

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ
Навчально-науковий інститут технічної інженерії ім. акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

«До захисту в ЕК»

«До захисту допущено»

Директор інституту (декан факультету)

Завідувач кафедри

_____ Сергій БЛАЖЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)

_____ Валентин ПЕТРЕНКО
(підпис) (ім'я та прізвище)

«__» _____ 2025 р.

«__» _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійна програма «Холодильні техніка та технології»
на тему: КДП з розширення компресорного ам'ячного цеху м'ясопереробного заводу «Легко» у місті Миронівка: проектування додаткового компресорного обладнання та спіральної швидкозаморозильної установки потужністю 720 кВт для заморожування 120 тонн готової продукції на добу, друга черга.

Виконав: здобувач 4 курсу, групи ХМ-4-4

Пилипчук Гліб Андрійович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю)

_____ (підпис)

Керівник: Форсюк Андрій Васильович
(прізвище, ім'я та по батькові повністю)

_____ (підпис)

Консультанти _____ (ім'я та прізвище) _____ (підпис)

_____ (ім'я та прізвище) _____ (підпис)

_____ (ім'я та прізвище) _____ (підпис)

Рецензент: Роман Грищенко
(ім'я та прізвище) _____ (підпис)

Я як здобувач НУХТ розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав і не одержував недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

Здобувач _____ (підпис)

Київ – 2025 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Навчально-науковий інженерно-технічний інститут ім.акад. І.С.Гулого
Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Петренко В.П.

“10” квітня 2025 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Пилипчук Гліб Андрійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи КДП з розширення компресорного аміачного цеху м'ясопереробного заводу «Легко» у місті Миронівка: проектування додаткового компресорного обладнання та спіральної швидкоморозильної установки потужністю 720 кВт для заморожування 120 тонн готової продукції на добу, друга черга.

керівник роботи к.т.н., доц. Форсюк А. В.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 10.04.2025 року № 218-к

2. Строк подання здобувачем роботи 05.06.2025 року

3. Вихідні дані до роботи Холодильний агент-аміак; спіральний швидкоморозильний апарат продуктивністю 120 тонн на добу; продукція заморожена м'яса птиці (котлети, стріпси, нагетси і тд.); двоступеневий гвинтовий компресор; випарний конденсатор; циркуляційний ресивер (-42°C); насосно-циркуляційна схема з безпосереднім кипінням; матеріал будівлі фрізера - сендвіч панель; аміачні трубопроводи.

4. Зміст пояснювальної записки: 1. Розробка технологічної схеми холодильного оброблення продукції на підприємстві 2. Розрахунок тривалості холодильного оброблення продукції 3. Техніко-економічне обґрунтування прийнятих технічних рішень 4. Визначення основних розмірів та планування холодильника 5. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника 6. Розрахунок теплонадходжень до охолоджених приміщень 7. Визначення теплового навантаження на обладнання камер та компресор 8. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки 9. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу та розрахунок холодильної машини 10. Вибір теплообмінних апаратів (випарник, конденсатор) 11. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання 12. Визначення гідравлічного опору 13. Вибір насосів 14. Розрахунок техніко-економічних показників 15. Охорона праці 16. Список використаної літератури

АНОТАЦІЯ

У дипломному проєкті здійснено проєктування аміачної холодильної установки з модернізацією виробничих потужностей м'ясопереробного заводу «Легко» у Миронівці, зокрема впровадженням спірального швидкоморозильного апарата продуктивністю 120 тон на годину. Проєкт є актуальним з огляду на необхідність підвищення енергоефективності та технологічної надійності систем промислового холоду.

Особливістю роботи є комплексний підхід до підбору холодильного обладнання з врахуванням подальших етапів розширення підприємства. Проведено теплотехнічні та гідравлічні розрахунки для ключових елементів системи – випарників, компресорів, конденсаторів, мастиловіддільника, циркуляційного та лінійного ресиверів. Запропоновано використання повітроохолодників Thermofin X-TAF A091.1 у двоярусному виконанні, компресорної установки Mayekawa 3225LSC, а також ресиверів, адаптованих до умов низькотемпературної експлуатації. Підбір і розрахунок обладнання здійснено з використанням програм CoolPack, Danfoss Coolselector 2, AutoCAD, MS Office.

Розроблено принципову тепломеханічну схему установки, з урахуванням циркуляційного методу подачі аміаку. Проведено підбір електродвигуна, економайзера, мастиловіддільника, а також розраховано діаметри основних трубопроводів, об'єми ресиверів, швидкість руху холодоагенту та втрати тиску в мережі.

Структура проєкту включає: 121 сторінок основного тексту, 3 креслення, 27 таблиць, , список з 18 використаних джерел.

					<i>00.142.008.001. ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Пилипчук Г.А.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Форсюк А. В.</i>					
<i>Н. Контр.</i>					<i>НУХТ каф. ТЕХТ</i>		
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В. П</i>					
					<i>КДП з розширення компресорного аміачного цеху м'ясопереробного заводу «Легко» у місті Миронівка. Друга черга.</i>		

Отримані результати мають високу практичну цінність і можуть бути використані при проектуванні сучасних енергоефективних холодильних систем у харчовій промисловості.

Ключові слова: М'ясопереробний завод «Легко» у Миронівці; розширення підприємства; другий етап модернізації; холодильний агент-аміак (R717); спіральний швидкоморозильний апарат; продукція заморожена м'яса птиці (котлети, стріпси, нагетси і тд.); двоступеневий гвинтовий компресор; випарний конденсатор; насосно-циркуляційна схема з безпосереднім кипінням.

					<i>00.142.008.001. ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Пилипчук Г.А.</i>			<i>КДП з розширення компресорного аміачного цеху м'ясопереробного заводу «Легко» у місті Миронівка. Друга черга.</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Форсюк А. В.</i>					<i>2</i>	
<i>Н. Контр.</i>					<i>НУХТ каф. ТЕХТ</i>			
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В. П</i>						

ANNOTATION

This diploma project presents the design of an ammonia refrigeration system as part of the modernization of production capacities at the "Legko" meat processing plant in Myronivka, specifically including the integration of a spiral quick-freezing apparatus with a capacity of 120 tons per day. The project is highly relevant due to the growing need to improve the energy efficiency and technological reliability of industrial refrigeration systems.

A distinctive feature of this work is a comprehensive approach to the selection of refrigeration equipment, taking into account the enterprise's future expansion phases. Thermotechnical and hydraulic calculations have been performed for the key system components – evaporators, compressors, condensers, oil separators, circulation and liquid receivers. The use of Thermofin X-TAF A091.1 air coolers in a two-tier configuration, a Mayekawa 3225LSC compressor unit, and receivers adapted for low-temperature operation is proposed. Equipment selection and calculations were carried out using CoolPack, Danfoss Coolselector 2, AutoCAD, and MS Office software.

A schematic thermomechanical diagram of the system was developed, applying a circulation method for ammonia feed. The project includes the selection of an electric motor, economizer, oil separator, as well as calculations for the diameters of main pipelines, receiver volumes, refrigerant velocities, and pressure losses across the network.

The project structure includes: 121 pages of main text, 3 technical drawings, 27 tables, and a list of 18 references.

					<i>00.142.008.001. ПЗ</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Пилипчук Г.А.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Форсюк А. В.</i>			3		
<i>Н. Контр.</i>					<i>НУХТ каф. ТЕХТ</i>		
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В. П</i>					

*КДП з розширення компресорного
аміачного цеху м'ясопереробного
заводу «Легко» у місті Миронівка.
Друга черга.*

The obtained results are of high practical value and may be applied in the design of modern energy-efficient refrigeration systems in the food industry.

Keywords: "Legko" Meat Processing Plant in Myronivka; enterprise expansion; second stage of modernization; refrigerant ammonia (R717); spiral quick freezer; frozen poultry products (cutlets, strips, nuggets, etc.); two-stage screw compressor; evaporative condenser; pump-circulation system with direct evaporation.

					<i>00.142.008.001. ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>КДП з розширення компресорного аміачного цеху м'ясопереробного заводу «Легко» у місті Миронівка. Друга черга.</i>	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Розроб.</i>	<i>Пилипчук Г.А.</i>						4	
<i>Перевір.</i>	<i>Форсюк А. В.</i>					<i>НУХТ каф. ТЕХТ</i>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>	<i>Петренко В. П</i>							

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	1
ANNOTATION	3
ВСТУП	8
РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ДАНІ ПРО ПІДПРИЄМСТВО.....	10
РОЗДІЛ 2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПІДПРИЄМСТВА ТА ЙОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА	13
2.1 Ам'ячна система холодопостачання.....	13
2.2 Аналіз електропостачання МПЗ «Легко».....	14
2.3 Аналіз роботи ам'ячного компресорного цеху (кп-3) та ефективності використання електроенергії	15
РОЗДІЛ 3. ХОЛОДИЛЬНЕ ГОСПОДАРСТВО ПІДПРИЄМСТВА ТА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКА.....	17
3.1 Компресорний цех. джерела холодопостачання.....	17
3.2 Компресори низького ступеня стиснення	18
3.3 Компресори високого ступеня стиснення	20
3.4. Компресор 4A MYSOM N200VMD-H.....	21
РОЗДІЛ 4. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК .	22
4.1. Конденсатори.....	22
4.2. Швидкоморозильне обладнання підприємства: стан та перспективи розвитку.....	24
РОЗДІЛ 5. ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН.....	26
5.1. Циркуляційний ресивер №1.....	26
5.2. Циркуляційний ресивер №2.....	27
5.3. Проміжна посудина	28
5.4. Лінійний ресивер	29
5.5. Масляний ресивер.....	30
5.6. Масловіддільник	31

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

РОЗДІЛ 6. МОДЕРНІЗАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА (ПЕРША ЧЕРГА)	33
6.1. Модернізація першої черги (компресор)	33
6.2. Модернізація першої черги (випарний конденсатор)	34
6.3. Допоміжне обладнання холодильних машин.....	38
РОЗДІЛ 7. ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ХОЛОДИЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА. ДРУГИЙ ЕТАП МОДЕРНІЗАЦІЇ	40
РОЗДІЛ 8. ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА ХОЛОДИЛЬНОГО ОБРОБЛЕННЯ ПРОДУКЦІЇ	42
8.1. Аналіз виробничої необхідності та економічної доцільності модернізації	42
8.2. Детальний опис технологічного процесу на фрізері №5	43
8.2.2. Розрахунок спірального швидкоморозильного апарату	46
РОЗДІЛ 9. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ І ПЛАНУВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ ХОЛОДИЛЬНИКА.....	51
9.1. Опис будівельних конструкцій фундаменту під фрізер.....	51
9.2. Визначення товщини теплоізоляційного шару	55
РОЗДІЛ 10. ВИБІР РОЗРАХУНКОВОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ.....	60
10.1. Визначення навантаження для підбору компресора	60
10.2. Визначення навантаження для підбору компресора	62
10.3. Визначення навантаження для підбору електродвигуна компресора	69
РОЗДІЛ 11. РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ	72
11.1. Розрахунок та підбір конденсатора	72
11.2. Розрахунок та підбір випарників в спіральний швидкоморозильний апарат.....	74
11.3. Розрахунок та підбір економайзера.....	76
РОЗДІЛ 12. РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ	79

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

12.1. Підбір лінійного ресивера	79
12.2. Підбір циркуляційного ресивера	80
12.3. Підбір відділювача мастила	84
РОЗДІЛ 13. ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРІВ ОСНОВНИХ ТРУБОПРОВОДІВ, ГІДРАВЛІЧНИХ ВТРАТ У МЕЖАХ ТА ВИБІР НАСОСУ	86
13.1. Визначення діаметрів аміачних трубопроводів	87
13.2. Розрахунок гідравлічних втрат на аміачних лініях	89
13.3. Розрахунок та підбір аміачного насоса	90
РОЗДІЛ 14. ЗАПІРНА АРМАТУРА ТА РЕГУЛЮВАЛЬНА СТАНЦІЯ ФРІЗЕРА № 5	94
РОЗДІЛ 15. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ	99
15.1. Проектне споживання електроенергії холодильним обладнанням компресорного цеху	99
15.2. Проектне споживання електроенергії холодильним обладнанням компресорного цеху	101
15.3. Визначення амортизаційних відрахувань	104
15.4. Штатний розпис компресорного цеху	107
РОЗДІЛ 16. ОХОРОНА ПРАЦІ	109
ВИСНОВОК	119
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	122

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Сучасні виробничі підприємства харчової промисловості, зокрема м'ясопереробний завод «Легко» у Миронівці, потребують надійних і енергоефективних систем холодопостачання для дотримання санітарно-гігієнічних норм і збереження високої якості продукції. Аміачні холодильні установки відіграють ключову роль у технологічному процесі, оскільки саме вони забезпечують стабільні температурні умови на всіх етапах виробництва. У світлі постійного зростання обсягів випуску м'ясних напівфабрикатів та жорстких вимог до економії енергії виникає необхідність поступової модернізації холодильного господарства, що реалізується на заводі «Легко» у два етапи.

Перший етап модернізації полягав у заміні застарілого фрізера № 3 з холодопродуктивністю 310 кВт на сучасний агрегат потужністю 560 кВт, що забезпечило підвищення продуктивності третьої лінії виробництва, зниження питомих витрат енергії та покращення якості замороження. Після успішного виконання цього кроку зростання попиту на продукцію вимагає подальшого нарощення виробничих потужностей. З метою запуску п'ятої технологічної лінії та встановлення на ній спіральної швидкоморозильної установки – фрізера № 5 потужністю 720 кВт, здатного заморожувати до 120 тонн готової продукції на добу, розпочинається другий етап модернізації аміачного компресорного цеху.

Другий етап передбачає не лише встановлення додаткових високопродуктивних компресорних агрегатів, а й підбір конденсатора, теплових судин та іншого необхідного обладнання для роботи насосно-циркуляційної системи. Додатково проводиться повний розрахунок трубопроводів і гідравліки магістралей холодильної мережі, що включає визначення діаметрів, втрат напору, підбір циркуляційних насосів і

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

випробування проектних рішень на відповідність вимогам стабільного режиму роботи. Це дозволить забезпечити необхідний резерв холодопродуктивності для фрізера № 5 та п'ятої лінії в цілому, з урахуванням мінімізації енергозатрат і запобігання перевантаженню діючого обладнання.

Метою даної роботи є комплексна оцінка технічного стану існуючого аміачного компресорного цеху після реалізації першого етапу модернізації, розробка і обґрунтування технічних рішень для другого етапу розширення, що включають вибір компресорних агрегатів, підбір конденсатора та судин, визначення додаткового обладнання насосно-циркуляційної системи, а також виконання повного розрахунку трубопроводів і гідравліки нового холодильної контура. У роботі проведено аналіз існуючої технологічної схеми, оцінку енергетичних показників діючого обладнання, розрахунок режимів роботи компресорів з урахуванням очікуваного збільшення холодоспоживання й розробку гідравлічних схем трубопроводів.

У першому розділі наведено загальні теоретичні положення щодо аміачних холодильних систем і сучасних тенденцій розвитку енергетичного машинобудування в холодильній галузі. Другий розділ містить технічний аналіз конструктивних та експлуатаційних характеристик існуючого компресорного цеху після виконаних заходів першого етапу модернізації. У третьому розділі розглядається вибір і технічна характеристика додаткових компресорних агрегатів, конденсатора, судин та допоміжного обладнання насосної системи, а також виконано детальний розрахунок трубопроводів і гідравліки для забезпечення стабільного режиму роботи. Четвертий розділ присвячено техніко-економічному обґрунтуванню запропонованих рішень, оцінці економічного ефекту від реалізації проекту та рекомендаціям щодо впровадження модернізації. У висновках підсумовано результати дослідження та сформовано практичні рекомендації щодо підвищення ефективності холодильного господарства заводу «Легко» в умовах реалізації другого етапу модернізації.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

РОЗДІЛ 1. ЗАГАЛЬНІ ДАНІ ПРО ПІДПРИЄМСТВО

Назва підприємства: Завод «Легко МХП».

Місцезнаходження: Київська область, місто Миронівка.

Дата побудови та історія підприємства

Завод «Легко МХП» був побудований у 2006 році як частина агропромислового холдингу «МХП» (Миронівський хлібопродукт), який є одним з найбільших виробників м'яса птиці та харчової продукції в Україні. МХП був заснований у 1998 році, і з тих пір компанія постійно розширює свої виробничі потужності, впроваджує сучасні технології та збільшує обсяги виробництва. Завод «Легко МХП» у Миронівці є важливим елементом інфраструктури холдингу, який спеціалізується на виробництві високоякісних харчових продуктів. Підприємство було створено з метою забезпечення внутрішнього ринку та експорту продукції, що відповідає міжнародним стандартам якості.

Види продукції

Завод «Легко МХП» спеціалізується на виробництві різноманітної м'ясної продукції, включаючи ковбасні вироби, напівфабрикати, кебаби, котлети та інші готові страви. Крім того, підприємство виготовляє заморожені продукти, які повністю готові до приготування. Основною сировиною для виробництва є м'ясо птиці, що вирощується на власних фермах холдингу МХП, що гарантує контроль якості на всіх етапах виробництва. Додатково використовуються спеції та добавки для покращення смакових якостей продукції, а також пакувальні матеріали, що відповідають сучасним вимогам безпеки та екологічним стандартам.

Історія підприємства

Завод був створений у рамках стратегії холдингу МХП щодо вертикальної інтеграції виробництва, що дозволило компанії контролювати

										Арк.
										10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00.142.008.001. ПЗ

весь ланцюжок — від вирощування птиці до виготовлення кінцевого продукту. Від моменту заснування підприємство пройшло шлях від невеликого виробництва до сучасного високотехнологічного комплексу з високим рівнем автоматизації.

Постійне впровадження інноваційних методів обробки та зберігання продукції дозволяє підтримувати її високу якість і тривалий термін придатності.

Сучасний стан підприємства

Сьогодні завод «Легко МХП» є одним із ключових виробничих об'єктів холдингу. Підприємство оснащено сучасним обладнанням, яке забезпечує виробництво продукції відповідно до міжнародних стандартів якості, таких як ISO та HACCP. Завод активно працює як на внутрішньому ринку, так і на міжнародному, експортує продукцію до країн Європи, Азії та Близького Сходу. Крім цього, підприємство бере активну участь у соціальних та екологічних ініціативах, спрямованих на зниження впливу на навколишнє середовище та підтримку місцевих громад.

Режим роботи підприємства

Завод «Легко МХП» працює цілодобово у дві зміни: з 8:00 до 20:00 та з 20:00 до 8:00. Кожен четвертий робочий день з 8:00 до 18:00 проводиться мийка обладнання та приміщень, після чого механіки мають дві години для збору та запуску обладнання. Такий режим забезпечує безперебійний виробничий процес і дотримання санітарних норм.

Технологічний процес та вантажообіг

На заводі «Легко МХП» технологічний процес організовано за чітким алгоритмом для забезпечення безперебійної роботи та високої якості продукції. Все починається з приймання сировини (м'яса птиці з власних ферм холдингу), яка проходить ретельний лабораторний контроль та розміщується у холодильних камерах. Далі відбувається первинна обробка, що включає механічну обвалку, жилування та подрібнення м'яса з додаванням спецій та

										Арк.
										11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00.142.008.001. ПЗ

інгредієнтів згідно з рецептурою. Однорідна м'ясна маса формується у котлети, кебаби чи інші напівфабрикати, а для панірованих виробів передбачено окремий етап. Термічна обробка відбувається у спеціалізованих печах з індивідуальними режимами, після чого продукція швидко охолоджується та заморожується у спіральних фрізерах до -18 C для збереження корисних властивостей. Фінальні етапи включають автоматизовану упаковку, маркування з усією необхідною інформацією та палетування. Готова продукція зберігається у холодильних камерах до відвантаження. Особливістю процесу є його гнучкість, що дозволяє одночасно виробляти різні види продукції, а сучасні системи контролю забезпечують відстеження відхилень. Логістика підприємства організована для безперебійного постачання сировини та своєчасного відвантаження готової продукції спеціалізованими автомобілями-рефрижераторами.

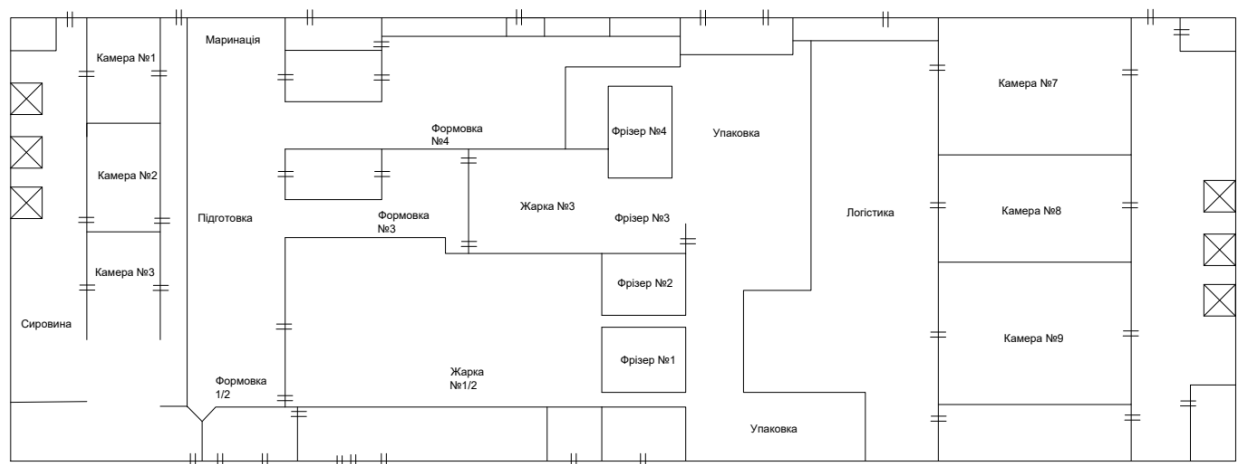


Рис. 1. Функціональне зонування території підприємства.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

РОЗДІЛ 2. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ ПІДПРИЄМСТВА ТА ЙОГО ХОЛОДИЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА

2.1 Ам'ячна система холодопостачання

Ам'ячна система холодопостачання заводу «Легко» є центральним технологічним комплексом, що забезпечує необхідні температурні режими на всіх етапах виробничого процесу. Ця система є основним джерелом холоду для підприємства, забезпечуючи як технологічні процеси заморожування, так і зберігання готової продукції.

Основу системи складає потужний компресорний цех, обладнаний вісьмома компресорними агрегатами та двома випарними конденсаторами. Сукупна холодопродуктивність системи становить 6025 кВт, що дозволяє підтримувати різні температурні режими, необхідні для роботи підприємства. Система ефективно забезпечує роботу холодильних камер, підтримуючи температуру -20 С для зберігання напівфабрикатів та -42 С для глибокого заморожування готової продукції.

Важливою особливістю системи є її багатофункціональність. Крім безпосереднього заморожування продукції, вона забезпечує охолодження технологічних рідин, необхідних для роботи виробництва. Система охолодження гліколю підтримує температуру -1 С для технологічних потреб та -14 С у спеціальних камерах, тоді як система водяного охолодження забезпечує температуру +7 С для допоміжних процесів.

Основне призначення ам'ячної системи - забезпечення безперервної роботи фрізерів швидкого заморожування та холодильних камер зберігання. Високоєфективні спіральні фрізери, що працюють на ам'яку, забезпечують швидке заморожування продукції з максимальним збереженням її споживчих

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

якостей. Сучасна система автоматичного регулювання дозволяє точно підтримувати задані параметри в залежності від виду продукції та технологічних вимог.

Регулярне технічне обслуговування та постійний моніторинг робочих параметрів дозволяють мінімізувати потенційні ризики та забезпечити стабільну роботу всього холодильного господарства заводу. Високий рівень автоматизації процесів дозволяє оперативно реагувати на будь-які зміни у роботі системи та оперативно усувати можливі відхилення від нормативних показників.

2.2 Аналіз електропостачання МПЗ «Легко»

Аналіз електропостачання заводу «Легко» у місті Миронівка демонструє ефективне використання енергоресурсів та раціональну організацію електромережі підприємства. Загальне споживання активної потужності становить 1 693 769 кВт і забезпечує роботу всього технологічного обладнання, освітлення, систем опалення та інших виробничих потреб. Реактивна потужність складає 556 381 кВАР і хоч не виконує корисної роботи, є необхідною для стабільної роботи електродвигунів, трансформаторів та іншого обладнання, що створює електромагнітні поля. Коефіцієнт потужності ($\cos \phi$) дорівнює 0,95, що свідчить про мінімальні втрати електроенергії та правильне використання компенсуючих пристроїв, зокрема конденсаторних батарей. Фактичне споживання активної потужності на рівні низької напруги (0,4 кВ) становить 887 495 кВт, що складає 59% від загального споживання і підтверджує, що основна частина електроенергії використовується безпосередньо у виробництві. Решта 41% припадає на високовольтне обладнання або інші об'єкти підприємства. Така структура електроспоживання свідчить про добре організовану систему

									Арк.
									14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.142.008.001. ПЗ

електропостачання, оптимальну розподільчу мережу та енергоефективну роботу заводу.

Таблиця 2.1

Аналіз електропостачання МПЗ «Легко»

Параметр	Позначення	Значення	Одиниця вимірювання
Активна потужність (облік по 35 кВ)	P	1 693 769	кВт
Реактивна потужність (облік по 35 кВ)	Q	556 381	кВАР
Коефіцієнт потужності	cos φ	0,95	-
Фактичне споживання активної потужності (облік по 0,4 кВ)	P	887 495	кВт
Відсоток споживання активної потужності на рівні 0,4 кВ	-	59	%

2.3 Аналіз роботи аміачного компресорного цеху (кпп-3) та ефективності використання електроенергії

КТП-3, кВт												
	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
2024	814 679	874 731	860 185	876 502	747 130	764 339	1 047 906	839 892	875 481	1 050 879	957 662	895 364
Кількість виготовленої продукції факт, кг												
	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
2024	2 921 011	3 173 213	3 026 716	2 816 121	2 321 708	2 069 773	2 567 571	2 085 509	2 445 346	3 382 242	3 330 171	3 262 132
Спожита електроенергія на виготовлення 1т продукту, кВт/т												
	Січень	Лютий	Березень	Квітень	Травень	Червень	Липень	Серпень	Вересень	Жовтень	Листопад	Грудень
2024	279	276	284	311	322	369	408	403	358	311	288	274

Аналіз даних за 2024 рік свідчить про виражену сезонність у роботі аміачного компресорного цеху Миронівського м'ясопереробного заводу

					00.142.008.001. ПЗ							Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								15

«Легко» та його вплив на загальну енергоефективність виробництва. Споживання електроенергії в цеху змінюється залежно від пори року: найвищі показники зафіксовано у липні та жовтні, коли воно перевищувало 1 мільйон кВт. Це пов'язано з підвищенням навантажень на холодильне обладнання влітку, коли зовнішня температура зростає, а отже, й складніше забезпечити потрібний рівень холоду. Водночас найменше енергії спожито в травні — 747 130 кВт.

