоби;
- зберігання охолоджених продуктів;
- заморожування м'яса, м'якушевих і кісткових м'ясоблоків, субпродуктів, м'ясних напівфабрикатів, фабрикатів, готових м'ясних страв при температурах від – 30 до – 40 °С;
- зберігання заморожених продуктів;
- охолодження м'ясних продуктів при виробництві ковбас, копченостей, перетоплюванні жирів, виробленні фасованої продукції і напівфабрикатів;
- виготовлення льоду, що використовується у виробництві ковбасних та інших виробів;
- кондиціонування повітря у виробничих приміщеннях для створення певних технологічних режимів і комфортних умов роботи.

У птахо переробній промисловості холод використовується для охолодження, заморожування і зберігання тушок кроликів, птиці і дичини, а також при зберіганні яєць і меланжу.

Охолодження – процес зниження температури харчових продуктів з метою затримання біохімічних процесів і розвитку мікроорганізмів.

Це один з основних способів холодильного консервування продуктів без зміни їх структурного стану.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Житник</i>				Проектування низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Омельченко</i>						12	58
<i>Н. Контр.</i>	<i>Омельченко</i>					ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО		
<i>Затверд.</i>	<i>Омельченко</i>							

За принципом перенесення теплоти способи охолодження підрозділяються на три групи:

- шляхом конвекції (охолодження продуктів в повітрі, упакованих в непроникаючі штучні або природні оболонки, а також в рідких середовищах);
- в результаті фазових перетворень (інтенсивне випаровування частини, яка міститься в продукті води при його вакуумуванні);
- змішаним теплообміном (передача теплоти здійснюється конвекцією, радіацією і за рахунок теплообміну при випаровуванні вологи з поверхні продукту).

Заморожування - процес зниження температури нижче криоскопічної на 10...30 °С, супроводжуваний переходом майже усієї кількості води, яка міститься в ньому, в лід. Способи заморожування (контактні і безконтактні) поділяються на три групи:

- заморожування в киплячому холодоагенті;
- заморожування в рідинах проміжних холодоносіях;
- заморожування в повітрі проміжному холодоносії.

Холодильник – це промислове спеціально обладнане приміщення з холодильною компресорною установкою, що забезпечує в приміщенні температурно-вологісний режим, відповідний технологічним нормам зберігання або виробництва харчових продуктів.

В холодильниках підтримують знижену температуру повітря (-12 ° ÷ -30 ° С) і підвищену відносну вологість – 80-95%.

Для створення і підтримки таких параметрів повітря будівлі холодильників споруджують без вікон, вони мають потужну теплову ізоляцію даху, зовнішніх і внутрішніх огорожень, дверей, оснащуються обладнанням для охолодження приміщень і пристроями для запобігання промерзання ґрунту в основі будівлі.

Розрізняють такі типи холодильників:

– Заготівельні холодильники, які призначені для початкової холодильної обробки, короткочасного зберігання і підготовки заготовлених продуктів до транспортування на торгові підприємства або розподільні холодильники.

– Виробничі холодильники є складовою частиною харчових підприємств і здійснюють холодопостачання технологічних процесів виробництва. Їх використовують для охолодження, заморожування і зберігання сировини і готової продукції. Прикладом може служити холодильник м'ясокомбінату.

– Розподільні холодильники призначені для створення і зберігання резервних, сезонних, поточних і страхових запасів швидкопсувної сировини і готової продукції, що забезпечують ритмічність виробництва харчових галузей і рівномірне постачання харчовими продуктами населення протягом року.

– Базисні холодильники призначені для тривалого зберігання резервів швидкопсувних продуктів (держрезерви).

– Холодильники продовольчих баз призначені для обслуговування торгової мережі невеликих міст. На ці холодильники надходять харчові продукти з виробничих і розподільних холодильників.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– Перевалочні холодильники призначені для короткочасного зберігання вантажів при передачі їх з одного виду транспорту на інший, наприклад, з залізничного транспорту на автомобільний і навпаки.

– Холодильники підприємств роздрібної торгівлі та громадського харчування призначені для короткострокового зберігання запасів продуктів, які реалізуються підприємствами протягом декількох днів.

– Холодильники змішаного призначення можуть виконувати функції перерахованих вище видів.

За вантажомісткістю холодильники поділяють на малі (до 500 т), середні (до 5000 т) і великі (понад 5000 т). Вантажомісткість (ємність) холодильників висловлюють в тоннах умовного вантажу. За умовний вантаж приймається м'ясо в півтушах, що мають при укладанні на підлогу в штабель об'ємну масу $0,35 \text{ т/м}^2$ або при розміщенні на підвісних шляхах завантаження $0,25 \text{ т}$ на 1 м шляху (виключаючи розподільні колії та стрілки). Конструкції будівлі холодильника поділяють на несучі та огорожувальні.

Огороджувальні конструкції захищають приміщення будівлі від впливу зовнішнього середовища (стіни і покриття) або умов сусідніх приміщень (міжповерхові перекриття в багатоповерхових холодильниках, підлоги, внутрішні стіни). Несучі конструкції сприймають вагу огорожувальних конструкцій, вмісту холодильника (якщо вантаж підвішений на підвісних шляхах), а також обладнання для транспортування і холодильної обробки вантажів. У одноповерхових холодильниках несучі конструкції монтують зі збірних залізобетонних елементів-колон, балок і плит покриття. Сітка колон $6 \times 12 \text{ м}$. Стіни самонесучі. Навантаження на підлогу до 4000 кг/м^2 .

1.2 Холодильні машини та установки

1.2.1. Парокомпресійні холодильні машини

Холодильна установка являє собою сукупність машин, апаратів, приладів і споруд, призначених для виробництва і застосування штучного холоду. Виходячи з даного визначення холодильна установка крім основних елементів, що входять до складу холодильної машини і необхідних для здійснення зворотного термодинамічного циклу, включає в себе ще апарати, прилади, трубопроводи та споруди, необхідні для реалізації технологічних процесів при низьких температурах.

Парокомпресійні холодильні установки набули найбільшого поширення з усіх існуючих способів отримання холоду. Це пов'язане з великою потребою в системах кондиціонування, комерційного та промислового охолодження, де затребувані температури до $-35 \text{ }^\circ\text{C}$, на таких температурних рівнях дані типи холодильних систем показують високі енергетичні характеристики. З розвитком холодильного машино- і апаратобудування, парокомпресійні системи розширили діапазон застосування, випускаються індивідуальні морозильники, що працюють на хладонах, що дозволяє досягати температурний рівень $-152 \text{ }^\circ\text{C}$.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

Принцип дії парокомпресійних холодильних машин заснований на зміні фазового стану робочої речовини, при цьому процес поглинання теплоти відбувається при переході з рідкого стану в пароподібний.

Термодинамічні характеристики холодильних агентів штучного походження визначають невисоку, щодо природних робочих речовин, теплоту фазового переходу–рідина–пар.

Зі зниженням нормальної температури кипіння робочої речовини, питома теплота пароутворення знижується, отже низькотемпературні парокомпресійні системи на хладачах високого тиску матимуть низькі показники ефективності. Вуглеводневі і органічні речовини мають схожу питому теплоту пароутворення, яка в середньому вища, ніж у хладонів.

Одноступінчасті парокомпресійні машини дозволяють ефективно отримувати холод аж до температур порядку $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ (238 K). Невеликого зниження ефективного діапазону температур застосування можна домогтися переохолодженням рідини перед дросельним вентилем, перегрівом всмоктуваної пари, установкою рекуперативного теплообмінника. Вплив конкретних заходів на цикл, що оптимізується, необхідно перевіряти розрахунковим шляхом. Так, наприклад, при введенні в схему рекуперативного теплообмінника його вплив необхідно перевіряти по холодильному коефіцієнту:

$$\varepsilon = \frac{q_0}{l_k} \quad (1.1)$$

де q_0 – питома холодопродуктивність циклу;

l_k – питома робота компресора.

Зі збільшенням переохолодження рідкого холодоагенту питома холодопродуктивність завжди зростає, оскільки переохолодження здійснюється за рахунок перегріву всмоктуючих в компресор парів. Вирішальне значення матиме зміна роботи стиснення, яка і визначить ефективність використання рекуперативного теплообмінника.

Найбільш важливий фактор, який дозволить створювати ефективні одноступінчасті низькотемпературні машини, це вплив ступеня стиснення в компресорі на його енергетичні характеристики. Так, з урахуванням мертвого обсягу 4-5%, при відношенні тисків p_k/p_0 рівному 20-25 коефіцієнт подачі стає рівним нулю.

Для отримання більш низьких температур вдаються до ускладнених двоступінчастих, а також каскадним схемам. Економічно обґрунтований нижній рівень температур для двоступеневої схеми складає 210 K . Для отримання температур до 195 K переважно використовують триступінчасті схеми. Зі зниженням температури кипіння, ступінь відносини тисків P_0/P_k росте. При температурі кипіння нижче 195 K багатоступінчасті машини стають менш вигідні, в такому випадку вдаються до каскадних холодильних машин.

Каскадна холодильна машина являє собою кілька незалежних холодильних контурів, що працюють на різних робочих речовинах.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

На рис. 1.1 представлена принципова схема однопоточної холодильної установки, по циклу Клименко з сепарацією фаз, що працює на трикомпонентній суміші холодильних агентів.

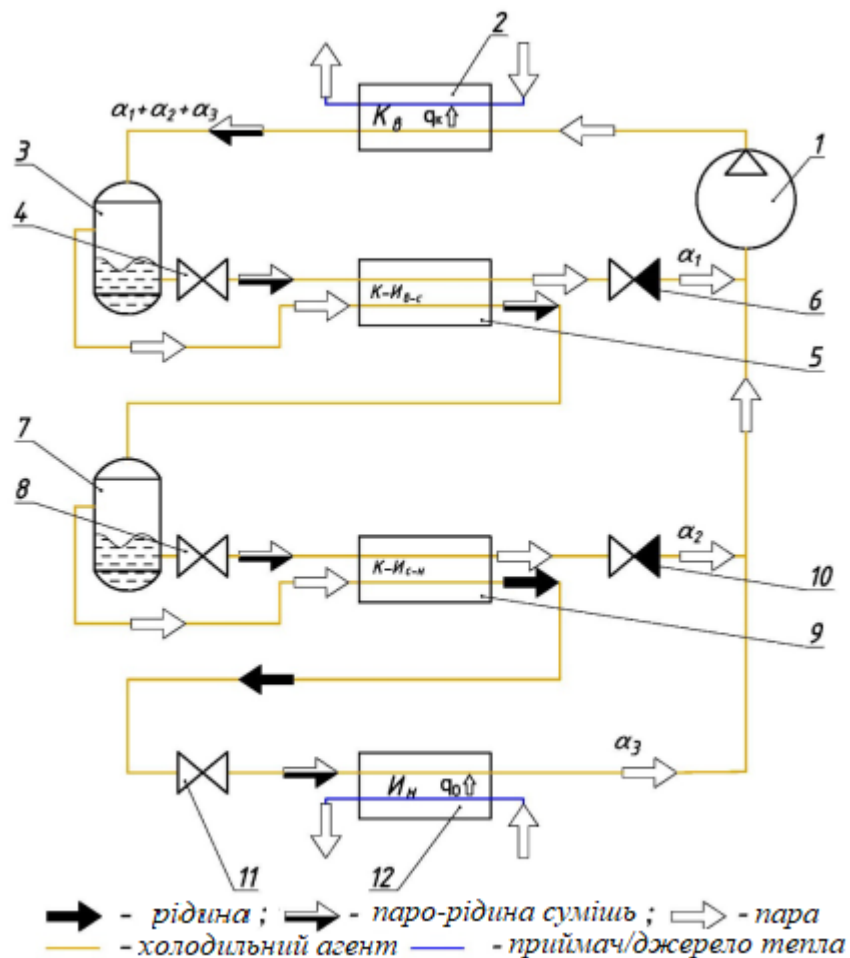


Рисунок 1.1 – Принципова схема установки, що реалізує однопотоковий трикаскадний цикл

На рисунку 1.1 позначено: 1 – компресор; 2 – конденсатор верхнього ступеня; 3 – відділювач рідини високо киплячого компонента суміші; 4 – дросельний вентиль верхнього ступеня; 5 – конденсатор-випарник між верхнім і середнім ступенем; 6 – регулятор тиску кипіння верхнього ступеня; 7 – відділювач рідини середньо киплячого компонента суміші; 8 – дросельний вентиль середнього ступеня; 9 – конденсатор-випарник між середньою і нижньою сходинкою; 10 – регулятор тиску кипіння середнього ступеня; 11 – дросельний вентиль низького ступеня; 12 – випарник низького ступеня.

Наведена схема має велику кількість апаратів, при цьому кількість відділювачів рідини, як і конденсаторів-випарників буде дорівнювати $n_k - 1$, де n_k – кількість ступенів системи.

Як вже зазначалося раніше, при відповідному підборі компонентів суміші можливо відмовитися від відділювачів рідини і проводити процес розширення в одному потоці, схема перетворюється в найпростішу одноступеневу з рекуперативним теплообмінником, при цьому конденсація більш низько

киплячих робочих речовин відбувається за рахунок холоду зворотного потоку.

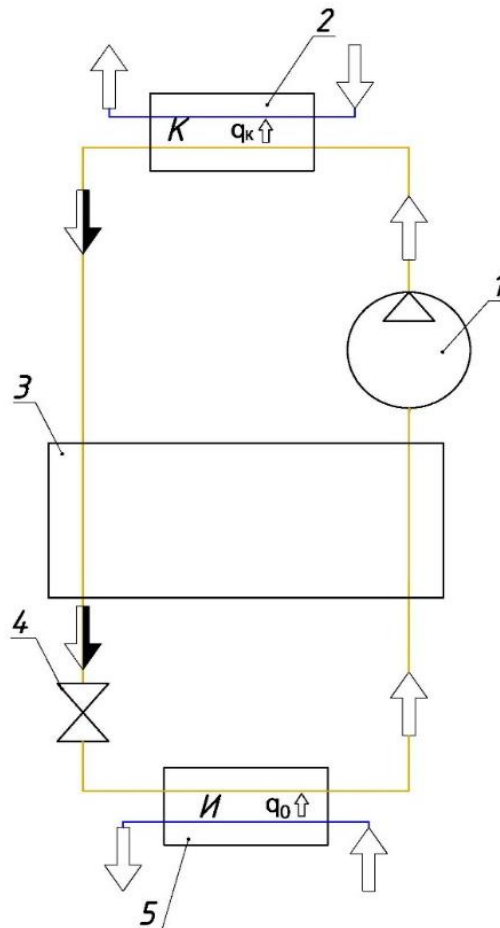


Рисунок 1.2 – Схема холодильної установки на сумішевій робочій речовині з рекуперативним теплообмінником

На рис. 1.2 позначено: 1 – компресор; 2 – конденсатор; 3 – рекуперативний теплообмінник; 4 – дросельний вентиль; 5 – випарник.

Для даного типу систем характерна велика ступінь стиснення, що обмежує їх масштабування. Але така схема при невеликій потрібній холодопродуктивності дозволяє отримувати низькі температури на серійному устаткуванні, що визначає її переваги.

1.2.2 Повітряні холодильні машини

На рис. 1.3 наведена схема повітряної холодильної машини, яка працює по відкритому циклі з рекуперацією. Дані типи машин унікальні широким діапазоном температур, а також різноманіттям областей їх застосування.

В даному типі машин як робоча речовина використовується повітря, причому термодинамічний цикл відбувається в закритичній області, без фазового переходу. Ефект охолодження в таких машинах досягається внаслідок розширення газу в розширювальній машині – детандері з віддачею зовнішньої корисної роботи. Найбільш перспективним є використання для детандерування машин кінетичного принципу дії – турбодетандерів.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

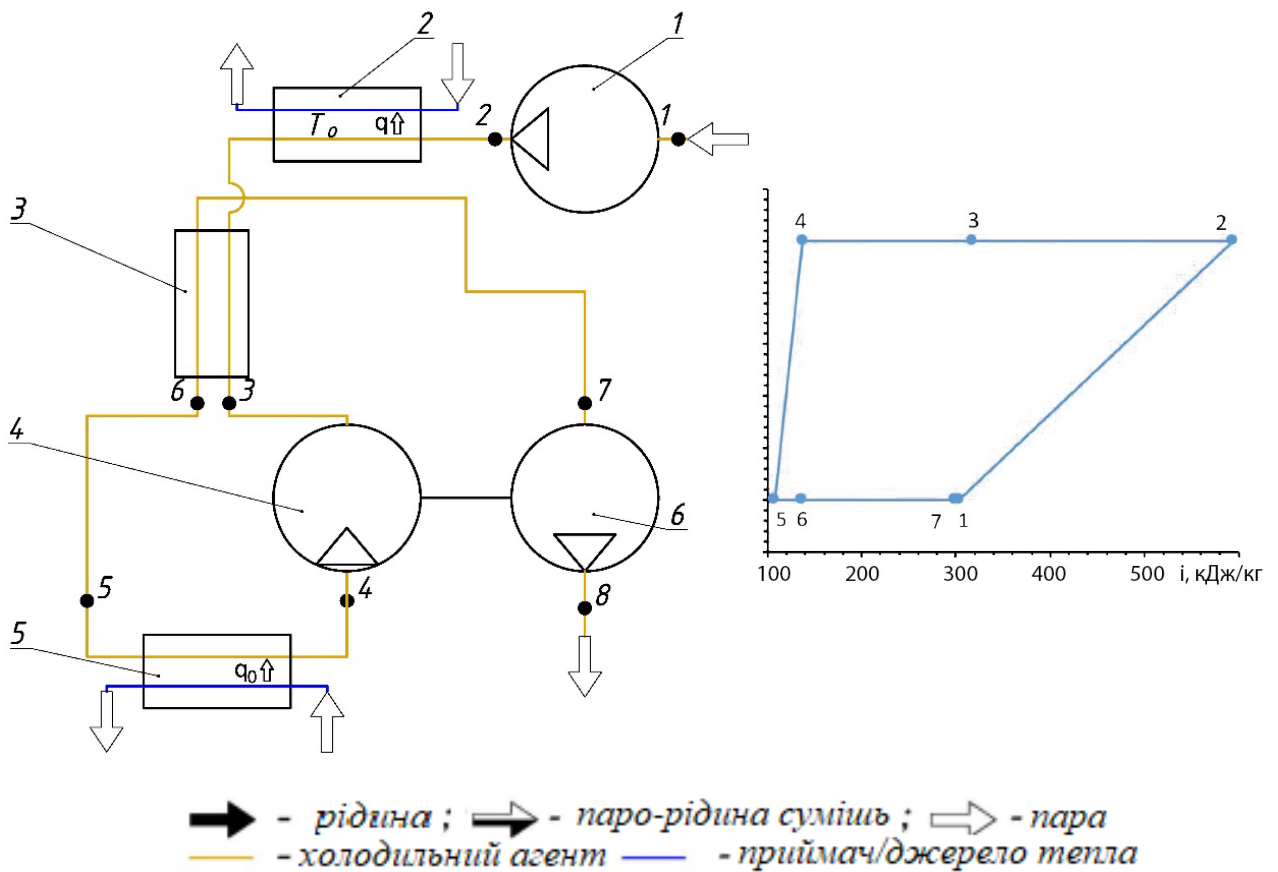


Рисунок 1.3 – Принципова схема і цикл повітряної холодильної установки, що працює по відкритому циклі з рекуперацією

На рис. 1.3 позначено: 1 – повітряний компресор; 2 – повітряний теплообмінник-охолоджувач; 3 – рекуперативний теплообмінник; 4 – детандер; 5 – теплообмінник, який підводить тепло від споживача; 6 – гальмівна газодувка.