Динаміка обсягів виробництва також демонструє сезонну залежність: максимальні значення припадають на жовтень-грудень (понад 3,3 млн кг продукції на місяць), а мінімальні — на червень (2,07 млн кг). Найбільш показовим у цьому контексті є рівень питомої енергомісткості, який відображає кількість електроенергії, витраченої на виробництво однієї тонни продукції. У літні місяці він досягає критичних значень: у липні — 408 кВт·год/т, що на 49 % більше, ніж у грудні (274 кВт·год/т). Це свідчить про різке падіння ефективності холодильного обладнання у спекотний період, коли зменшуються обсяги виробництва, але зростають енерговитрати.

Таким чином, найбільш ефективною є робота компресорного цеху в осінньо-зимовий період, коли при високих навантаженнях і виробничих обсягах вдається зберігати низький рівень питомої енергомісткості. Водночас літній період залишається критичним для енергоефективності підприємства, що вказує на доцільність впровадження заходів з модернізації системи охолодження або оптимізації графіків роботи обладнання в умовах високих температур.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3. ХОЛОДИЛЬНЕ ГОСПОДАРСТВО ПІДПРИЄМСТВА ТА ЙОГО ХАРАКТЕРИСТИКА

3.1 Компресорний цех. джерела холодопостачання

На підприємстві джерелом постачання штучного холоду є аміачний компресорний цех, оснащений вісьмома гвинтовими компресорами японської компанії MYSOM. Система охолодження побудована на розподілі компресорів за рівнями тиску, що забезпечує ефективну роботу холодильного обладнання.

У компресорному цеху встановлено чотири великі та чотири менші компресори, що відрізняються за потужністю та функціональним призначенням. Великі компресори (№2.1, №2.2, №2.3, №2.4) працюють на низьку ступінь, забезпечуючи початковий етап охолодження. Менші компресори (№5.1, №5.2, №5.3) працюють на високу ступінь, підвищуючи ефективність процесу конденсації аміаку та підтримуючи необхідний рівень тиску в системі. Окремо в цеху знаходиться компресор №4, який працює автономно, незалежно від інших агрегатів. Його основне призначення – забезпечення безперебійного охолодження холодильних камер, що гарантує стабільний температурний режим для зберігання продукції.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1

Параметри роботи аміачних компресорів

№	Модель компресора	Холодопродуктивність (кВт)	Споживана потужність (кВт)	Температура кипіння (С)	Температура конденсації (С)	Встановлена потужність двигуна (кВт)
1	N320V MD № 2.1, 2.3	643,9	202,5	-42	-5	315
2	N320VS D № 2.2	525,0	162,8	-42	-5	315
3	N250VS D-H № 4	445,5	207,5	-28	+35	315
4	N200V MD-L № 4.a	284,5 / 833,1	134,8 / 174,7	-28 / -5	+35 / +35	200
5	N250VS D-L № 5.1-5.3	1238,3	266,0	-5	+35	315

3.2 Компресори низького ступеня стиснення

У компресорному цеху підприємства основну роль у циркуляції аміаку відіграють компресори (бустери) № 2.1, 2.2, 2.3 та 2.4. Їх головна функція — подача аміаку до проміжної посудини з температурою -5 С, що забезпечує стабільну роботу системи.

Бустери також забезпечують аварійне скидання аміаку при перевищенні тиску через спеціальні трубопроводи, що мінімізує ризики для персоналу та довкілля.

У системі використовуються чотири компресори низького ступеня стиснення: 2.1 N 320 VMD, 2.2 N 320 VSD, 2.3 N 320 VMD та 2.4 N 280 JL-V. Їхня продуктивність варіюється від 525,0 до 699,4 кВт. Найменш потужний — 2.2 (525,0 кВт), найпотужніший — 2.4 (699,4 кВт), однак останній має і найбільше навантаження на високий ступінь — 891,4 кВт.

										Арк.
										18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.142.008.001. ПЗ					

Споживана потужність коливається в межах 162,8–202,5 кВт. Компресори типу N 320 VMD мають хорошу енергоефективність — при 202,5 кВт споживаної потужності забезпечують 643,9 кВт холодопродуктивності.

Високе навантаження на високий ступінь компресорів свідчить про їхню інтенсивну експлуатацію, що може знижувати загальну ефективність системи, особливо при пікових навантаженнях. Запас продуктивності низького ступеня становить лише 422,2 кВт, що недостатньо для зростаючих потреб.

Отже, для стабільної роботи системи при збільшенні навантажень доцільно збільшити резервну продуктивність компресорів низького ступеня стиснення. Також рекомендовано проаналізувати ефективність обладнання високого ступеня та розглянути встановлення додаткових компресорів у межах модернізації.

Таблиця 3.2

Продуктивність роботи аміачних компресорів низького ступеня стиснення

№	Компресор	Продуктивність (кВт)	Споживана потужність (кВт)	Навантаження на конденсатори	Навантаження на високу ступінь	Запас продуктивності низької ступені
1	2.1 N 320 VMD (T=-42)	643,9	202,5		846,4	422,2
2	2.2 N 320 VSD (T=-42)	525	162,8		687,8	
3	2.3 N 320 VMD (T=-42)	643,9	202,5		846,4	
4	2.4 N 280 JL-V (T=-42)	699,4	192		891,4	

					00.142.008.001. ПЗ		Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			19

3.3 Компресори високого стиснення

Менші компресори Musom N250VSD-L (№ 5.1, 5.2, 5.3) працюють на високому ступені тиску. Їхня основна функція полягає в нагнітанні аміаку в конденсатори, де він проходить процес конденсації, перетворюючись із газоподібного стану в рідкий. Після цього рідкий аміак спрямовується в лінійний ресивер, який виконує функцію буферного накопичувача та розподільчого вузла для подальшої подачі холодоагенту по системі.

Циркуляційний ресивер №2, в якому підтримується температура -28 С, подає аміак у гліколевий пластинчастий теплообмінник, який використовується для охолодження камер із температурним режимом -14 С. У свою чергу, циркуляційний ресивер №1, що працює при температурі -42 С, забезпечує подачу аміаку на фрізери, де відбувається шокове заморожування продукції.

Лінійний ресивер також забезпечує подачу аміаку до камер зберігання №1, 28, 29 та 30, у яких підтримується необхідний температурний режим для довготривалого зберігання продукції. Окрім цього, лінійний ресивер подає рідкий аміак у мастилоохолодники аміачних компресорів, що є важливим етапом у забезпеченні стабільної роботи всього компресорного обладнання. Завдяки цьому відбувається охолодження мастила та запобігання перегріву компресорів, що сприяє їх безперебійній роботі та збільшенню ресурсу експлуатації.

Ця система циркуляції аміаку дозволяє ефективно підтримувати необхідні температурні режими на всіх етапах виробничого процесу, забезпечуючи стабільну роботу холодильного обладнання та безперебійне зберігання продукції.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

3.4. Компресор 4А МУСОМ N200VMD-Н

Компресор 4а Мусом N200VMD-Н виконує функцію резервного агрегата для компресорів 5.1, 5.2, 5.3. Він працює в режимі -5 С і має холодопродуктивність 833,2 кВт, що становить 65% від продуктивності будь-якого з компресорів №5.1-5.3.

Цей компресор функціонує автономно та не залежить від роботи інших агрегатів. Його основним завданням є подача аміаку в конденсатор, де відбувається конденсація холодоагенту перед подальшим розподілом по системі. Крім того, компресор 4а забезпечує охолодження камер, підтримуючи необхідний температурний режим для зберігання продукції.

Завдяки роботі цього резервного компресора забезпечується надійність та безперервність роботи системи холодопостачання, що дозволяє уникнути перебоїв у випадку виходу з ладу одного з основних компресорів.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

РОЗДІЛ 4. ТЕПЛООБМІННІ АПАРАТИ ХОЛОДИЛЬНИХ УСТАНОВОК

4.1. Конденсатори

В аміачному компресорному цеху Миронівського м'ясопереробного заводу «Легко» встановлено два випарні конденсатори: VXC S576R холодопродуктивністю 2188 кВт та VXC S1010 холодопродуктивністю 3837 кВт, які працюють при температурах конденсації +32 С та температурі охолоджуючої води +22 С. Обидва конденсатори забезпечують ефективне відведення теплоти за рахунок випаровування води, яка розпилюється по теплообмінних поверхнях, а вентилятори підсилюють цей процес, сприяючи активному теплообміну та стабільній роботі всієї холодильної системи з мінімальними енергозатратами. Конденсатори конструктивно поділені на дві частини: у верхню (12.1) подається пароподібний аміак з нагнітального трубопроводу, а в нижній (12.2) відбувається його конденсація з переходом у рідкий стан.

Таблиця 4.1

Технічні характеристики конденсаторів

Модель	Робоча маса (кг)	Брутто маса (кг)	Найважча секція, змійовик (кг)	Розміри (мм) (L × W × H)	Повітряний потік (м ³ /с)	Потужність вентилятора (кВт)	Витрата води (л/с)	Потужність насоса (кВт)	Об'єм холодоагенту R717 (кг)
VXC S576	15120	10880	3840	7226 × 2397 × 4248	45.6	(1×) 18.5	50.4	(2×) 2.2	328.0
VXC S1010	25035	18505	6690	10903 × 2397	73.2	(2×) 37.0	77.0	(2×) 7.0	588.0

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

				×					
				4483					

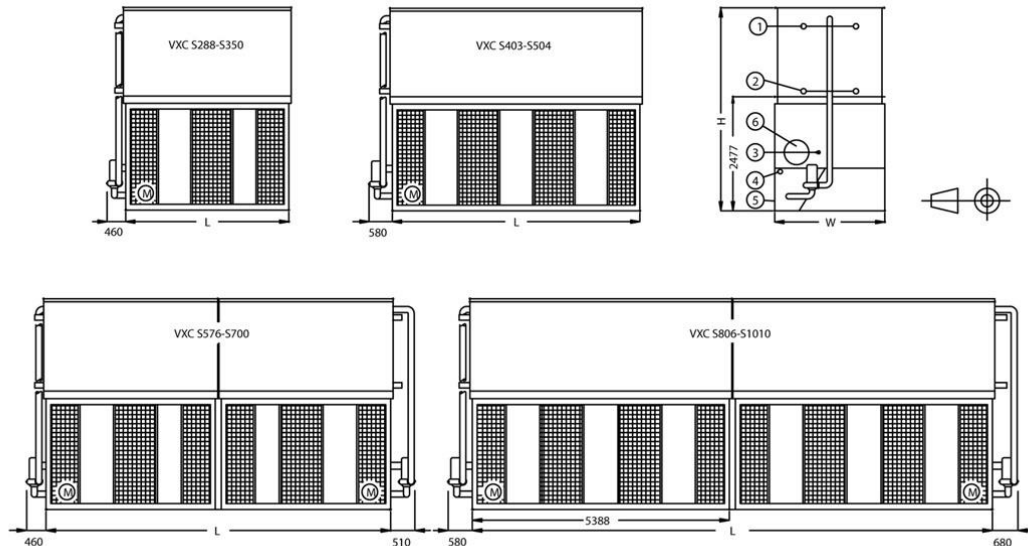


Рис. 4.1.1. Випарні конденсатори серії VXC

Охолоджувальна вода циркулює по системі самопливом завдяки природному перепаду тиску, без застосування насосів, за температури +10...+15 С та витрати 5 м³/год. Для запобігання біологічному обростанню, утворенню накипу та корозії впроваджена система хімічної водоочистки, яка включає застосування біоциду для знищення мікроорганізмів, інгібітора солевідкладень і корозії для захисту теплообмінних поверхонь, а також систему зворотного осмосу з додаванням антискаланту для очищення води від розчинених солей. У разі зниження температури навколишнього повітря до -5 С система автоматично переходить у режим роботи тільки на вентиляторах, а надлишок охолодженої води зливається, що дозволяє підтримувати ефективність роботи обладнання в умовах зимового періоду та забезпечує економне споживання енергії.

										Арк.
										23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.142.008.001. ПЗ					

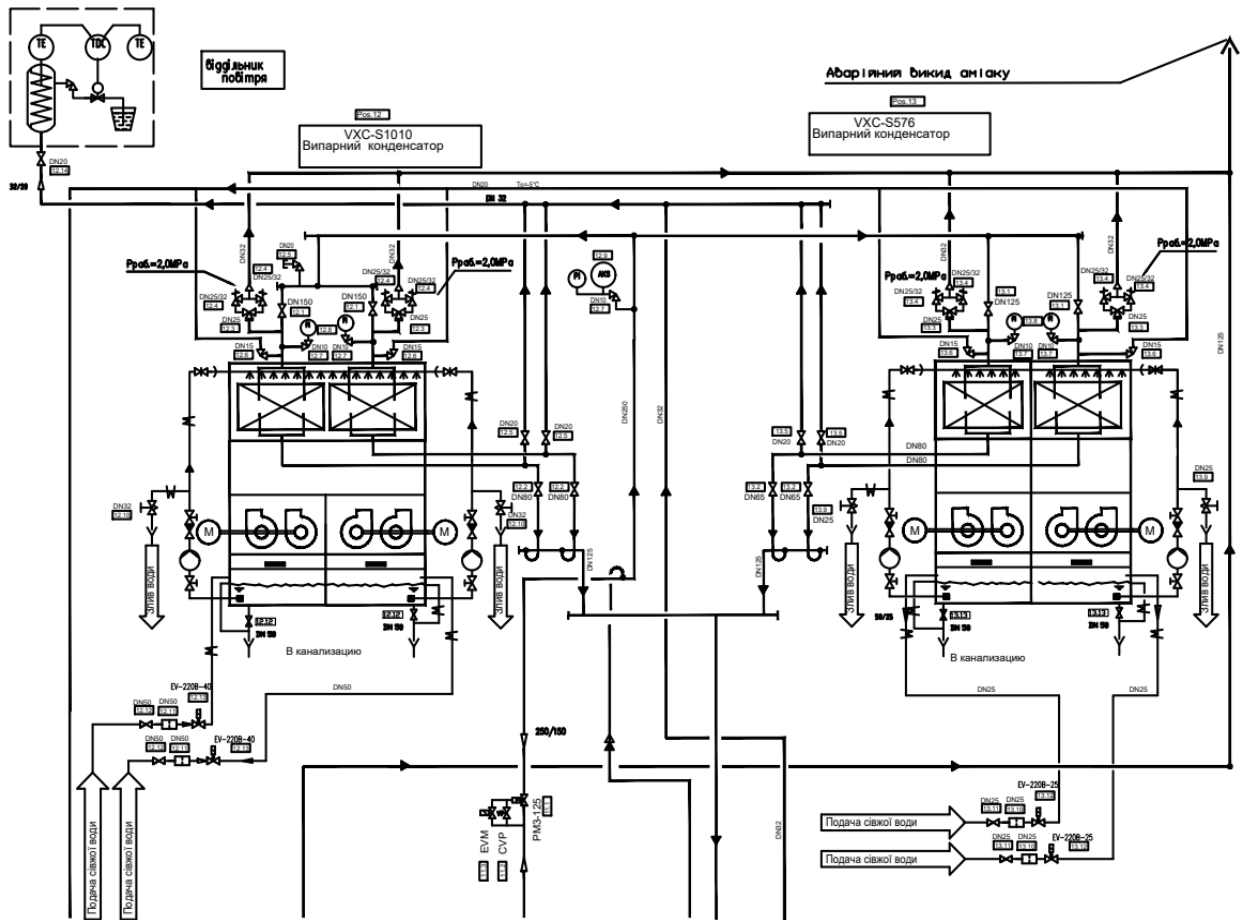


Рис. 4.1.3. Принципова схема роботи конденсаторів та подачі на них охолодної води

4.2. Швидкоморозильне обладнання підприємства: стан та перспективи розвитку

Фрізер (швидкоморозильна установка) — це технологічне обладнання, призначене для інтенсивного заморожування харчових продуктів у короткі проміжки часу. Завдяки високій швидкості заморожування фрізери дозволяють зберегти високу якість продукції, її смакові властивості та поживну цінність, що є особливо важливим для м'ясопереробної промисловості. Такі установки забезпечують рівномірне охолодження

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

продукції до необхідної температури, запобігають утворенню великих кристалів льоду, що негативно впливають на структуру продуктів.

На даний момент у холодильному господарстві підприємства експлуатуються чотири фрізери, що працюють при температурі -42 С. Актуальна інформація щодо їх продуктивності представлена у таблиці:

Таблиця 4.2

Сумарна потужність існуючих фрізерів

Споживачі -42	Потужність	Сумарна потужність	Навантаж на. вис. ст.
Фрізер №1	520	1908	2584,2
Фрізер №2	520		
Фрізер №3	310		
Фрізер №4	558		

Сумарна потужність існуючих фрізерів складає 1908 кВт, при цьому навантаження на високий ступінь компресорів становить 2584,2 кВт.

Зазначена інформація є актуальною на поточний момент, проте слід враховувати, що фрізер №3 перебуває в стадії реконструкції. В рамках першої черги модернізації його планується замінити на новий сучасний фрізер з підвищеною продуктивністю 560 кВт. Це дозволить значно збільшити виробничі потужності підприємства, підвищити ефективність процесів швидкого заморожування та забезпечити стабільну роботу при зростаючих обсягах виробництва. Модернізація цього обладнання стане важливим кроком у підвищенні продуктивності всього холодильного господарства.

РОЗДІЛ 5. ДОПОМІЖНЕ ОБЛАДНАННЯ ХОЛОДИЛЬНИХ МАШИН

На заводі «Легко» в схемі холодильних машин застосовуються різні види ресиверів, кожен з яких виконує свою специфічну функцію для забезпечення ефективної роботи холодильного обладнання. Основні типи ресиверів в схемі – циркуляційні, проміжні, лінійні, дренажні, масляні та масловіддільники. Усі вони працюють при розрахунковому тиску $P_{роб} = 18$ кгс/см².

5.1. Циркуляційний ресивер №1

Циркуляційний ресивер №1 призначений для подачі рідкого аміаку на ризера з температурою -41 С, забезпечуючи стабільний потік холодоагенту в систему. Його об'єм складає $V = 16000$ л. Основна функція: подача аміаку на ризера з температурою -41 С. $P_{роб} = 18$ кгс/см², $V = 16000$ л.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

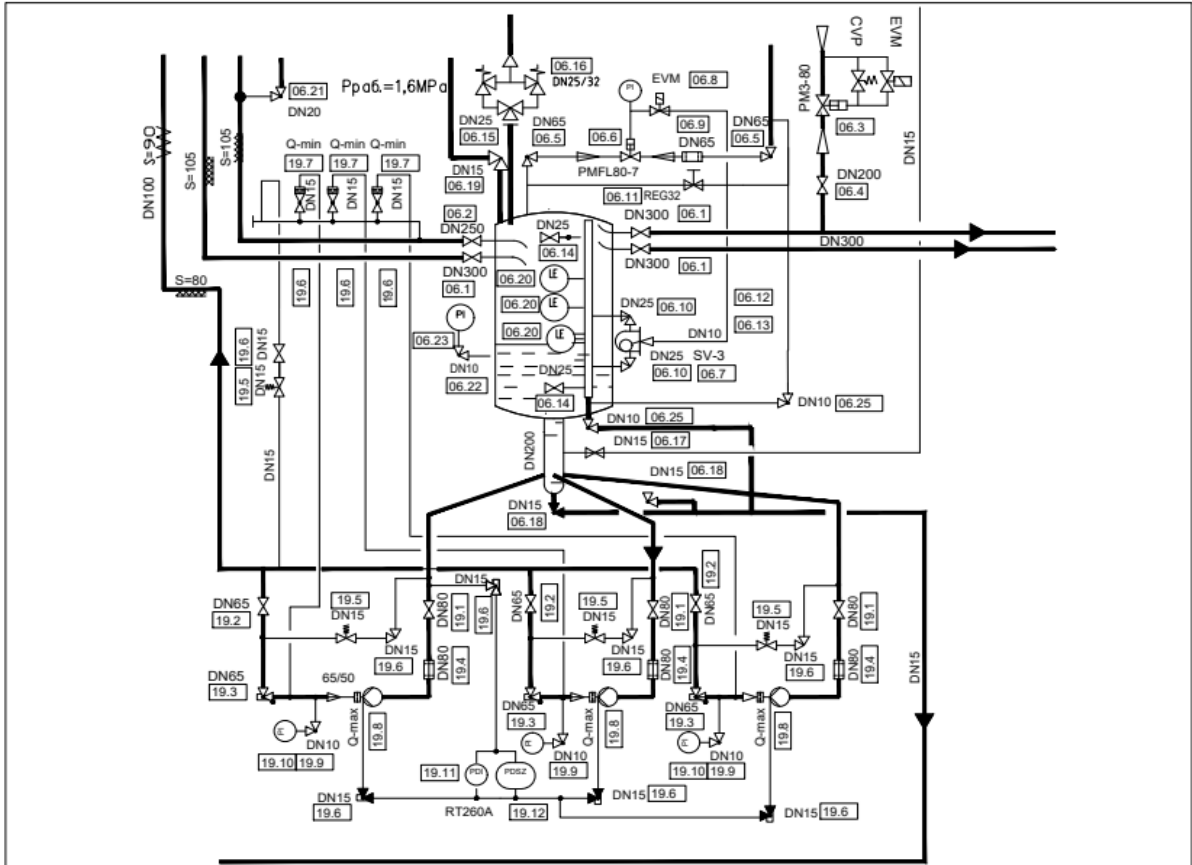


Рис. 5.1. Принципова схема циркуляційного ресивера №1

5.2. Циркуляційний ресивер №2

Циркуляційний ресивер №2 обслуговує аміачні камери з температурою -28 C та систему охолодження гліколю. Його об'єм становить $V = 3700\text{ л}$. Основна функція: обслуговування аміачних камер з температурою -28 C та охолодження гліколю. $P_{роб} = 18\text{ кгс/см}^2$, $V = 3700\text{ л}$.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.142.008.001. ПЗ

Арк.

27

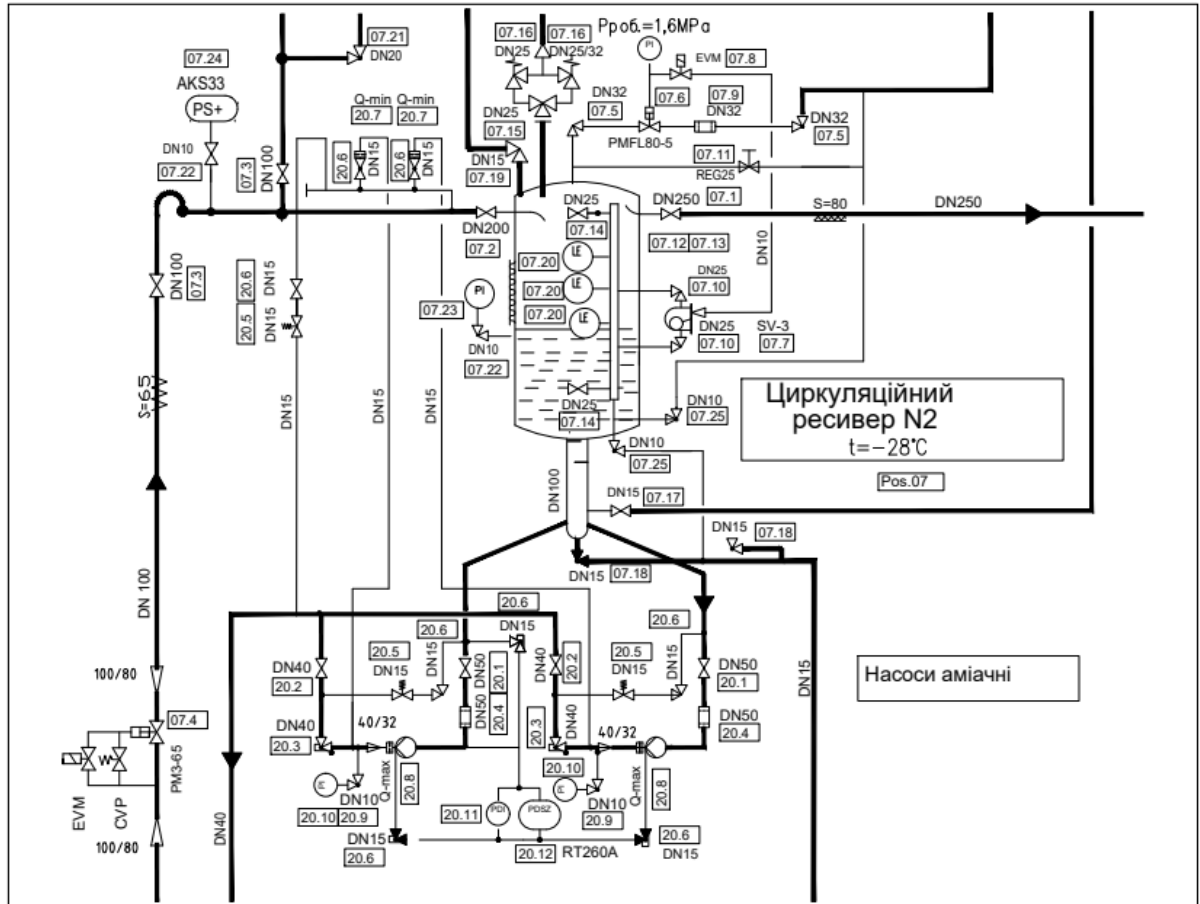


Рис. 5.2. Принципова схема циркуляційного ресивера №2

5.3. Проміжна посудина

Проміжна посудина використовується для охолодження повітря в цеху та забезпечення роботи теплообмінника, що охолоджує воду до -1 C . Її об'єм становить $V = 9500\text{ л}$. Основна функція: охолодження цеху та теплообмінника з водою до -1 C . $P_{роб} = 18\text{ кгс/см}^2$, $V = 9500\text{ л}$.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.142.008.001. ПЗ

Арк.

28

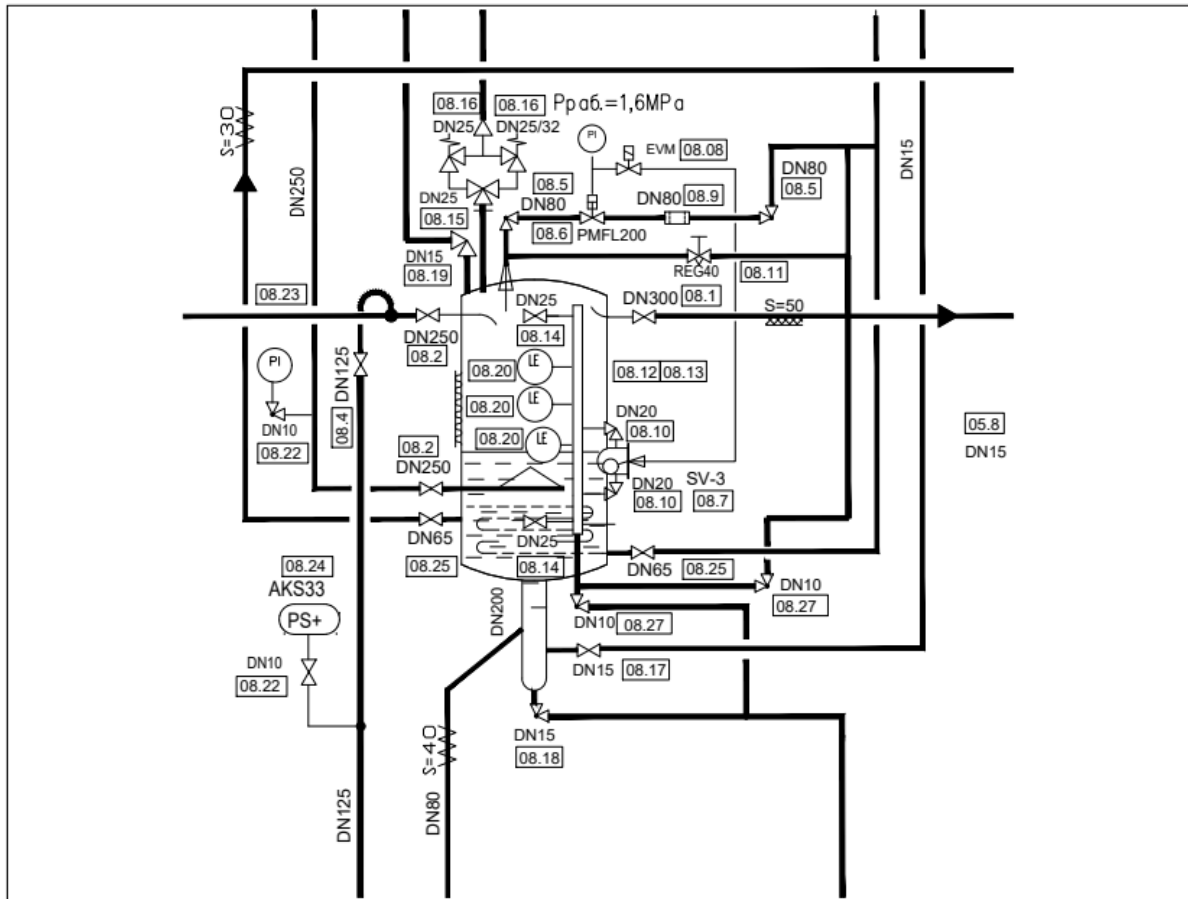


Рис. 5.3. Принципова схема проміжної посудини

5.4. Лінійний ресивер

Лінійний ресивер служить для підживлення інших ресиверів у системі. Його об'єм становить $V = 8000 \text{ л}$. Основна функція: підпитка інших ресиверів у системі. $P_{роб} = 18 \text{ кгс/см}^2$, $V = 8000 \text{ л}$.

Дренажний ресивер відповідає за відведення конденсату, який утворюється при відтаванні аміачних камер та фрізерів. Його об'єм становить $V = 160 \text{ л}$. Основна функція: відведення конденсату під час відтавання аміачних камер та фрізерів. $P_{роб} = 18 \text{ кгс/см}^2$, $V = 160 \text{ л}$.

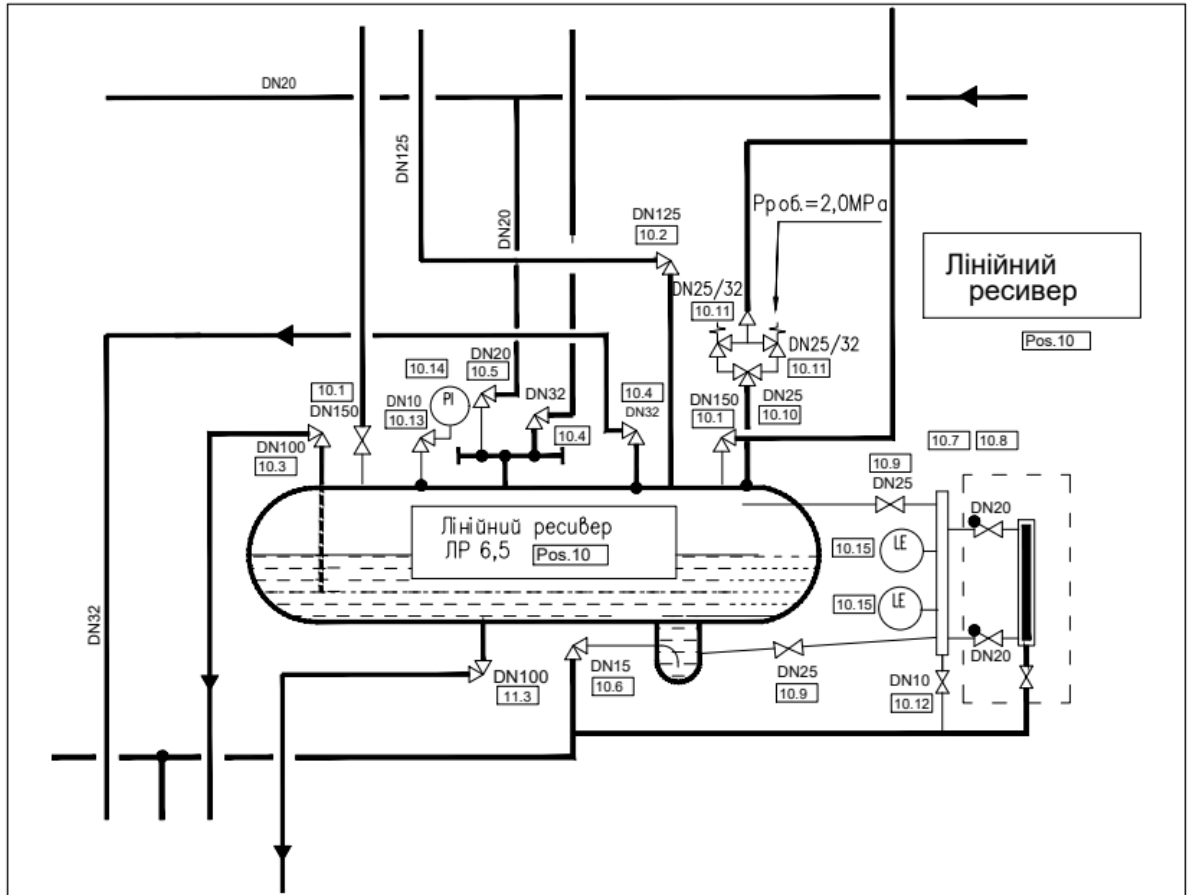


Рис. 5.4. Принципова схема лінійного ресивера

5.5. Масляний ресивер

Масляний ресивер призначений для збору масла, що відділяється від аміаку. Його об'єм становить $V = 160$ л. Основна функція: збір масла, що відділяється від аміаку. $P_{роб} = 18$ кгс/см², $V = 160$ л.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.142.008.001. ПЗ

Арк.

30

Схеми приєднання ресиверів до холодильних систем включають встановлення запірної та запобіжної арматури, що гарантує безпеку при роботі з високим тиском. Запірна арматура необхідна для відключення або перекриття потоку холодоагенту в разі необхідності, а запобіжна арматура — для захисту від перевищення тиску, запобігаючи аварійним ситуаціям. Встановлення цих елементів у правильних місцях критично важливе для забезпечення надійної роботи та запобігання гідравлічним ударами, що можуть виникнути внаслідок різких перепадів тиску.

Для зменшення гідравлічних ударів в компресорах у схемах використовуються спеціальні захисні вузли, які включають клапани, що контролюють тиск та потік рідини. Важливою частиною системи є ефективне відведення рідини з ресиверів, що допомагає уникнути накопичення зайвих об'ємів рідини і забезпечує стабільну роботу системи.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

РОЗДІЛ 6. МОДЕРНІЗАЦІЇ ХОЛОДИЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА (ПЕРША ЧЕРГА)

6.1. Модернізація першої черги (компресор)

У рамках першої черги розширення аміачного компресорного цеху передбачено встановлення додаткового бустерного компресора низького ступеня стиснення моделі N280 JL-VE. Цей компресор має холодопродуктивність $Q_0 = 811$ кВт при температурних режимах $t_0 = -42$ С та $t_k = +35$ С. Встановлення даного агрегату дозволить суттєво збільшити резерв продуктивності низького ступеня, забезпечить стабільне підтримання необхідних температур у періоди пікового навантаження та створить умови для безперебійної роботи нового фрізера потужністю 560 кВт.

Дане обладнання доставляється та встановлюється в рамках модернізації третього фрізера, який замінюється на більш продуктивний агрегат із холодопродуктивністю 560 кВт. Це рішення дозволяє покращити енергетичну ефективність системи, підвищити надійність холодильного господарства та забезпечити безперервне виробництво при зростаючих обсягах випуску продукції.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

відповіддю на зростаючі потреби підприємства у холодопостачанні та спрямований на забезпечення стабільної та ефективної роботи холодильних систем. Конденсатор має холодопродуктивність 1800 кВт, повітряний потік 57,4 м³/с, потужність вентиляторів становить 3 × 15,0 кВт, а потужність насосів – 1 × 5,5 кВт. Витрата води складає 56,2 л/с, об'єм холодоагенту (R717) – 500 кг. Габаритні розміри обладнання становлять 5480 × 3607 × 4764 мм, робоча маса – 14 583 кг, транспортна маса – 12 808 кг, а найважча секція важить 8479 кг. Встановлення цього обладнання дозволить ефективно розподілити теплове навантаження, підвищити енергоефективність системи, створити необхідний резерв потужності для уникнення перевантажень у пікові періоди та забезпечити безперебійну роботу у випадку виходу з ладу одного з елементів системи. Це також важливий захід для підтримання санітарних норм і стабільної якості продукції, оскільки дозволяє підтримувати необхідні температурні режими на всіх етапах виробництва. Крім того, встановлення нового конденсатора зменшує навантаження на існуючі агрегати, продовжує їхній термін служби та знижує ризик аварійних ситуацій. Таким чином, впровадження третього випарного конденсатора ВАС VRC 0570А-1218Е-МА є стратегічно важливим кроком для забезпечення ефективної, надійної та енергоефективної роботи холодильного господарства підприємства «Легко».

Таблиця 6.2

Технічні специфікація випарного конденсатора ВАС VRC 0570А-1218Е-МА

Model	Oper. Weight (kg)	Ship Weight (kg)	Heaviest Section (kg)	Dimensions (mm) L	Dimensions (mm) W	Dimensions (mm) H	Air Flow (m ³ /s)	Fan Motor (kW)	Water Flow (l/s)	Pump Motor (kW)	R717 charge (kg)
VRC 0570 A-1218 E-MA	14583	12808	8479	5480	3607	4764	57.4	(3×) 15.0	56.2	(1×) 5.5	500.0

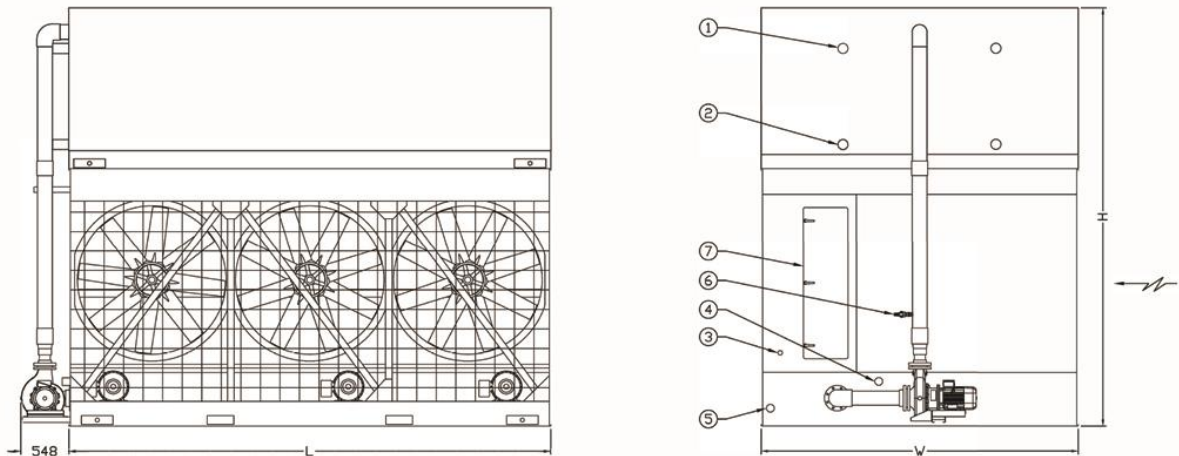


Рис. 6.2.1. Випарний конденсатор серії ВАС VRC 0570А-1218Е-МА

Таблиця 6.3

Аналіз запасу продуктивності конденсаторів з урахуванням нового третього

Конденсатор	Продуктивність (кВт)	Сумарна продуктивність	Навантаження на конденсатори	Запас продуктивності конденсаторів
VXC S576R	2188	7825	6767,6	587,90
VXC S1010	3837			
Новий	1800			
Втрати продуктивності через камінь %		6		
Фактична продуктивність кВт		7355,50		
Згідно розрахунків міжнародного інституту холоду IIR, шар відкладень з мінерального каменю на теплообміннику конденсатора товщиною 0.8мм знижує продуктивність конденсатора на 27%				

В умовах зростання обсягів виробництва та введення нових виробничих ліній на м'ясопереробному заводі "Легко" суттєво збільшилося навантаження на існуючі холодильні системи. Це створює необхідність у додатковому випарному конденсаторі, який дозволить ефективно розподілити теплове навантаження та забезпечити стабільну роботу всіх виробничих процесів. Сучасні випарні конденсатори, такі як ВАС VRC 0570А-1218Е-МА, мають високий коефіцієнт теплопередачі та низьке енергоспоживання, що сприяє суттєвому зниженню загальних експлуатаційних витрат підприємства. Встановлення додаткового конденсатора створює необхідний резерв потужності, який дозволяє уникнути перевантаження системи в пікові періоди

									00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						36

та забезпечує безперебійну роботу навіть у разі виходу з ладу одного з елементів холодильного обладнання. Це також дозволяє дотримуватися всіх санітарних та технологічних норм, що особливо важливо для забезпечення високої якості м'ясної продукції. Стабільна робота холодильного обладнання гарантує підтримання необхідних температурних режимів на всіх етапах виробництва. Встановлення нового конденсатора зменшує навантаження на існуючі агрегати, що сприяє продовженню їхнього терміну служби та зниженню ризику аварійних ситуацій. Таким чином, впровадження третього випарного конденсатора ВАС VRC 0570A-1218E-MA є стратегічно важливим кроком для забезпечення ефективної, надійної та енергоефективної роботи холодильного господарства підприємства "Легко".

Аналіз роботи конденсаторів за представленими даними показує, що у холодильному господарстві підприємства наразі використовуються два випарні конденсатори моделей VXC S576R та VXC S1010, а також заплановано встановлення нового конденсатора з продуктивністю 1800 кВт у рамках модернізації. Конденсатор VXC S576R має холодопродуктивність 2188 кВт, VXC S1010 – 3837 кВт, а проєктований новий конденсатор – 1800 кВт. Сумарна проєктна продуктивність конденсаторів становить 7825 кВт при навантаженні на конденсатори 6767,6 кВт, що забезпечує запас продуктивності лише 587,9 кВт, або 7,5% від сумарної продуктивності, що є мінімально допустимим значенням для стабільної роботи системи в умовах змінного навантаження.

З урахуванням розрахункових втрат продуктивності через утворення шару мінерального накипу, які становлять 6%, фактична продуктивність системи знижується до 7355,5 кВт, а реальний запас продуктивності скорочується до критично низького рівня. Це наближає систему до роботи на межі своїх можливостей, особливо у періоди пікових навантажень. Крім того, за даними Міжнародного інституту холоду (IAR), навіть тонкий шар мінерального накипу товщиною 0,8 мм може знизити продуктивність

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конденсаторів на 27%, що є надзвичайно небезпечним показником для виробничих процесів. Це підкреслює важливість регулярної хімічної очистки та постійного моніторингу стану теплообмінного обладнання з метою забезпечення стабільної та ефективної роботи холодильного господарства підприємства.

6.3. Допоміжне обладнання холодильних машин

У рамках першого етапу модернізації холодильного господарства м'ясопереробного заводу «Легко» передбачено встановлення додаткового допоміжного обладнання для забезпечення стабільної та безперебійної роботи холодильних машин в умовах зростання виробничих навантажень.

Циркуляційний ресивер. Зокрема, планується встановлення нового циркуляційного ресивера об'ємом 18 м³, призначеного для роботи при температурі кипіння -42 С. Такий великий запас об'єму обрано з урахуванням потреб першого етапу модернізації – введення в експлуатацію нового фрізера №3 потужністю 560 кВт, а також для покриття перспективних потреб другого етапу модернізації, що передбачає встановлення фрізера №5 на новій п'ятій виробничій лінії. Передбачений об'єм циркуляційного ресивера дозволяє створити необхідний запас холодоагенту, що забезпечує ефективну роботу системи навіть у пікові періоди навантаження.

Крім цього, у рамках другого етапу модернізації заплановано встановлення ще одного бустерного компресора низького ступеня стиснення для забезпечення необхідної холодопродуктивності на п'ятій виробничій лінії. Розширення виробництва та збільшення кількості теплового навантаження на систему вимагають додаткового обладнання для забезпечення стабільної роботи холодильного господарства.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Лінійний ресивер. Також планується встановлення другого лінійного ресивера, оскільки одного існуючого вже буде недостатньо для нормального функціонування системи в умовах додавання ще одного випарного конденсатора. Це дозволить оптимізувати розподіл холодоагенту в системі, збалансувати його циркуляцію та забезпечити необхідні запаси для безперебійної роботи обладнання під час обох етапів модернізації.

Відділювача мастила. Окремо варто відзначити, що для покращення роботи масляної системи та підвищення надійності компресорного обладнання заплановано встановлення відділювача мастила. Це обладнання дозволить ефективно відокремлювати мастило від аміачного холодоагенту в компресорному циклі, запобігаючи його накопиченню у випарниках і покращуючи теплообмінні процеси. Встановлення відділювача мастила сприятиме зменшенню витрат на обслуговування, покращенню енергоефективності та продовженню ресурсу компресорного обладнання.

Таким чином, оновлення та розширення допоміжного обладнання є важливою частиною модернізації холодильного господарства підприємства, спрямованою на підвищення його надійності, енергоефективності та технологічної гнучкості.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

РОЗДІЛ 7. ПЕРСПЕКТИВИ РОЗВИТКУ ХОЛОДИЛЬНОГО ГОСПОДАРСТВА. ДРУГИЙ ЕТАП МОДЕРНІЗАЦІЇ

У рамках другого етапу модернізації м'ясопереробного заводу «Легко» передбачено значне розширення виробничих потужностей за рахунок будівництва п'ятої лінії виробництва, яка стане найбільшою на підприємстві. Важливою особливістю цієї лінії є встановлення нового, найпотужнішого на заводі, п'ятого спірального фрізера потужністю 720 кВт, розрахованого на заморожування до 120 тонн готової продукції на добу.

Зазначений фрізер буде значно більшим за всі наявні установки, що створить нові вимоги до холодильного обладнання. Орієнтовно в конструкції фрізера передбачається використання не менше шести випарників, однак розрахунки показують, що цього може бути недостатньо. Для забезпечення необхідної ефективності процесу заморожування проектування системи буде проводитися з розрахунком на вісім потужних випарників, що дозволить уникнути перевантаження системи та забезпечити стабільні температурні режими навіть при максимальних виробничих навантаженнях.

Для підтримання роботи нового фрізера у повному обсязі потужності існуючих бустерних компресорів виявляються недостатніми, навіть з урахуванням додаткового компресора, встановленого під час першого етапу модернізації.

Основними заходами, передбаченими в межах другого етапу модернізації, є:

1. Встановлення ще одного бустерного компресора з економайзером, що дозволить забезпечити необхідну холодопродуктивність і підвищити енергоефективність системи за рахунок покращення процесу переохолодження рідкого аміаку та зниження енергетичних витрат при стисненні.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2. Встановлення додаткового випарного конденсатора, який компенсуватиме підвищене теплове навантаження, що виникне при роботі нового фрізера, та дозволить зберегти стабільні температурні режими навіть у літній період при максимальних температурах зовнішнього середовища.

3. Проведення аналізу наявного допоміжного обладнання та розрахунок навантаження на трубопроводи та інженерні мережі. Це дасть змогу визначити, чи достатньо об'ємів і пропускної здатності циркуляційних та лінійних ресиверів, масловіддільників, насосного обладнання й трубопроводів для роботи в нових умовах. У разі виявлення недостатності допоміжного обладнання буде передбачено його модернізацію або заміну для забезпечення надійної та безперебійної роботи системи.

Реалізація заходів другого етапу модернізації є необхідною умовою для забезпечення стабільної роботи нового високопродуктивного фрізера, підвищення енергоефективності підприємства, збільшення обсягів виробництва та забезпечення високої якості готової продукції при розширенні виробничих потужностей заводу.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 8. ТЕХНОЛОГІЧНА СХЕМА ХОЛОДИЛЬНОГО ОБРОБЛЕННЯ ПРОДУКЦІЇ

8.1. Аналіз виробничої необхідності та економічної доцільності модернізації

М'ясопереробний завод «Легко» активно реалізує стратегію збільшення виробничих потужностей та розширення асортименту готової продукції, орієнтуючись на зростаючий попит споживачів і сучасні ринкові тенденції. У зв'язку з цим підприємство впроваджує другий етап модернізації, ключовим елементом якого є будівництво нової, п'ятої виробничої лінії з установкою високопродуктивного спірального швидкоморозильного апарата (фрізера №5). Це обладнання дозволить забезпечити заморожування до 120 тонн готової продукції на добу при холодопродуктивності 720 кВт, що стане суттєвим внеском у збільшення обсягів виробництва підприємства.

Необхідність впровадження нової лінії та фрізера №5. Аналіз поточних виробничих потужностей показує, що існуюче холодильне господарство підприємства працює з мінімальними резервами холодопродуктивності. При збільшенні обсягів виробництва виникає дефіцит охолоджувальних потужностей, що унеможлиблює розширення асортименту готової продукції та збільшення обсягів її випуску. Встановлення нового потужного фрізера дозволить підприємству не лише наростити обсяги виробництва, а й покращити якість готової продукції завдяки інтенсивному та високотехнологічному процесу заморожування, що забезпечує збереження смакових і поживних властивостей.

З урахуванням тенденцій на вітчизняному ринку, попит на напівфабрикати та готові заморожені продукти стабільно зростає. За даними аналітичних досліджень, обсяг ринку заморожених продуктів в Україні у 2023

										Арк.
										42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

році збільшився на понад 15% у порівнянні з попереднім роком, а очікування на 2024–2025 роки прогнозують подальше зростання споживчого попиту, особливо в сегменті швидкого приготування продуктів та напівфабрикатів у паніровці. Це зумовлено зміною споживчих звичок, зростанням темпу життя та підвищеним попитом на готові до вживання продукти, які не потребують тривалого приготування.

Відповідно до цих тенденцій, підприємству «Легко» вкрай необхідно адаптувати виробничі потужності для задоволення ринкового попиту та закріплення лідерських позицій серед виробників напівфабрикатів. Впровадження нової лінії з фрізером №5 дозволить підприємству зайняти стратегічно важливу нішу на ринку та суттєво збільшити доходи.

8.2. Детальний опис технологічного процесу на фрізері №5

Процес виробництва напівфабрикатів на новій виробничій лінії з використанням спірального фрізера №5 передбачає повний технологічний цикл підготовки, термічної обробки та заморожування продукції, який відповідає сучасним вимогам якості, безпеки харчових продуктів та високим стандартам енергоефективності.

1. Формування продукції. Процес починається з підготовки фаршу, який попередньо проходить етап ретельного змішування для досягнення однорідної консистенції. Далі фарш надходить у формувальні машини, де формуються котлети необхідної маси, товщини та геометричної форми, відповідно до встановлених стандартів продукції. Формувальні автомати дозволяють регулювати розміри та вагу напівфабрикатів, що важливо для забезпечення рівномірного термічного оброблення та точного дотримання рецептури. Готові котлети рівномірно подаються на конвеєрну стрічку для подальшої обробки.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

2. Обвалка в борошні. Наступним етапом є обвалка сформованих котлет у борошні. Це важлива технологічна операція, яка виконується автоматизованими обвалювальними машинами, забезпечуючи рівномірне покриття поверхні виробу тонким шаром борошна. Такий шар служить основою для надійного закріплення панірувальної суміші на наступних етапах. Цей процес дозволяє підвищити адгезійні властивості поверхні котлет, запобігаючи сповзанню паніровки під час обсмажування та заморожування.

3. Нанесення основи для панірування. Після обвалки продукція проходить етап нанесення спеціальної рідкої основи для панірування (баттеру). Це може бути водно-білкова або крохмальна суміш, яка виконує роль сполучного шару між основою продукту та панірувальною сумішшю. Основа рівномірно покриває поверхню котлет, створюючи необхідні умови для міцного утримання паніровки, що особливо важливо під час подальшої термічної обробки в тунелі жарки.

4. Панірування. На цьому етапі котлети надходять на панірувальні машини, де відбувається нанесення сухої або комбінованої панірувальної суміші. Склад паніровки підбирається відповідно до рецептури продукції, з урахуванням побажань споживачів і вимог ринку. Панірування надає готовому продукту привабливого зовнішнього вигляду, формує характерну хрумку скоринку після обсмажування та створює додатковий захист від втрати вологи під час термічної обробки і заморожування.

5. Тунель жарки (запікання). Далі продукція проходить через тунель жарки, який оснащений сучасними системами конвективного нагріву. В тунелі відбувається швидке обсмажування поверхневого шару виробів без доведення продукту до повної кулінарної готовності. Завдяки високотемпературному впливу формується стійка, рівномірна золотиста скоринка, яка зберігає свою структуру під час подальшого заморожування. Цей етап важливий для фіксації паніровки, створення привабливого зовнішнього вигляду продукції та покращення органолептичних властивостей.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

6. Доведення до стану готової продукції у спеціальних печах. Після жарки продукція надходить до спеціальних термічних камер або печей, де відбувається остаточна термообробка. Це не є класичним процесом жарки, а контрольований нагрів у м'якому температурному режимі, що дозволяє довести внутрішню температуру м'яса до +80 С без втрати соковитості й структури продукту. Такий процес забезпечує мікробіологічну безпеку продукції, підвищує її термін зберігання та дозволяє кваліфікувати виріб як напівфабрикат високого ступеня готовності.

7. Заморожування у спіральному фрізері №5. Гаряча продукція, що виходить із термічної обробки, одразу надходить у спіральний швидкоморозильний апарат, де реалізується процес інтенсивного глибокого заморожування. Продукція надходить на фрізер при температурі +80 С та за короткий час проходить процес охолодження до температури -18 С. Робоча температура випарників фрізера складає -33 С, що дозволяє мінімізувати час заморожування та зберегти органолептичні властивості продукту.

Контроль якості заморожування здійснюється згідно з технологічною інструкцією: після заморожування температура вимірюється у п'яти одиницях продукції, розміщених на площі 1 м², через 5 хвилин після розміщення в ізольованій ємності. Це гарантує, що продукція повністю заморожена і відповідає встановленим стандартам безпеки та якості.