1.2.3 Регенеративні газові холодильні машини

У газових регенеративних холодильних машинах, що працюють по зворотному циклу Стірлінга, забезпечується зворотно-поступальний рух робочої речовини. При цьому по ходу проходження через регенератор, температура робочої речовини змінюється від $T_{\text{вт}}$ до $T_{\text{інт}}$.

Умовно можна вважати, що цикл газової регенеративної машини Стірлінга складається з двох ізохор і двох ізотерм. Втрати в циклі, зважаючи на його повну оборотність, відсутні. Тому на ефективність впливають тільки технічні втрати, які зменшуються з вдосконаленням машин.

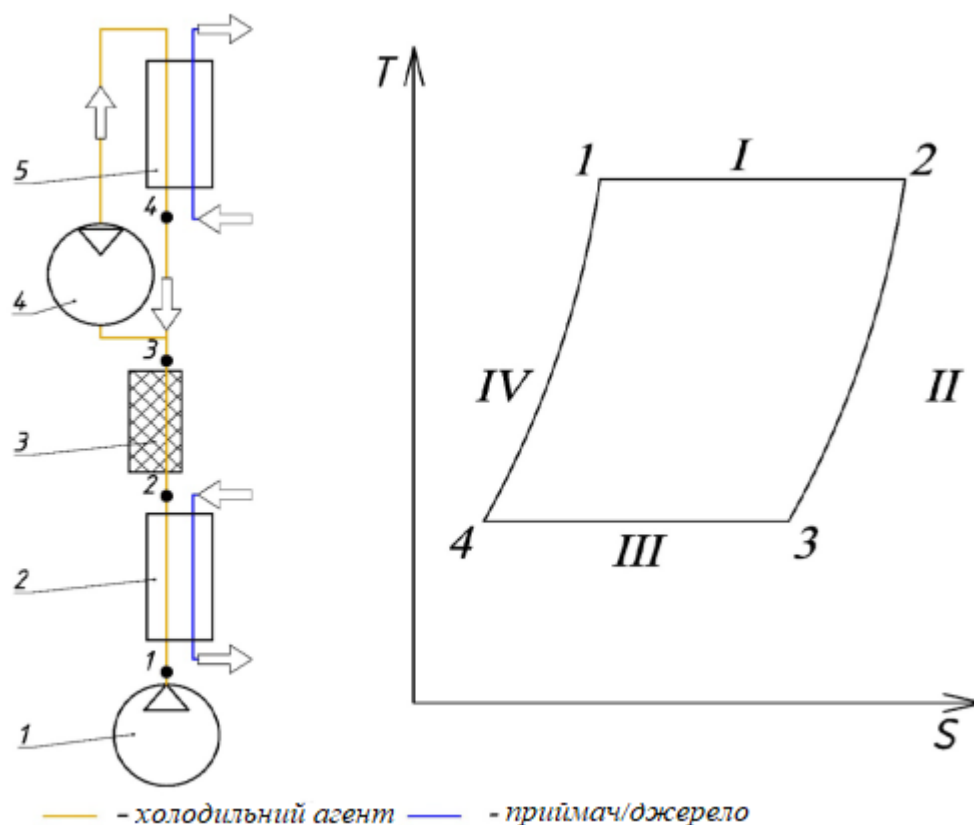


Рисунок 1.4 – Принципова схема і цикл газової регенеративної холодильної машини Стірлінга

На рисунку позначено: 1 – компресор; 2 – теплообмінник-охолоджувач; 3 – регенератор; 4 – детандер; 5 – теплообмінник навантаження.

1.2.4 Абсорбційні холодильні машини

У абсорбційних холодильних машинах (АХМ) для стиснення пари холодильного агента використовується термохімічний компресор, для роботи якого потрібні витрати теплової енергії. Тому АХМ застосовують головним чином при наявності вторинних енергоресурсів: відпрацьованої пари; гарячої води, одержуваної в результаті охолодження продукції; газів, що відходять від промислових печей та інших теплоносіїв.

До абсорбційних холодильних машин (рис. 1.5) входять наступні основні апарати: абсорбер (поглинач), генератор (кип'ятильник), насос, конденсатор, регулюючі вентиля, випарник. Для підвищення економічності абсорбційної холодильної машини її доповнюють теплообмінником для попереднього підігріву збагаченого в абсорбері розчину гарячим слабким розчином, що йде від генератора.

Для підвищення концентрації парів холодоагенту після генератора встановлюють ректифікатор і дефлегматор.

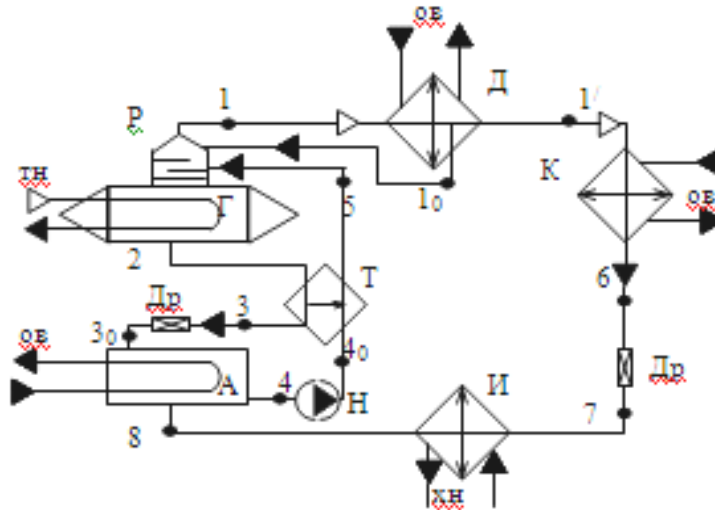


Рисунок 1.5 – Принципова схема абсорбційної холодильної машини

На рисунку позначено: А – абсорбер, Г – генератор, Д – дефлегматор, Др – дросель, І – випарник, К – конденсатор, Н – насос, Р – колона ректифікації, Т – теплообмінник, потоки: ох – охолоджуюча вода, тн – теплоносій (пара), хн – хладоносій.

1.2.5. Сублімаційне охолодження за допомогою діоксиду вуглецю

В даний час діоксид вуглецю широко використовується для систем комерційного та промислового охолодження, які працюють до температур потрійної точки CO_2 ($-56,6^\circ\text{C}$, $0,52\text{ МПа}$). При цьому використовуються як докритичні (каскадні схеми) так і транскритичні схеми, де забезпечується високий тиск конденсації до 12 МПа . При атмосферному тиску температура сублімації діоксиду вуглецю становить $-78,5^\circ\text{C}$. Відомо, що при зниженні тиску можливе отримання низьких температур сублімації. Так при 9918 Па температура сублімації складе $-103,15^\circ\text{C}$ (170 К), а при 183 Па вже $-133,15^\circ\text{C}$ (140 К).

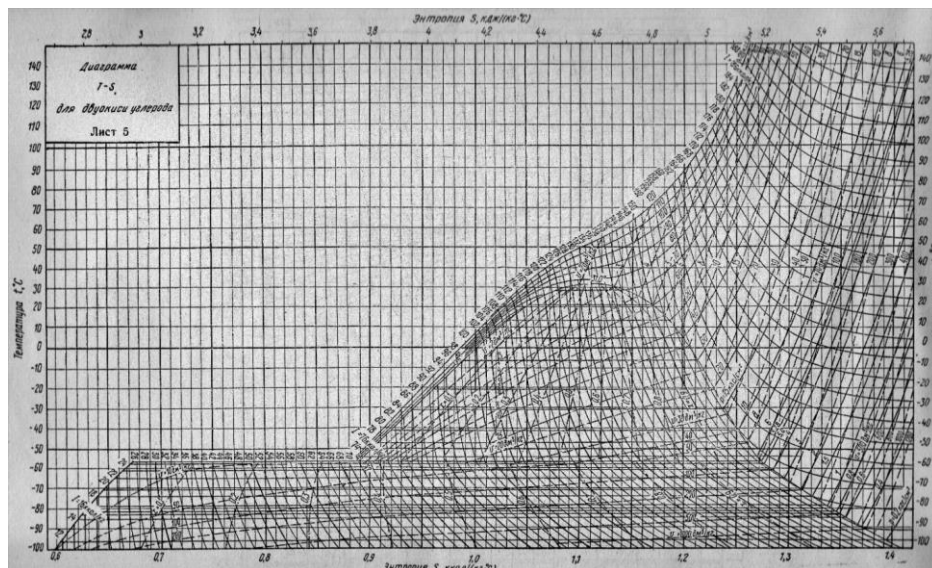


Рисунок 1.6 – Зображення в Т (S) координатах діаграми діоксиду вуглецю

1.2.6 Компресорні холодильні машини

Нами наведені лише загальні дані про нові компресорні машини, які необхідні для визначення основних розмірів холодильних установок і станцій, витрат енергії та води в обсязі, необхідному для початкових стадій проектування ВКВ. Принципові схеми фреонових поршневих холодильних машин наведені на рис. 1.7. Перегріті пари холодоагенту засмоктуються з випарника компресором і надходять в конденсатор – водяний або повітряний (рис. 1.7).

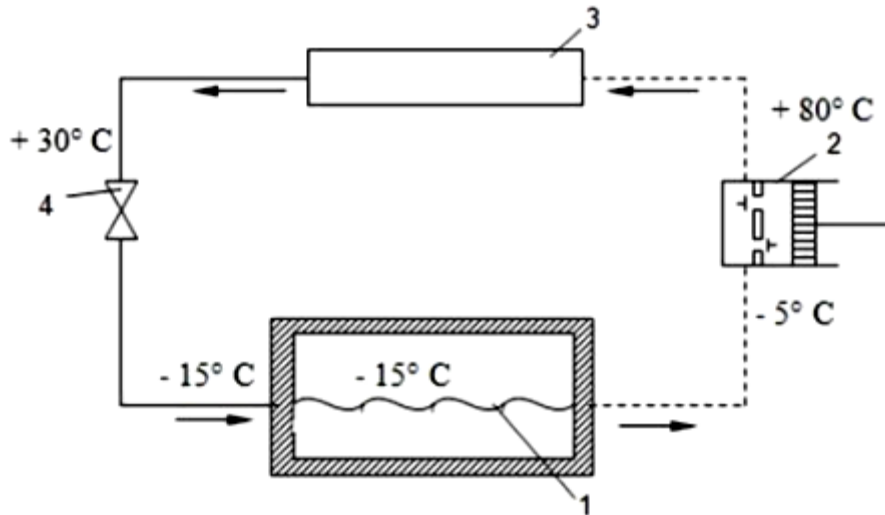


Рисунок 1.7 – Схема компресійної холодильної машини

На рисунку позначено: 1 – випарник; 2 – компресор; 3 – конденсатор водяного або повітряного охолодження; 4 – дросельний пристрій (регулюючий вентиль).

1.3 Розрахунок циклу парокомпресійної установки

Початкові дані.

1. Місто – Дніпро.
2. Охолодження установки з урахуванням втрат: $Q_o = 750$ кВт
3. Температура виходу холодоносія з випарника: $t_{x2} = -24^\circ\text{C}$
4. Робоче тіло (хладагент) – аміак (R717).
5. Тип системи холодопостачання – централізована з проміжним холодоносієм.
6. Система водопостачання – оборотна.

Розрахункова температура t_n^e зовнішнього повітря для міста Дніпро визначається по середньомісячній температурі самого жаркого місяця $t_{cp}^e = 24,7^\circ\text{C}$ з урахуванням впливу максимальних температур $t_{max} = 38^\circ\text{C}$ в даній місцевості:

$$t_n^e = t_{cp}^e + 0,25 \cdot t_{max} = 24,7 + 0,25 \cdot 38 = 34,2^\circ\text{C} \quad (1.2)$$

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Розрахункова відносна вологість зовнішнього повітря φ_n^e визначається по Н-d діаграмі за розрахунковою температурою t_n^e і вологовмісту повітря $d_{cp.} = 10,3 \text{ г/кг}$, визначеному по середньомісячним значенням параметрів повітря для самого жаркого місяця – $t_{cp.}^e$ і $\varphi_{cp.}^e = 53 \%$. $\varphi_n^e = 32 \%$.

Температура води, що надходить на конденсатор, визначається в залежності від температури зовнішнього повітря: для систем оборотного водопостачання:

$$t_{e1} = t_m^e + (3 \div 4) = 21 + 3 = 24 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.3)$$

де $t_m^e = 21 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура зовнішнього повітря по мокрому термометру (визначається по Н-d діаграмі за розрахунковою температурою t_n^e і розрахунковою відносною вологістю зовнішнього повітря $\varphi_n^e = 32 \%$).

Температура води на виході з конденсатора:

$$t_{e2} = t_{e1} + \Delta t_e^{k\partial} = 24 + 4 = 28 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.4)$$

де $\Delta t_e^{k\partial}$ – підігрів води в конденсаторі ($^\circ\text{C}$), для горизонтального кожуху трубчастого 4 ÷ 5. Приймаємо $\Delta t_e^{k\partial} = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Температура конденсації пари холодоагенту:

$$t_k = t_{e2} + (4 \div 5) = 28 + 4 = 32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.5)$$

Температура кипіння холодоагенту:

$$t_o = t_{x2} - \Delta t_{\min}^u = -24 - 3 = -27 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.6)$$

де $\Delta t_{\min}^u = 3 \div 5 \text{ } ^\circ\text{C}$ – мінімальна різниця температур в аміачних випарниках. Приймаємо $\Delta t_{\min}^u = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$.

де t_{x2} – температура виходу хладоносія з випарника (вихідні дані).

Температура переохолодження рідкого холодоагенту t_n перед регулюючим вентилям повинна бути на 3 ÷ 5 $^\circ\text{C}$ вище температури води, що надходить на конденсатор:

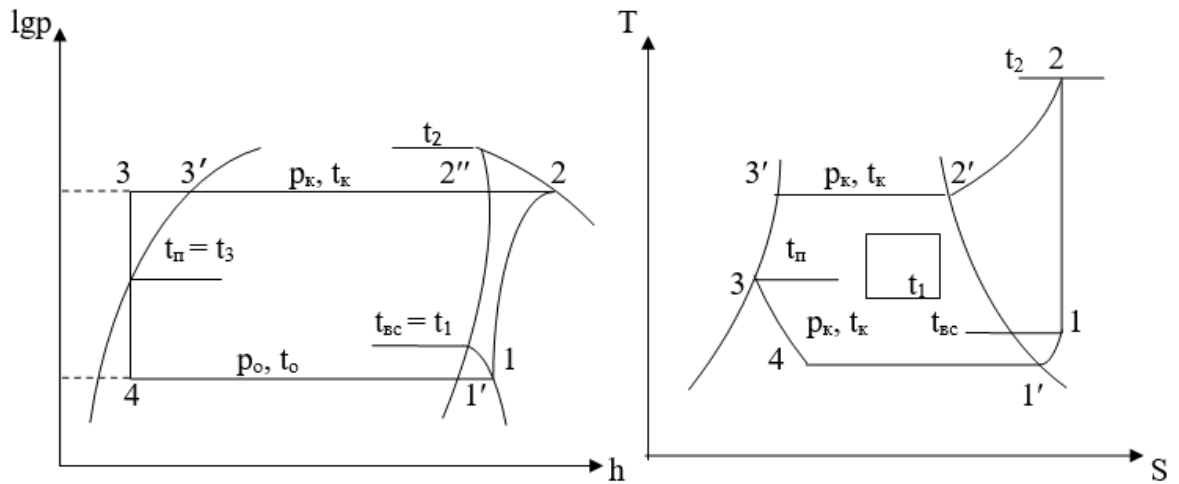
$$t_3 = t_n = t_{e1} + (3 \div 5) = 24 + 3 = 27 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (1.7)$$

Щоб не допустити влучення рідкого холодоагенту в циліндри компресора повинен бути забезпечений перегрів пари на всмоктуванні в компресор на 5 ÷ 15 $^\circ\text{C}$. Цей перегрів забезпечується в випарнику і у всмоктуючих трубопроводах за рахунок зовнішніх теплопритоків:

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_1 = t_{ec} = t_0 + (5 \div 15) = -27 + 7 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Будуємо цикл одноступінчастої парокompресійної машини в h-lgp і s-T діаграмах.



Параметри точок зводимо в таблицю 2.1.