8. Упаковка готової продукції. Після завершення процесу заморожування продукція надходить на пакувальні лінії, де здійснюється фасування, маркування та підготовка до транспортування. Використання сучасного пакувального обладнання дозволяє зберігати якість продукції під час тривалого зберігання та забезпечує привабливий вигляд товару для кінцевого споживача.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

Послідовність етапів технологічного процесу на фрізері №5

Етап технологічного процесу	Опис етапу
Формування продукції	Підготовка фаршу та формування котлет однакової маси і форми, подача на конвеєр.
Обвалка в борошні	Рівномірне покриття котлет тонким шаром борошна для покращення адгезії панірування.
Нанесення основи для панірування (баттерування)	Нанесення рідкої основи (баттеру) для закріплення панірувальної суміші.
Панірування	Покриття котлет панірувальною сумішшю для формування характерної структури і вигляду.
Тунель жарки (запікання)	Швидке обсмажування у тунелі для утворення золотистої скоринки та фіксації паніровки.
Доведення до стану готової продукції у спеціальних печах	Доведення м'яса до готовності при температурі +80 С без повторного обсмажування.
Заморожування у спіральному фрізері №5	Інтенсивне заморожування при температурі випарників -33 С. Температура на виході -18 С.
Упаковка готової продукції	Фасування, маркування продукції та підготовка до зберігання або транспортування.

8.2.2. Розрахунок спірального швидкозаморозильного апарату

Вихідні дані. Апарат для заморожування готових курячих котлет має продуктивність $G = 4000 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$. Початкова температура продукту $t_{\text{поч}} = 80^\circ\text{C}$, а його кінцева температура $t_{\text{кін}} = -18^\circ\text{C}$. Температура повітря в вантажному

										Арк.
										46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.142.008.001. ПЗ					

відсіку апарата $t_{\text{кам}} = -33^{\circ}\text{C}$. Одиця продукту має масу $m_{\text{кур.к.}} = 0,172$ кг і його розміри: $l_{\text{кур.к.}} = 0,12$ м, $b_{\text{кур.к.}} = 0,08$ м та $\delta_{\text{кур.к.}} = 0,018$ м.

Мета розрахунку: визначити тривалість заморожування одиничного продукту, встановити габаритні розміри апарата, розрахувати теплове навантаження на холодильне обладнання, а також підібрати відповідний повітроохолоджувач і компресорно-конденсаторний агрегат, що обслуговує апарат.

Методика розрахунку. Теплофізичні параметри продукту (сирого курячого фаршу, котлета): Питома теплоємність охолодженого продукту $c_n = 2,8$ кДж/(кг · К), питома теплоємність замороженого продукту $c_3 = 1,7$ кДж/(кг · К), вологість продукту $w = 0,8$ кг/кг, частка вимороженої води $\omega = 0,75$, криоскопічна температура $t_{\text{кр}} = -33^{\circ}\text{C}$.

Тривалість заморожування продукту $\tau = 45$ хв = 0,75 год.

Місткість апарата визначається за формулою: $M = G\tau = 4000 \cdot 0,75 = 3000$ кг.

У конвеєрі використовується стрічка шириною $b_{\text{л}} = 1060$ мм = 1,06 м. Продукт (куряча котлета) розташовують довгою стороною перпендикулярно до напрямку руху стрічки на відстані 0,03 м один від одного. Тоді по ширині стрічки розміщується:

$$n_{\text{кур.к.л.}} = \frac{b_{\text{л}}}{l_{\text{кур.к.}} + 0,03} = \frac{1,06}{0,172 + 0,03} = 5,24 \sim 6.$$

А в апараті міститься:

$$n_{\text{кур.к.ап.}} = \frac{M}{m_{\text{кур.к.}}} = \frac{3000}{0,172} = 17441 \text{ одинь (курячої котлети).}$$

Необхідна довжина стрічки конвеєра (з урахуванням відстані між рядами продукту $d_3 = 0,02$ м) становить:

$$L_{\text{конв.}} = n_{\text{кур.к.ап.}} \cdot (b_{\text{кур.к.}} + d_3) = 17441 \left(\frac{0,08 + 0,02}{3} \right) = 582 \approx 625 \text{ м.}$$

При такій довжині стрічки конвеєра і з урахуванням виду заморожуваного продукту доцільно застосовувати морозильний апарат зі

										Арк.
										47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

спіральним конвеєром. Сталева сітчаста стрічка обертається по спіралі навколо барабана.

Довжина одного ряду спіралі конвеєра визначається за формулою:

$$l_{\text{сп}} = \pi D_{\text{сп}} = 3,14 \cdot 6,46 = 20,38 \text{ м}$$

Висота барабана фрізера визначається як добуток кількості витків спіралі на відстань між ними. Ця відстань включає висоту продукту, товщину стрічки та необхідний вентиляційний зазор для вільної циркуляції повітря і забезпечення рівномірного заморожування продукції.

$$H_6 = n_{\text{вит}} h_{\text{вит}} = 31 \cdot 160 = 4800 \text{ мм} = 4,8 \text{ м}$$

Ширина морозильного апарата визначається як сума діаметра барабана, ширини двох стрічок конвеєра, двох технологічних зазорів між стрічками та стінками апарата, а також товщини двох стінок корпусу апарата. Загальна ширина апарата за цими параметрами становить 6383 мм.

Для забезпечення безпечного та зручного обслуговування фрізера передбачено по 1 метру технологічного проходу з кожного боку апарата. Враховуючи це, розрахункова загальна ширина технологічної зони установки фрізера становить:

$$B_{\text{заг}} = 6383 + 2 \cdot 1000 = 8383 \text{ мм} = 8,383 \text{ м}$$

З урахуванням можливих конструктивних особливостей та для полегшення розміщення допоміжного обладнання, ширина проектної ділянки приймається рівною 8700 мм (8,7 м)

Довжина камери морозильного апарата визначається як сума ширини апарата, довжини випарника, технологічних проходів для обслуговування та додаткового простору для забезпечення вільного доступу до теплообмінного обладнання.

Загальна формула:

$$L = B + L_{\text{вип}} + 2 \cdot L_{\text{прохід}} = 6383 + 1970 + 2 \cdot 1000 = 10353 \text{ мм} \sim 10500 \text{ мм}$$

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаємо довжину камери $L = 10500$ мм (10,5 м) для забезпечення повноцінного розміщення обладнання та зручного доступу до випарників для проведення технічного обслуговування.

Визначаємо висоту камери морозильного апарата, враховуючи всі конструктивні та технологічні елементи.

Загальна формула розрахунку:

$$H = H_{\text{б}} + H_{\text{вип}} + H_{\text{пот.пов}} + 2 \cdot \delta_{\text{корпуса}} + H_{\text{обсл}}$$

$$= 5900 + 1000 + 500 + 2 \cdot 100 = 6840 \text{ мм} = 6,84 \text{ м}$$

Отже, загальна висота камери становить 6840 мм (6,84 м), що забезпечує необхідний простір для розміщення технологічного обладнання, вільну циркуляцію повітря та доступ для обслуговування.

Визначимо теплове навантаження на апарат. Враховуємо, що в літній період температура повітря в приміщенні цеху може досягати 20 С. Приймаємо, що огороження апарата має товщину сендвіч-панелі $\delta_{\text{пу}} = 0,18$ м (180 мм) і ізольоване пінополіуретаном із коефіцієнтом теплопровідності $\lambda_{\text{пу}} = 0,035$ Вт/(м·К).

Тоді коефіцієнт теплопередачі огороження визначаємо за спрощеною формулою:

$$k_{\text{ап}} = \frac{\lambda_{\text{пу}}}{\delta_{\text{пу}}} = \frac{0,035}{0,18} \approx 0,19 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

Теплонадходження через огороджувальну конструкцію розраховується за формулою:

$$Q_1 = \sum k_i F_i \Delta t_i = 0,19(10,5 \cdot 8,383)(20 - (-33)) = 3545 \text{ Вт} = 3,5 \text{ кВт}$$

Теплоприплив від заморожування курячих котлет (кВт):

$$Q_2 = Gq_3$$

$$q_3 = c_{\text{ох}}(t_{\text{поч}} - t_{\text{кр}}) + w\omega z + c_3(t_{\text{кр}} - t_{\text{кін}})$$

$$= 3,18(80 - (-1,8)) + 0,8 \cdot 0,75 \cdot 335 + (-1,8 - (-18))$$

$$= 477 \text{ кДж/кг}$$

										Арк.
										49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.142.008.001. ПЗ					

Після підстановки маємо $Q_2 = 4000 \cdot \frac{477}{3600} = 530$ кВт

Теплонадходження від охолодження стрічки конвеєра довжиною $L_{\text{конв.}} = 625$ м, припускаючи, що її маса становить 4375 кг (при масі одного метра стрічки 7 кг/м), а питома теплоємність стрічки дорівнює $c_M = 2,8$ кДж/(кг·К). Стрічка охолоджується від початкової температури 0 С до температури повітря в апараті -33 С, тому теплонадходження становить:

$$Q_{2л} = m_{\text{конв}} c_M (t_{\text{ап}} - t_{\text{конв}}) = \frac{4375 \cdot 2,8 \cdot (0 - (-33))}{3600} = 112 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від інфільтрації повітря через вікна завантаження та вивантаження приймаю орієнтовно рівним 30% Q_1 . Тоді

$$Q_{4i} = 0,3 \cdot Q_1 = 0,3 \cdot 3,5 = 1,05 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від роботи електродвигунів вентиляторів орієнтовно приймається рівним 20% від Q_2 .

$$Q_{4e} = 0,2 \cdot Q_2 = 0,2 \cdot 530 = 106 \text{ кВт}$$

Сумарне теплове навантаження на апарат буде дорівнювати сумі всіх теплопритоків і становитиме:

$$Q_0 = Q_1 + Q_2 + Q_{2л} + Q_{4i} + Q_{4e} = 3,5 + 530 + 112 + 1,05 + 106 = 752 \text{ кВт}$$

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

РОЗДІЛ 9. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ РОЗМІРІВ І ПЛАНУВАННЯ ПРИМІЩЕНЬ ХОЛОДИЛЬНИКА

9.1. Опис будівельних конструкцій фундаменту під фрізер

Фундамент відіграє ключову роль у забезпеченні надійної, довговічної та стабільної роботи холодильного обладнання, зокрема фрізерів, які експлуатуються в умовах низьких температур і високих механічних навантажень. Неправильно спроектований фундамент може призвести до значних проблем в експлуатації, серед яких найбільш поширеними є: нерівномірне осідання конструкцій, утворення тріщин у підлозі, порушення герметичності теплоізоляційного шару, утворення конденсату і вологи в конструкції підлоги, що в подальшому призводить до передчасного руйнування матеріалів та втрати енергоефективності.

Особливу увагу при проектуванні фундаменту під фрізер необхідно приділяти правильному розташуванню та підбору теплоізоляційних матеріалів, оскільки підлога є одним з основних джерел тепловтрат у холодильних камерах. Наявність навіть незначних теплових містків може призвести до підвищення витрат електроенергії на підтримання заданої температури та збільшення навантаження на холодильні установки.

Важливо також враховувати особливості підстави фундаменту. У цьому проєкті фундамент фрізера не влаштовується безпосередньо на ґрунті, а монтується на вже існуючому фундаменті будівлі заводу. Це рішення дозволяє уникнути трудомістких і дорогих земляних робіт, зменшити обсяги використання бетону та інших матеріалів, а також скоротити терміни монтажу.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

4. Теплоізоляційний шар — пінополіуретан (ППУ), товщина 180 мм
Основний теплоізоляційний шар фундаменту. Використання ППУ забезпечує високі теплоізоляційні характеристики ($\lambda = 0,029$ Вт/(м·К)) та дозволяє мінімізувати теплові втрати через підлогу, що істотно знижує енерговитрати на охолодження. Товщина шару обрана на основі розрахунку теплового опору огорожувальних конструкцій.

5. Цементно-піщаний вирівнюючий розчин (товщина 0,025 м)
Забезпечує рівну та міцну основу для укладання теплоізоляції, розподіляє навантаження на нижні шари фундаменту та запобігає деформації ізоляційних плит.

6. Ущільнена піщана подушка (товщина 0,85 м)
Цей шар забезпечує розподіл навантажень, зменшує осідання фундаменту та покращує дренажні властивості основи. Ущільнений пісок виконує роль амортизуючого шару, який знижує негативний вплив динамічних навантажень на конструкцію.

7. Бетонна підготовка з електропідігрівом (товщина 0,1 м)
Цей шар виконує функцію основи фундаменту. Наявність електропідігріву дозволяє запобігти промерзанню підлоги та утворенню конденсату при температурних перепадах, що особливо важливо при експлуатації фрізера в умовах низьких температур. Це рішення забезпечує додатковий захист від деформацій і пошкоджень фундаменту через температурні коливання.

Запропонована конструкція фундаменту має низку важливих переваг. Вона забезпечує високу несучу здатність для розміщення важкого холодильного обладнання без ризику деформацій і просідання. Застосування ефективної теплоізоляції товщиною 180 мм мінімізує теплові втрати, що суттєво знижує витрати на електроенергію для підтримки низької температури у фрізері. Фінішне покриття з нержавіючої сталі AISI 304 забезпечує високий рівень санітарної безпеки, легкість очищення та стійкість до агресивних миючих засобів, що є обов'язковими вимогами для харчового виробництва.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

Герметичність стиків гарантується використанням нержавіючих нащільників на заклепках, що запобігає накопиченню вологи під покриттям і розвитку корозійних процесів.

Економічна ефективність запропонованого фундаменту проявляється не лише в зниженні витрат на будівництво за рахунок використання існуючого фундаменту заводу, але й у значному зменшенні експлуатаційних витрат. Застосування якісної теплоізоляції дозволяє знизити енергоспоживання на охолодження приміщення до 15–20%, що в перспективі дає змогу суттєво економити на електроенергії. Окупність витрат на якісні матеріали становить орієнтовно 2–3 роки за рахунок економії енергоресурсів та зниження витрат на обслуговування і ремонт підлоги.

Таким чином, запропонована конструкція фундаменту є оптимальним інженерно-технічним і економічним рішенням для експлуатації фрізера в умовах інтенсивного використання. Вона забезпечує надійність, довговічність, високу енергоефективність та відповідає сучасним вимогам санітарної безпеки, що робить її найкращим вибором для даного виробничого об'єкта.

Економічне обґрунтування. Ефективність проектного рішення підтверджується як технічними, так і економічними показниками. Висока якість теплоізоляції дозволяє мінімізувати витрати на електроенергію для охолодження камери. В середньому, витрати на охолодження можна зменшити до 15–20% завдяки зменшенню тепловтрат через підлогу.

Враховуючи вартість енергоресурсів та інтенсивність експлуатації холодильного обладнання, застосування теплоізоляції товщиною 180 мм дозволяє заощаджувати близько 150–200 тис. грн на рік на витратах електроенергії. Орієнтовний термін окупності додаткових витрат на якісну теплоізоляцію становить 2–3 роки, після чого економія коштів буде чистим прибутком підприємства.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Крім того, правильно спроектований фундамент значно зменшує витрати на технічне обслуговування та ремонт підлоги. Використання зносостійких матеріалів, таких як нержавіюча сталь AISI 304 і полімерні покриття, дозволяє уникнути частих ремонтів та зупинок виробництва, пов'язаних з реконструкцією підлогових конструкцій.

Запропоноване рішення фундаменту під фрізер є комплексним, технічно обґрунтованим і економічно доцільним. Воно дозволяє забезпечити довговічність конструкції, стабільність роботи холодильного обладнання, відповідність санітарно-гігієнічним нормам та значну економію енергоресурсів.

Завдяки використанню сучасних теплоізоляційних і конструктивних матеріалів, підприємство отримує надійний фундамент, що не лише сприяє безперебійній роботі обладнання, але й дозволяє зменшити експлуатаційні витрати, забезпечуючи швидку окупність інвестицій та підвищення рентабельності виробництва.

Таке конструктивне рішення повністю відповідає вимогам сучасного високотехнологічного харчового виробництва і є важливим внеском у забезпечення стабільної та економічно вигідної діяльності підприємства.

9.2. Визначення товщини теплоізоляційного шару

Правильне визначення товщини теплоізоляційного шару є одним із ключових факторів забезпечення ефективної роботи холодильних установок, зокрема фрізерів, призначених для шокової заморозки та тривалого зберігання продукції. Від товщини та якості теплоізоляції безпосередньо залежать теплові втрати, енергоспоживання обладнання та економічна доцільність усього технологічного процесу. Надмірно тонкий теплоізоляційний шар призводить до значних теплопритоків, збільшення навантаження на

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

холодильні агрегати та, як наслідок, до зростання експлуатаційних витрат. Натомість надмірне збільшення товщини ізоляції суттєво підвищує капітальні витрати, не завжди забезпечуючи економічно обґрунтований ефект.

Особливу увагу при проектуванні сучасних фрізерів приділяють вибору сендвіч-панелей як основного матеріалу для огорожувальних конструкцій. Ці панелі поєднують високі теплоізоляційні властивості, структурну жорсткість і довговічність, що робить їх ідеальним рішенням для експлуатації у важких умовах низькотемпературних камер. При виборі сендвіч-панелей важливо враховувати не лише товщину теплоізоляційного шару, а й тип утеплювача (пінополіуретан, пінополістирол, мінеральна вата тощо), його теплопровідність, стійкість до вологи та механічних навантажень.

Таким чином, оптимізація товщини теплоізоляції та правильний вибір сендвіч-панелей дозволяють забезпечити раціональне співвідношення між капітальними та експлуатаційними витратами, підвищити енергоефективність фрізера та продовжити строк його безаварійної експлуатації. Ці питання мають важливе значення при проектуванні сучасних холодильних комплексів і потребують ретельного інженерного обґрунтування.

Чим більше значення коефіцієнта теплопередачі k_0 огорожень, тим більше тепла буде проникати в охолоджуваний об'єм холодильника. Це призводить до необхідності використання більш потужної, а отже, і дорожчої холодильної установки. Зменшити теплопритік можна шляхом зниження значення k_0 , що досягається застосуванням більш ефективної теплоізоляції (малих значень λ_{i3}) або збільшенням її товщини (великих значень δ_{i3}). Однак при цьому зростають витрати на теплоізоляцію. Тому при проектуванні огорожувальних конструкцій холодильника доцільно приймати таку теплоізоляцію i , відповідно, таке розрахункове значення k_0 , щоб річні первинні та експлуатаційні витрати були мінімальними. Це значення k_0 називають економічно доцільним ($k_0^{ек}$).

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

Розрахунок $k_0^{ек}$ досить складний, оскільки для цього необхідно знати вартість обладнання, теплоізоляції, електроенергії, тривалість роботи холодильної установки тощо. Значення цих величин відрізняються для холодильників різного призначення і конструкції. Показник $k_0^{ек}$ наразі широко використовується при техніко-економічному порівнянні різних будівель холодильників, а також при розрахунку товщини теплоізоляції.

При цьому розрізняють значення $k_0^{ек}$ за економічним критерієм і порівнюють їх із нормованими («вимогами») значеннями $k_0^{тр}$, які регламентовані в СНіПах і призначені для холодильників усіх видів і розмірів.

Таблиця 9.2.1

Коефіцієнти теплопередачі зовнішніх стін і покриттів

Середньорічна температура повітря, С	-40 ÷ -30	-25 ÷ -20	-15 ÷ -10	-4	0	4	12
0 і нижче	0.21/0.20	0.26/0.24	0.33/0.30	0.47/0.40	0.52/0.44	0.58/0.47	0.70/0.52
Вище 0 — нижче +9	0.20/0.19	0.23/0.22	0.28/0.27	0.35/0.33	0.40/0.37	0.44/0.42	0.64/0.52
+9 і вище	0.19/0.17	0.21/0.20	0.23/0.23	0.28/0.26	0.30/0.29	0.35/0.33	0.52/0.47

Примітки:

1. У чисельнику наведено значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішніх стін, у знаменнику – для безгорищних покриттів.
2. Для горищних покриттів коефіцієнт теплопередачі слід приймати на 10% більшим, ніж для безгорищних покриттів.
3. Якщо покриття екрануються панельними батареями, коефіцієнт теплопередачі покриттів слід збільшити на 20%.

Значення $k_0^{тр}$ для зовнішніх стін і безгорищних покриттів наведені в табл. 8.3.1. Для внутрішніх стін і перегородок, що відокремлюють охолоджувані приміщення від неохолоджуваних і неопалюваних, а також для

обігріваних підлог на ґрунтах — у табл. 8.3.2. Значення коефіцієнтів k_0^{TP} для приміщень із температурами, не вказаними в табл. 8.3.1. і 8.3.2, визначають інтерполяцією. Значення k_0^{TP} для перегородок між охолоджуваними приміщеннями наведені в табл. 8.3.4.

Таблиця 9.2.2

Коефіцієнти теплопередачі

Температура повітря в охолоджуваному приміщенні, С	Внутрішні стіни і перегородки (від неохолоджуваних і неопалюваних), Вт/(м ² ·К)	Обігрівані підлоги на ґрунті, Вт/(м ² ·К)
Від -30 до -20	0,27 — 0,28	0,21
-10	0,33	0,29
Від -4 до 4	0,41 — 0,52	0,41
12	0,64	0

Примітка. При розташуванні підлоги на ґрунті з зовнішнього боку конструкції немає рухомого середовища, тому конвективний теплообмін відсутній, і термічний опір переходу тепла від ґрунту до конструкції дорівнює нулю ($1/\alpha_n$).

Таблиця 9.2.3.

Коефіцієнти теплопередачі k_0^{TP} [Вт / (м²·К)] для внутрішніх стін, перегородок і міжповерхових перекриттів між охолоджуваними приміщеннями при температурі повітря в більш холодному приміщенні, С

Температура повітря в більш теплому приміщенні, С	-30	-20	-10	-4	4	12
-30	0,58	0,58	—	—	—	—
-20	0,50	0,58	—	—	—	—
-10	0,37	0,41	0,58	—	—	—
0	0,28	0,33	0,41	0,58	—	—
4	0,24*	0,26*	0,30*	0,47	0,58	—
12	0,21*	0,22*	0,26*	0,35	0,52	0,58
18	0,20*	0,21*	0,23*	0,35	0,47	0,52

Знаючи $k_0^{\text{ТР}}$, необхідну товщину теплоізоляційного шару можна визначити за формулою:

$$\delta_{\text{із}}^{\text{ТР}} = \lambda_{\text{із}} \left[\frac{1}{k_0^{\text{ТР}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{н}}} \right) \right] = 0,025 \left[\frac{1}{0,135} - \left(\frac{1}{8} + \frac{2 \cdot 0,001}{45} + \frac{1}{10} \right) \right]$$

$$= 0,17955 \text{ мм} \approx 180 \text{ мм}$$

Прийнята товщина 180 мм застосовується як до стін, так і до стельового перекриття камери фризера, що гарантує мінімізацію теплових втрат і стабільне підтримання заданого температурного режиму в установці. За рахунок цього знижуються енергетичні витрати на роботу холодильного обладнання та попереджається утворення конденсату й небажаних температурних містків, що є критичними умовами для ефективного та безперебійного функціонування спірального швидкоморозильного агрегату.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 10. ВИБІР РОЗРАХУНКОВОГО РЕЖИМУ РОБОТИ ХОЛОДИЛЬНОЇ МАШИНИ

10.1. Визначення навантаження для підбору компресора

Компресор (або декілька паралельно підключених компресорів) підбирають для групи камер, які мають приблизно однаковий температурний режим. Не виключається можливість використання одного компресора для обслуговування камер із суттєво різними температурними режимами, однак у такому випадку необхідне застосування спеціального обладнання для регулювання температур та обґрунтування такого рішення з економічної точки зору.

Навантаження на компресор $Q_{\text{км}}$ визначається як сума всіх видів теплопритоків. Проте в ряді випадків допускається враховувати ці теплопритоки не повністю, а частково, залежно від типу та призначення холодильного обладнання.

При охолодженні однієї або двох камер тепло, що відводиться камерним обладнанням, безпосередньо лягає на навантаження компресора. Тому під час проєктування холодильників із децентралізованою системою холодопостачання та установок для підприємств торгівлі й громадського харчування приймають:

$Q_{\text{км}} = Q_{\text{об}}$, де $Q_{\text{об}}$ — загальне теплове навантаження об'єкта.

Розрахункову (потрібну) холодопродуктивність для підбору компресорів (для кожної температури кипіння окремо) визначають за формулою:

$$Q_{\text{от}} = k \sum Q_{\text{км}} = \frac{1,1 \cdot 752}{0,9} = 919 \text{ кВт}$$

									Арк.
									60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Де:

k - коефіцієнт, що враховує втрати в трубопроводах і апаратах холодильного обладнання;

$\sum Q_{\text{км}}$ - сумарне теплове навантаження на компресори для заданої температури кипіння.

Таблиця 10.1.

Коефіцієнти k при безпосередньому охолодженні

t_0, C	-40	-30	-10
k	1,1	1,07	1,05

Компресори підбирають із запасом за продуктивністю так, щоб коефіцієнт використання робочого часу для компресорів на великих холодильних установках становив не менше ніж 0,9 (розрахунковий час роботи – 22 години на добу). Для холодильних установок підприємств торгівлі та громадського харчування, а також при децентралізованому холодопостачанні коефіцієнт b приймають у межах 0,6–0,8.

Коефіцієнт 0,9 для промислових аміачних установок обрано виходячи з того, що такі системи розраховані на безперервну або максимально тривалу роботу протягом доби. Вони обслуговують значні об'єми продукції та функціонують у стабільному технологічному режимі, де необхідно постійно підтримувати низькі температури. Аміачні установки характеризуються високою енергоефективністю та призначені для тривалого безперервного циклу експлуатації. Прийняття коефіцієнта 0,9 передбачає, що компресори працюють у середньому 22 години на добу, що забезпечує стабільність технологічного процесу, запобігає частим пускам і зупинкам обладнання, а також знижує знос компресорів і трубопроводів.

Таке рішення є економічно обґрунтованим, оскільки забезпечує високу продуктивність системи та мінімізує енергетичні втрати, дозволяє проектувати холодильні системи з меншою кількістю резервних компресорів і оптимізує експлуатаційні витрати за рахунок зменшення кількості запусків

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

обладнання, що продовжує термін служби компресорів. З технічної та економічної точок зору, прийняття коефіцієнта використання робочого часу на рівні 0,9 є раціональним і доцільним для промислових аміачних холодильних установок.

10.2. Визначення навантаження для підбору компресора

Для теплового розрахунку холодильної машини заданої холодопродуктивності (Q_0 – кількість теплоти, яка відводиться під час роботи машини в одиницю часу, Вт), необхідно знати умови її роботи. Останні задаються у вигляді температур охолодного та навколишнього середовища та схемою машини. Режим роботи парової компресорної холодильної машини характеризується такими температурами: кипіння t_0 , конденсації t_k , переохолодження $t_{по}$, перед РВ $t_{рв}$ та всмоктування $t_{вс}$.

Умовою виконання проекту задано охолодження конденсатора водою, то температура конденсації приймається на 5...8 С вищою середньої температури води:

$$t_k = \frac{t_{\text{вх.конд}} + t_{\text{вих.конд}}}{2} + 6 = \frac{27 + 31}{2} + 6 = 35 \text{ } ^\circ\text{C}$$

де $t_{\text{вх.конд}}$ - температура води на вході в конденсатор, $t_{\text{вих.конд}}$ - температура води на виході з конденсатора;

Температура кипіння у швидкокоморозильній установці:

$$t_0 = t_{\text{зам}} - (5 \dots 10 \text{ K}) = -33 - 9 = -42^\circ\text{C}$$

Температуру переохолодження робочої речовини в конденсаторі, $^\circ\text{C}$, приймають такою, що дорівнює

$$t_{\text{по}} = t_k - (2 \dots 4 \text{ K}) = 35 - 3 = 32 \text{ } ^\circ\text{C}$$

						00.142.008.001. ПЗ	Арк.
							62
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Величину перегрівання пари робочої речовини перед всмоктуванням у компресор, °С, для аміаку рекомендується приймати в таких межах:

$$t_{BC} = t_0 + (5 \dots 10) = -42 + 10 = -32^\circ\text{C}$$

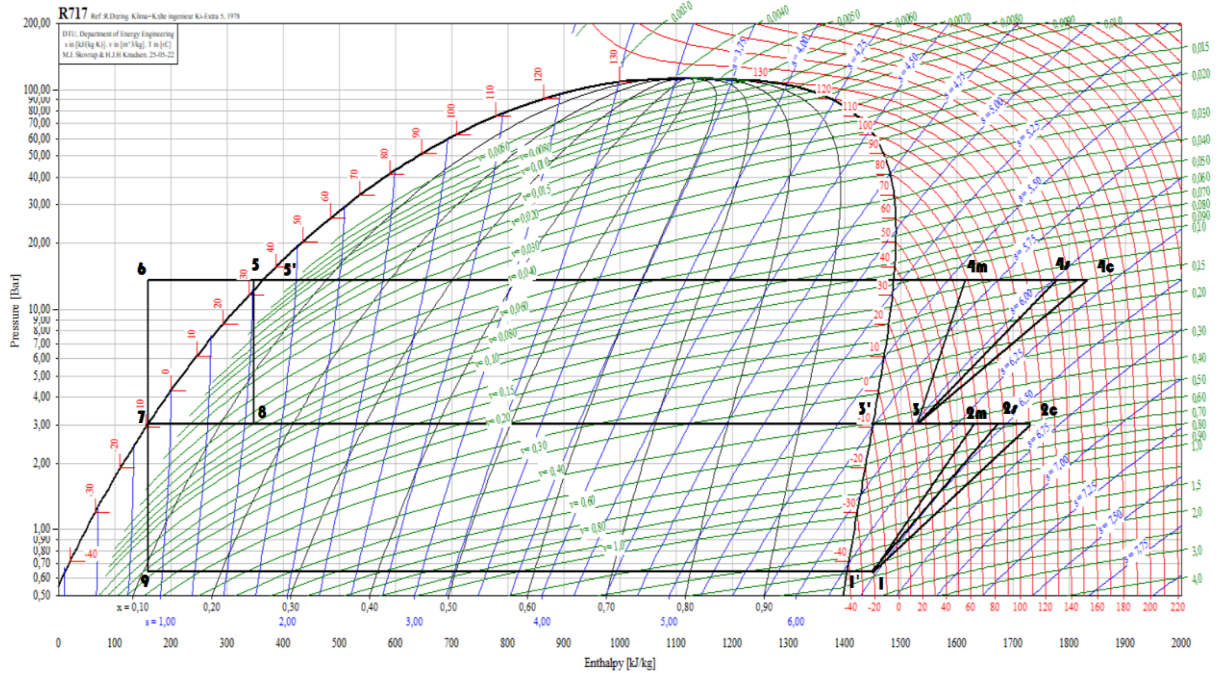


Рис. 10.2. Цикл роботи холодильної установки в межах другого етапу модернізації МПЗ «Легко»

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.142.008.001. ПЗ

Арк.

63

Таблиця 10.2.1

Параметри холодоагенту R717 в основних точках циклу

№	$T, ^\circ\text{C}$	$P, \text{бар}$	$h, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$v, \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
1	-21	0,638	1447	1,90
1'	-42	0,638	1404	1,72
2s	+85	3,005	1673	0,57
2c	+111	3,005	1731	0,61
2м	+66	3,005	1626	0,54
3	+24	3,005	1532	0,46
3'	-9	3,005	1449	0,40
4s	+140	13,528	1776	0,14
4c	+162	13,528	1832	0,15
4м	+78	13,528	1615	0,11
5	+35	13,528	364	0,001
5'	+32	13,528	349	-
6	-9	13,528	158	-
7	-9	3,005	160	0,001
8	-9	3,005	348	0,06
9	-42	0,638	159	0,18

Користуючись значеннями параметрів визначають:

Для визначення питомої холодопродуктивності в холодильних машинах, які працюють на аміаку, приймають, що з випарника виходить суха насичена пара та використовують рівняння

$$q_0 = h_{1'} - h_9 = 1404 - 159 = 1245 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Питому об'ємну холодопродуктивність

$$q_{0v} = \frac{q_{0m}}{v_1} = \frac{1040}{1,90} = 547 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питоме теоретичне навантаження конденсатора

$$q_{км} = h_4 - h_3 = 1776 - 1532 = 156,9 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова продуктивність компресора:

$$M_T = \frac{Q_0}{q_0} = \frac{919}{1245} = 0,73 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

Де Q_0 -навантаження на компресор, кВт.

Теоретична об'ємна подача компресора:

$$V_T = \frac{M_T \cdot v_1}{\lambda} = \frac{0,73 \cdot 1,90}{0,6} = 2,31 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 8316 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Значення $\lambda = 0,6$ прийнято по графіку $\pi_{\text{зов}} = \frac{p_k}{p_0} = \frac{13,528}{0,638} \approx 20 < 8$,

тому перехід на двоступінчате стискання є необхідним.

Тоді дійсна об'ємна витрата компресора буде визначатися як:

$$V' = V_T \cdot \lambda = 8316 \cdot 0,73 = 6070 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Дійсний масовий розхід холодоагенту в компресорі:

$$M_{\text{км}} = \frac{\lambda \cdot V_T}{v_1} = \frac{0,6 \cdot 8316}{1,90 \cdot 3600} = 0,72 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розрахунок масової витрати через випарник. Формула дозволяє визначити витрату холодоагенту через випарник, що є ключовою частиною холодильного циклу, оскільки саме тут відбувається поглинання теплоти з охолоджуваного середовища. Знаючи цю витрату, можна побудувати повний тепловий баланс системи та виконати подальші розрахунки компресорів і теплообмінного обладнання.

$$G_0 = Q_0 / (h_1 - h_6) = 919 / (1447 - 158) = 0,71 \text{ кг/с}$$

Розрахунок витрати в економайзері з теплового балансу. Ми розраховуємо масову витрату холодоагенту, що впорскується в проміжну ступінь компресора через економайзер. Це необхідно для зниження температури пари після першого ступеня стиснення, що сприяє підвищенню енергоефективності холодильного циклу. Економайзер відбирає тепло у рідкого холодоагенту з нижнього тиску, частково випаровує його, після чого ця пара подається до компресора, зменшуючи його теплове навантаження та покращуючи загальні показники системи.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$w_2 = h_4 - h_3 = 1776 - 1532 = 244 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Розраховуємо масову витрату холодоагента в компресорах першого та другого ступенів:

$$q_{m1} = \frac{Q_0}{q_{0m}} = \frac{919}{1040} = 0,88 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$q_{m2} = q_{m1} \cdot \frac{h_2 \cdot h_5}{h_{3'} - h_6} = 0,88 \cdot \frac{1673 \cdot 349}{1449 - 158} = 0,902 \approx 0,9 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Формула

$$w_{\text{заг}} = w_1 + \left(1 + \frac{G_{\text{ек}}}{G_0}\right) \cdot w_2 = 226 + \left(1 + \frac{0,83}{0,71}\right) \cdot 244 = 755,24 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

визначає загальну питому роботу двоступеневого компресора з економайзером, тобто кількість енергії, що витрачається на стиснення, в розрахунку на 1 кг основного потоку холодоагента (через випарник).

Перший доданок w_1 відображає питому роботу першого ступеня стиснення, який працює лише з основною витратою холодоагента G_0 . Другий доданок враховує питому роботу другого ступеня компресора w_2 , через який проходить вже сумарна витрата – як основна (G_0), так і додаткова з економайзера ($G_{\text{ек}}$).

Коефіцієнт $\left(1 + \frac{G_{\text{ек}}}{G_0}\right)$ показує, у скільки разів витрата через другий ступінь більша за витрату через перший. Це дозволяє перерахувати роботу другого ступеня стиснення до питомої величини, віднесеної до основного потоку.

Таким чином, формула дає змогу оцінити повну енергетичну витрату компресора з урахуванням обох ступенів стиснення та впливу впорскування з економайзера, що є важливим для правильного вибору компресора та розрахунку його енергоспоживання.

Холодильний коефіцієнт циклу холодильної машини:

$$\varepsilon = \frac{Q_0}{q_{m1} \cdot w_1 + q_{m2} \cdot w_2} = \frac{919}{0,88 \cdot 226 + 0,9 \cdot 244} = 2,196$$

									00.142.008.001. ПЗ	Арк.
										67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Отримане значення холодильного коефіцієнта $\varepsilon = 2,196$ свідчить про високу ефективність роботи двоступеневої аміачної холодильної машини. Це означає, що на кожен 1 кВт спожитої енергії система забезпечує 2,196 кВт відведеного тепла (холодопродуктивності).

Такий рівень ефективності є характерним для сучасних систем із глибоким охолодженням ($t_0 = -40$ C) і вказує на те, що енергетичні витрати на виробництво холоду знаходяться в межах норми для аміачних установок, які мають вищу ефективність у порівнянні з фреоновими.

Таким чином, розрахований коефіцієнт свідчить про раціональний підбір параметрів обладнання та оптимальну організацію холодильного циклу. Система буде економічною в експлуатації за умови стабільного технологічного навантаження.

У рамках розрахунку та проектування системи холодопостачання для спірального швидкоморозильного апарата нами було обрано двоступеневий гвинтовий компресор **Mayekawa 3225LSC**, як найбільш оптимальний варіант з технічної та економічної точки зору. Вибір обґрунтований тим, що дана модель забезпечує **холодопродуктивність 909,8 кВт**, що повністю покриває розрахункове навантаження системи ($Q_0 = 919$ кВт) з мінімальним відхиленням, яке компенсується за рахунок наявного запасу потужності в системі випарників та високої точності регулювання продуктивності компресора.

Окрім цього, модель 3225LSC підтримує роботу з **економайзером**, що є критично важливим для підвищення енергоефективності при роботі на глибокому холоді ($t_0 = -40$ C). Застосування економайзера дозволяє зменшити енергоспоживання шляхом міжступеневого підмішування пари та зниження температури перед другим ступенем стиснення, що напряду впливає на збільшення холодильного коефіцієнта ε системи.

Компресор цієї серії має підвищену надійність, плавне регулювання продуктивності у діапазоні 30–100 %, сучасну систему захисту та підтримує

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

високу ефективність роботи при швидкості обертання 2950 об/хв, що оптимально для нашого технологічного процесу. Також важливо, що компресори Маекава серії LSC мають доведено високу експлуатаційну надійність, просте сервісне обслуговування та широкий досвід використання у промислових аміачних установках.

Таким чином, модель Маекава 3225LSC повністю відповідає всім технічним вимогам, дозволяє ефективно реалізувати холодильний цикл з економайзером, забезпечує стабільну роботу системи та є технічно обгрунтованим і економічно доцільним вибором для даного проєкту.

10.3. Визначення навантаження для підбору електродвигуна компресора

Дійсну (індикаторну) потужність компресора, кВт, розраховують за формулою:

$$\eta_i = 0,86$$

$$N_i = \frac{N_s}{\eta_i} = \frac{505}{0,86} = 587 \text{ кВт}$$

Ефективну потужність компресора, що враховує витрату потужності в парах тертя, визначають за формулою

$$N_e = \frac{N_i}{0,9} = \frac{587}{0,9} = 652 \text{ кВт}$$

Потужність тертя,

$$N_{тр} = N_e - N_i = 652 - 587 = 65 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел.дв.} + \eta_{п}} = \frac{652}{0,87 + 0,99} = 350 \text{ кВт}$$

Таблиця 10.3.1.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигун характеризується високим коефіцієнтом корисної дії (до 96,8%), що сприяє зниженню експлуатаційних витрат за рахунок енергоефективності. Частота обертання 1194 об/хв відповідає вимогам гвинтового компресора, а ступінь захисту IP55 забезпечує безпечну роботу в умовах вологого і запиленого виробничого середовища. Система охолодження IC411 (ребристе, самовентильоване виконання) проста у догляді і підходить для стандартного промислового застосування.

Таким чином, двигун Siemens 1LA4 632-6CN є повністю відповідним вибором за критеріями потужності, енергоефективності, надійності та умов експлуатації. Його використання гарантує стабільну роботу компресора в складі аміачної холодильної установки.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

РОЗДІЛ 11. РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ТЕПЛООБМІННОГО ОБЛАДНАННЯ

11.1. Розрахунок та підбір конденсатора

Розраховуємо теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_{\text{к.д.}} = Q_0 + N_i = 919 + 587 = 1506 \text{ кВт}$$

Логарифмічна різниця температур:

$$\overline{\Delta t}_{\text{конд}} = \frac{t_{w2} - t_{w1}}{\ln \frac{t_k - t_{w1}}{t_k - t_{w2}}} = \frac{31 - 27}{\ln \frac{35 - 27}{35 - 31}} = 5,77 \text{ }^\circ\text{C}$$

Об'ємна витрата охолоджувальної води

$$V_w = \frac{Q_{\text{к.д.}}}{c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta t_w} = \frac{1506}{4,19 \cdot 1000 \cdot 4} = 0,089 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де:

Q_k — теплова потужність, що відводиться в конденсаторі, кВт;

c_w — питома теплоємність води, приймається 4,19 кДж/(кг·К);

ρ_w — густина води, приймається 1000 кг/м³;

Δt_w — перепад температури охолоджувальної води, С (або К).

Визначення дійсного теплового навантаження випарного конденсатора. Щоб підібрати випарний конденсатор для холодильного агрегата, необхідно визначити кількість теплоти, яку потрібно відвести з холодоагенту в процесі його конденсації. Оскільки у випарному конденсаторі частина теплоти відводиться за рахунок випаровування води, а не лише її нагрівання, розрахункове теплове навантаження зменшується приблизно на 10 %. Водночас слід враховувати, що у випарних конденсаторах є секція попереднього охолодження (форконденсатор), де пари аміаку охолоджуються повітрям без зрошення поверхні теплообміну водою. Тому розрахункове

									Арк.
									72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

теплове навантаження на основну (зрошувану) секцію, за площею якої й підбирається випарний конденсатор, становить:

$$Q_{k(\text{дійсне})} = 0,9 \cdot Q_{k.d.} = 0,9 \cdot 1506 = 1355,4 \text{ кВт}$$

Тобто фактичне навантаження на зрошувану частину менше, ніж загальна теплова потужність, що підлягає відведенню. Це дозволяє точніше визначити необхідну площу теплообміну.

Приймаємо питоме теплове навантаження $q_F = 2,5 \text{ кВт/м}^2$. Необхідна площа теплообмінної поверхні основної (зрошуваної) секції визначається за формулою:

$$F = \frac{Q_k}{q_F} = \frac{1355,4}{2,5} = 542 \text{ м}^2$$

Для даної холодильної установки було обрано випарний конденсатор моделі VRC_0361A-101BE-JA виробництва компанії Baltimore Aircoil Company (BAC). Вибір саме цієї моделі обґрунтований рядом технічних та економічних переваг, що повністю відповідають вимогам проекту.

Насамперед, дана модель відповідає всім розрахунковим параметрам системи. В процесі технічного обґрунтування було визначено, що загальне теплове навантаження на конденсатор становить 1506 кВт, з яких 1355 кВт припадає на основну (зрошувану) секцію теплообміну. Відповідно, необхідна площа теплообмінної поверхні складає 456 м². Згідно з технічними характеристиками, модель VRC_0361A забезпечує теплообмінну площу понад 560 м², що створює раціональний експлуатаційний запас по потужності, не викликаючи при цьому перевитрат енергоресурсів.

Крім того, конденсатор цієї моделі має оптимальні габаритні розміри, стійку конструкцію та високоефективну систему розпилення води, що забезпечує надійну роботу в умовах промислової аміачної системи. Параметри витрати охолоджувальної води, повітряного потоку та об'єму холодоагенту також узгоджуються з вимогами встановленої холодильної установки.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

З економічної точки зору, модель VRC_0361A-101BE-JA є максимально доцільним вибором, оскільки забезпечує мінімальні експлуатаційні витрати, високу енергоефективність і тривалий термін служби за відносно помірної вартості. Таким чином, вибір саме цього конденсатора дозволяє досягти технічної надійності, енергозбереження та економічної ефективності при реалізації проекту.

11.2. Розрахунок та підбір випарників в спіральний швидкоморозильний апарат

Дійсне теплове навантаження на випарник:

$$Q_v = Q_0 = 919 \text{ кВт}$$

Логарифмічна різниця температур:

$$\overline{\Delta t}_{\text{вип}} = \frac{t_{\text{пр1}} - t_{\text{пр2}}}{\ln \frac{t_{\text{пр1}} - t_0}{t_{\text{пр2}} - t_0}} = \frac{-33 - (-38)}{\ln \frac{-33 - (-40)}{-38 - (-40)}} = 3,99 \approx 4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

де $t_{\text{пр1}}$ – температура холодильного агенту на вході у випарник, $^\circ\text{C}$;
 $t_{\text{пр2}}$ – температура холодильного агенту на виході з випарника, $^\circ\text{C}$; t_0 – температура кипіння холодильного агенту, $^\circ\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі для випарника обирається на рівні

$$K_{\text{вип}} = 25 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Аналогічно до розділу 4 необхідна площа теплообмінної поверхні:

$$F_{\text{вип}} = \frac{Q_v}{K_{\text{вип}} \cdot \overline{\Delta t}_{\text{вип}}} = \frac{919000}{25 \cdot 5,635} = 6523,5 \text{ м}^2$$

Площа теплообмінної поверхні одного випарника:

$$F = \frac{F_{\text{загальне}}}{8} = \frac{6523,5}{8} = 815 \text{ м}^2$$

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У розділі «Розрахунок спірального швидкоморозильного апарата» важливим етапом є визначення сумарного теплового навантаження на випарник, що безпосередньо впливає на вибір типу та кількості повітроохолоджувачів (випарників) для забезпечення стабільного технологічного процесу шокової заморозки.

Для забезпечення ефективної роботи спірального швидкоморозильного апарата у фрізері шокової заморозки нами було прийнято рішення використовувати підлогові випарники, а не стельові. Такий вибір зумовлений особливостями конструкції фрізера, де передбачене двоярусне розміщення теплообмінного обладнання: 4 випарники в нижньому ярусі та 4 у верхньому, загалом 8 одиниць.

У якості випарників обрано модель Thermofin X-TAF A091.1-X-2-2X24 14X12-LHS, яка є спеціалізованим підлоговим повітроохолодником, що ідеально відповідає вимогам експлуатації у фрізерах з температурою кипіння -40 C .

Модель Thermofin X-TAF A091.1 забезпечує площу теплообміну приблизно 1060m^2 , тобто 8 випарників надають загальну площу на рівні близько 8480 m^2 , що повністю покриває теплове навантаження з невеликим запасом.

Випарники цієї моделі призначені для роботи при температурі кипіння до -40 C , що точно відповідає умовам нашого фрізера. Крім того, допустимий робочий температурний діапазон зазначено як $-40\dots+60\text{ C}$.

Завдяки підлоговому виконанню, випарники не перекривають верхню частину камери, де розташовується обертовий конвеєр. Їхнє двоярусне вертикальне розміщення забезпечує рівномірний розподіл холоду по всьому об'єму апарата.

Повітряні вентилятори даної моделі забезпечують необхідний об'єм повітряного потоку для швидкого теплообміну з мінімальними витратами

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

енергії. Обладнання комплектується 2 вентиляторами на 400 В з потужністю 0,75 кВт кожен.

Модель має антикорозійне покриття, низький рівень шуму, а конструкція дозволяє просте очищення, що є критичним для харчової промисловості.

Обрана модель Thermofin X-TAF A091.1-X-2-2X24 14X12-LHS повністю відповідає вимогам проекту по теплотехнічних характеристиках, розміщенню в камері, а також економічній доцільності, забезпечуючи необхідну енергоефективність та експлуатаційну надійність. Встановлення 8 таких випарників дозволяє досягти стабільної та безперервної роботи системи заморожування з дотриманням усіх гігієнічних та технологічних вимог.

11.3. Розрахунок та підбір економайзера

Для підвищення енергоефективності двоступеневого холодильного циклу було прийнято рішення включити до складу системи економайзер. Його головна функція – охолодження перегрітої пари після першого ступеня стиснення та часткова випаровка рідини, яка впорскується в компресор на другому ступені. Це дозволяє зменшити ентальпію на вході у другий ступінь, знизити температуру стиснення, зменшити навантаження на компресор і підвищити загальний холодильний коефіцієнт установки.

На основі теплового балансу економайзера ми розраховуємо масову витрату холодоагенту, що спрямовується до проміжної ступені компресора. Це необхідно для зниження температури парів після першого ступеня стиснення та покращення енергетичних характеристик усього холодильного циклу. Економайзер виконує функцію проміжного теплообмінника, в якому відбувається відбір тепла у рідкого аміаку з боку нижнього тиску, його часткове випаровування, після чого утворена пара подається до компресора.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Розрахунок здійснюється на основі рівняння теплового балансу:

$$G_{\text{ек}} \cdot (h_{3'} - h_8) = G_0 \cdot (h_1 - h_6)$$

Після перетворення рівняння та підстановки числових значень отримаємо:

$$G_{\text{ек}} = \frac{G_0(h_1 - h_6)}{(h_{3'} - h_8)} = \frac{0,71(1447 - 158)}{1450 - 349} = 0,83 \text{ кг/с}$$

Цей результат означає, що в економайзері утворюється додаткова масова витрата аміачної пари в розмірі 0,83 кг/с, яка подається у високий ступінь компресора. Це знижує температуру всмоктування в другому ступені, що суттєво зменшує енергоспоживання установки, знижує навантаження на компресор і покращує холодильний коефіцієнт системи.

Таким чином, розрахунок теплового балансу економайзера є важливим етапом у проектуванні двоступеневих холодильних установок і дає змогу оцінити кількість пари, яка ефективно використовується для проміжного вприскування, підвищуючи загальну енергоефективність системи.

Описуючи вибір економайзера для нашої аміачної холодильної установки, було прийнято рішення використати теплообмінник типу PSHE 5NH-50/3/3 виробництва компанії Vahterus (Фінляндія). Ця модель є пластинчасто-оболонковим теплообмінником, що забезпечує ефективний теплообмін між рідинами при значному діапазоні робочих температур і тисків. Згідно з технічною інформацією, обладнання розраховане на роботу при тиску до 25 бар і температурному діапазоні від -50 до $+150$ С, що повністю відповідає умовам експлуатації в нашій системі, де температура кипіння аміаку становить -40 С.

Основною функцією економайзера є охолодження пари аміаку, що виходить із першого ступеня стиснення, та подача її в проміжну точку між ступенями компресора. У нашій схемі пари з економайзера з температурою нижче нуля будуть вводиться безпосередньо в компресор типу Mayekawa LSC, що значно підвищує ефективність циклу. Таке рішення дозволяє знизити

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

ентальпію на вході до другого ступеня, зменшити температуру стискання та, відповідно, зменшити загальну споживану потужність компресора. Крім того, це сприяє більш плавному режиму роботи, зменшенню зносу обладнання та підвищенню ресурсу його експлуатації.

Таким чином, вибір моделі PSHE 5NH-50/3/3 є технічно обґрунтованим і виправданим з точки зору енергетичної ефективності, безпеки та довговічності експлуатації холодильної системи. Економайзер адаптований до умов роботи з аміаком і має необхідний запас міцності для стабільної роботи в промисловому середовищі.

Таблиця 11.3.1.

Технічні характеристики економайзера VANTERUS PSHE 5NH-50/3/3

Тип	PSHE 5NH-50/3/3
Сторона пластин: Робочий тиск (мін/макс)	-1 / 25 бар
Сторона корпусу: Робочий тиск (мін/макс)	-1 / 25 бар
Сторона пластин: Температура (мін/макс)	-50 / 150 C
Сторона корпусу: Температура (мін/макс)	-50 / 150 C
Об'єм сторони пластин	14.18 л
Об'єм сторони корпусу	23.1 л
Випробувальний тиск	48.6 бар
Середовище	Аміак (AMMONIA)
Вага	628 кг
Матеріал кожуха	P355NL2 EN 10028-3
Матеріал пластин	1.4404 EN 10028-7

РОЗДІЛ 12. РОЗРАХУНОК ТА ПІДБІР ДОПОМІЖНОГО ОБЛАДНАННЯ

12.1. Підбір лінійного ресивера

Для забезпечення стабільної роботи аміачної холодильної системи необхідно передбачити наявність лінійного ресивера, який акумулює надлишки холодоагенту. Його обсяг визначається в залежності від об'єму аміаку, що циркулює у випарниках.

У нашому випадку використовується 8 підлогових повітроохолоджувачів моделі Thermofin X-TAF A091.1-X-2-2X24 14X12-LHS, кожен з яких має об'єм ≈ 240 л холодоагенту. Таким чином, сумарна місткість випарників становить:

$$V_{\text{вип}} = 8 \cdot 240 = 1920 \text{ л} = 1,92 \text{ м}^3$$

Згідно з нормативними вимогами, ресивер повинен мати 20% запас по об'єму при рівні заповнення 80%. Формула для розрахунку об'єму лінійного ресивера у цьому випадку має вигляд:

$$V_{\text{л.р.}} = \frac{0,6 \cdot V_{\text{вип}}}{0,6} \cdot 1,2 = \frac{0,6 \cdot 1,92}{0,6} \cdot 1,2 = 2,304 \text{ м}^3$$

1,2 – це коефіцієнт, який враховує запас місткості (20%).

Таким чином, об'єм лінійного ресивера має бути не менше 2304 літрів. Такий резерв забезпечує необхідний робочий запас холодоагенту, компенсує коливання навантаження та гарантує безпечну експлуатацію системи.

У зв'язку з модернізацією першої черги холодильної системи підприємства, яка включає встановлення спірального швидкомерозильного апарата потужністю 560 кВт, введення в експлуатацію додаткової камери зберігання продукції при температурі -22 С, а також камери зберігання сировини при -18 С, виникає потреба у збільшенні об'єму зберігання рідкого

									Арк.
									79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

аміаку. З цією метою передбачено встановлення другого лінійного ресивера об'ємом **6,5 м³** від вітчизняного виробника ТОВ «Машзавод», м. Чернівці, що забезпечить необхідний резерв хладагента та підвищить надійність системи.

Лінійний ресивер №2 вибрано з урахуванням не лише поточних потреб модернізованої першої черги, а й з перспективою подальшого розширення виробничих потужностей підприємства. Такий підхід дозволяє уникнути перевантаження існуючої системи та забезпечити стабільну роботу при зростанні навантажень у майбутньому.

Новий лінійний ресивер буде об'єднано лінією рідкого аміаку з уже існуючим ресивером №1, що дозволить організувати гнучку та взаємодоповнюючу систему накопичення холодоагенту, а також забезпечить рівномірне постачання аміаку до усіх споживачів системи. Це рішення є технічно обґрунтованим та економічно доцільним у контексті поетапної модернізації та розвитку підприємства.