Таблиця 2.1 – Параметри точок

№ точки	$t, \text{ } ^\circ\text{C}$	$P, \text{ МПа}$	$\nu, \text{ м}^3 / \text{кг}$	$h, \text{ кДж} / \text{кг}$	$S, \text{ кДж} / \text{кг} \cdot \text{К}$	Стан
1'	-27	0,144	0,84	1646	9,205	Суха насичена пара
1	-20	0,144	0,82	1664	9,23	Перегріта пара
2	140	1,24	0,155	1992	9,23	Перегріта пара
2'	32	1,24	0,104	1707	8,43	Суха насичений пара
3'	32	1,24	$1,69 \cdot 10^{-3}$	569	4,71	Насичіна рідина
3	27	1,24	$1,67 \cdot 10^{-3}$	550	4,63	Переохолоджена рідина
4	-27	0,144	0,15	550	4,71	Рідина + Пара

РОЗДІЛ 2 ПРОЕКТУВАННЯ НИЗЬКОТЕМПЕРАТУРНОЇ ХОЛОДИЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ДЛЯ МОРОЗИЛЬНОГО ЦЕХУ

2.1 Розрахунок і підбір основного обладнання холодильної машини

Для розрахунку і підбору основного обладнання холодильної машини по холодопродуктивності установки і параметричних точок циклу визначаємо тип і кількість компресорів та теплову потужність апаратів (випарник і конденсатор).

На підставі теплового розрахунку апаратів вибираємо тип і кількість випарників і конденсаторів.

2.1.1 Компресор

Компресори холодильних машин призначені для стиснення холодоагенту (від тиску кипіння до тиску конденсації) і його циркуляції, рис. 2.1.

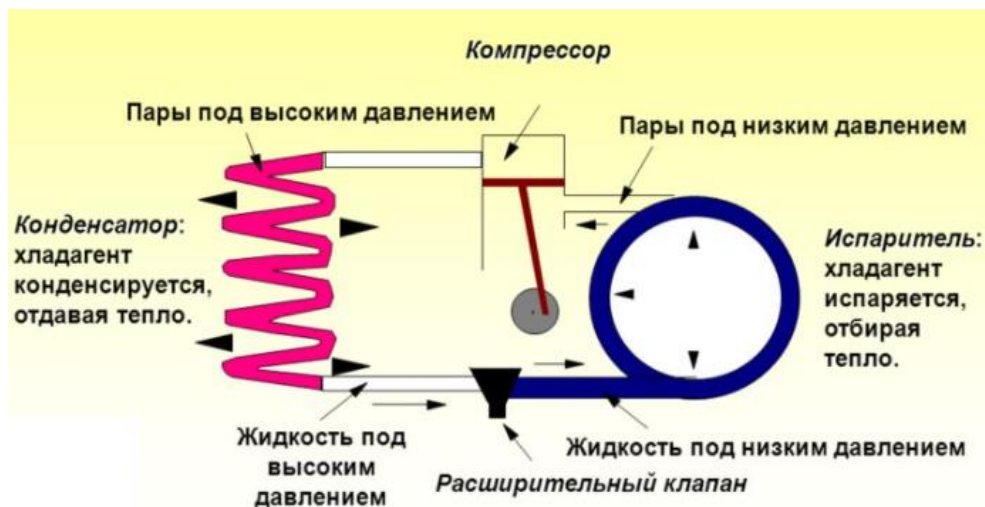


Рисунок 2.1 – Холодильні компресори

Підбір компресора для камери зберігання замороженого м'яса птиці.

Питома масова холодопродуктивність:

$$q_o = h_1 - h_4 = 1664 - 550 = 1114 \text{ кДж / кг} \quad (2.1)$$

Питома робота стиснення в компресорі:

$$l_s = h_2 - h_1 = 1992 - 1664 = 328 \text{ кДж / кг} \quad (2.2)$$

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Житник				Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Омельченко					25	58
Н. Контр.	Омельченко				ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО		
Затверд.	Омельченко						
Проектвання низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху							

Масова витрата холодоагенту для забезпечення заданої холодопродуктивності:

$$m_{\tau} = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{750}{1114} = 0,67 \text{ кг/с} \quad (2.3)$$

де $Q_0=750$ кВт – холодопродуктивність установки.

Дійсна об'ємна витрата парів, що надходять в компресор в одиницю часу:

$$V_{\partial} = m_{\tau} \cdot v_1 = 0,67 \cdot 0,82 = 0,55 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (2.4)$$

де $v_1 = 0,82 \text{ м}^3 / \text{кг}$ – питомий об'єм всмоктуваної пари (точка 1)

Обсяг, описуваний поршнями в одиницю часу:

$$V_h = \frac{V_{\partial}}{\lambda} = \frac{0,55}{0,6} = 0,92 \text{ м}^3 / \text{с} = 3312 \text{ м}^3 / \text{ч} \quad (2.5)$$

де λ – коефіцієнт подачі компресора визначається за графіком:

$$\lambda = f\left(\frac{P_K}{P_0}\right) = f\left(\frac{1,24}{0,144}\right) = f(8,6), \quad \lambda = 0,6$$

За обсягом, підбираємо компресор типу HSK8571-140 фірми Bitzer з об'ємом:

$V_h^K = 602 \text{ м}^3 / \text{час} = 0,167 \text{ м}^3 / \text{с}$ при частоті обертання 25 1/с і споживаною потужністю 79 кВт, рис. 2.1.

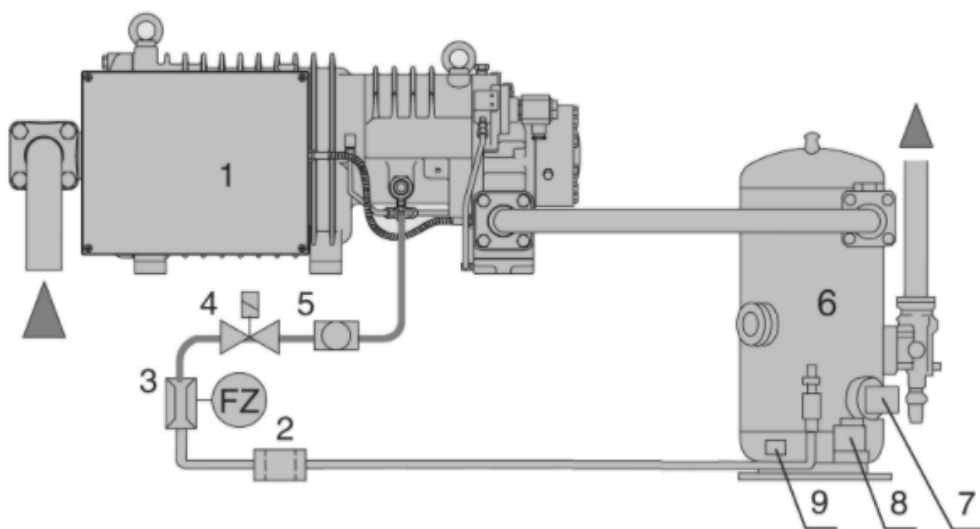


Рисунок 2.2 – Компресор типу HSK8571-140 фірми Bitzer

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

На рис. 2.2 позначено: 1 – компресор, 2 – масляний фільтр, 3 – реле протоки, 4 – електромагнітний клапан, 5 – оглядове скло, 6 – масловідділювач, 7 – реле рівня масла, 8 – масляний термостат, 9 – нагрівач масла.

Кількість компресорів:

$$n = \frac{V_h}{V_h^K} = \frac{0,92}{0,167} = 5,5 \approx 6 \text{ шт.} \quad (2.6)$$

де $V_h^K = 0,167 \text{ м}^3 / \text{с}$ – теоретична об’ємна подача одного компресора, що є паспортною характеристикою.

Для підприємства з безперервним режимом передбачаємо установку одного резервного компресора такого ж типу.

Дійсна об’ємна подача компресорів:

$$V_\delta^K = \lambda \cdot V_h^K \cdot n = 0,6 \cdot 0,167 \cdot 6 = 0,6 \text{ м}^3 / \text{с} \quad (2.7)$$

Дійсна масова витрата холодоагенту, що циркулює в установці при 6 встановлених компресорах:

$$m_\tau^\delta = \frac{V_\delta^K}{\nu_1} = \frac{0,6}{0,82} = 0,7 \text{ кг / с} \quad (2.8)$$

Теоретична (адиабатна) потужність стиснення парів холодоагенту в компресорах:

$$N_T = m_\tau^\delta \cdot l_s = 0,7 \cdot 328 = 229,6 \text{ кВт} \quad (2.9)$$

Індикаторна потужність, споживана компресорами:

$$N_i = \frac{N_T}{\eta_i} = \frac{229,6}{0,75} = 306,1 \text{ кВт} \quad (2.10)$$

де η_i – індикаторний ККД, визначається за графіком $\eta_i = f\left(\frac{P_K}{P_O}\right)$; $\eta_i = 0,75$

Ефективна потужність (на валу компресора):

$$N_e = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{306,1}{0,85} = 360,1 \text{ кВт} \quad (2.11)$$

де η_m – механічний ККД, що враховує втрати на тертя.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Для безкрейцкопфних компресорів $\eta_m = 0,82 \div 0,92$ Приймаємо $\eta_m = 0,85$
Електрична потужність, споживана з мережі:

$$N_{\text{э}} = \frac{N_e}{\eta_n \cdot \eta_{\text{дв}}} = \frac{360,1}{0,9} = 400,1 \text{ кВт} \quad (2.12)$$

де $\eta_n = 1$ – ККД передачі.

$\eta_{\text{дв}} = 0,9$ – КПД електродвигуна.

Найбільш часто використовуваним типом компресорів Bitzer є гвинтові агрегати. Вони дозволяють виробляти велику кількість стисненого повітря. Відмінні характеристики машин даного типу - стійкий до механічних впливів корпус, великий експлуатаційний ресурс, компактні розміри, висока частота обертання. З таким обладнанням можна забезпечити роботу в режимі нон-стоп.

Мінімальний рівень шуму практично при повній відсутності вібрацій обумовлює комфортну експлуатацію. Економічна компресорна техніка широко використовується в промислових холодильних установках. За рахунок високої ефективності і відносно невеликої вартості вона затребувана в наукомістких і технологічних машинобудівних галузях.

Безвідмовність гвинтових компресорів Bitzer багато в чому забезпечується наявністю пристроїв захисту приводу. До числа таких можна віднести механізм контролю температури обмоток і напрямку обертання. Для запобігання роботи малими циклами передбачений механізм затримки повторного запуску.

Переваги гвинтових компресорів Bitzer:

- високий ККД приводу протягом усього експлуатаційного періоду;
- простота конструкції;
- легке регулювання продуктивності;
- захист від перегріву стисненої пари;
- вбудований зворотний клапан;
- фільтр тонкого очищення масла;
- можливість функціонування з різними холодоагентами;
- зносостійкі надійні підшипникові вузли;
- електронне реле протоки масла;
- зручність монтажу.

Технічні характеристики холодильного компресора HSK8571-140 наведені в таблиці 2.1.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

Таблиця 2.1 – Характеристика поршневого компресора для камери зберігання замороженого м'яса птиці

Значення	Характеристики
Холодопродуктивність	258 кВт
Описаний об'єм	410 м ³ /h
Потужність двигуна	50 кВт
Частота обертання	16с ⁻¹
Температура кипіння	-20...-10°C
Максимальна температура конденсації	45°C
Габаритні розміри	1257 x 585 x 647
Вага	580 kg

2.1.2 Випарник

Дійсна теплова потужність випарника Q_u
(Дійсна холодопродуктивність компресорів Q_o^K)

$$Q_o^K = Q_u = q_o \cdot m_r^o = 1114 \cdot 0,7 = 779,8 \text{ кВт} \quad (2.13)$$

Середня різниця температур у випарнику:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{x1} - t_{x2}}{\ln \frac{t_{x1} - t_o}{t_{x2} - t_o}} = \frac{-20 - (-24)}{\ln \frac{-20 - (-27)}{-24 - (-27)}} = 4,7 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.14)$$

де $t_{x1} = t_{x2} + \Delta t_x = -24 + 4 = -20 \text{ } ^\circ\text{C}$ – температура холодоносія на вході в випарник.

Для аміачних горизонтальних кожуху трубних випарників величина зміни температури холодоносія $\Delta t_x = 3 \div 5 \text{ } ^\circ\text{C}$. Приймаємо $\Delta t_x = 4 \text{ } ^\circ\text{C}$.

При температурі замерзання розсолу CaCl_2 визначаємо за довідковими даними концентрацію розчину, а по концентрації і середній температурі холодоносія фізичні властивості водного розчину CaCl_2 :

$$t_{зам.} = t_o - 8 = -27 - 8 = -35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\gamma = 26,6 \text{ \%}$$

$$t_x^{cp} = t_o + \Delta t_{cp} = -27 + 4,7 = -22,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Щільність: $\rho = 1250 \text{ кг/м}^3$

Теплоємність: $Cp_x = 2,789 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$

Коефіцієнт об'ємного розширення: $\beta = 0,0006 \text{ 1/}^\circ\text{C}$

Теплопровідність: $\lambda = 0.488 \text{ Вт/(м} \cdot \text{K)}$

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

В'язкість кінематична: $\nu_x = 8,2 \cdot 10^6 \text{ м}^2 / \text{с}$

Значення коефіцієнта теплопередачі вибираємо орієнтовно:
 $k = 250 \div 580 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Приймаємо $k = 550 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Щільність теплового потоку:

$$q_F = k \cdot \Delta t_{cp} = 550 \cdot 4,7 = 2585 \text{ Вт} / \text{м}^2 = 2,585 \text{ кВт} / \text{м}^2 \quad (2.15)$$

При русі хладоносія зі швидкістю до 1,5 м/с щільність теплового потоку повинна складати $2330 \div 2900 \text{ Вт} / \text{м}^2$.

Площа поверхні теплообміну випарника:

$$F = \frac{Q_u}{q_F} = \frac{779,8}{2,585} = 301,6 \text{ м}^2 \quad (2.16)$$

За площею підбираємо випарник 160ІТГ-2шт. з площею поверхні теплообміну кожен.

Сумарна дійсна площа:

$$F_o = F_u \cdot n = 152 \cdot 2 = 304 \text{ м}^2 > F = 301,6 \text{ м}^2 \quad (2.17)$$

Перевіряємо дійсну теплову потужність випарника:

$$Q_u^o = F_o \cdot q_F = 304 \cdot 2,585 = 785,84 \text{ кВт} > 779,8 \text{ кВт} \quad (2.18)$$

де $Q_u = 779,8 \text{ кВт}$ масова витрата циркулюючого холодоносія (розсолу):

$$M_x = \frac{Q_u^o}{C_x(t_{x1} - t_{x2})} = \frac{785,84}{2,789 \cdot (-20 - (-24))} = 70,44 \text{ кг} / \text{с} \quad (2.19)$$

де $C_x = 2,789 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot \text{град})$ – теплоємність холодоносія.

2.1.3 Конденсатор

Дійсна теплова потужність конденсатора:

$$Q_k = Q_u + N_e = 779,8 + 360,1 = 1139,9 \text{ кВт} \quad (2.20)$$

Середній температурний напір визначається:

$$\Delta t_{cp} = \frac{t_{e2} - t_{e1}}{\ln \frac{t_k - t_{e1}}{t_k - t_{e2}}} = \frac{28 - 24}{\ln \frac{32 - 24}{32 - 28}} = 5,8 \text{ } ^\circ \text{C} \quad (2.21)$$

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

У горизонтальних кожуху трубних конденсаторах Δt_{cp} становить $5 \div 8 \text{ } ^\circ\text{C}$.

Щільність теплового потоку:

$$q_F = k \cdot \Delta t_{cp} = 900 \cdot 5,8 = 5220 \text{ Вт/м}^2 = 5,22 \text{ кВт/м}^2 \quad (2.22)$$

де $k = 900 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ приймаємо.

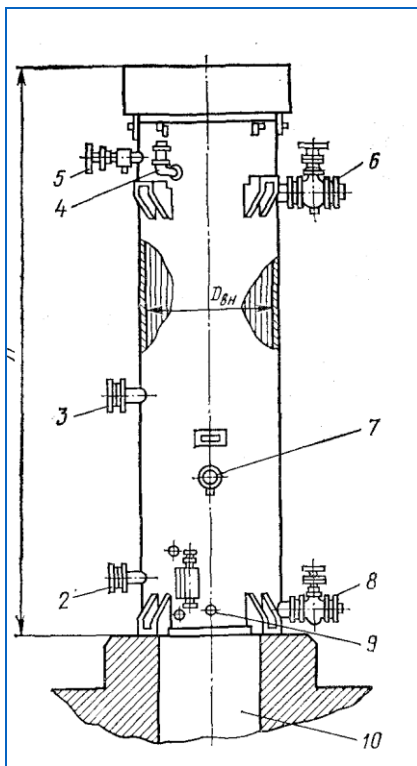
Для горизонтальних кожуху трубних конденсаторів:

$q_F = 4650 \div 5250 \text{ Вт/м}^2$ при швидкості руху води, що охолоджується до 1,5 м/с.

Поверхня теплообміну конденсатора:

$$F = \frac{Q_K}{q_F} = \frac{1139,9}{5,22} = 218,4 \text{ м}^2 \quad (2.23)$$

Підбираємо конденсатор КТГ-110 – 2шт. з поверхнею теплообміну $F_K = 110 \text{ м}^2$ кожен, рис. 2.3.



- 1 – показчик рівня;
- 2 – патрубок до відокремлювача повітря;
- 3 – патрубок до зрівняльної лінії;
- 4 – запобіжний клапан;
- 5 – вентиль для спуску повітря;
- 6 – патрубок для входу аміаку;
- 7 – манометр;
- 8 – патрубок для виходу рідкого аміаку;
- 9 – вентиль для спуску масла;
- 10 – відведення води;
- 11 – лапи кріплення

Рисунок 2.3 Конденсатор

$$F_0 = F_K \cdot n = 110 \cdot 2 = 220 \text{ м}^2 \quad (2.24)$$

Перевіряємо дійсну теплову потужність:

$$Q_K^0 = F_0 \cdot q_F = 220 \cdot 5,22 = 1148,4 \text{ кВт} > 1139,9 \text{ кВт} \quad (2.25)$$

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

де $Q_k = 1139,9 \text{ кВт}$

2.2 Застосування схем повернення мастильної олії в компресорні агрегати холодильної установки

Пари холодильного агента, що виходить з будь-якого маслозаповнюючого компресора, наприклад, гвинтового або поршневого завжди забирають масло.

Масло несеться краплями і в пароподібному вигляді. При високих температурах, характерних для нагнітання компресора, випаровуваність і винесення масла, за даними, може становити до 35%.

При русі по нагнітальному трубопроводу частина парів масла конденсується і рухається разом з потоком холодильного агента у вигляді дрібних крапель. З компресора ж несуться краплі набагато більшого розміру. Таким чином, по нагнітальному трубопроводу рухаються великі і дрібні краплі масла і пари масла.

Масло, просуваючись разом з холодоагентом, потрапляє в конденсатор і далі в випарник, осідає на трубках теплообмінного апарату, приводячи до погіршення теплообміну. У випарниках замаслення теплообмінної поверхні призводить до зниження температури кипіння, в конденсаторі підвищується температура конденсації, що веде до зниження холодопродуктивності холодильної установки і збільшення споживаної електроенергії. Одночасно з цим зменшується рівень масла в компресорі, погіршується мастило. Взаємна розчинність масла і холодоагенту впливає на конструктивні особливості апаратів для уловлювання масла і принципу організації повернення масла в порожнину компресора.

Для відділення масла від пари холодильного агента в холодильній установці застосовується відділювач масла – спеціальний апарат, заснований на осіданні крапель олії при різкому зменшенні швидкості руху пари (до $0,5 \div 1 \text{ м/с}$) і різкій зміні напрямку руху. Частинки масла можуть нестися паром холодильного агента лише при швидкості витання – мінімальній швидкості, при якій частка даних розмірів і маси може нестися газовим потоком. Масло-відділювач за рахунок своєї конструкції дозволяє отримати швидкість пари нижче швидкості витання крапель олії.

Найбільш простими і малоефективними конструкціями є масло-відділювачі комерційних серій. Вони являють собою посудину з входом нагнітаючої труби зверху в денце або в верхню частину обичайки. При вході збоку на шляху пари встановлюється перегородка, яка змінює напрямок пари і її швидкість, вихід з апарату здійснюється також з верхньої частини обичайки або через денце. На рис. 2.4 зображений масловідділювач виробництва компанії Nhenry Technologies, Великобританія.

Масловідділювачі такого типу можуть використовуватися в різних системах, наприклад – багатокомпресорних установках і конденсаторних агрегатах.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26



Вони призначені для використання в системах регулювання подачі масла низького тиску. Згідно з даними такі масловідділювачі проектуються для спільного використання з компресорами спірального і поршневого типу, їх не рекомендується використовувати спільно з гвинтовими або ротаційними пластинчастими компресорами.

Рисунок 2.4 – Масловідділювач зі зміною напрямку руху пари

Газоподібний холодоагент, що містить в собі масло, надходить з компресора в масловідділювач і проходить через фільтр на вході. На вході масловідділювача швидкість газоподібного холодоагенту зменшується. Дрібні частинки масла, стикаючись один з одним, формують більш важкі частинки, які налипають на вхідний сітчастий фільтр і внутрішні стінки масловідділювача. Потім газоподібний холодоагент проходить через випускний сітчастий фільтр, де відбувається остаточне відділення масла від газоподібного холодоагенту.

Після цього газоподібний холодоагент, очищений від більшої кількості масла, виходить з масловідділювача. Відокремлене масло осідає на дні масловідділювача, де через голчастий клапан, що активується за допомогою поплавкового пристосування, повертається в картер компресора або в маслозбірник. При правильному виборі обладнання, ефективність масловідділення становить зазвичай 80%.

На рис. 2.5 зображено масловідділювач циклонного типу виробництва компанії Nhenry Technologies, Великобританія. Масловідділювачі циклонного типу можуть використовуватися в різних областях і системах.



Загальні області застосування включають в себе багатокompресорні установки і виносні компресорно-конденсаторні агрегати. Згідно з рекомендаціями виробника, масловідділювачі циклонного типу призначені для використання в системах регулювання подачі масла низького тиску.

Дані вироби проектуються для спільного використання з компресорами гвинтового і поршневого типу. Дані вироби не рекомендується використовувати спільно зі спіральними або ротаційними пластинчастими компресорами.

Рисунок 2.5 – Масловідділювач циклонного типу

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Моделльний ряд виробів, працюючих при високому тиску, SH, призначається для застосування в системі R410A і в умовах до критичного змісту CO₂.

На вході в масловідділювач, газоподібний холодоагент, що містить в собі масло в розпорошеній формі, стикається з передньою кромкою гвинта. Суміш газу і масла під дією відцентрової сили рухається уздовж гвинта, що в свою чергу змушує більш важкі частинки масла притискатися до внутрішньої стінки масловідділювача, де відбувається їх зіткнення з елементом, що фільтрує. Основними функціями даного фільтруючого елемента є відділення масла від газоподібного холодоагенту і відведення відокремленого масла в порожнину для збору масла. Відокремлене масло стікає вниз уздовж кожуха через розділову перегородку і потрапляє в камеру для збору масла, яка розташована в нижній частині масловідділювача. Спеціально сконструйована перегородка відокремлює камеру для збору масла і виключає можливість повторного уловлювання масла за допомогою запобігання виникнення турбулентного потоку. Фактично газоподібний холодоагент без домішки масла виходить через другий елемент, що фільтрує, який встановлений трохи нижче, ніж нижня кромка гвинта. Голчастий клапан повернення масла, приводиться в дію спеціальним поплавковим пристосуванням, що дозволяє відокремленому маслу повернутися в картер компресора, або в ресивер масла.

Крім того, щоб уловлювати металічні частинки, які з'являються під час експлуатації системи, які можуть порушити працездатність голчастого клапана, в нижній частині камери для збору масла встановлено магніт. При правильному виборі, ефективність уловлювання масла може бути досягнута на рівні до 99%.

Для зменшення кількості унесеного масла, на думку фахівців практиків, масловідділювач слід розташовувати максимально близько до конденсатору, щоб якомога більше пари масла сконденсувалось і осіло великими краплями, але у практично всіх холодильних агрегатів промислової серії і при складанні холодильних централей хладонових холодильних установок масловідділювачі розташовуються практично відразу після компресора, що знижує ефективність масловідділення.

У масловідділювачах промислових серій застосовується механічний метод-фільтрування, що припускає використання сітчастого краплевловлювача і фільтрів тонкого очищення. Якщо масловідділювачі комерційних серій виробляються тільки вертикальні, то промислові масловідділювачі бувають і горизонтального виконання. За даними вертикальні масловідділювачі більш поширені, однак їх використання в ряді випадків буває затруднено через велику висоту апарату (2-2,5 м), крім того установка труб і арматури ще більше збільшує загальну висоту (рис. 2.6).

У вертикальному масловідділювачі вхід пари холодильного агента відбувається в нижній половині обичайки збоку, патрубок йде всередину апарату і входить в сітчастий крапле-уловлювач, який дозволяє відокремити великі краплі. Потім пара змінює свій напрямок і надходить в картриджі фільтра тонкого очищення, де осідають дрібніші краплі олії. Вихід пара холодильного агента розташовується зверху. Горизонтальні масловідділювачі влаштовані аналогічно: зверху в обичайку входить патрубок з закріпленням

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

крапле-уловлювачем, потім пар змінює напрямок і, проходячи через фільтр тонкого очищення, відводиться через центр донця масло-відділювача, рис. 2.7.

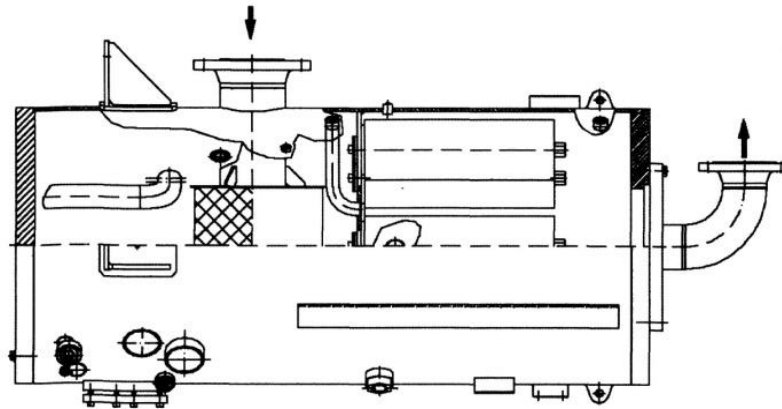


Рисунок 2.6 – Вертикальний комбінований масловідділювач для промислових установок

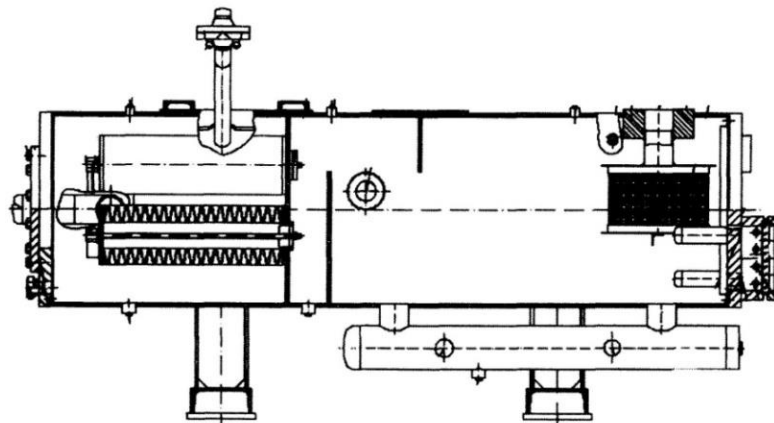


Рисунок 2.7 – Горизонтальний комбінований масловідділювач GEA для промислових установок

Масло, що уноситься з компресора, відділяється в масловідділювачі, подається в маслозбірник та розподіляється між компресорами. Поплавок при падінні рівня масла опускається, відкриваючи клапан і впускаючи потрібну кількість масла, поки рівень не підніме поплавок і не закриє клапан.

Регулятори встановлюються за допомогою адаптера в оглядове вічко. Випускаються вони спеціально під вироблені марки компресорів, рис.2.8, рис. 2.9.

										Арк.
										29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ					

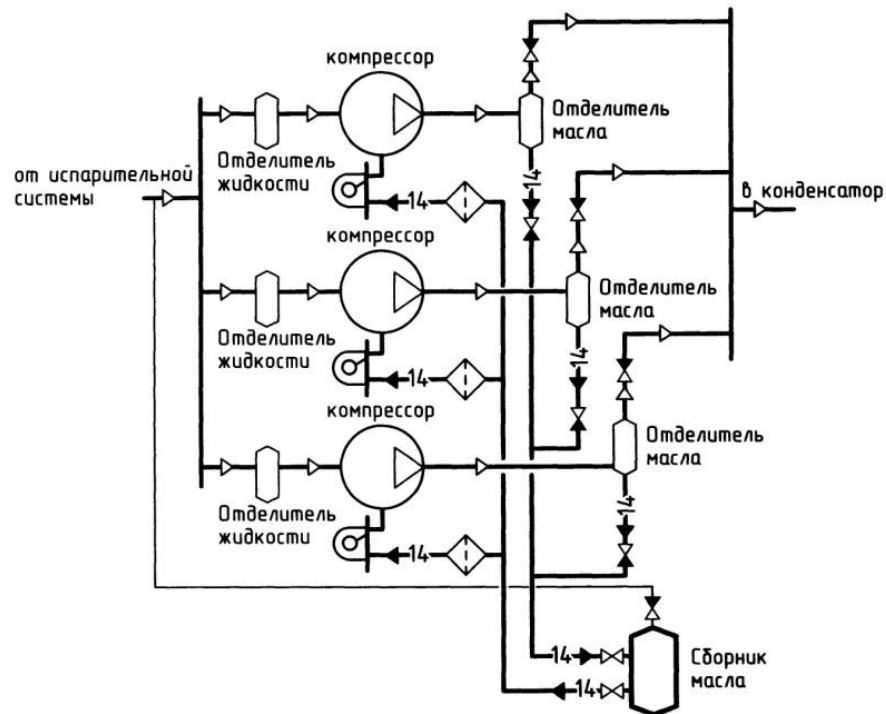


Рисунок 2.8 – Схема повернення масла при використанні масло-відділювача на кожен компресор

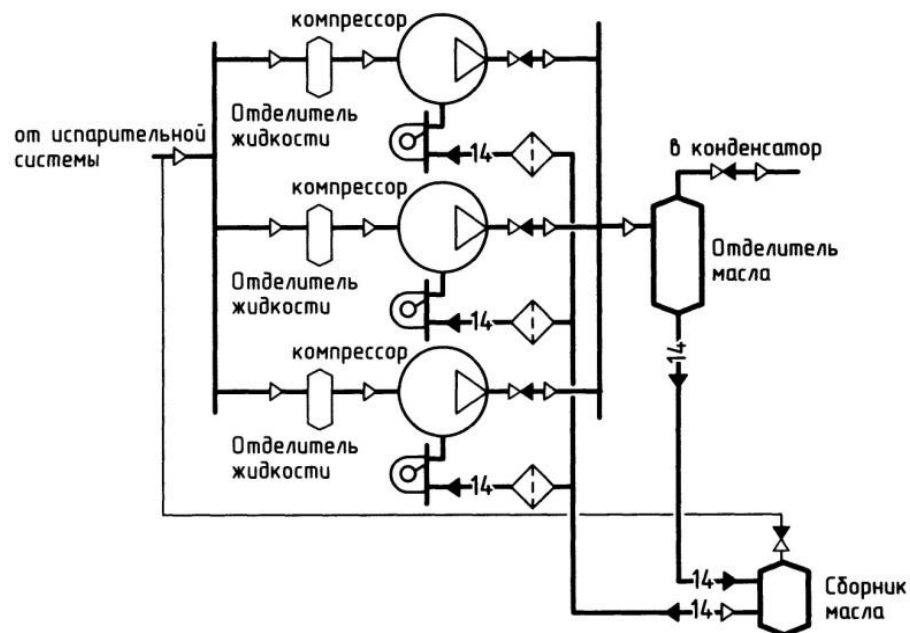


Рисунок 2.9 – Схема повернення масла при використанні загального масловідділювача

Такі системи надійно вирівнюють рівень в компресорах, можуть застосовуватися з усіма типами компресорів, які потребують підтримки рівня в картері (поршневі, спіральні). Деяким недоліком, на думку, можна вважати можливість засмічення клапана, проте можна встановлювати фільтри, до того ж сучасні системи досить чисті, особливо при пайці під азотом і з застосуванням якісного фреону.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

На рис 2.10 показана схема повернення масла з використанням електронного регулятора рівня типу Traхоil або Optronic. Регулятор являє собою два прилади - датчик рівня (реле рівня) і соленоїдний клапан. Поплавок змінює своє положення, тим самим змінює магнітне поле, що фіксується датчиком Холла. При нестачі масла подається сигнал на відкриття соленоїдного клапана, а при тривалій нестачі масла і відкритому соленоїдному клапані надходить сигнал на відключення компресора.

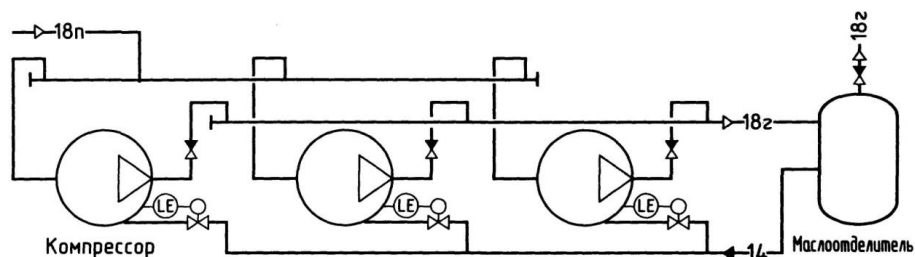


Рисунок 2.10 – Схема повернення масла електронними регуляторами рівня

На схемі показана система повернення масла високого тиску, тобто прямо з масловідділювача. Електронна система повернення масла дозволяє обходитися без додаткового маслозбірника, хоча виробник, тим не менше, рекомендує його встановлювати і реалізовувати схему низького тиску. У системі є фільтр, але на виході з масловідділювача рекомендується встановлювати додатковий фільтр, тому що будь-які забруднення для соленоїдних клапанів і реле небажані. Існують модифікації відділювачів масла з вбудованими знизу маслозбірниками.

Оскільки хладони важче масла (їх щільність становить $1160-1475 \text{ кг/м}^3$), масло або олійно-фреонова суміш знаходиться в ресиверах і випаровувачах зверху, тому видалення масла з таких апаратів досить важко.

При використанні затоплених випарників або циркуляційних ресиверів застосовують два способи повернення масла: нерегульований (автоматичний) спосіб, коли повернення масла здійснюється завдяки його видаленню у вигляді піни або дрібних крапель разом з парою, яка всмоктується із випарника; регульований (примусовий), коли проводиться відбір частини олійно-фреонової суміші з випарника.

Нерегульований спосіб повернення масла застосовують в малих установках. На рис. 2.11 представлена схема регульованого відбору розчину при розташуванні випарника вище компресора, при цьому розчин масла і фреону відводиться в усмоктувальний трубопровід. Недолік схеми – необхідність вручну налаштувати величину відкриття регулюючого вентиля.

Соленоїдний клапан закривається при зупинці компресора. Теплообмінник (типу труба в трубі) служить як випаровувач масла, де «теплий» холодильний агент від конденсатора або лінійного ресивера нагріває суміш масла і фреону, який випаровується з масла. При попаданні суміші в усмоктувальний трубопровід з теплообмінника випарювання масла триває.

Процес випарювання масла починається з відкриттям соленоїдного клапана СВ, за яким стоїть регулюючий вентиль, який потрібно налаштувати так, щоб у вічку ГЛ не спостерігалися великі краплі олії, що шкідливо для роботи компресора.