12.2. Підбір циркуляційного ресивера

Циркуляційний ресивер – це спеціальна ємність у холодильній системі, призначена для накопичення та розподілу рідкого холодоагенту, зокрема аміаку, до споживачів, а також для збору пари, що утворюється після процесу кипіння у випарниках. Він є ключовим елементом насосно-циркуляційної схеми охолодження.

Основне призначення циркуляційного ресивера полягає в тому, щоб забезпечити стабільну подачу рідкого аміаку на повітроохолоджувачі або інші споживачі холодоагенту. Звідти рідина надходить по рідинній лінії під дією насоса або самопливом (у залежності від конструкції системи) до випарників, де відбувається її кипіння і поглинання тепла з охолоджуваного середовища.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

Маршрут: Від виходу з повітроохолодників до входу в циркуляційний ресивер.

1. Для DN100:

$$V_{н.т.} = \frac{\pi \cdot (102)^2}{4} \cdot 60 = 0,490 \text{ м}^3$$

2. Для DN400:

$$V_{в.т.} = \frac{\pi \cdot (408)^2}{4} \cdot 40 = 5,02 \text{ м}^3$$

Розрахункова формула об'єму циркуляційного ресивера при верхній подачі аміаку до охолоджуваних приладів:

$$V_{ц.р.} = K \cdot (V_{н.т.} + 0,3V_б + 0,5V_{в.о.} + 0,3V_{в.т.})$$

$$= 1,7 \cdot (0,49 + 0,3 \cdot 2,304 + 0,5 \cdot 2,304 + 0,3 \cdot 5,02) = 6,526 \text{ м}^3$$

Вона враховує об'єм аміачного трубопроводу насоса, внутрішні об'єми випарників і повітроохолоджувачів, а також об'єми зворотного трубопроводу, з відповідними коефіцієнтами, що компенсують зміну агрегатного стану холодоагенту в системі.

Таблиця 12.2.1

Коефіцієнти К для розрахунку об'єму циркуляційного ресивера

Тип ресивера	Коефіцієнт К
Вертикальний ЦРД	2,7
Вертикальний ЦРД з рідинним стояком і горизонтальний ЦРД, що не виконує функцію відокремлення рідини	2,0
Горизонтальний ЦРД, що не виконує функцію відокремлення рідини, з рідинним стояком	1,7

Для реалізації сучасної аміачної холодильної системи на підприємстві нами передбачено встановлення циркуляційного ресивера об'ємом 17 м³. Такий вибір зумовлений як розрахунковими потребами поточної системи, так і перспективами подальшого розширення виробництва.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Після проведених технічних розрахунків за класичною методикою (з урахуванням об'єму трубопроводів, випарників, а також вимог до швидкості парів та коефіцієнта K , який враховує конструкцію ресивера), було встановлено, що базовий об'єм циркуляційного ресивера повинен становити приблизно 8 м^3 . Однак, у зв'язку з планованою модернізацією першої черги (включно зі спіральним фрізером потужністю 560 кВт , камерою зберігання при -22 C та камерою для сировини при -18 C), прийнято стратегічне рішення збільшити об'єм до 17 м^3 . Це дозволяє створити необхідний запас по ємності для забезпечення безперервної роботи всіх споживачів холодоагенту в умовах пікових навантажень, запуску та зупинки обладнання.

Циркуляційний ресивер служить буферною ємністю для зберігання рідкого аміаку. Саме з нього рідкий аміак подається на випарники, а після кипіння пари повертаються назад і відсмоктуються компресорами. Завдяки цьому забезпечується гідравлічна стабільність, рівномірне живлення споживачів та оптимальна робота всієї системи.

Окремо варто підкреслити, що обраний циркуляційний ресивер буде виготовлено з матеріалу, придатного для роботи з аміаком – в умовах низьких температур (до -40 C) та вакуумного тиску (від'ємного тиску на всмоктуванні компресора). Це гарантує довговічність і безпечну експлуатацію обладнання.

Циркуляційний ресивер планується замовити у вітчизняного виробника — ТОВ «Машзавод», м. Чернівці, який має досвід у виготовленні обладнання для аміачних систем та може забезпечити відповідність ємності нормам ДСТУ, PED/EN та вимогам до роботи з токсичними холодоагентами.

Таким чином, циркуляційний ресивер об'ємом 17 м^3 є технічно виправданим та економічно доцільним рішенням, яке враховує як поточні потреби, так і майбутнє розширення підприємства.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

12.3. Підбір відділювача мастила

Для забезпечення надійної та безперебійної роботи аміачного холодильного обладнання в межах другого етапу модернізації передбачається встановлення інерційного відділювача мастила моделі виробництва ТОВ «МАШЗАВОД» (м. Чернівці, Україна). Основною функцією відділювача є відокремлення мастила з потоку аміачної пари перед подачею холодоагенту далі у циркуляційну систему. Завдяки цьому в абсорбційних та циркуляційних резервуарах не накопичується мастило, що забезпечує стабільність подачі холодоагенту, знижує теплові втрати та підвищує загальну ефективність роботи аміачного компресорного цеху.

Відділювач мастила має об'єм 200 літрів і призначений для роботи в умовах, коли температура аміачного середовища може коливатись від $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ до $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Він виготовлений із сталі, стійкої до корозії, що спричинюється агресивними властивостями аміаку, та оснащений внутрішньою нагрівальною спіраллю (ТЕН), яка підтримує температуру в корпусі до $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Завдяки вбудованому нагрівальному елементу забезпечується своєчасний підігрів стінок відділювача, що запобігає утворенню конденсату та забезпечує постійне відокремлення мастила навіть при низьких початкових температурах холодоагенту.

Усередині відділювача розташовані декілька систем гравітаційного та відцентрового відділення мастила. При проході аміачної пари через внутрішні перегородки та сферичні елементи корпусу виникає зміна напрямку руху, що сприяє відділенню дрібних краплинок мастила. Очищена пара надходить до подальших вузлів холодильного контуру, а зібране мастило збирається у нижній частині корпусу, де воно періодично відводиться через зливний патрубок з різьбленням $M33\times 1,5$. Для контролю тиску й температури в корпусі передбачено патрубок для манометра з різьбленням $M20\times 1,5$. Корпус виконано у формі циліндра з габаритами $900\times 300\times 1000\text{ мм}$ (Д \times Ш \times В), що

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

РОЗДІЛ 13. ВИЗНАЧЕННЯ ДІАМЕТРІВ ОСНОВНИХ ТРУБОПРОВОДІВ, ГІДРАВЛІЧНИХ ВТРАТ У МЕЖАХ ТА ВИБІР НАСОСУ

У дипломному проєкті «Модернізація аміачного компресорного цеху» одним із ключових завдань є вибір і обґрунтування трубопроводів для передачі холодоагенту (парового та рідинного) і мастила. Правильний підбір внутрішніх діаметрів і матеріалів трубопроводів визначає не лише безпеку та надійність роботи обладнання, але й енергоефективність усього компресорного блоку.

Актуальність теми продиктована зростаючими вимогами до економії енергії, зменшення втрат у системах магістралей та підвищенням технічної експлуатаційної стійкості аміачних установок. Невідповідність діаметрів може призвести до підвищених гідравлічних опорів, надмірного штучного перегріву або переохолодження холодоагенту, неконтрольованих коливань тиску та, як наслідок, зростання споживання енергії й підвищеного зносу компресорів.

У рамках модернізації передбачено:

1. Розрахунок внутрішніх діаметрів парових та рідинних трубопроводів за офіційними нормами й рекомендаціями (швидкість руху холодних парів та рідини, допустимі втрати напору).
2. Підбір матеріалів із урахуванням корозійної стійкості, циклічних температурних навантажень і вимог до пожежної безпеки.
3. Побудову вузлових схем магістралей всмоктування, нагнітання та обв'язки економайзерів, що забезпечать рівномірний розподіл холодоагенту між компресорами й мінімальні гідравлічні втрати.

Таким чином, адекватне проектне рішення з трубопроводами є фундаментом для безперебійної експлуатації аміачного компресорного цеху

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

після модернізації, сприяючи підвищенню його продуктивності, екологічної безпеки та зменшенню експлуатаційних витрат.

13.1 Визначення діаметрів аміачних трубопроводів

Всмоктувальний колектор.

Для розрахунку необхідного діаметру трубопроводу на всмоктувальній лінії задаю швидкість парів холодильного агенту –19 м/с.

Діаметр трубопроводу знаходжу з рівняння:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{6070}{3600}}{22 \cdot 3,14}} = 0,312 \text{ м}$$

$$DN = 300 \text{ мм}$$

Встановлюю сталеву трубу розмірами $d_{\text{вн}} \times \delta = 323,9 \times 7,1$ мм сталь 10Г2.

Нагнітальний колектор.

Знайдемо масову витрату холодильного агенту

$$M' = \frac{V}{v_1} = \frac{6070}{3600 \cdot 1,90} = 0,88 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Приймаю швидкість руху стиснутих парів холодильного агенту – 20 м/с.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4Mv_1}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,88 \cdot 1,90}{20 \cdot 3,14}} = 0,077 \text{ м}$$

$$DN = 80 \text{ мм}$$

Вирішую встановити сталеву трубу розміром $d_{\text{вн}} \times \delta = 88,9 \times 3,2$ мм сталь 20.

Трубопровід рідкого ХА на виході з конденсатора до лінійного ресивера.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		87

Приймаю швидкість руху рідкого ХА - 0,6 м/с.

$$V_{\text{вих.конд}} = \frac{M'}{\rho_{\text{рід.ха}}} = \frac{0,88}{603} = 0,001 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де $\rho_{\text{рід.ха}}$ - густина рідкого холодильного агенту на виході з конденсатору.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{вих.конд}}}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,001}{0,6 \cdot 3,14}} = 0,079 \text{ м}$$

$$DN = 100 \text{ мм}$$

Встановлюю сталеву трубу розміром $d_{\text{вн}} \times \delta = 114,3 \times 3,6$ мм сталь 20.

Трубопровід підживлення економайзера холодильним агентом.

Швидкість руху рідкого ХА приймаю 1,05 м/с.

$$V_{\text{вихд.ек}} = \frac{q'}{\rho_{\text{ек.ха}}} = \frac{2,25}{645,4} = 0,0034 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

де $\rho_{\text{ек.ха}}$ - густина рідкого холодильного агенту на вході в економайзер.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{вихд.ек}}}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0034}{1,05 \cdot 3,14}} = 0,064 \text{ м}$$

$$DN = 65 \text{ мм}$$

Встановлюю сталеву трубу розміром $d_{\text{вн}} \times \delta = 76,1 \times 2,9$ мм сталь 20.

Вихід переохолодженої рідини з економайзера.

Приймаю швидкість руху переохолодженої рідини 1,5 м/с.

$$V_{\text{вих.рід.ек}} = M \cdot v_5 = 1,28 \cdot 0,00589 = 0,00613 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{вих.рід.ек}}}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00613}{1,5 \cdot 3,14}} = 0,072 \text{ м}$$

$$DN = 65 \text{ мм}$$

Встановлюю сталеву трубу розміром $d_{\text{вн}} \times \delta = 88,9 \times 3,2$ мм сталь 20.

Трубопровід всмоктувальний з економайзера.

Приймаю швидкість руху холодних парів ХА 15 м/с.

										Арк.
										88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$V_{\text{всм.ек}} = M \cdot v_5 = 0,148 \cdot 0,05 = 0,0074 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{всм.ек}}}{\omega \cdot \pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0074}{15 \cdot 3,14}} = 0,025 \text{ м}$$

$$DN = 40 \text{ мм}$$

Встановлюю сталеву трубу розміром $d_{\text{вн}} \times \delta = 48,3 \times 2,6$ мм сталь 20.

Трубопровід на рідинній лінії в насосно-циркуляційній системі (трубопровід входу в аміачний насос):

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4M}{\pi\omega\rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,88}{3,14 \cdot 690 \cdot 0,4}} = 0,102 \text{ м}$$

$$DN = 125 \text{ мм}$$

Встановлюю сталеву трубу розміром $d_{\text{вн}} \times \delta = 139,7 \times 4$ мм сталь 10Г2.

Трубопровід на рідинній лінії в насосно-циркуляційній системі (трубопровід виходу з аміачного насоса):

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4M}{\pi\omega\rho}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,88}{3,14 \cdot 690 \cdot 0,9}} = 0,042 \text{ м}$$

$$DN = 65 \text{ мм}$$

Встановлюю сталеву трубу розміром $d_{\text{вн}} \times \delta = 76,1 \times 2,9$ мм сталь 10Г2.

13.2. Розрахунок гідравлічних втрат на аміачних лініях

Визначаємо динамічний тиск на рідинних лініях в насосно-циркуляційній системі:

$$-42: \frac{\rho\omega^2}{2} = \frac{690 \cdot 0,4^2}{2} = 55,2 \frac{\text{кг}}{\text{м} \cdot \text{с}^2}$$

Розраховуємо число Рейнольдса за формулою:

$$Re = \frac{\omega d_{\text{вн}} \rho}{\mu}$$

									Арк.
									89
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.142.008.001. ПЗ				

На рідинних лініях в насосно-циркуляційній системі:

$$-42: Re = \frac{0,4 \cdot 0,125 \cdot 690}{34,5 \cdot 10^{-3}} = 1000$$

Визначаємо коефіцієнт тертя для ламінарного потоку за формулою:

$$\lambda_{\text{тр}(-42)} = 0,11 \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25} = 0,11 \left(\frac{0,06}{125} + \frac{64}{1000} \right)^{0,25} = 0,055$$

Втрати тиску від тертя:

$$\Delta p_{\text{тр}(-42)} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho \omega^2 l}{2d} = \frac{0,055 \cdot 690 \cdot 0,4^2 \cdot 42}{2 \cdot 0,125} = 1,02 \text{ кПа}$$

Втрати тиску в місцевих опорах за формулою:

$$Z = \sum \xi_m \frac{\rho \omega^2}{2}$$

$$Z_{(-40)} = (2 \cdot 0,5 + 8 \cdot 1 + 1) 55,2 = 552 \text{ Па}$$

Загальна витрата тиску:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{тр}} + Z$$

$$\Delta p_{(-42)} = 1020 + 552 = 1572 \text{ Па} = 1,6 \text{ кПа}$$

Підбір аміачного насосу

У рамках другої черги модернізації аміачної холодильної установки було визначено, що для обслуговування циркуляційного ресивера при температурі $-42 \text{ }^\circ\text{C}$ потрібно наростити насосну потужність. Наразі під ресивером встановлено два герметичні шестеренні насоси Lederle Hermetic CNF 40-200, які справляються з навантаженням компресорів. Однак з підключенням Фрізера № 5, розрахованого на значний відбір рідкого аміаку, існуючі агрегати опиняться за межами оптимального режиму роботи.

13.3. Розрахунок та підбір аміачного насоса

Технічний розрахунок напору й подачі при $-42 \text{ }^\circ\text{C}$

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дозволить підтримувати стабільну температуру у фрізері та забезпечить надійну експлуатацію всієї холодильної установки.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

РОЗДІЛ 14. ЗАПІРНА АРМАТУРА ТА РЕГУЛЮВАЛЬНА СТАНЦІЯ ФРІЗЕРА № 5

У фрізері № 5 передбачено монтаж восьми незалежних випарників, кожен із яких оснащений власним клапанним розподільником від виробника Danfoss. Клапанний розподільник призначений для керування подачею рідкого аміаку, відведенням пари з випарника (паро-рідинною сумішшю) та подачею гарячого газу для режиму відтаювання. Для кожного з восьми клапанних розподільників передбачено три трубопровідні лінії: лінію подачі рідкого аміаку (DN25), лінію повернення (DN100) та лінію гарячого газу (DN25). Усі запірні та регулювальні елементи виконані з арматури Danfoss, що відповідає вимогам надійності та хімічної стійкості для роботи з аміаком.

Лінія подачі рідкого аміаку (DN 25) – послідовність арматурних та трубопровідних елементів та їх функції

1. Запірний клапан SVA 25 straight

Перший елемент на рідинній лінії – кульовий запірний клапан SVA 25 straight зі сталі, що дозволяє повністю перекрити подачу рідкого аміаку від ресивера до решти контуру. У закритому положенні цей клапан ізолює весь участок рідинної лінії, що необхідно під час монтажу, сервісного обслуговування або аварійного зупинення системи.

2. Фільтр-осушувач FIA 25–100 straight

Після запірного клапана встановлено фільтр-осушувач (FIA 25–100 straight), який затримує механічні домішки й вологу. Це запобігає скупченню твердих частинок і води у внутрішніх каналах дроселів і регулювальних клапанів далі по лінії. Фільтр захищає чутливі елементи, знижує ризик засмічення та корозійного руйнування, забезпечуючи довготривалу та безпечну роботу системи.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

3. Електромагнітний клапан EVRA 25 NS 32

Наступним встановлено електромагнітний (соленоїдний) клапан EVRA 25 NS 32. У звичайному робочому режимі цей клапан у відкритому стані пропускає рідкий аміак далі по лінії. Під час аварійної ситуації або при аварійній зупинці компресора електромагніт автоматично закриває клапан, перериваючи подачу й запобігаючи неконтрольованому витіканню холодоагенту.

4. Зворотний клапан SCA 25 angle

Далі вбудовано зворотний клапан SCA 25 angle, який запобігає зворотному току рідкого аміаку у бік ресивера. Використовуючи кутовий корпус, цей зворотний клапан забезпечує одностороннє спрямування потоку й автоматично закривається, коли тиск у зворотному напрямку перевищує допустимі значення.

5. Запірний клапан SVA 25 straight (кінцевий)

Завершальний елемент рідинної лінії – запірний клапан SVA 25 straight із умовним проходом DN 25. Він служить для остаточного перекриття рідинної лінії перед входом у випарник або колекторну систему більшого діаметра. Завдяки цьому клапану можна швидко відключити конкретний сегмент рідинної лінії під час обслуговування випарників або в разі потреби повністю перекрити подачу рідкого аміаку до наступних елементів.

Лінія повернення паро-рідинної суміші (DN 100) – послідовність арматурних та трубопровідних елементів та їх функції

1. Запірний клапан SVA 100 straight

На вході в клапанний розподільник цей запірний клапан виконує основне перекриття лінії повернення, що дає змогу ізолювати окремий випарник для ремонту чи технічного обслуговування.

2. Регулювальний клапан ICS 100

Через цей клапан проходить двофазна суміш (пар + рідина). Одночасно до корпусу ICS 100 підходить окрема лінія гарячого газу для можливості відтаювання самого регулювального механізму. У робочому режимі клапан

									Арк.
									95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.142.008.001. ПЗ				

підтримує заданий перепад тиску в контурі випарника, забезпечуючи стабільну холодильну потужність. Під час відтаювання оператор відкриває подачу гарячого газу безпосередньо в ICS 100, що розморожує його сідло й дросельні канали.

3. Запірний клапан SVA 100 straight (кінцевий)
Другий запірний клапан встановлено безпосередньо за регулювальним блоком. Він дозволяє остаточно перекрити лінію повернення перед підключенням до загальної колекторної магістралі ресивера високого тиску та відключити окремих випарник від загальної системи в разі необхідності.

4. Під час нормальної експлуатації холодоагент у вигляді парорідинної суміші проходить послідовно через перший SVA 100 (за потреби ізольований), далі через регулювальний клапан ICS 100, а потім виходить через другий SVA 100 у колектор ресивера. Лінія гарячого газу, підведена до корпусу ICS 100, використовується виключно для циклів відтаювання, коли потрібно розморозити клапан або підігріти дросельні канали перед повторним запуском випарника.

Лінія подачі гарячого газу для відтаювання (DN 25) – послідовність арматурних та трубопровідних елементів та їх функції

1. Запірний клапан SVA 25 straight
Перший елемент на гарячологазовій лінії – кульовий запірний клапан SVA 25 straight, який дозволяє перекрити подачу гарячого газу під час нормального робочого режиму. У закритому стані цей клапан ізолює весь участок, щоб уникнути випадкового надходження гарячого газу до випарника або регулювального клапана.

2. Фільтр-осушувач FIA 25–100 straight
Після запірного клапана встановлено фільтр-осушувач (FIA 25–100 straight) для затримки можливих механічних домішок із високого тиску конденсатора. Навіть у гарячому газі можуть бути дрібні частинки, і фільтрація забезпечує

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

чистоту потоку перед тим, як він надійде до чутливих дросельних елементів у клапанному вузлі.

3. Електромагнітний клапан EVRA 25 NS 32

Далі в лінії монтується електромагнітний (соленоїдний) клапан EVRA 25 NS 32. У звичайному стані цей клапан закритий, перешкоджаючи потраплянню гарячого газу до контуру випарника. Під час ініціації циклу відтаювання електромагніт відкривається, пропускаючи гарячий газ із колектора високого тиску до регулювального клапана ICS 100 або безпосередньо в теплообмінні канали випарника.

4. Запірний клапан SVA 25 straight (кінцевий)

Завершальний елемент гарячого газу – запірний клапан SVA 25 straight. Він розміщений ближче до точки введення гарячого газу у випарник чи регулювальний клапан. Завдяки цьому клапану можна остаточно перекрити підвід гарячого газу під час обслуговування вузла відтаювання або у разі необхідності ізолювати окремий випарник від подачі нагрітого холодоагенту.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умовні позначення клапанного розподільника фризера №5

Позначення	Найменування
	Запірний кутовий та прохідний вентиль
	Зворотній клапан
	Фільтр із сіткою
	Перепускной пружинный клапан
	Триходовий вентиль
	Ручний регулюючий вентиль
	Сервісний вентиль із заглушкою
	Насос
	Кут нахилу трубопроводу та напрям
	Соленойдний вентиль
	Вентиль или затвор із електроприводом
	Здвоений запобіжний клапан
	Головний пілотний вентиль із пілотами
	Реле потоку
	Датчик контролю рівня рідкого аміаку
	Термометр / Датчик температури
	Манометр / Датчик тиску
	Перехід концентричний
	Трійник
	Зглушка
	Зварне з'єднання
	Напря́м руху потоку
	Ізольований трубопровід
	Трубопровід аміачний газовий низького тиску
	Трубопровід аміачний газовий високого тиску
	Трубопровід аміачний рідинний
	Трубопровід масляний
	Трубопровід розчину гліюколя
	Трубопровід аміачній газовий термосифонного охолодження.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

РОЗДІЛ 15. РОЗРАХУНОК ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

15.1. Проектне споживання електроенергії холодильним обладнанням компресорного цеху

Метою розділу є комплексний економічний аналіз інвестицій та експлуатаційних витрат, пов'язаних із впровадженням та експлуатацією холодильного обладнання у рамках проекту. У цьому розділі буде визначено повну вартість необхідного обладнання – від компресорів і насосів до систем автоматики – а також оцінено витрати на будівництво приміщень, монтаж інженерних комунікацій, енергоспоживання, оплату праці обслуговуючого персоналу і регламентні витрати на технічне обслуговування.

Для обґрунтування доцільності проекту проводитиметься розрахунок показників економічної ефективності: собівартості одиниці продукції (холодильної послуги), нормованих витрат електроенергії на виробництво холоду, строку окупності капіталовкладень та рентабельності проекту загалом. Особлива увага приділяється аналізу експлуатаційної частини – ураховуючи, що компресорний цех та насосні установки працюватимуть у цілодобовому режимі, необхідно з'ясувати реальні витрати електроенергії, води для охолодження, запасних частин та обслуговування.

У розрахунках враховано дію чинних економічних нормативів і тарифів: ціни на електроенергію відповідно до постанови НКРЕКП «Про затвердження тарифів на електроенергію» (постанова № 1299 від 28.12.2023), тарифи на воду та послуги з охолодження згідно з місцевими нормами, а також індексацію витрат у відповідності до положень Бюджетного кодексу України. Крім того, у розділі розглядаються методики оцінки інвестицій, передбачені ДСТУ 4100:2014 «Інвестиційна діяльність. Уніфікована методика оцінки інвестиційних проектів», що дає підґрунтя для визначення чистої теперішньої

									Арк.
									99
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

вартості (NPV), внутрішньої норми дохідності (IRR) і терміну окупності (PBP).

У підсумку, отримані економічні показники дадуть змогу зробити висновки про рентабельність проекту, оцінити доцільність використання альтернативних варіантів обладнання або оптимізації технологічних процесів, а також розробити рекомендації щодо мінімізації виробничих і експлуатаційних витрат. Таким чином, розділ «Розрахунок економічної ефективності» стане основою для прийняття зважених управлінських рішень і забезпечить економічне обґрунтування реалізації холодильної системи.

Підраховуємо проектне споживання електроенергії та води холодильним обладнанням компресорного цеху, розрахунки заносимо до таблиці 15.1.1.

Таблиця 15.1.1

Розрахункове річне споживання електроенергії технологічного обладнання другої черги модернізації

Назва обладнання	К-ть	Р, кВт	Р, кВт	Години роботи на рік, год	Річне споживання, кВт·год
Двоступеневий гвинтовий компресор Mayekawa 3225LSC	1	909,8		8760	7969848
Електродвигун Siemens 1LA4 632-6CN (привід компресора)	1	360		8760	3153600
Конденсатор VRC_0361A-101BE-JA (BAC)	1	1355		8760	11869800
Випарник Thermofin X-TAF A 091.1	8	90		7300	5256000
Вентилятор для випарника (400 В, 0,75 кВт)	16	0,75		7300	87600
Механічна частина фрізера (привід стрічки)	1	10		7300	73000
Річне споживання електроенергії (загалом)					28409848

Витрати на споживану електроенергію:

Річне споживання електроенергії:

$$N = 28\,409\,848 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Вартість 1 кВт·год:

$$C_{\text{ел}} = 10,16 \text{ грн}$$

Визначаємо річні витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$V_{\text{ел.р}} = N \cdot C_{\text{ел}} = 28\,409\,848 \cdot 10,16 = 288809989,68 \text{ грн}$$

Аміак R717 купується за ціною 50 грн/кг у 2025 році (за гуртовими цінами). Повне розширення аміачного компресорного цеху потребує 8000 кг.

$$V_{R717} = 50 \cdot 8000 = 400000 \text{ грн}$$

Мастило для першої та другої заміни Petro-Canada Reflo 68A. Повне розширення аміачного компресорного цеху потребує 2000 л мастила. Вартість однієї бочки Petro-Canada Reflo 68A Ammonia Oil 205 л складає 104728 грн.

$$V_{\text{мастило}} = 10 \cdot 104728 = 1047280 \text{ грн}$$

15.2. Проектне споживання електроенергії холодильним обладнанням компресорного цеху

Капітальні затрати на реалізацію проектних заходів розраховуються за формулою:

$$K = V_{\text{пр}} + V_{\text{обл}} + V_{\text{ту}} + V_{\text{тз}} + V_{\text{нр}} + V_{\text{м}} + V_{\text{пд}} + Д - Л + V_{\text{бал}} + \Delta \text{об},$$

де $V_{\text{пр}}$ -витрати на проектні роботи (15%);

$V_{\text{обл}}$ – витрати на придбання обладнання;

$V_{\text{ту}}$ – вартість тари та упаковки обладнання (2%);

$V_{\text{тз}}$ – транспортно-заготівельні витрати на транспортування обладнання від підприємства-виробника до місця призначення (5%);

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						101
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

V_{nr} – витрати на вантажно-розвантажувальні роботи за рахунок покупця (1%);

V_m – витрати на монтажні роботи (8%);

D – витрати на демонтаж застарілого обладнання;

L – вартість демонтованого обладнання;

$V_{бал}$ – залишкова вартість обладнання, що демонтується.