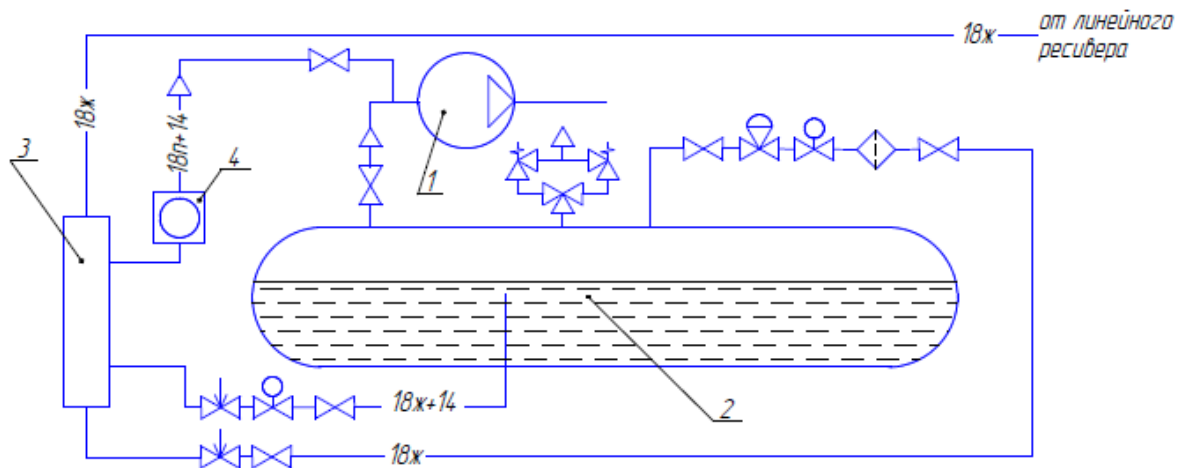


Рисунок 2.11 – Схема повернення масла із затоплених випарників

На рис. 2.11 позначено: 1 – компресор, 2 – випарник затопленого типу, 3 – теплообмінник, 4 – оглядове скло.

У схемі випаровувача масла, із застосуванням живильного відділювача рідини (циркуляційного ресивера), фреоново-масляна суміш забирається з ресивера і направляєтся в пластинчастий теплообмінник, де суміш нагрівається рідким холодильним агентом з конденсатора, википає і у вигляді пари і масла подається на всмоктування компресора. Рідина, яка охолоджується за рахунок теплообміну з сумішшю, надходить в ресивер через регулюючий вентиль.

Велике значення для повернення масла мають трубопроводи, які необхідно розташовувати з нахилами або виконувати ряд вимог при прокладці вертикальних ділянок. Горизонтальні ділянки всмоктуючого трубопроводу виконуються з ухилом не менше 12 мм на 1 м в сторону компресорів для полегшення повернення в нього масла. Горизонтальні ділянки нагнітаючого трубопроводу прокладають з ухилом не менше 12 мм на 1 м в сторону конденсатора, так як при запуску компресора масло, накопичене в нагнітальному трубопроводі, може виявитися в компресорі, що призведе до гідроударів, рис. 2.12.

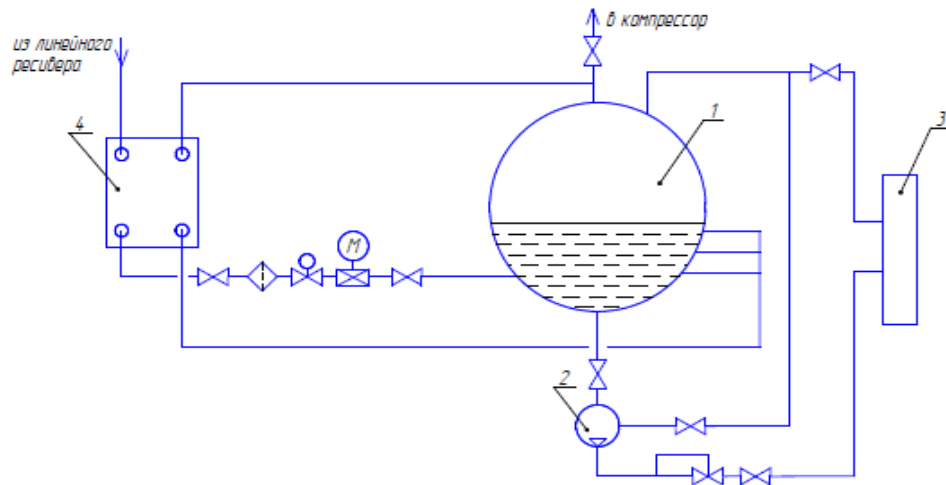


Рисунок 2.12 – Схема повернення масла в насосно-циркуляційних системах

На рис. 2.12 позначено: 1 – циркуляційний ресивер, 2 – циркуляційний насос, 3 – випарник, 4 – пластинчастий теплообмінник.

При прокладанні вертикальних трубопроводів довжиною понад 3 м, будь то випадок, коли усмоктувальні і нагнітальні трубопроводи йдуть до розташованого вище компресора конденсатору або випарника або якщо повітроохолоджувач розташований значно нижче компресора, необхідно монтувати маслопідйомні петлі. Висота вертикальних ділянок понад 30 м не рекомендується, через кожні 4-7,5 м необхідно встановлювати маслопідйомні петлі.

При використанні охолоджувачів повітря, паралельно приєднаних до загальної парової магістралі, необхідно запобігти перетікання масла з одного в інший, для чого трубопровід від повітроохолоджувача рекомендується врізати в загальну магістраль зверху; для видалення залишкової рідини монтуються гідрозатвори. При розташуванні повітроохолоджувачів на різних рівнях підключення здійснюють, як показано на рис. 2.13. Якщо в пластинчастому випарнику можливе коливання навантажень, то виконується підключення з сифоном.

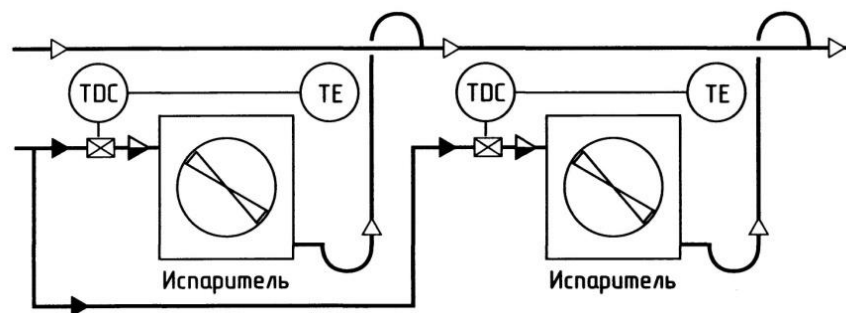


Рисунок 2.13 – Схема повернення масла з повітроохолоджувачів

На основі вище зазначеного вибираємо по діаметру нагнітального патрубку компресора (діаметр нагнітального патрубку $d_n = 0,1 \text{ м}$) масло-відділювач типу 100 Ом циклонний.

Діаметр корпусу $D_m = 0,426 \text{ м}$.

D_m – діаметр обраної посудини.

Перевіряємо швидкість парів в посудині, яка не повинна перевищувати 1 м/с.

$$w = \frac{4 \cdot m_m \cdot v_2}{\pi \cdot D_m^2} = \frac{4 \cdot 0,67 \cdot 0,155}{3,14 \cdot 0,426^2} = 0,729 \text{ м/с} < 1 \text{ м/с} \quad (2.26)$$

де $m_m = 0,67 \text{ кг/с}$ – масова витрата холодоагенту через масло-відділювач (компресор).

$v_2 = 0,155 \text{ м}^3/\text{кг}$ – питомий об'єм всмоктуваної пари (точка 2).

2.3 Підбір насосів для систем оборотного водопостачання і контуру хладоносія

Підбір насосів здійснюється по об'ємній витраті рідини $V_{жс}$, яка циркулює в контурі.

$$V_{жс} = \frac{Q_{АП}}{C_{жс} \cdot \rho_{жс} \cdot \Delta t_{жс}} \quad (2.27)$$

де $Q_{АП}$ – сумарна теплова потужність теплообмінних апаратів (випарників або конденсаторів), кВт

$C_{жс}$ – теплоємність рідини, кДж/(кг · °С);

$\rho_{жс}$ – щільність рідини, кг / м³;

$\Delta t_{жс}$ – зміна температур рідини у випарнику або конденсаторі.

Об'ємна витрата циркуляційної води при охолодженні конденсаторів:

$$V_{в}^к = \frac{1148,4}{4,19 \cdot 1000 \cdot 4} = 0,0685 \text{ м}^3/\text{с} = 246,6 \text{ м}^3/\text{ч} \quad (2.28)$$

де $Q_{АП} = 1148,4 \text{ кВт}$ – дійсна теплова потужність конденсаторів;

$C_{в} = 4,19 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{°С)}$ – теплоємність води;

$\rho_{в} = 1000 \text{ кг/м}^3$ – щільність води;

$\Delta t_{в} = 4 \text{ °С}$ – зміна температур води в конденсаторі.

Так як за розрахунком у нас встановлені 4-и насоса робочих і один резервний тієї ж потужності.

Об'ємна витрата води одним насосом:

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_n'' = \frac{246,6}{4} = 61,65 \text{ м}^3/\text{ч} = 17,12 \text{ л/с} \quad (2.29)$$

Підбираємо тип насоса – 4К-18а – 4 шт, рис. 2.14.

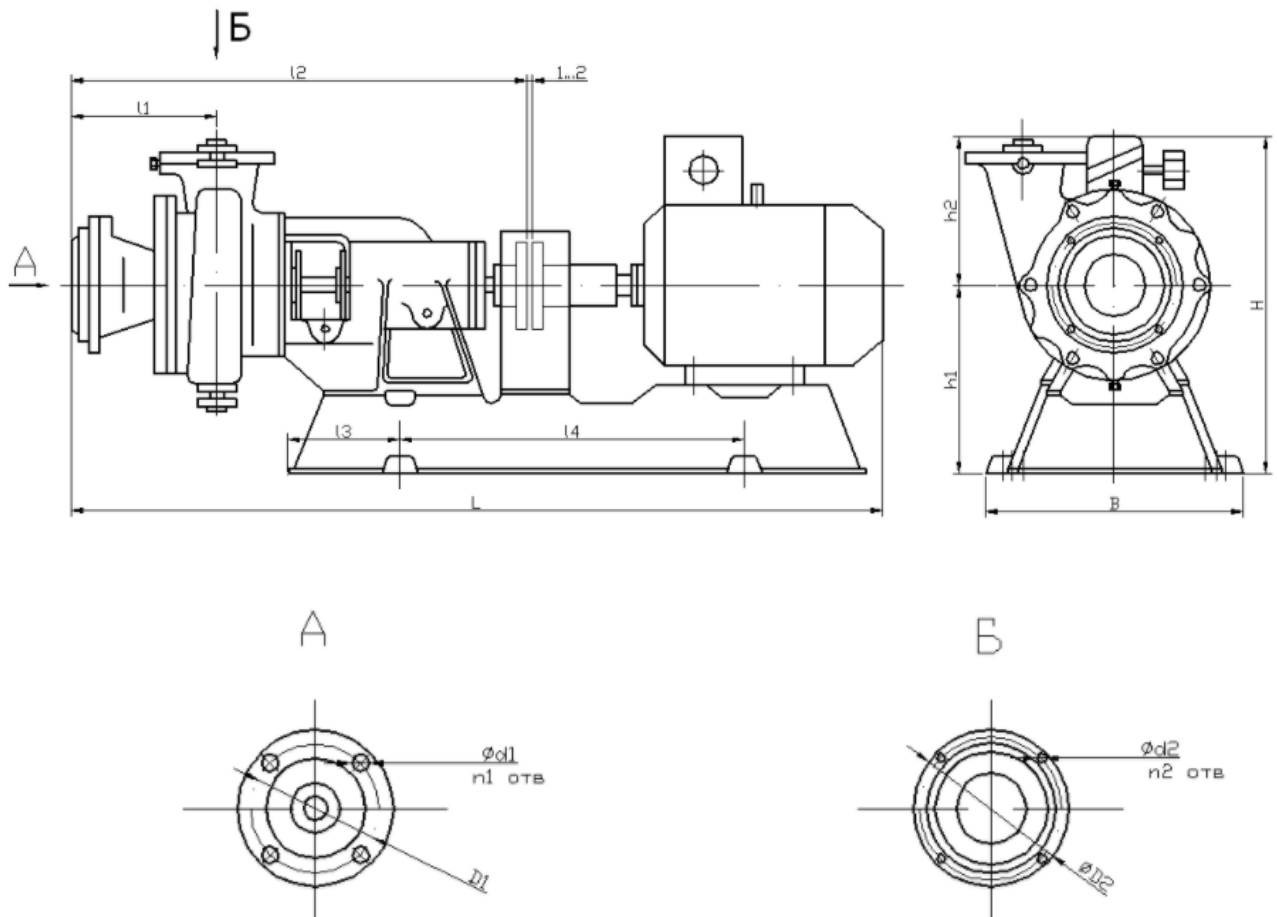


Рисунок 2.14 – Консультний насос 4К-18а

Технічні характеристики:

Об'ємна продуктивність:	19,4 л/с (0,0194 м ³ /с)
Повний напір, що розвивається насосом:	18 м. в.ст. (176,58 кПа)
ККД насоса:	0,7
Потужність електродвигуна:	5,5 кВт
Частота обертання:	2900 об/хв

Потужність на валу насоса при напорі, що дорівнює опору контуру буде:

$$N_n = \frac{V_n \cdot \Delta p_n}{\eta_n} = \frac{0,0194 \cdot 176,58}{0,7} = 4,89 \text{ кВт} \quad (2.30)$$

Потужність, споживана двигуном насоса:

$$N_{\text{дв.}} = \frac{N_n}{\eta_n \cdot \eta_{\text{дв.}}} = \frac{4,89}{1 \cdot 0,95} = 5,15 \text{ кВт} \quad (2.31)$$

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк. 35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\eta_n = 1$ – ККД приводу;
 $\eta_{\text{дв.}} = 0,95$ – ККД двигуна.

Об’ємна витрата циркулюючого холодоносія (розсолу) у випарниках:

$$V_x^u = \frac{Q_u^0}{C_x \cdot \rho_x \cdot (t_{x1} - t_{x2})} = \frac{785,84}{2,785 \cdot 1250 \cdot (-20 - (-24))} = 0,056 \text{ м}^3/\text{с} = 56 \text{ л/с} \quad (2.32)$$

де $C_x = 2,785 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ – теплоємність холодоносія;
 $\rho_x = 1250 \text{ кг}/\text{м}^3$ – щільність холодоносія;
 $t_{x1} = -20^\circ\text{C}$ – температура входу холодоносія у випарник;
 $t_{x2} = -24^\circ\text{C}$ – температура виходу холодоносія з випарника;
 $Q_u^0 = 785,84 \text{ кВт}$ – дійсна теплова потужність випарника.

Вибираємо насос типу БК-8а – 2 шт. (+1 резервний)

Технічна характеристика:

Об’ємна продуктивність: 38,9 л/с (0,0389 м³/с)
 Повний напір, що розвивається насосом: 28,5 м. в.ст. (279,6 кПа)
 ККД насоса: 0,75
 Потужність електродвигуна: 22 кВт
 Частота обертання: 1450 об/хв

Потужність на валу насоса при напорі, що дорівнює опору контуру буде:

$$N_n = \frac{V_n \cdot \Delta p_n}{\eta_n} = \frac{0,0389 \cdot 279,6}{0,75} = 14,5 \text{ кВт} \quad (2.33)$$

Потужність, споживана двигуном насоса:

$$N_{\text{дв.}} = \frac{N_n}{\eta_n \cdot \eta_{\text{дв.}}} = \frac{14,5}{1 \cdot 0,95} = 15,27 \text{ кВт} \quad (2.34)$$

де $\eta_n = 1$ – ККД приводу;
 $\eta_{\text{дв.}} = 0,95$ – ККД двигуна.

2.4 Розрахунок теплової ізоляції

2.4.1 Розрахунок теплової ізоляції випарника

Для зменшення теплопритоків з навколишнього середовища і підвищення ефективності роботи холодильної установки обладнання і трубопроводи, що працюють при температурі нижче температури навколишнього середовища, покривають тепловою ізоляцією.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розташуванні випарника на відкритому повітрі.
Товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_k = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,816}{2} \cdot (1,79 - 1) = 0,322 \text{ м} \quad (2.35)$$

де $d = 800 + 2 \cdot 8 = 816 \text{ мм} = 0,816 \text{ м}$ – зовнішній діаметр кожуха випарника.

$B = \frac{d_i}{d}$ – відношення зовнішнього діаметра ізоляційного шару до зовнішнього діаметру випарника.

$$\ln B = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_k \cdot \left[r_{tot} - \frac{1}{a_c \cdot \pi \cdot (d + 0,1)} \right] = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,048 \cdot \left[1,94 - \frac{1}{29 \cdot 3,14 \cdot (0,816 + 0,1)} \right] = 0,581$$

$$B = 1,79$$

де $\lambda_k = 0,048 \text{ Вт/(м} \cdot \text{°C)}$ – теплопровідність теплоізоляційного шару матеріалу зі скловолокна на синтетичному зв'язуючому.

$a_c = 29 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{°C}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції.

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q \cdot k_1} = \frac{-27 - 2,8}{15,35 \cdot 1} = 1,94 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт} \quad (2.36)$$

де r_{tot} – опір теплопередачі циліндричних об'єктів діаметрами менше 2-х метрів.

$t_w = t = -27 \text{ °C}$ – температура холодоагенту у випарнику.

$t_e = t_{cp}^{zod} = 2,8 \text{ °C}$ – середньорічна температура навколишнього середовища.

$q = 15,35 \text{ Вт/м}^2$ – щільність теплового потоку.

$k_1 = 1$ – коефіцієнт рівний 1, при розташуванні ізольованих об'єктів, як на відкритому повітрі, так і в приміщенні.

При розташуванні випарника в приміщенні:
Опір теплопередачі:

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q \cdot k_1} = \frac{-27 - 20}{21,35 \cdot 1} = 2,2 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт} \quad (2.37)$$

де $t_w = -27 \text{ °C}$ – температура холодоагенту у випарнику;

$t_e = 20 \text{ °C}$ – температура навколишнього повітря в приміщенні;

$q = 21,35 \text{ Вт/м}^2$ – щільність теплового потоку.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_{\kappa} = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,816}{2} \cdot (1,92 - 1) = 0,375 \text{ м} \quad (2.38)$$

$$\ln B = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\kappa} \cdot \left[r_{tot} - \frac{1}{a_c \cdot \pi \cdot (d + 0,1)} \right] = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,048 \cdot \left[2,2 - \frac{1}{11 \cdot 3,14 \cdot (0,816 + 0,1)} \right] = 0,653$$
$$B = 1,92$$

де $\lambda_{\kappa} = 0,048 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{С})$ – теплопровідність теплоізоляційного шару матеріалу зі скловолокна на синтетичному зв'язуючому марки МС-35.

$a_c = 11 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{С}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції.

З метою запобігання конденсації вологи з навколишнього повітря на покривному шарі теплової ізоляції випарника перевіряємо товщину ізоляційного шару для поверхні, розташованої в приміщенні.

$$\delta_{\kappa} = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,816}{2} \cdot (1,042 - 1) = 0,017 \text{ м} \quad (2.39)$$

$$B \cdot \ln B = \frac{2 \cdot \lambda_{\kappa}}{a_c \cdot d} \cdot \left(\frac{t_e - t_w}{t_e - t_i} - 1 \right) = \frac{2 \cdot 0,048}{7 \cdot 0,816} \cdot \left(\frac{20 - (-27)}{8} - 1 \right) = 0,0819$$
$$B = 1,042$$

де $\lambda_{\kappa} = 0,048 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot ^{\circ}\text{С})$ – теплопровідність теплоізоляційного шару матеріалу зі скловолокна на синтетичному зв'язуючому марки МС-35.

$a_c = 7 \text{ Вт}/\text{м}^2 \cdot ^{\circ}\text{С}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції.

$t_e = 20 \text{ }^{\circ}\text{С}$ – температура повітря всередині приміщення;

$t_w = -27 \text{ }^{\circ}\text{С}$ – температура холодоагенту у випарнику.

Температурний перепад $t_e - t_i = 8 \text{ }^{\circ}\text{С}$ при відносній вологості $\varphi = 60\%$.

В результаті розрахунків приймаємо найбільше значення товщини ізоляційного шару, а саме:

$$\delta_{\kappa} = 0,375 \text{ м} = 375 \text{ мм}$$

2.4.2 Розрахунок теплової ізоляції відділювача рідини

При розташуванні відділювача рідини на відкритому повітрі.

Опір теплопередачі:

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q \cdot k_1} = \frac{-20 - 2,8}{15 \cdot 1} = 1,52 \text{ (м}^2 \cdot \text{° C) / Вт} \quad (2.40)$$

де $t_w = -20 \text{ °C}$ – температура холодоагенту виходить з випарника на ОЖ;

$t_e = 2,8 \text{ °C}$ – середньорічна температура навколишнього повітря;

$q = 15 \text{ Вт/м}^2$ – щільність теплового потоку.

Товщина теплоізоляційного шару ОЖ:

$$\delta_\kappa = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,616}{2} \cdot (1,57 - 1) = 0,176 \text{ м} \quad (2.41)$$

де $d = 600 + 2 \cdot 8 = 616 \text{ мм} = 0,616 \text{ м}$ – зовнішній діаметр кожуха ОЖ.

$$\ln B = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_\kappa \cdot \left[r_{tot} - \frac{1}{a_c \cdot \pi \cdot (d + 0,1)} \right] = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,048 \cdot \left[1,52 - \frac{1}{29 \cdot 3,14 \cdot (0,616 + 0,1)} \right] = 0,454$$

$B = 1,57$

де $a_c = 29 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{° C}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції.

При розташуванні ОЖ в приміщенні:

Опір теплопередачі:

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q \cdot k_1} = \frac{-20 - 20}{21 \cdot 1} = 1,9 \text{ (м}^2 \cdot \text{° C) / Вт} \quad (2.41)$$

де $t_w = -20 \text{ °C}$ – температура холодоагенту в ОЖ;

$t_e = 20 \text{ °C}$ – температура в приміщенні;

$q = 21 \text{ Вт/м}^2$ – щільність теплового потоку.

Товщина теплоізоляційного шару ОЖ:

$$\delta_\kappa = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,616}{2} \cdot (1,75 - 1) = 0,231 \text{ м}$$

$$\ln B = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_\kappa \cdot \left[r_{tot} - \frac{1}{a_c \cdot \pi \cdot (d + 0,1)} \right] = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,048 \cdot \left[1,9 - \frac{1}{11 \cdot 3,14 \cdot (0,616 + 0,1)} \right] = 0,55$$

$B = 1,75$

де $\lambda_\kappa = 0,048 \text{ Вт/(м} \cdot \text{° C)}$ – теплопровідність теплоізоляційного шару зі скловолокна на синтетичному зв'язуючому марки МС-35.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$a_c = 11 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції.

З метою запобігання конденсації вологи з навколишнього повітря на покривному шарі теплової ізоляції ОЖ перевіряємо товщину ізоляційного шару для поверхні ОЖ, розташованого в приміщенні, за формулами:

$$\delta_k = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,616}{2} \cdot (1,045 - 1) = 0,014 \text{ м} \quad (2.42)$$

$$\text{де } B \cdot \ln B = \frac{2 \cdot \lambda_k}{a_c \cdot d} \cdot \left(\frac{t_e - t_w}{t_e - t_i} - 1 \right) = \frac{2 \cdot 0,048}{7 \cdot 0,616} \cdot \left(\frac{20 - (-20)}{8} - 1 \right) = 0,089$$
$$B = 1,045$$

де $t_e - t_i = 8 \text{ } ^\circ\text{С}$ – перепад температур;

$a_c = 7 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ – коефіцієнт тепловіддачі при розрахунку ізоляції при запобіганні конденсації вологи з навколишнього повітря.

В результаті розрахунків приймаємо найбільше значення товщини ізоляції теплоізоляційного шару відділювача рідини.

2.4.3 Розрахунок теплової ізоляції всмоктуючих трубопроводів, арматури контуру хладоносія

При розташуванні на відкритому повітрі:

$d = 0,15 \text{ м}$ – діаметр умовного проходу трубопроводів.

$$d_{нар} = 150 + 2 \cdot 4,5 = 159 \text{ мм} = 0,159 \text{ м}$$

Розраховуємо теплоізоляцію трубопроводів, по яких холодоносій входить у випарник.

Опір теплопередачі:

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q \cdot k_1} = \frac{-20 - 2,8}{13 \cdot 1} = 1,75 \text{ (м} \cdot ^\circ\text{С) / Вт} \quad (2.43)$$

де $q = 13 \text{ Вт/м}$ – норма лінійної щільності теплового потоку при розташуванні на відкритому повітрі;

$t_w = -20 \text{ } ^\circ\text{С}$ – температура входу холодоносія у випарник;

$t_e = 2,8 \text{ } ^\circ\text{С}$ – середньорічна температура ОС.

Товщина теплоізоляційного шару:

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\delta_{\kappa} = \frac{d}{2} \cdot (B-1) = \frac{0,159}{2} \cdot (1,67-1) = 0,053 \text{ м} \quad (2.44)$$

$$\ln B = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\kappa} \cdot \left[r_{tot} - \frac{1}{a_c \cdot \pi \cdot (d+0,1)} \right] = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,048 \cdot \left[1,75 - \frac{1}{29 \cdot 3,14 \cdot (0,159+0,1)} \right] = 0,514$$

$$B = 1,67$$

де $a_c = 29 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції на відкритому повітрі.

Розраховуємо теплоізоляцію трубопроводів. За яким холодоносій виходить з випарника.

Опір теплопередачі:

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q \cdot k_1} = \frac{-24 - 2,8}{13,8 \cdot 1} = 1,94 \text{ (м} \cdot ^\circ\text{С) / Вт} \quad (2.45)$$

де $q = 13,8 \text{ Вт/м}$ – норма лінійної щільності теплового потоку при розташуванні на відкритому повітрі.

$t_w = -24 \text{ } ^\circ\text{С}$ – температура холодоносія на виході з випарника;

$t_e = 2,8 \text{ } ^\circ\text{С}$ – середньорічна температура ОС.

Товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_{\kappa} = \frac{d}{2} \cdot (B-1) = \frac{0,159}{2} \cdot (1,77-1) = 0,061 \text{ м} \quad (2.46)$$

$$\ln B = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_{\kappa} \cdot \left[r_{tot} - \frac{1}{a_c \cdot \pi \cdot (d+0,1)} \right] = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,048 \cdot \left[1,94 - \frac{1}{29 \cdot 3,14 \cdot (0,159+0,1)} \right] = 0,572$$

$$B = 1,77$$

де $a_c = 29 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{С}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції на відкритому повітрі.

При розташуванні трубопроводів в приміщенні.

Розраховуємо теплоізоляцію трубопроводів, по яких холодоносій входить у випарник.

Опір теплопередачі:

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q \cdot k_1} = \frac{-20 - 20}{17 \cdot 1} = 2,35 \text{ (м} \cdot \text{° C) / Вт} \quad (2.47)$$

де $q = 17 \text{ Вт/м}$ – норма лінійної щільності теплового потоку при розташуванні в приміщенні.

$t_w = -20 \text{ °C}$ – температура входу холодоносія у випарник;

$t_e = 20 \text{ °C}$ – температура всередині приміщення.

Товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_k = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,159}{2} \cdot (1,96 - 1) = 0,076 \text{ м} \quad (2.48)$$

$$\ln B = 2 \cdot \pi \cdot \lambda_k \cdot \left[r_{tot} - \frac{1}{a_c \cdot \pi \cdot (d + 0,1)} \right] = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,048 \cdot \left[2,35 - \frac{1}{11 \cdot 3,14 \cdot (0,159 + 0,1)} \right] = 0,674$$

$$B = 1,96$$

де $a_c = 11 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{° C}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції в приміщенні.

Розраховуємо теплоізоляцію трубопроводів за яким холодоносії виходить з випарника.

Опір теплопередачі:

$$r_{tot} = \frac{t_w - t_e}{q \cdot k_1} = \frac{-24 - 20}{17,6 \cdot 1} = 2,5 \text{ (м} \cdot \text{° C) / Вт} \quad (2.49)$$

де $q = 17,6 \text{ Вт/м}$ – норма лінійної щільності теплового потоку при розташуванні в приміщенні.

$t_w = -24 \text{ °C}$ – температура холодоносія на виході з випарника;

$t_e = 20 \text{ °C}$ – температура повітря в приміщенні.

Товщина теплоізоляційного шару:

$$\delta_k = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,159}{2} \cdot (2,05 - 1) = 0,083 \text{ м} \quad (2.50)$$

$$B = 2,05$$

де $a_c = 11 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{° C}$ – коефіцієнт тепловіддачі від зовнішньої поверхні ізоляції в приміщенні.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

З метою запобігання конденсації вологи з навколишнього повітря на покривному шарі теплової ізоляції трубопроводів з температурою нижче температури навколишнього повітря перевіряємо товщину ізоляційного шару для поверхонь трубопроводів, розташованого в приміщенні:

Товщина теплоізоляційного шару трубопроводу на вході у випарник:

$$\delta_{\kappa} = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,159}{2} \cdot (1,189 - 1) = 0,015 \text{ м} \quad (2.51)$$

$$B \cdot \ln B = \frac{2 \cdot \lambda_{\kappa}}{a_c \cdot d} \cdot \left(\frac{t_e - t_w}{t_e - t_i} - 1 \right) = \frac{2 \cdot 0,048}{7 \cdot 0,159} \cdot \left(\frac{20 - (-20)}{8} - 1 \right) = 0,345$$

$$B = 1,189$$

де $t_w = -20^{\circ} \text{C}$ – температура холодоносія на вході у випарник;

$a_c = 7 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^{\circ} \text{C}$ – коефіцієнт тепловіддачі для запобігання конденсації.

Товщина теплоізоляційного шару трубопроводу на виході з випарника:

$$\delta_{\kappa} = \frac{d}{2} \cdot (B - 1) = \frac{0,159}{2} \cdot (1,47 - 1) = 0,037 \text{ м} \quad (2.52)$$

$$B \cdot \ln B = \frac{2 \cdot \lambda_{\kappa}}{a_c \cdot d} \cdot \left(\frac{t_e - t_w}{t_e - t_i} - 1 \right) = \frac{2 \cdot 0,048}{7 \cdot 0,159} \cdot \left(\frac{20 - (-24)}{8} - 1 \right) = 0,388$$

$$B = 1,47$$

де $t_w = -24^{\circ} \text{C}$ – температура холодоносія на виході з випарника.

В результаті розрахунків приймаємо найбільші значення товщини ізоляції теплоізоляційного шару трубопроводів:

$\delta_{\kappa} = 0,076 \text{ м} = 76 \text{ мм}$ – для трубопроводу, по якому холодоносій входить у випарник;

$\delta_{\kappa} = 0,083 \text{ м} = 83 \text{ мм}$ – для трубопроводу, по якому холодоносій виходить з випарника.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОДІЛ 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1 Небезпечні і шкідливі виробничі чинники

До фізично небезпечних і шкідливих виробничих факторів належать:

а) переміщаються в просторі механізми і машини такі, як переміщаються по підвісним напівтуші. Безпека може бути забезпечена тільки за рахунок проведення інструктажу персоналу і особистої відповідальності кожного співробітника в його виконанні.

б) повітроохолоджувачі холодильної камери забезпечені електроприводом, це обумовлює небезпечні напруги електричного струму, необхідно брати до уваги частоту змінного струму і характеристики мережі.

При експлуатації електрообладнання може статися ураження електричним струмом промислової частоти від електропроводки, від кінцевих вимикачів, при зіткненні з корпусом, якщо несправне заземлення. Поразка також може статися при ремонті обладнання в результаті випадкового включення або при недотриманні заходів безпеки. Заходи з метою уникнення ураження електричним струмом: ремонт та огляд проводити при знятій напрузі; двигуни і корпусу обладнання надійно заземлити; періодично проводити огляд обладнання і перевіряти його опір між заземлювальним болтом і доступною дотику металевою частиною агрегату.

в) підвищений рівень шуму і вібрації виникає при роботі обертових і погано закріплених частин обладнання. Допустимий рівень шуму не повинен перевищувати 85 дБ на частоті 100 Гц. Для захисту від вібрації в місцях її виникнення, тобто між обладнанням і підлогою встановити віброізолятори, що гасять шкідливі коливання.

г) освітлення має бути раціональним і створювати сприятливі умови праці, що попереджають зорове і загальне стомлення, підвищують продуктивність праці і якість продукції, що випускається. При проектуванні необхідно враховувати норми штучного освітлення для виробничих приміщень, так як природне освітлення відсутнє.

д) у зв'язку з проведенням демонтажних і монтажних робіт на висоті, робіт з обслуговування підвісних шляхів існує небезпека падіння персоналу з висоти. Щоб уникнути нещасних випадків рекомендується використовувати спеціалізовані підйомники або відповідно обладнані помости

Охолоджувальні м'ясні напівтуші токсичними властивостями не володіють, побічних токсичних речовин, що утворюються в технологічному процесі не утворюється. На виробництві застосовують такі токсичні речовини: аміак, хлорне вапно, кальцинована сода, нітрит натрію.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>	<i>Житник</i>				Проектування низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>	<i>Омельченко</i>						7	58
<i>Н. Контр.</i>	<i>Омельченко</i>					ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО		
<i>Затверд.</i>	<i>Омельченко</i>							

Ці речовини можуть бути небезпечними як в надзвичайній ситуації (аварія на аміачної холодильної установки), так і при недотриманні рецептури або поганий очищенні стічних вод. Аміак, який використовується в якості холодоагенту в повітроохолоджувачах і пристінних батареях, при витoku через нещільності з'єднання трубопроводів може викликати отруйна задуха, тому необхідно періодично здійснювати планово-попереджувальні роботи.

3.2 Техніка безпеки при експлуатації та обслуговуванні електроустаткування холодильної установки

Безпека експлуатації електрообладнання холодильної установки забезпечується самою його конструкцією (огорожі, блокування, сигналізація, заземлення тощо), а також заходами організаційного та технічного характеру, які виконуються особовим складом у процесі обслуговування електроустаткування (прийоми безпечної роботи, різні захисні засоби тощо).

Вивчення будови електроустаткування і правил його експлуатації має бути основою підготовки особового складу. При огляді і обслуговуванні електрообладнання слід перевірити, чи немає несправностей, що створюють небезпеку ураження особового складу електричним струмом.

Місця, де можливий дотик до струмоведучих частин, повинні бути огорожені і обладнані плакатами «Не чіпати! Небезпечно!».

Захисні огорожі струмоведучих частин електрообладнання повинні відповідати своєму призначенню і мати достатню механічну міцність. Всі з'єднання вивідних кінців електричних машин і підключення кабелів повинні бути постійно огорожені спеціальними кожухами, що виключають можливість дотику до струмоведучих частин.

Металеві частини електрообладнання, які не перебувають під напругою, але можуть опинитися під ним при пошкодженні ізоляції, повинні бути надійно заземлені. Особливу увагу необхідно звертати на стан заземлення електрообладнання, встановленого на амортизаторах.

Для полегшення обслуговування і можливості швидкого і безпомилкового орієнтування кабелі та проводи електричних трас повинні мати чітке маркування. Освітлення щитів, пультів і контрольно-вимірювальних приладів повинно бути рівномірним і не викликати сліпучої дії.

При оглядах і обслуговуванні електрообладнання забороняється:

- загроможувати проходи поблизу електроустаткування;
- включати електрообладнання при несправності, а також при його $R_{\text{ізол}}$ нижче допустимих норм;
- використовувати контрольні лампи в мережах з напругою вище 220 В;
- проводити виміри струмовимірювальними кліщами на шинах розподільних пристроїв;
- використовувати електрообладнання з перевищенням потужності і часу перевантаження, зазначених в формулярах і інструкціях;
- подавати живлення для переносного електрообладнання від контактних з'єднань і частин електрообладнання, не призначених для цих цілей (ножів рубильників тощо);

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

- підвішувати, а також тримати переносні світильники і інструмент за провід;
- застосовувати автотрансформатори для зниження напруги при живленні переносного електрообладнання;
- користуватися несправним інструментом і пристосуваннями;
- замінити прилади, що вимагають розриву первинного кола без зняття напруги;
- використовувати для промивання електрообладнання розчинники і миючі засоби, не передбачені нормами;
- самостійно змінювати заводські електричні схеми і установки регулювальних пристроїв.

Всі роботи з огляду і ремонту електроустаткування в звичайних умовах повинні проводитися при знятій напрузі. Роботи під напругою допускаються тільки в аварійних випадках з обов'язковим дотриманням заходів, що забезпечують безпеку їх виконання.

3.3 Розрахунок заземлення

Необхідно розраховувати заземлюючий пристрій для заземлення електродвигуна напругою $U = 380$ В трьохфазній мережі із ізолюваною нейтралю при наступних вихідних даних:

- ґрунт – суглинок з питомим електричним опором $\rho = 100$ Ом · м
- в якості заземлювачів прийняті сталеві труби діаметром $d = 0,025$ м і довжиною $l = 2$ м, що розміщуються вертикально.