Розрахунок витрат на будівництво холодильника наведено в табл.

15.2.1.

Таблиця 15.2.1

Витрати матеріалів на 1 м² для будівництва фундаменту

Шар фундаменту	Товщина	Витрата матеріалу на 1 м ²	Вартість, ₴
Полімерна підлога	0,04 м	1,00 м ²	500
Армована бетонна стяжка	0,08 м	0,08 м ³ бетону + 0,10 м ² арматури	335
Пароізоляція (пергамін)	0,001 м	1,00 м ²	100
ППУ (теплоізоляція)	0,18 м	0,18 м ³	810
Цементно-піщаний розчин	0,025 м	0,025 м ³	75
Ущільнена піщана подушка	0,85 м	0,85 м ³	680
Бетонна підготовка + електропідігрів	0,10 м	0,10 м ³ бетону + 1,00 м ² обігрів	800

Таблиця 15.2.2

Зведена вартість з надбавками

Складові витрат	Сума, ₴
Матеріали (шари 1...7)	3300
Проектні роботи (15 %)	495
Транспортно-вантажні (5 %)	165
Тара і пакування (2 %)	66
Пакувально-розвантажувальні (1 %)	33
Монтажні роботи (8 %)	264
Всього на 1 м²	4323

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						102
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Підсумкова капітальна вартість ККК на 1 м²:

$$K = 3300 + 495 + 165 + 66 + 33 + 264 = 4323 \text{ € (за 1 м}^2\text{)}$$

Підсумкова загальна капітальна вартість ККК:

$$K = 4323 \frac{\text{€}}{\text{м}^2} \cdot S(\text{м}^2) = 4323 \cdot 89,61 = 387384,03 \text{ €}$$

Таблиця 15.2.3

Кошторисні витрати на стіни та стелю фрізера №5

№	Матеріал / Робота	Одиниця виміру	Норма на 1 м ²	Ціна за одиницю	Вартість на 1 м ² , €	Загальна вартість, €
1	Сендвіч-панель 180 мм (PU/PIR)	м ²	1,00	2 500 €/м ²	2 500 €	873 825 €
2	Монтаж сендвіч-панелей	м ²	1,00	300 €/м ²	300 €	104 859 €
3	Герметизація стиків (ущільнювач + фурнітура)	м ² (≈ 3 м швів)	1,00	600 €/м ²	600 €	209 718 €
Разом «зовнішня будівля фрізера»					3 400 €/м²	1 188 402 €
4	Лист AISI 304 (1 мм)	м ²	1,00	2 000 €/м ²	2 000 €	699 060 €
5	Монтаж внутрішньої обшивки з нержавіючої сталі	м ²	1,00	500 €/м ²	500 €	174 765 €
Разом «внутрішня обшивка»					2 500 €/м²	873 825 €
Загальна вартість «стіни + стеля + внутрішня обшивка»					5 900 €/м²	2 062 227 €

Загальна вартість будівництва будівлі фрізера становить 2 062 227€ .

15.3. Визначення амортизаційних відрахувань

Таблиця 15.3.1

Кошторисні витрати на технічне обладнання фрізера № 5

№	Назва обладнання	К-ть	Ціна за одиницю, грн	Проектні роботи (15 %), грн	Монтажні роботи (8 %), грн	Тара і упаковка (2 %), грн	Транспорт (5 %), грн	Вантажні роботи (1 %), грн	Загальні витрати, грн
1	Mayekawa 3225LSC (двоступеневий гвинтовий компресор 909,8 кВт)	1	1200000	1800000	960000	240000	600000	120000	15720000
2	Siemens 1LA4 632-6CN (двигун 360 кВт)	1	600000	90000	48000	12000	30000	6000	786000
3	Конденсатор VRC_0361A-101BE-JA (ВАС, 1355 кВт)	1	3000000	450000	240000	60000	150000	30000	3930000
4	Випарник Thermofin X-TAF A091.1 (90 кВт)	8	150000	180000	96000	24000	60000	12000	1572000
5	Вентилятор AREM BS90GA43G7 187 (400 В, 0,75 кВт)	16	10000	24000	12800	3200	8000	1600	209600
6	Аміачний насос Lederle Hermetic CNF 40-200	1	350000	52500	28000	7000	17500	3500	458500
7	Відділювач мастила (ТОВ «Машзавод», м. Чернівці)	1	100000	15000	8000	2000	5000	1000	131000
8	Циркуляційний ресивер 17 м³ (ТОВ «Машзавод», м. Чернівці)	1	200000	30000	16000	4000	10000	2000	262000
9	Лінійний ресивер 6,5м³ (ТОВ «Машзавод», м. Чернівці)	1	150000	22500	12000	3000	7500	1500	196500

00.142.008.001. ПЗ

Арк.

104

Змн. Арк. № докум. Підпис Дата

Загалом	26640 00	1420800	355200	888000	177600	232656 00	
---------	-------------	---------	--------	--------	--------	--------------	--

Загальна вартість технічного обладнання становить 23 265 600 гривень.

Загальна сума капітальних затрат визначаємо, як суму загальних витрат по будівництву і обладнанню.

$$K = B_{\text{обл}} + B_{\text{буд.мат.}} + B_{\text{робіт}} = 23265600 + 2449611 = 25715211 \text{ гривень.}$$

Визначення амортизаційних відрахувань.

Приймаємо норму амортизаційних відрахувань:

Для основного обладнання — 22 % від вартості обладнання.

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:

$$A_{\text{обл}} = \sum B_{\text{обл}} \cdot 0,22 = 23265600 \times 0,22 = 5118432 \text{ грн}$$

Визначення інших видів витрат

До інших витрат відносяться пускові витрати, витрати на утримання та експлуатацію обладнання, цехові витрати, які розраховуються як окремі статті.

Поточний ремонт обладнання — 20 % від амортизаційних відрахувань:

$$B_{\text{рем}} = A_{\text{обл}} \cdot 0,2 = 5118432 \cdot 0,2 = 1023686 \text{ грн}$$

Пускові витрати — 2 % від вартості обладнання:

$$B_{\text{пуск}} = \sum B_{\text{обл}} \cdot 0,02 = 23265600 \times 0,02 = 465312 \text{ грн}$$

Інші витрати — 3 % від амортизаційних відрахувань:

$$B_{\text{пуск}} = A_{\text{обл}} \cdot 0,03 = 5118432 \cdot 0,03 = 153553 \text{ грн}$$

Загальна сума інших витрат:

$$\sum B = B_{\text{рем}} + B_{\text{пуск}} + B_{\text{пуск}} = 1023686 + 465312 + 153553 = 1642551 \text{ грн}$$

Визначення собівартості вироблення холоду.

Холодопродуктивність, що забезпечує потреби швидкоморозильної установки:

									Арк.
									105
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.142.008.001. ПЗ				

$$Q = Q_0 \cdot k = 909 \cdot 2,7 = 2454,3 \text{ кВт}$$

де k – перевідний коефіцієнт, що враховує нерівномірність витрат на виробництво холоду при температурі кипіння -40 C , становить 2,7;

Загальна приведена холодопродуктивність для швидкоморозильної установки, час роботи якої при повному навантаженні становить:

$$Q_{\text{заг}} = 2454,3 \cdot 7300 = 17\,916\,390 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

Економічний висновок щодо витрат на обладнання

Згідно з проведеними розрахунками, загальна вартість основного технологічного обладнання для реалізації другої черги модернізації на МПЗ «Легко» становить 23 265 600 грн. Ця сума включає придбання всіх ключових енергомістких одиниць, необхідних для ефективного функціонування компресорного та холодильного господарства підприємства.

На підставі чинних норм амортизації (22 % від вартості обладнання), річна сума амортизаційних відрахувань становить 5 118 432 грн, що свідчить про довгострокову експлуатаційну цінність активів і дозволяє планувати рівномірне повернення інвестицій через амортизаційні механізми.

Додатково, до інших експлуатаційно-супровідних витрат, пов'язаних з утриманням обладнання, належать:

1. Поточний ремонт — 20 % від амортизаційних нарахувань: 1 023 686 грн
2. Пускові витрати — 2 % від вартості обладнання: 465 312 грн
3. Інші витрати (експлуатаційно-цехові) — 3 % від амортизації: 153 553 грн

У підсумку, загальна сума додаткових витрат на обслуговування і запуск обладнання становить 1 642 551 грн.

Представлені розрахунки демонструють, що витрати на закупівлю та підготовку до експлуатації технологічного обладнання є суттєвими, але економічно обґрунтованими в межах реалізації масштабного інфраструктурного проєкту. Амортизаційні механізми дозволяють поступово повертати вкладені кошти, а належне планування супутніх витрат —

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		106

забезпечує безперебійну роботу обладнання протягом всього життєвого циклу.

Таким чином, інвестиції у сумі 23,3 млн грн у технічне оснащення є раціональним і стратегічно обґрунтованим рішенням, яке забезпечить підвищення продуктивності, зниження експлуатаційних втрат та підвищення загальної ефективності підприємства.

15.4. Штатний розпис компресорного цеху

У штаті аміачного компресорного цеху працює 13 осіб, кожен з яких виконує важливі функції для ефективної роботи холодильних установок. Керівник аміачного компресорного цеху відповідає за організацію роботи, контроль обладнання та енергоресурсів, його заробітна плата становить 65 тисяч гривень. Інженер займається технічним забезпеченням роботи обладнання, аналізом ефективності систем та розробкою заходів щодо її покращення, його заробітна плата – 35 тисяч гривень. Вісім машиністів-операторів компресорного цеху здійснюють експлуатацію холодильних установок, контроль їх роботи та дотримання технологічних параметрів, отримуючи заробітну плату у розмірі 30 тисяч гривень. Троє слюсарів виконують технічне обслуговування, ремонт та монтаж обладнання компресорного цеху, їх заробітна плата складає 28 тисяч гривень. Черговий слюсар, який працює за денним графіком, виконує завдання з обслуговування обладнання у разі необхідності, його заробітна плата також становить 28 тисяч гривень.

Персонал компресорного цеху відіграє ключову роль у забезпеченні стабільної роботи холодильних установок. Завдяки чіткій організації роботи та розподілу обов'язків цех ефективно виконує свої функції, що дозволяє підтримувати необхідні температурні режими для зберігання сировини та

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		107

готової продукції. Посадові оклади працівників встановлені відповідно до їхньої кваліфікації та обсягу виконуваних обов'язків.

Таблиця 15.4.1

Заробітна плата працівників компресорного цеху АХУ

№	Професія	Кількість працівників	Заробітна плата, грн	Річна заробітна плата, грн
1	Начальник цеху АХУ	1	65 000	780000
2	Інженер з ремонту та експлуатації ХУ	1	35 000	420 000
3	Машиніст	8	30 000	360 000
4	Слюсар	3	28 000	336 000
Разом		13	158 000	1 896 000

Собівартість одиниці виробленого холоду:

$$C = (\sum V) / Q_{\text{заг}} = 38514111 / 10710000 = 3,596 \text{ кВт}\cdot\text{год}$$

Собівартість виробництва 1 кВт·год холоду становить приблизно 3,60 грн, що включає всі основні складові: електроенергію, аміак, оплату праці, мастила, амортизацію та інші супутні витрати. Це значення може бути використано для оцінки економічної ефективності, порівняння з альтернативними технологіями або обґрунтування тарифів.

РОЗДІЛ 16. ОХОРОНА ПРАЦІ

У сучасних виробничих умовах ефективна організація праці працівників холодильного цеху є невід'ємною складовою якості та безпеки технологічних процесів. В умовах експлуатації аміачного обладнання та спірального фрізера № 5 особливу увагу слід приділяти створенню й підтриманню оптимальних умов праці, які враховують специфіку низькотемпературних циклів, ризики взаємодії з небезпечними речовинами та інтенсивність виробничого навантаження.

Правильне облаштування робочих місць, контроль мікроклімату, освітленості, рівня шуму та вібрацій є ключовими факторами для попередження професійних захворювань і травматизму. Робітники, які обслуговують аміачні компресори, проводять пусконаладжувальні роботи й виконують технічне обслуговування насосів, змушені працювати в умовах змінної температури, підвищеної вологості та підвищеного шумового фону. Крім того, робота в зоні підвищеної концентрації аміаку вимагає суворого дотримання інструкцій із використання засобів індивідуального захисту та відпрацьованих процедур у разі аварійного викиду холодоагенту.

Цей розділ присвячено детальному аналізу умов праці в рефрижераторному цеху на всіх етапах: від щоденного обслуговування аміачного ресивера до експлуатації фрізера № 5. Буде розглянуто нормативно-правові вимоги щодо безпеки праці, основні виробничі та санітарно-гігієнічні показники робочих зон, ризики професійного захворювання, а також механізми організації раціональних перерв, які допомагають підтримувати працездатність персоналу. Увага приділяється також специфіці навчання працівників на роботах із небезпечними речовинами, технології проведення аварійних тренувань та заходів із профілактичного медичного обстеження. Виконання цих рекомендацій сприятиме створенню безпечного середовища

										Арк.
										109
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00.142.008.001. ПЗ

праці, зменшенню виробничих травм та підвищенню ефективності роботи цеху в цілому.

1. Нормативно-правове забезпечення охорони праці

У сфері охорони праці найважливішим нормативним актом є Закон України «Про охорону праці» (від 14 жовтня 1992 р. № 2694-ХІІ), який розкриває основні принципи державної політики у цій галузі та закладає обов'язки роботодавців, працівників і органів державного управління. Відповідно до статей Закону, кожне підприємство зобов'язане забезпечувати безпечні й нешкідливі умови праці, створювати систему попередження аварійних ситуацій і професійних захворювань. Удосконалення системи управління охороною праці передбачено також Кодексом законів про працю України (статті 14 та 154 КЗпП), де визначено загальні вимоги щодо безпеки праці, участь профспілок у розробці колективних договорів з питань охорони праці та засад оплати праці залежно від шкідливих умов роботи.

Додатково нормативно-правові засади охорони праці доповнені постановою Кабінету Міністрів України «Про затвердження Типових правил охорони праці на підприємствах, в установах і організаціях» (від 1 березня 1993 р. № 116), яка визначає порядок розробки спеціальних інструкцій з охорони праці для конкретних професій і видів робіт. Галузеві норми встановлені Державними будівельними нормами (ДБН В.2.5-28-2018) «Виробничі будівлі. Охорона праці», які регламентують проектування й організацію виробничих приміщень із урахуванням безпеки праці в рефрижераторних цехах. Серед технічних стандартів слід зазначити ДСТУ ISO 45001 :2018 «Системи управління охороною праці та безпекою», що запроваджує міжнародні підходи до ідентифікації небезпек, оцінки ризиків і безперервного вдосконалення умов праці.

Організацію роботи з охорони праці регламентує також Наказ Міністерства соціальної політики України «Про затвердження Порядку проведення спеціальної оцінки умов праці» (від 1 вересня 2015 р. № 442). Цей

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						110
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

документ встановлює вимоги до оцінювання професійних ризиків на робочих місцях, класифікації умов праці за шкідливими та небезпечними факторами та подання результатів атестації у державні органи. Загальні гігієнічні вимоги до робочого середовища та методики інструментального контролю визначені Державними санітарними правилами і нормами (ДСанПіН 3.3.2-007-98 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату приміщень», ДСанПіН 3.3.2-007-09 «Шум на робочих місцях»).

Узагальнюючою основою для проведення інструктажів та навчання працівників із питань охорони праці є наказ Міністерства соціальної політики України № 1407 від 3 грудня 2012 р. «Про затвердження Порядку проведення навчання з питань охорони праці». Відповідно до цього документу, навчання проводиться під час вступу на роботу, при переведенні на інше постійне місце праці, раз у рік і у разі введення нових або переглянутих нормативних актів.

Таким чином, нормативно-правове забезпечення функціонує як складова частина комплексної системи превентивних заходів, покликаних мінімізувати ризики травматизму та професійних захворювань, що безпосередньо впливають на організацію безпечних умов праці в аміачному холодильному цеху.

2. Характеристика робочого середовища та факторів ризику

Рефрижераторний цех із експлуатацією аміачного обладнання містить низку шкідливих і небезпечних факторів, що визначають умови праці персоналу. Перш за все, це хімічний фактор — підвищена концентрація аміаку в повітрі робочої зони. Згідно з ДСанПіН 3.3.2-007-98, гранично допустима концентрація (ГДК) аміаку для робочої зони становить 20 мг/м³ (15 ppm) при середньозваженій за зміну, що передбачає інсталяцію приладів постійного моніторингу й проведення періодичних лабораторних аналізів.

Другим за значущістю є фізичний фактор високої чи низької температури. При обслуговуванні фрізера № 5 підтримується температура –33 С усередині камери, у той час у цеху можуть бути ділянки з температурою до

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		111

+20 С. Відповідно до ДСанПіН 3.3.2-007-09, працездатність працівників знижується при тривалому перебуванні в умовах низької температури, тому необхідне запровадження режимів перерв і використання теплового спецодягу з класом утеплення не нижче F5.

До небезпечних факторів належать також підвищений рівень шуму від роботи компресорів, насосів та вентиляторних систем. Державні норми (ДСанПіН 3.3.2-007-09) встановлюють допустимий рівень шуму в виробничих приміщеннях на рівні 80 дБ(А) за середньозважений показник; фактичні заміри шуму слід виконувати не рідше одного разу на квартал із застосуванням каліброваних шумомірів.

Не менш важливим є фактор вібрації, який виникає від роботи гвинтових компресорів і насосного обладнання. За ГОСТ 12.1.012-90 «Вібрація. Загальні вимоги безпеки» рівень вібрації на організм працівника не має перевищувати 0,5 м/с² у сукупності за зміну. Для зниження впливу вібрації застосовують амортизуючі підкладки під компоновку обладнання, а також спеціальні віброізолюючі крісла та коврики на робочому місці обслуговуючого персоналу.

Ергономічний фактор складається з організації робочого простору й способу виконання операцій: підйом важких деталей насосів, робота в позі нахилу чи у обмежених просторах під ресивером. Відповідно до ДСТУ ISO 9241-11:2018, робочі місця повинні бути спроектовані з урахуванням антропометричних норм і забезпечувати мінімум фізичного перенапруження під час обслуговування обладнання.

Інформаційно-психологічний фактор пов'язаний із високою відповідальністю за безпеку при експлуатації аміаку та необхідністю швидкого реагування на аварійні ситуації. Дискомфорт і перевантаження можуть призводити до зниження уваги й помилок, що становить пряму загрозу життю. Тому персонал цеху повинен проходити регулярні психологічні

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		112

тренінги й навчання для формування навичок стресостійкості (Наказ Мінсоцполітики України № 1407 від 03.12.2012 р.).

3. Санітарно-гігієнічні вимоги до умов праці

Для забезпечення нормальних умов праці необхідно строго дотримуватись санітарно-гігієнічних нормативів, що регламентуються Державними санітарними правилами і нормами. Зокрема, ДСанПіН 3.3.2-007-98 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату приміщень» передбачає, що температура повітря в операційній зоні обслуговуючого персоналу не повинна бути нижче +15 С (для роботи на холодних ділянках передбачена наявність спеціальних теплих зон і куточків для обігріву). Вологість повітря у виробничому приміщенні має підтримуватися на рівні 40–60 %, з огляду на те, що підвищена вологість у поєднанні з низькими температурами може призвести до підвищеного ризику обморожень.

Що стосується освітлення, то ДСанПіН 3.3.2-007-98 визначає мінімальну освітленість у виробничій зоні з ам'ячним обладнанням на рівні не менше 300 лк, а у зонах рутинних оглядів і регулювання (вимірювальні стенди, пульти керування) — не менше 500 лк. Для цього необхідно використовувати світлодіодні чи люмінесцентні лампи з ступенем захисту не нижче IP54, що забезпечують рівномірний розподіл світла і знижують відблиски на інструментах.

Щодо питного режиму та харчування, у приміщеннях обслуговуючого персоналу повинні бути обладнані спеціальні санвузли, душові кабінки та роздягальні згідно з Державними будівельними нормами (ДБН В.2.5-28-2018), із розрахунку 0,15 м² під роздягальне місце на кожного працівника. Відповідно до ДСанПіН 3.3.2-007-10 «Питний режим», у приміщеннях охорони праці слід передбачити кулери або інші джерела теплої води, а також місця для короткочасного відпочинку із дотриманням санітарних розривів між гарячою та холодною зоною.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		113

Обов'язковим є організація побутових приміщень та медпункту, устаткованого мінімальним набором для надання першої медичної допомоги. Медпункти мають відповідати вимогам наказу Міністерства охорони здоров'я України «Про затвердження Правил організації медичного обслуговування працівників» (від 23 лютого 2007 р. № 154).

Регулярне прибирання виробничого простору здійснюється згідно з «Типовими правилами прибирання виробничих приміщень» (затвержені Мінрегіонбудом України), із застосуванням методик вологого прибирання для зниження запилення.

4. Засоби індивідуального та колективного захисту

Згідно з ДНАОП 0.00-1.33-99 «Обладнання для захисту очей, обличчя, голови, вух і органів дихання» роботодавець зобов'язаний забезпечувати працівників засобами індивідуального захисту (ЗІЗ) залежно від характеру робіт і професійних ризиків. Для працівників, які виконують операції з обслуговування аміачних компресорів і насосів, обов'язковими є респіратори типу А2Р2 (відповідно до ДСТУ EN 14387:2015) зі змінними фільтрами від аміаку, хімічно стійкі захисні окуляри (ДСТУ EN 166:2015), індивідуальні протиаміачні костюми зі стійких до низьких температур матеріалів (згідно з ТУ У 24.5-32834263-001:2020), захисні рукавиці з поліуретановим покриттям (література виробників рекомендує клас Р 3 для роботи з хімікатами) та термостійкі взуття з антиковзним підошвами.

Колективні засоби захисту включають вентиляційні системи з уловлювачами та витяжками, що створюють надлишковий тиск у зонах обслуговування ресивера та фрізера, забезпечуючи спрямований рух потоків повітря у бік зовнішніх відводів (відповідно до ДСТУ ISO 14644-1:2018 «Чисті приміщення»). У місцях ймовірного витоку аміаку слід встановлювати локальні витяжні зони з примусовою вентиляцією продуктивністю не менше 20 об/год від об'єму приміщення (НПАОП 0.00-1.31-99).

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		114

Крім того, діє автоматична сигналізація витоку аміаку з газоаналізаторами (ДСТУ EN 50271:2010), що забезпечують раннє виявлення концентрацій, які перевищують 5 % гранично допустимої норми, і подають звуковий та світловий сигнали на пульт керування. В аварійних вентиляційних шафах встановлюють клапани з пізоелектричним приводом, які автоматично відкриваються при перевищенні встановленого тиску в магістралі, що попереджає зворотний потік холодоагенту у приміщення.

5. Ідентифікація та оцінка професійних ризиків

Процедура ідентифікації небезпек та оцінки професійних ризиків виконується відповідно до «Порядку проведення спеціальної оцінки умов праці» (Наказ Мінсоцполітики України № 442 від 01.09.2015 р.) та методології ДСТУ ISO 45001 :2018. Першим кроком є складання переліку всіх потенційних небезпек: витік аміаку, травми від рухомих частин компресорів, обмороження при обслуговуванні фрізера, ураження електричним струмом, вплив шуму й вібрацій. Для кожної небезпеки визначають її джерело, фактори впливу та потенційні наслідки.

Наступний етап полягає в кількісній оцінці ймовірності виникнення аварійної ситуації та ступеня її тяжкості. Для цього застосовують матрицю ризиків (зазвичай 5×5), де по осі абсцис – ймовірність події (від «дуже мала» до «велика»), а по осі ординат – тяжкість наслідків (від «незначні» до «катастрофічні»). Відповідно до методичних рекомендацій ДНАОП 0.00-1.33-99, кожна комбінація відзначається числовим значенням ризику від 1 до 25, де значення вище 15 потребують негайного впровадження ризикопереджувальних заходів.

Для контролю концентрації аміаку застосовують прилади газового аналізу з періодичним калібруванням відповідно до вимог ДСанПіН 3.3.2-007-98; дані моніторингу реєструються в журналах, а перевищення гранично допустимих концентрацій (ГДК) викликає зупинку технологічного процесу та обов'язкове звернення до служби охорони праці. Оцінка шуму здійснюється

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		115

відповідно до методик, описаних у ДСанПіН 3.3.2-007-09, при цьому враховується і щоденне сумарне експонування працівника, що не повинно перевищувати 85 дБ(А) за 8-годинну зміну.

Окрім інструментальних методів, важливо брати до уваги результати медичних оглядів і опитувань працівників, щоб виявити симптоми професійних захворювань (респіраторні, опорно-рухового апарату, нервові), що регламентовано наказом МОЗ України «Про затвердження Порядку проведення медичних оглядів» (від 23.07.2007 р. № 385).

На основі отриманих даних складаються плани корегувальних дій: від заміни або ремонту несправного обладнання до організаційних заходів (зміна маршруту руху обслуговуючого персоналу, введення додаткових перерв або переходу на почерговий режим роботи).

6. Дії працівників у надзвичайних ситуаціях

У разі аварійних витоків аміаку працівники повинні діяти відповідно до «Типових правил безпеки на випадок аварій з аміаком» (НПАОП 0.00-1.31-99). Першочергово необхідно припинити роботу обладнання, зупинити всі вентиля в зоні ураження і повідомити чергового інженера оперативно-диспетчерської служби. Одночасно подається тривожний сигнал через систему автоматичного оповіщення, а наявні в зоні аварії працівники мають евакуюватися у безпечну зону не менше ніж за 50 м від місця витoku (площа визначається відповідно до класу небезпеки аміаку згідно з класифікацією ДСТУ ISO 817:2018).

Працівники оперативно одягають індивідуальні засоби захисту (респіратор А2Р2, захисний костюм, окуляри), а два працівники у складі аварійної бригади (із дозволу старшого інженера) під контролем концентрації аміаку мають виконати роботи з усунення витoku: закриття запірних клапанів, перевірку герметичності фланцевих з'єднань, за необхідності — промивку місця витoku інертним газом (азотом) і послідуєчий контроль. Після ліквідації витoku виконується провітрювання приміщення за допомогою промислових

										Арк.
										116
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

вентиляторів, поки концентрація аміаку не впаде нижче 50 % ГДК (ДСанПіН 3.3.2-007-98).

У випадку загоряння електричних компонентів (через коротке замикання на компресорі чи в електрощиті) дії регламентуються Законом України «Про пожежну безпеку» (від 2 жовтня 2012 р. № 5403-VI) та Інструкцією з пожежної безпеки на промислових підприємствах (НПБА 00.00-1.05-90). Працівники повинні негайно скористатися вогнегасниками (СО₂ або порошкові), розташованими в доступних місцях цеху, та викликати пожежну охорону. Під час пожежі забороняється рушувати через зони з витоками аміаку без засобів захисту органів дихання.