Визначення опору одиночного вертикального заземлення по формулі:

$$R_{\text{в}} = \frac{\rho_{\text{розр}}}{2 \times \pi \times l} \times \left(\ln \frac{2 \times l}{d} + \frac{1}{2} \times \ln \frac{4 \times t + l}{4 \times t - l} \right) \quad (3.1)$$

де t – відстань від середини заземлювача до поверхні ґрунту, м;

ψ – коефіцієнт сезонності, що враховує можливість підвищення опору ґрунту за період 1 рік, $\psi = 1,7$.

$$\rho_{\text{розр}} = 100 \cdot 1,7 = 170 \text{ Ом м,}$$

$$R_{\text{в}} = \frac{170}{2 \times \pi \times l} \times \left(\ln \frac{2 \times 2}{0,05} + \frac{1}{2} \times \ln \frac{4 \times 1,8 + 2}{4 \times 1,8 - 2} \right) = 83,2 \text{ Ом} \quad (3.2)$$

Визначення опору сталевої полоси, що з'єднує стержні заземлення:

$$R_{\text{п}} = \frac{\rho_{\text{розр}}}{2 \times \pi \times l} \times \ln \frac{l}{d' \times t'} \quad (3.3)$$

де l' – довжина полоси, м;

t' – відстань від полоси до поверхні землі, м;

d' – 0,5 в;

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

в – ширина полоси дорівнює 0,05 м.

Визначення розрахункового питомого опору ґрунту $\rho'_{\text{розр}}$ при використанні з'єднувальної полоси у вигляді горизонтального електроду довжиною 50 м. При довжині полоси 50 м $\psi' = 5,9$. Тоді:

$$\rho'_{\text{розр}} = \rho \cdot \psi' = 100 \cdot 5,9 = 590 \text{ Ом} \cdot \text{м} \quad (3.4)$$

$$R_n = \frac{590}{2 \cdot 3,14 \cdot 50} \cdot \ln \frac{50}{0,025 \cdot 0,8} = 22,1 \text{ Ом.} \quad (3.5)$$

Прийнято розміщення вертикальних заземлювачів по контуру з відстанями між суміжними заземлювачами рівними 2l – 4 м. Визначення значення коефіцієнта використання $\Pi_6 = 0,66$, $\Pi_7 = 0,39$. Тоді необхідне число вертикальних заземлювачів:

$$n = \frac{63,4}{4 \cdot 0,66} = 25 \text{ шт.} \quad (3.6)$$

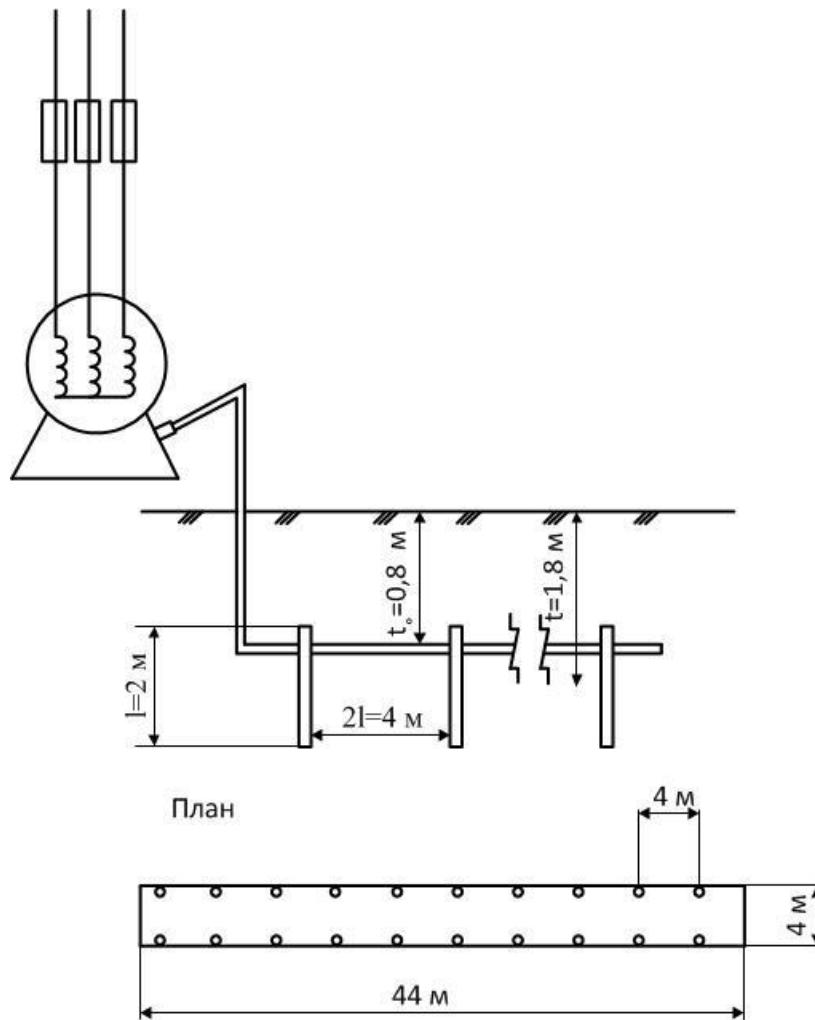


Рисунок 3.1 – План заземлення

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Основним небезпечним виробничим фактором на даному робочому місці є електричний струм. Електрообладнання на даному робочому місці (ДРМ) оснащується пусковою апаратурою, яка виключає мимовільне включення при відновленні раптово зниклої напруги незалежно від положення органів управління до цього моменту.

Оскільки живлення електроустаткування тягучого пристрою здійснюється на напрузі 380 В, то існує небезпека ураження електричним струмом. Тому необхідно застосування захисного занулення електрообладнання тягучого пристрою. Занулення – це навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним проводом неструмоведучих частин, які можуть опинитися під напругою.

Відключення пошкодженої установки тягучого пристрою від мережі живлення станеться, якщо значення струму однофазного короткого замикання I_K , яке штучно створюється в ланцюзі, перевищить значення струму спрацьовування захисного апарату $I_{ном}$ і виконає таку умову:

$$I_K \geq k \cdot I_{ном} \quad (3.7)$$

де $k = 1,25$ – коефіцієнт кратності струму;

$I_{ном} = 10$ – номінальний струм плавких вставок запобіжників, що захищають двигун, А.

Отже:

$$I_K \geq 12,5 \text{ А}$$

Вибираємо нульовий захисний провідник сталевий, активний опір якого $R_{н.з.} = 0,2 \text{ Ом}$, індуктивний опір $X_{н.з.} = 0,2 \text{ Ом}$.

Визначаємо повний опір петлі «фаза-нуль»:

$$Z_{II} = \sqrt{(R_{\phi} + R_{н.з.})^2 + (X_{\phi} + X_{н.з.} + X_n)^2} \quad (3.8)$$

де R_{ϕ} – активний опір фазного і захисного провідника, $R_{\phi} = 0,9 \text{ Ом}$;

X_{ϕ} – внутрішній індуктивний опір фазного провідника, $X_{\phi} = 0,03 \text{ Ом}$;

X_n – зовнішній індуктивний опір петлі «фаза-нуль», $X_n = 0,02 \text{ Ом}$.

$$Z_{II} = \sqrt{(0,9 + 0,2)^2 + (0,03 + 0,2 + 0,02)^2} = 1,128 \text{ Ом}$$

Знаходимо діюче значення струму однофазного короткого замикання, що проходить в схемі в аварійному режимі,

$$I_K = \frac{U_{\phi}}{\frac{Z_T}{3} + Z_{II}}$$

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

де U_{ϕ} – фазна напруга, $U_{\phi} = 220\text{В}$;

Z_{Π} – повний опір петлі «фаза-нуль»;

Z_T – повний опір трансформатора, $Z_T = 3,5\text{Ом}$.

$$I_k = \frac{220}{\frac{3,5}{3} + 1,128} = 95,9 \text{ А}$$

Отже, здатність системи, яка відключає занулення, забезпечена і нульовий захисний провідник обраний правильно.

Для персоналу, що обслуговує автоматизоване робоче місце розроблені і затверджені в установленому порядку інструкції з охорони праці, безпечні прийоми і методи роботи при навчанні, налагодженні і ремонті, форми організації контролю за заходами і засобами забезпечення безпеки, раціональні режими праці і відпочинку персоналу, що обслуговує дане ДРМ.

Для забезпечення експлуатації застосовуються такі заходи – спочатку обслуговуючий персонал ознайомлюється із загальними вимогами безпеки, в яких вказуються призначення і характеристики ДРМ, характеристика небезпечних та шкідливих виробничих факторів, що діють на працюючих, вимоги щодо забезпечення вибухо - і пожежобезпеки, умови допуску осіб до виконання роботи, а також відповідальність працюючого за порушення вимог інструкції, потім ознайомлюється з вимогами безпеки перед початком роботи. Зокрема робітник повинен перевірити справність обладнання, огорож, сигналізації, блокувальних і інших пристроїв, захисного заземлення, вентиляції, провести тестову перевірку функціонування частин ДРМ. Особлива увага при цьому приділяється блокувальним пристроям, які спрацьовують відповідно до електричної схеми. Потім він повинен засвоїти вимоги безпеки під час роботи, в яких вказуються способи і прийоми безпечного виконання робіт, правила використання технологічного устаткування, а також вимоги безпеки в аварійних ситуаціях, в яких відображаються порядок безпечного відключення і дії персоналу при виникненні небезпечних, критичних і аварійних ситуацій, які можуть сформувати нещасний випадок або аварію.

Також персонал необхідно ознайомити з вимогами безпеки по закінченню роботи. У цих вимогах вказується порядок відключення ДРМ, записів в журналі про технічний стан, передачі ДРМ по зміні. При цьому кожен повинен володіти вимогами безпеки, безпечними прийомами і методами роботи при навчанні, проведенні налагоджувальних, ремонтних і профілактичних робіт, вимогами до організації контролю за безпечною роботою.

3.4 Пожежна безпека

Відповідно до НПБ 5-2000 дане виробництво за пожежною, вибуховою та вибухо – пожежною небезпечністю можна віднести до категорії Д. Категорія Д – це виробництва, в яких обробляються негорючі речовини і матеріали в холодному стані. Згідно з НПБ 5-2000 будівля, в якому передбачається розміщення даного робочого місця, можна віднести до II ступеня вогнестійкості. Згідно із

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зазначеним БНБ 2.02.02-01 допускається використовувати один евакуаційний вихід.

Ширина евакуаційного проходу становить не менше 1 м. Коридор або перехід в іншу будівлю - не менше 1,4 метра. Ширина сходових маршів не менше ширини виходу на сходову площадку з найбільш населеного поверху, але не менше 1 метра. Максимальна відстань від найбільш віддаленого робочого місця до евакуаційного виходу становить 50 метрів.

Як спосіб запобігання поширенню вогню, будівля обладнана вогнестійкими протипожежними перегородками 1 типу.

Приміщення, в якому розташовується РТК обладнані первинними засобами пожежогасіння. В якості таких засобів можна застосовувати вуглекислотні та порошкові вогнегасники, призначені для гасіння різних матеріалів, установок під напругою до 1000В (наприклад, ОУ-2, ОПС-10, ОП-1).

Переносний порошковий вогнегасник ВП-1 «Супутник» призначений для гасіння невеликих загорянь, який складається з корпусу, сітки і кришки. Всі деталі виготовлені з поліетилену. Для приведення його в дію необхідно відвернути кришку на горловині, взяти вогнегасник за нижню частину корпусу, підійти до місця загоряння, перекинути вогнегасник горловиною вниз і струснувши його, висипати порошок в осередок горіння.

Ручний вогнегасник ОУ-2 являє собою сталевий балон, в горловину якого ввернутий на конусну різьбу вентиль з сифонною трубкою. Запірний вентиль має запобіжну мембрану, розтруб вогнегасника ОУ-2 приєднаний до корпусу вентиля шарнірно. При гасінні загорянь розтруб вогнегасника ОУ-2 направляють на палаючий об'єкт і повертають маховичок вентиля до упору.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

ВИСНОВКИ

Бакалаврська робота присвячена проектуванню низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху. У процесі виконання роботи було здійснено аналітичний огляд низькотемпературних холодильних установок, а саме проаналізовано принципову схему однопоточної холодильної установки, схему холодильної установки з рекуперативним теплообмінником, принципову схему і цикл повітряної холодильної установки, що працює по відкритому циклу з рекуперацією, принципову схему і цикл газової регенеративної холодильної машини Стірлінга.

Акцентовано увагу на тому, що холод на м'ясо-птахо переробних підприємствах застосовують в наступних процесах: охолодження м'яса, субпродуктів; зберігання охолоджених продуктів; заморожування м'яса, м'якушевих і м'ясоблоків, субпродуктів, м'ясних напівфабрикатів, фабрикатів, готових м'ясних страв при температурах від -30 до -40 °С; зберігання заморожених продуктів; охолодження м'ясних продуктів при виробництві ковбас, копченостей, перетоплюванні жирів, виробленні фасованої продукції і напівфабрикатів; виготовлення льоду, що використовується у виробництві ковбасних та інших виробів; кондиціонування повітря у виробничих приміщеннях для створення певних технологічних режимів і комфортних умов роботи.

Здійснено розрахунок і підбір основного та допоміжного обладнання холодильної машини; розглянуто застосування схем повернення мастильного олії в компресорні агрегати холодильної установки (схема повернення масла при використанні масловіддільника на кожен компресор, схема повернення масла при використанні загального масловіддільника, схема повернення масла із затоплених випарників, схема повернення масла в насосно-циркуляційних системах); підбір насосів для систем оборотного водопостачання і контуру хладоносія; розрахунок теплової ізоляції, а саме теплової ізоляції випарника, відділювача рідини, всмоктуючих трубопроводів, арматури контуру хладоносія.

У розділі «Охорона праці» проаналізовано небезпечні і шкідливі виробничі чинники, розглянуто засоби техніки безпеки при експлуатації та обслуговуванні електроустаткування холодильної установки, здійснено розрахунок заземлення.

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ			
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Житник</i>			Проектування низькотемпературної холодильної установки для морозильного цеху	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркуші</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Омельченко</i>					1	58
<i>Н. Контр.</i>		<i>Омельченко</i>				ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО		
<i>Затверд.</i>		<i>Омельченко</i>						

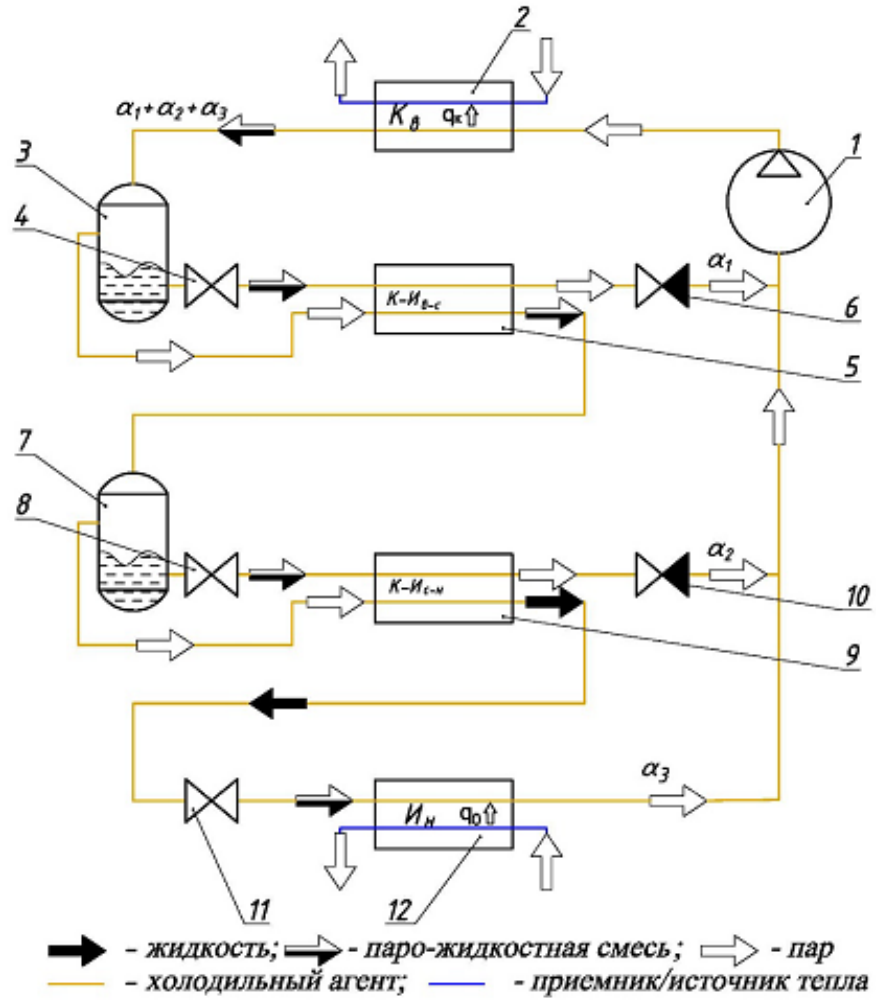
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Хмельнюк М.Г. Холодильні установки спеціального призначення. Одес. нац. акад. харч. технологій. Херсон : Вид. Грінь Д.С., 2013. 488 с.
2. Масліков М.М. Холодильна технологія харчових продуктів. К.: НУХТ, 2007. 335 с.
3. Холодильні установки: Підручник / 6-е вид., перероблене і доповнене / І.Г. Чумак, В.П. Чепурненко, С.Ю. Лар'яновський та ін.; За ред. І.Г. Чумака. – Одеса: Рефпринтінфо, 2006. 550 с.
4. Кротов А.С. Исследование динамических характеристик пароконденсационных холодильных машин на многокомпонентных смесях хладагентов: дис. канд. техн. наук. Москва. 2012. 178 с.
5. Вайнштейн В.Д., Канторович В.И. Низкотемпературные холодильные установки. М.: Пищ. пром., 1998. 352 с.
6. Быков А.В. Холодильные компрессоры. М.: Легкая и пищевая промышленность, 2000. 281 с.
7. Теплові процеси та апарати: навч. посібник / Ю.Ю. Лукач, І.О. Мікульонок, Г.Л. Рябцев, М.В. Сезонов. К.: НМЦВО, 2000. 372 с
8. Компресорні станції транспортних засобів / В.Х. Далека, М.А. Голтв'янський, А.В. Коваленко, В.І. Скуріхін; Харк. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова. Х: ХНУМГ, 2014. 128 с
9. Лозовський А.П., Іванов О.М. Основи холодильних технологій. Суми: Університетська книга, 2018. 280 с.
10. Подмазко О.С., Мурашов В.С. Холодильна техніка і технологія. Одеса, Видавничий центр ОДАХ, 2015. 200 с.
11. Мальгина Е.В., Мальгин Ю.В. Холодильные машины и установки. М. : Пищевая промышленность, 1991, 609 с.
12. Пелеев А.И. Технологическое оборудование предприятий мясной промышленности. М. : Пищепромиздат, 2002. 685 с.
13. Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. Одеса : Друк, 2008. Том 1, 145 с.
14. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Чумак Н.І., Оніщенко В.П. Одеса : Друк, 2008. Том 2, 186 с.
15. Холодильні установки. Проектування / Чумак І.Г., Чепурненко В.П., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., Кочетов В.П. Одеса : Друк, 2008. Том 3, 156 с.
16. Большаков С.А. Холодильная техника и технология продуктов питания : М-АСАДЕМА, 2003. 129.
17. Лошутин Н.Г. Верхова Т.А. Суедов В.П. Холодильные машины и установки. Колос, 2007, 124 с.
18. Мещеряков Ф.Е. Основы холодильной технологии. М. : Пищевая промышленность, 1998, 145 с.
19. Дьяков В.И. Безопасность труда в промышленности. Киев.: Техника, 2006. 230 с.

Додаток А

					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

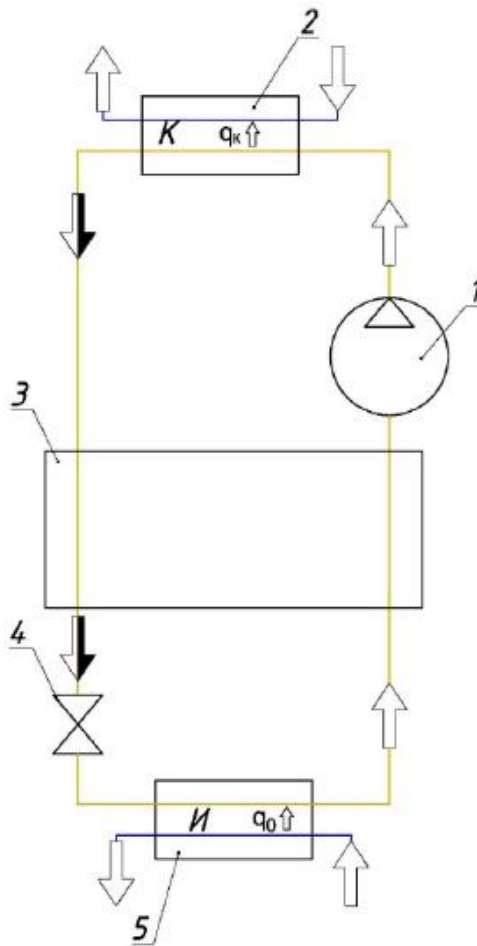
Додаток А
Принципова схема однопоточної холодильної установки



					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Житник			Додаток А Принципова схема однопоточної холодильної установки	Літ.	Арк.	Аркуші
Перевір.		Омельченко					1	58
Н. Контр.		Омельченко				ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО		
Затверд.		Омельченко						

Додаток Б

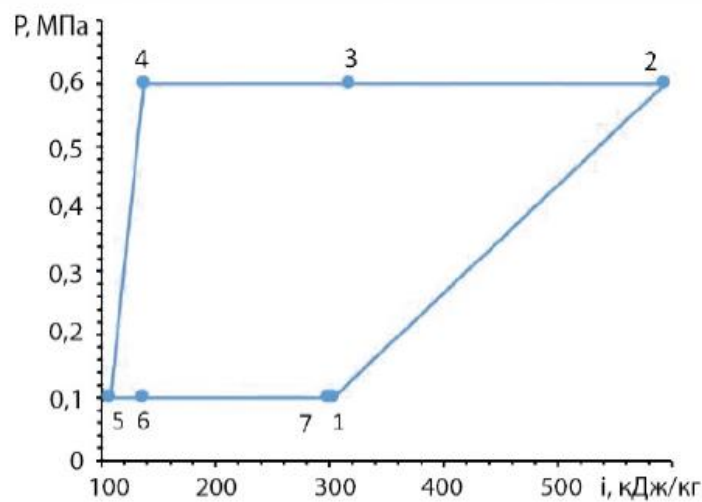
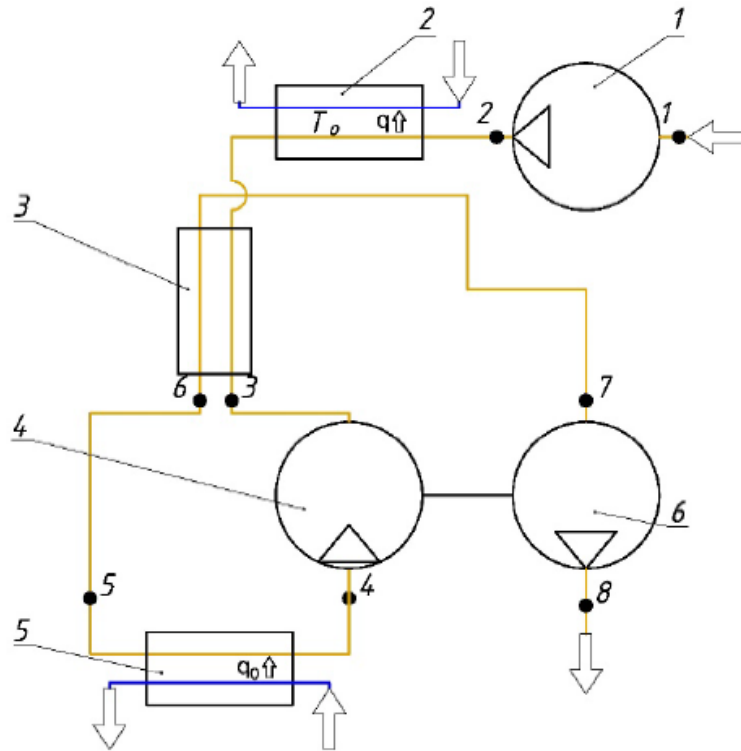
Схема холодильної установки з рекуперативним теплообмінником



ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.		Житник		
Перевір.		Омельченко		
Н. Контр.		Омельченко		
Затверд.		Омельченко		
Додаток Б Схема холодильної установки з рекуперативним теплообмінником				
Літ.		Арк.	Аркушів	
		1	58	
ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО				

Додаток В

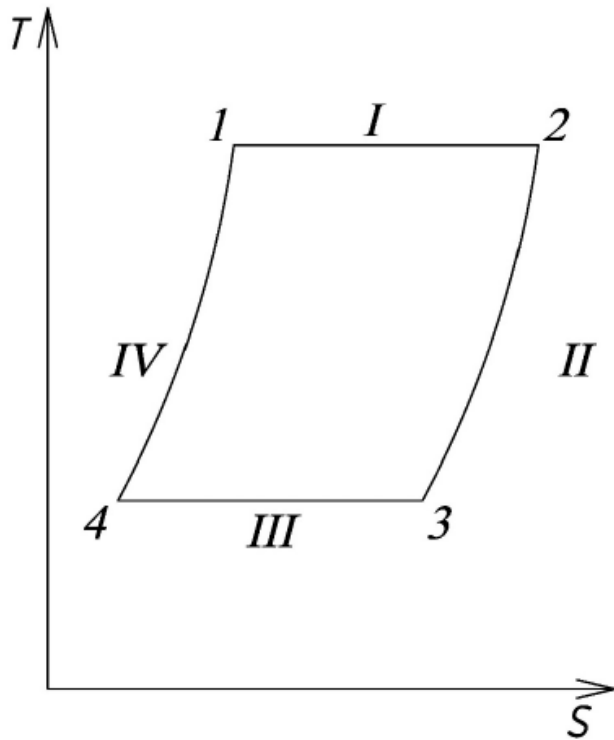
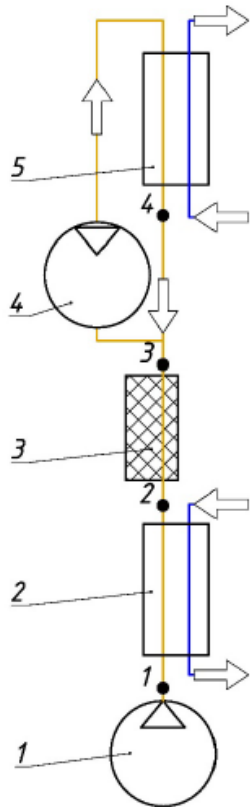
Принципова схема і цикл повітряної холодильної установки, що працює по відкритому циклу з рекуперацією



ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.	Житник			
Перевір.	Омельченко			
Н. Контр.	Омельченко			
Затверд.	Омельченко			
Додаток В Принципова схема і цикл повітряної холодильної установки, що працює по відкритому циклу з рекуперацією				
Літ.		Арк.	Аркуші	
		1	58	
ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО				

Додаток Г

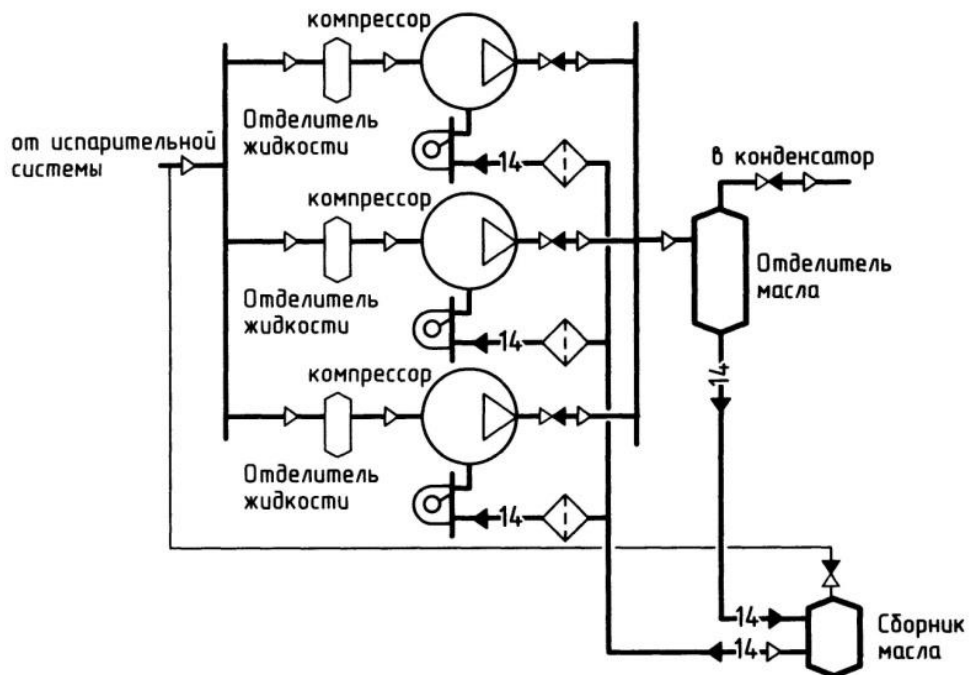
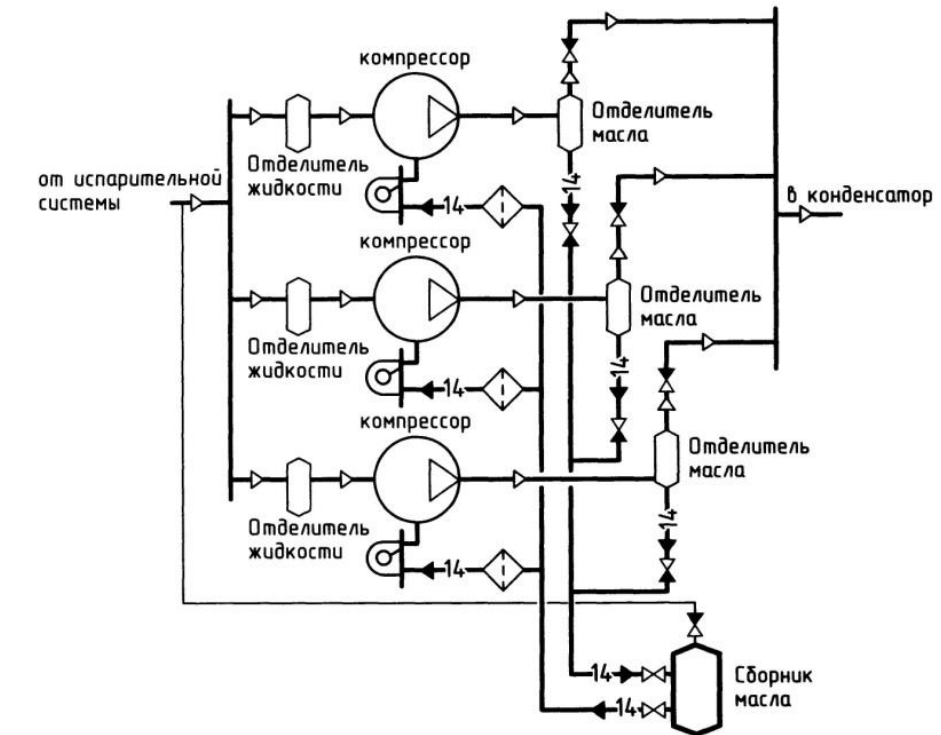
Принципова схема і цикл газової регенеративної холодильної машини Стірлінга



ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Розроб.	Житник			
Перевір.	Омельченко			
Н. Контр.	Омельченко			
Затверд.	Омельченко			
Додаток Г Принципова схема і цикл газової регенеративної холодильної машини Стірлінга				
Літ.		Арк.	Аркушів	
		1	58	
ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО				

Додаток Д

Схема повернення масла при використанні масловіддільника на кожен компресор. Схема повернення масла при використанні загального масловіддільника

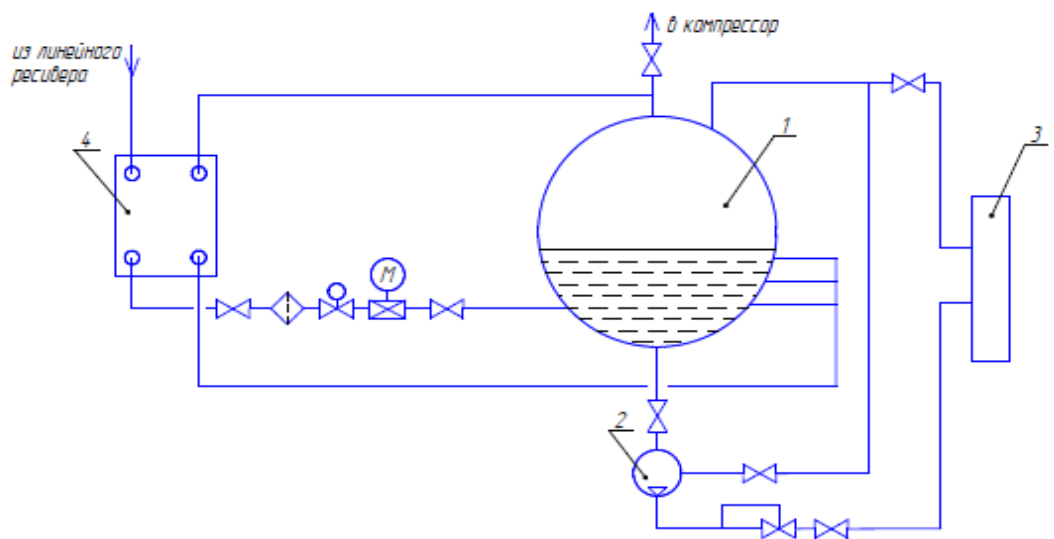
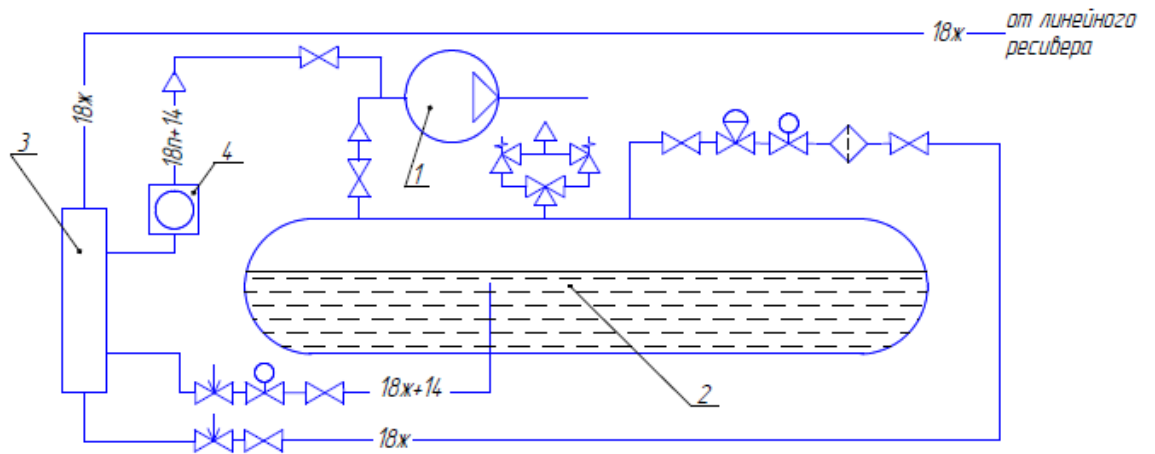


ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Додаток Д		
Розроб.		Житник			Схема повернення масла		
Перевір.		Омельченко					
Н. Контр.		Омельченко					
Затверд.		Омельченко			Літ.	Арк.	Аркушів
					2	58	ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО

Схема повернення масла із затоплених випарників.

Схема повернення масла в насосно-циркуляційних системах.



					ДонНУЕТ.142.ЕМБ-18с.2021.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.	Житник				Додаток Д Схема повернення масла	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Омельченко						2	58
Н. Контр.	Омельченко				ДонНУЕТ Кафедра ЗІДО			
Затверд.	Омельченко							