За будь-якої надзвичайної ситуації (вибухопожежа, техногенний вибух компресора, раптова розгерметизація ресивера) всі дії персоналу мають бути відповідно до інструктажів, затверджених в органах державного нагляду за охороною праці (Припис Держпраці від 15.01.2024, реєстр № 12). Після усунення ситуації проводиться розбір причин аварії, корегування інструкцій та проходження позачергового медичного огляду працівників, які безпосередньо брали участь у ліквідації наслідків, відповідно до наказу МОЗ № 385 від 23.07.2007 р.

7. Система контролю та моніторингу умов праці

Організація системи контролю передбачає поєднання внутрішнього контролю на рівні підприємства та державного нагляду. Згідно з Законом України «Про охорону праці», щороку проводяться планові перевірки робочих місць комісією з охорони праці під керівництвом головного інженера підприємства. Перевірка включає інструментальний контроль параметрів мікроклімату (ДСанПіН 3.3.2-007-98), рівня шуму (ДСанПіН 3.3.2-007-09) і концентрації аміаку (ДСТУ EN 50271:2010). Результати інструментальних вимірювань заносяться до Журналу контролю умов праці (форма № 32-П за наказом Мінсоцполітики № 442), і, у разі перевищення граничних показників, складається акт про невідповідність умов праці нормативним вимогам.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		117

Міждержавні стандарти ДСТУ ISO 45001 :2018 та ДСТУ 2392-94 «Організація охорони праці. Основні положення» передбачають безперервний моніторинг із використанням автоматизованих систем збору даних: датчики температури, вологості, концентрації аміаку, шумоміри з реєстрацією у реальному часі. Ці дані централізовано збираються на робочому місці відповідальної особи і зберігаються в електронному журналі.

Серед регулярних заходів контролю — щоквартальні медичні огляди працівників, залучених до контакту з аміаком, за наказом МОЗ України № 385 від 23.07.2007 р. Обов'язкове тестування функцій легень (спірометрія) та загального стану здоров'я, що дозволяє своєчасно виявляти початкові симптоми хронічного бронхіту або інших дихальних розладів.

Крім того, комісія з охорони праці у складі виробничників, представників профспілок та служби охорони праці проводить аналіз інцидентів і нещасних випадків, заносить результати до «Журналу обліку нещасних випадків і аварій» (за формою Н-1) та розробляє коригувальні заходи. Звіти про результати атестації робочих місць щорічно подаються до Державної служби України з питань праці (Держпраці) відповідно до вимог наказу Мінсоцполітики № 442.

Таким чином, упорядкована система контролю та моніторингу, що спирається на законодавчі, нормативні акти та стандарти, гарантує своєчасне виявлення відхилень від норм і застосування корегувальних заходів для підтримання безпечних умов праці на підприємстві.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						118
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

Проектування енергоефективних холодильних систем у харчовій промисловості є одним із ключових напрямів технічного вдосконалення підприємств в умовах зростаючих вимог до якості продукції, стабільності технологічних процесів і раціонального використання енергоресурсів. У цьому контексті модернізація аміачного компресорного цеху на м'ясопереробному заводі ТОВ «Легко» у м. Миронівка набула особливої актуальності, оскільки підприємство розширює обсяги виробництва, зокрема за рахунок впровадження нової спіральної камери шокового заморожування фрізера №5 з добовою продуктивністю до 120 тонн.

Запропоноване технічне рішення базується на впровадженні сучасного обладнання, яке відповідає вимогам до енергоефективності, надійності та придатності до роботи в екстремальних температурних умовах. Було здійснено комплексний підбір обладнання із врахуванням не лише поточних технічних потреб, а й перспективного розвитку підприємства. Відтак, усі обчислення та технічні рішення приймалися з урахуванням двох черг модернізації, майбутнього приросту навантаження, можливості резервування та ремонту без зупинки процесу.

Зокрема, для забезпечення необхідного охолодження у фрізері №5 обрано вісім сучасних підлогових повітроохолодників Thermofin X-TAF A091.1-X-2-2X24 14X12-LHS із загальною площею теплообміну близько 9300 м², що забезпечує повне покриття теплового навантаження 752 кВт з урахуванням резерву. Встановлення здійснюється у двоярусному виконанні, що забезпечує рівномірний розподіл повітря та зменшує навантаження на кожен теплообмінник. Компресорна установка Mayekawa 3225LSC з холодильною продуктивністю понад 900 кВт при температурі кипіння -40 С підібрана з урахуванням реального навантаження та має двоступеневу

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
						119
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

конструкцію, що підвищує ККД системи. Для його роботи обрано електродвигун Siemens 1LA4 Compact з потужністю 360 кВт, що відповідає необхідним експлуатаційним навантаженням та має високий клас енергоефективності.

Ретельно підібрано допоміжне обладнання: інерційний мастиловіддільник на 200 літрів, циркуляційний ресивер об'ємом 17 м³, виготовлений із сталі марки, що допускає експлуатацію при температурі до – 40 С та вакуумі; лінійний ресивер 6,5 м³, а також пластинчасто-кожухотрубний економайзер Vahterus PSHE 5НН-50/3/3, який дозволяє підвищити ефективність циклу за рахунок впорскування пар у проміжну ступінь компресора.

Було виконано гідравлічні розрахунки магістральних трубопроводів, підібрано діаметри труб, що забезпечують допустимі швидкості руху холодоагенту, мінімальні втрати тиску та оптимальну гідравлічну ефективність. Визначено об'єми циркуляційного ресивера згідно з методиками та довідковими формулами. Сформовано креслення трубопровідної частини, схеми регулювальної станції фрізера з 8 клапанними розподільниками та фрагментів модернізованого компресорного цеху з зазначенням усіх технологічних елементів.

Проведено економічні розрахунки: визначено вартість обладнання, витрати на електроенергію (річне споживання становить 28 409 848 кВт·год), капітальні витрати (25 715 211 грн), амортизаційні нарахування, витрати на ремонт та пусконаладжувальні роботи. Собівартість виробництва 1 кВт·год холоду становить 3,60 грн – це конкурентоздатний показник з огляду на сучасні тарифи та порівняння з альтернативними холодоагентами.

Усе обладнання підібрано з урахуванням доступності на ринку, ремонтпридатності та сервісної підтримки. Перевага надана продукції перевірених виробників – Mayekawa, Thermofin, Siemens, Danfoss, Vahterus, а ресивери та мастиловіддільник планується виготовити в Україні на ТОВ

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		120

«Машзавод» (м. Чернівці), що дозволяє оптимізувати строки поставки й витрати на логістику.

Таким чином, виконаний дипломний проєкт має високу інженерну цінність, відзначається практичною спрямованістю, враховує актуальні тенденції енергозбереження та промислової безпеки. Результати можуть бути рекомендовані до впровадження на м'ясопереробних підприємствах і харчових виробництвах, де використовується аміачне холодильне обладнання.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		121

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Форсюк, А. В. Теоретичні основи холодильної техніки: курс лекцій для студентів напряму 6.050604 «Енергомашинобудування» денної, заочної та скороченої форм навчання. – Київ: НУХТ, 2014.
2. Форсюк, А. В. Холодильні установки: методичні рекомендації до проведення практичних занять. – Київ: НУХТ, 2021.
3. Масліков, М. О. Холодильні машини: лабораторний практикум. Для здобувачів освітнього ступеня «Бакалавр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування», освітньо-професійна програма «Холодильні техніка та технології». – Київ: НУХТ, 2021.
4. Явнель, Б. К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – Москва.
5. Бараненко, А. В., Куцакова, В. Е., Борзенко, Е. И., Фролов, С. В. Примеры и задачи по холодильной технологии пищевых продуктов. – Москва: Агропромиздат, 2004.
6. Масліков, М. М. Холодильна технологія харчових продуктів. – Київ: НУХТ, 2007. – 335 с.
7. Засядько, Я. І., Іващенко, Н. В., Францішко, А. П. Холодильні установки: методичні рекомендації до використання програмного забезпечення CoolPack у практичних розрахунках для здобувачів освітнього ступеня «Бакалавр» спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування», освітньо-професійна програма «Холодильна техніка та технології» денної та заочної форм навчання. – Київ: НУХТ, 2019. – 78 с.
8. ДСТУ 2825-94. Судини та апарати. Норми і методи розрахунку на міцність. – Київ: ДП «УкрНДНЦ», 1994.
9. Vahterus Oy. PSHE Plate & Shell Heat Exchanger. Technical Manual. — Finland, 2022.

										Арк.
										122
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

00.142.008.001. ПЗ

10. Thermofin GmbH. Air Coolers Product Catalogue X-TAF Series. — Germany, 2023.
11. Mayekawa Mfg. Co. Ltd. Mycom Screw Compressor LSC Series Catalogue. — Japan, 2023.
12. Siemens AG. Motors H-compact Series 1LA4 Catalogue. — Germany, 2020.
13. Danfoss. Coolselector®2 User Guide & Software Tools. — 2022.
14. ТОВ «Машзавод», м. Чернівці. Комерційні пропозиції з виготовлення ресиверів та відділювачів мастила. — 2024.
15. ASHRAE Handbook — Refrigeration. — Atlanta: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, 2018.
16. ISO 5149-1:2014. Refrigerating systems and heat pumps – Safety and environmental requirements – Part 1: Definitions, classification and selection criteria.
17. Stenhede, C. A Technical Reference Manual for Plate Heat Exchangers in Refrigeration & Air Conditioning Applications. – Dr. Claes Stenhede / Alfa Laval AB, Fifth revised edition, November 17th 2008.
18. Власні виробничі заміри та дані проєктного цеху компресорної установки ТОВ «Легко». — Миронівка, 2024.

					00.142.008.001. ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		123



C SERIES SCREW COMPRESSOR

Screw Compressor / **Two Stage** Open Type

C SERIES



MYCOM

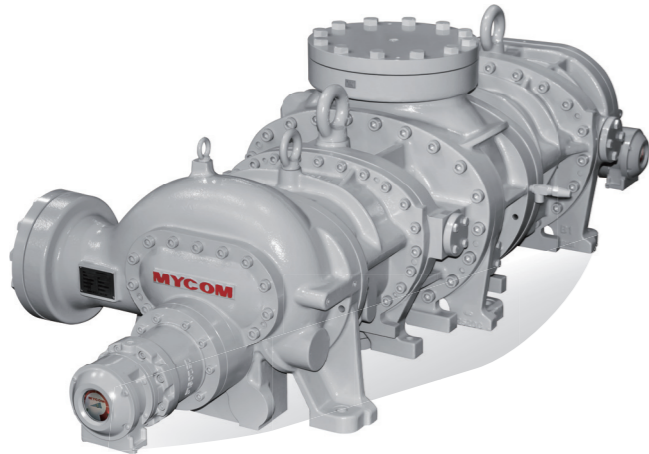
MAYEKAWA
MYCOM

The content of this pamphlet may change without advance notice due to improvements to the product.
* Mayekawa and MYCOM are registered trademarks of MAYEKAWA MFG. CO., LTD.

MAYEKAWA MFG. CO., LTD.
[Head Office]: 3-14-15 Botan, Koto-ku, Tokyo 135-8482, JAPAN
TEL:(81)3-3642-8181 FAX:(81)3-3643-7094
[Inquiries]: global-contact@mayekawa.co.jp
<https://www.mayekawa.com>

Highly-efficient Compound Compressor
with No.1 Track Record in Low Temperature
Applications

Screw Compressor [Two Stage] Open Type C SERIES



Single Machine Two-stage Compression to Efficiently Cover Low Temperature Range

Wide-ranging Lineup

Available in 5 models with different rotor diameter configurations to cover a wide displacement* range from 622 m³/h to 9700 m³/h.

* This catalog chart representative models combined with standard rotor length. Please contact us separately for available variants.

MYCOM's Unique Industrial Compound Compressor

Needs only one motor and oil separator and thus contributes to space saving.

Longtime Seller

A lineup of medium- to large-sized two-stage compressors with a proven 4:6 rotor configuration.

Specifications

Item		Model (N/F) ^{*1}		1612LSC		2016LSC		2520LSC		3225LSC		4032LSC	
		Low stage	High stage	Low stage	High stage	Low stage	High stage	Low stage	High stage	Low stage	High stage	Low stage	High stage
Refrigerant	-	Ammonia / HFC											
Theoretical displacement	2950rpm	m ³ /h	622	197	1210	519	2360	810	4740	1580	9700	3170	
	3550rpm	m ³ /h	749	237	1460	499	2840	975	5700	1900	11700	3820	
Minimum rotation speed	rpm	1450											
Maximum rotation speed	rpm	4500				3600							
Rotation direction	-	CCW as viewed from motor											
Capacity control	%	100 ~ 30											
Gas inlet port	-	MYCOM 125A ^{*2}	JIS20K 150A	JIS20K 250A	JIS20K 350A	ANSI#300 16"							
Gas outlet port	-	MYCOM 65A ^{*2}	JIS20K 80A	JIS20K 100A	JIS20K 150A	ANSI#300 8"							

*1. Specify the refrigerant by adding a prefix to the model code (N = ammonia / F = fluorocarbons).

*2. Flanges with a designation starting with MYCOM are in-house products of MYCOM.

* The range of rotation speed varies by operating conditions. Please refer to the ranges of use stated in the operating instructions.

[Other C-series models]

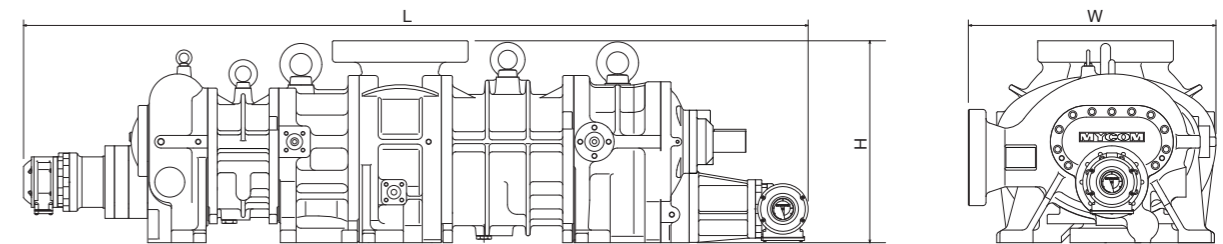
1612SSC, 1612MSC, 1612LLC, 2016SSC, 2016MSC, 2016MLC, 2016MMC, 2016MLC, 2016LLC
2520SSC, 2520MSC, 2520SLC, 2520MSC, 2520MMC, 2520MLC, 2520LLC
3225SSC, 3225MSC, 3225SLC, 3225MSC, 3225MMC, 3225MLC, 3225LLC, 3225LLC, 3225LLC, 3225LLC
4032SSC, 4032MSC, 4032MSC, 4032MMC, 4032MLC, 4032LLC, 4032LLC, 4032LLC, 4032LLC, 4032LLC

Performance charts

Refrigerant		Temperature condition	
		Ammonia	R404A
Model		-40 / +35°C	
		Liquid Subcooling : 5K Suction Superheat : 0K Rotation speed : 2950rpm	
1612LSC	Cooling capacity (kW)	114.1	135.7
	Absorbed power (kW)	67.5	94.9
2016LSC	Cooling capacity (kW)	234.4	281.4
	Absorbed power (kW)	135.0	188.8
2520LSC	Cooling capacity (kW)	462.8	555.2
	Absorbed power (kW)	261.9	366.1
3225LSC	Cooling capacity (kW)	909.8	1094.7
	Absorbed power (kW)	506.1	708.2
4032LSC	Cooling capacity (kW)	1861.4	2224.9
	Absorbed power (kW)	1055.8	1494.3

* The machine cannot be used under certain conditions. Please consult us for further details.

Outer dimensions



Model	Weight (kg)	W (mm)	L (mm)	H (mm)
1612LSC	500	511	1321	493
2016LSC	1100	657	1691	513
2520LSC	2050	785	2487	640
3225LSC	3310	945	2715	832
4032LSC	9350	1181	3615	1305

* The outer dimension drawings illustrate the model 2520LSC. Please consult us for further details.

C

Series

C-Series Screw Compressor Package

Compound screw compressor package

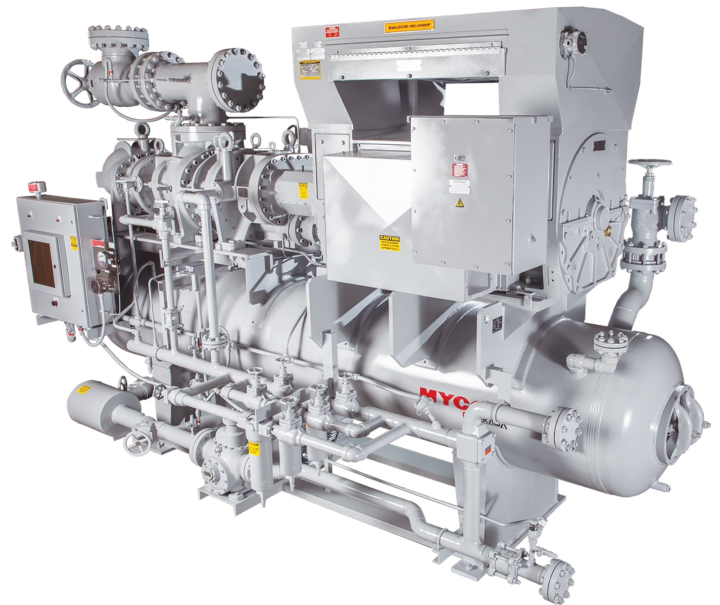
TWO-STAGE REFRIGERATION SYSTEM IN ONE COMPRESSOR PACKAGE

The MYCOM C-Series compressor gives users the energy benefit of a two-stage system in a single, integrated package. The inherent design advantage of the C-Series package allows for a reduction of total ownership cost.

Traditional two-stage refrigeration systems require two compressors, motors, and oil separators. They also require auxiliary equipment like an intercooler and all the interconnecting piping and valves required to connect to all the components. The MYCOM C-Series compressor only uses one increased space requirement.

PRODUCT HIGHLIGHTS

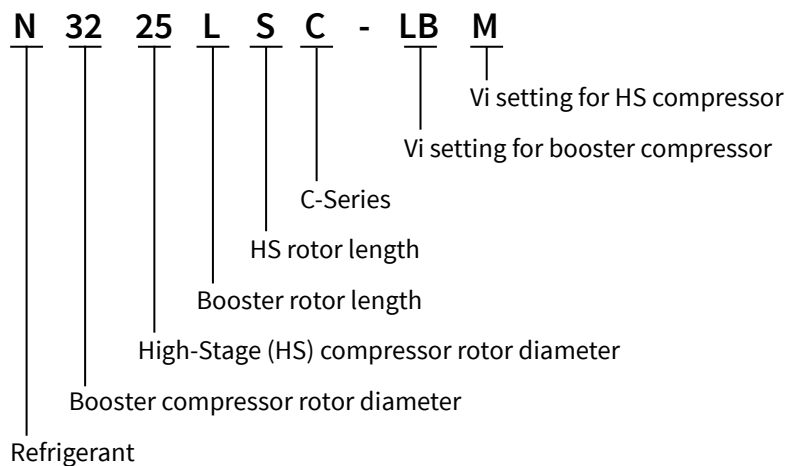
- Low temperature compression to -76F (-62C) in a single package
- 203-8, 120 CFM compressor swept volume
- ~18-875 TR capacity range (at -40/95F)
- 30-3000HP motor sizes
- Over 50 possible model combinations to meet any need.



DESIGN CONCEPT

The C-Series integrates a two-stage refrigeration system into a single, compact package. A single compressor housing and integrated package reduces first cost, installation cost and maintenance cost for an economical and energy efficient package.

Compound C-Series compressors are suitable for low temperature applications where energy savings is important and space is at a premium. The C-Series compressor is suitable for Ammonia and Freon applications.



MYPRO TOUCH+

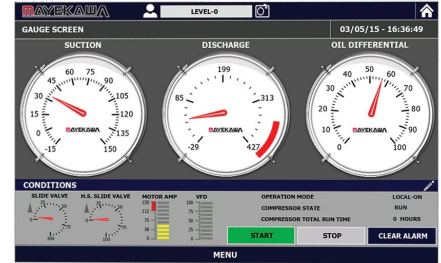
The next generation MYPRO TOUCH+ control panel is designed to maximize the performance of your MYCOM compressor package. The new touch screen interface boasts a revised control designed to minimize learning curve of a new control panel.

Standard Features

- USB connection
- Ethernet connectivity
- Modbus RTU protocol with standard remote control capabilities
- Password protection
- Available SD card storage
- Expandable system control
- Ethernet Protocol for AB CompactLogix and MicroLogix processors (default)

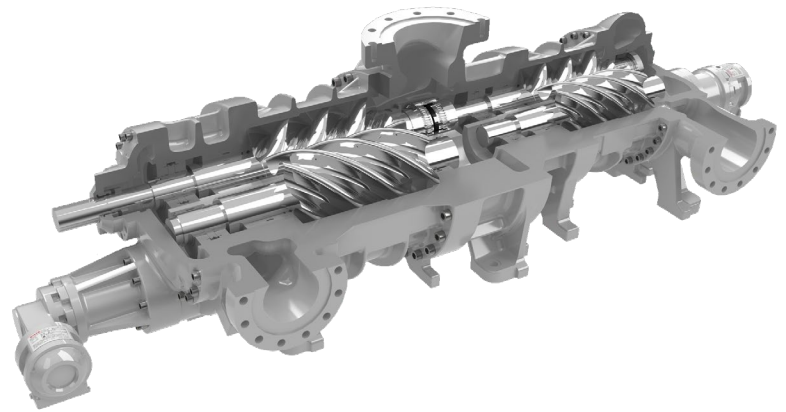
Optional Features

- Main status set points monitor available at any controller screen
- SSR I/O switch type
- Real time and Historical trending
- Programmable ID for optional analog inputs
- Calibration menu
- Class I, Div.2 option available
- Quick menu setpoint access



SIZE CHART

Models	Speed (RPM)	Displacement (CFM)	
		Low stage	High stage
1610SLC-62	2610*	215	79
1610SLC-63	3160*	260	96
1610SLC-64	3870*	317	118
1612SLC	3550	294	139
1612LLC	3550	441	210
2016SSC	3550	574	294
2016MSC	3550	718	294
2016LSC	3550	859	294
2520SSC	3550	1120	574
2520SLC	3550	1120	859
2520MSC	3550	1400	574
2520LSC	3550	1670	574
2520LMC	3550	1670	718
3225SSC	3550	2250	1120
3225MSC	3550	2800	1120
3225LSC	3550	3350	1120
3225LLC	3550	3350	1670
4032SSC	3550	4590	2250
4032SLC	3550	4950	3550
4232MSC	3550	5770	2250
4032MLC	3550	5770	3350
4032LSC	3550	6890	2250
4032LLC	3550	6890	3350
4032LLSC	3550	8120	2250
4032LLLLC	3550	8120	3970



MAYEKAWA USA, INC.
<https://americas.mayekawa.com/mna>

Tel: +1 (832) 975-0975
 24 Hr Service: +1 (800) 836-9266
 Email: info@mayekawausa.com

MAYEKAWA CANADA, INC.
<https://americas.mayekawa.com/mna>

Vancouver: +1 (604) 270-1544
 Calgary: +1 (403) 250-1554
 Toronto: +1 (905) 564-0664



* The information contained herein is for reference only. Subject to change without notice.
 Part No. MKT00005 Rev. 2

VRC_10

Конденсаторы хладагента

Технические данные

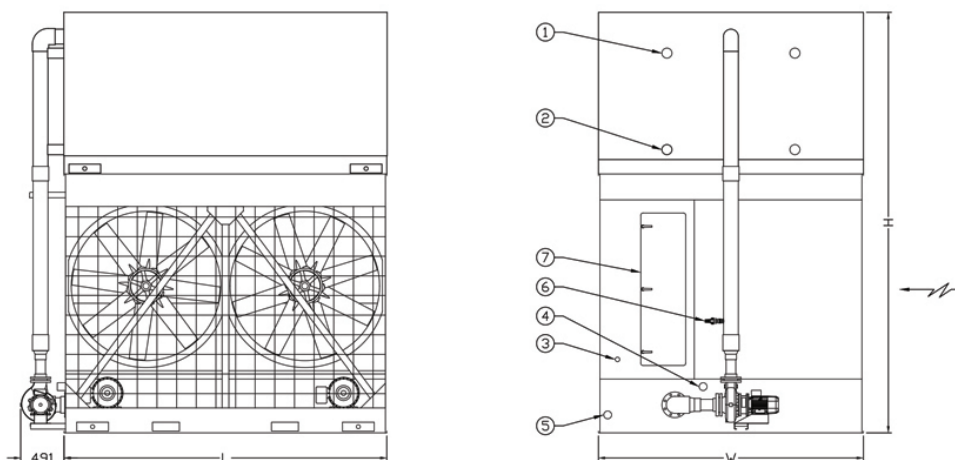
ПРИМЕЧАНИЕ: Не использовать для конструирования. Пользоваться сертифицированными на заводе размерами и весами. На этой странице приведены данные, действительные на момент публикации, которые следует подтвердить заново во время покупки. В интересах усовершенствования продукции технические характеристики, веса и размеры подлежат изменениям без предварительного уведомления.

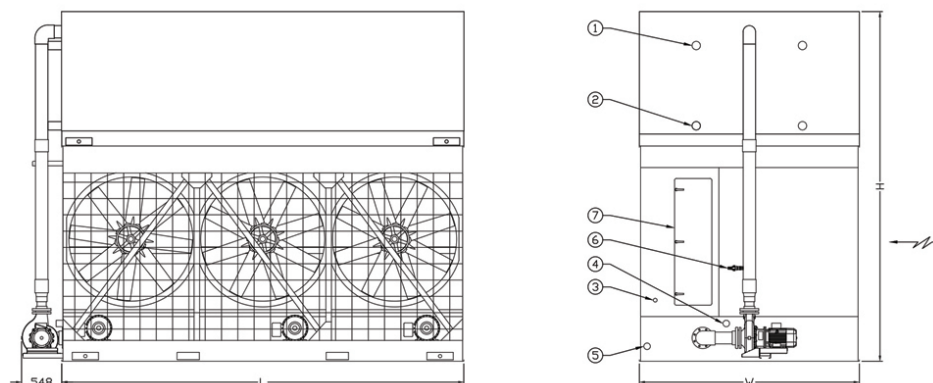
Общие указания

1. Стандартный размер впускных и выпускных соединений для хладагента: ND100. Для консультации обращайтесь в местное представительство BAC. Соединительные патрубки для хладагента закрыты, а сами теплообменники заполнены инертным газом.
2. Высота изделия указана ориентировочно. Точное значение указано на сертифицированных чертежах.
3. Транспортный и рабочий вес указаны для изделий без принадлежностей, таких как шумоглушители, выпускные колпаки и др. Чтобы узнать величину добавочного веса и самой тяжелой поднимаемой секции, смотрите заводские сертифицированные чертежи. Указанные в таблицах рабочие веса базируются на общем весе изделия, весе заправленного для работы хладагента и количестве воды в бассейне, наполненном до уровня перелива.
4. На чертежах показана стандартная «правая» компоновка (сторона подачи воздуха расположена справа, если стоять лицом к стороне с соединениями). «Левая» компоновка возможна под заказ.

Последнее обновление 12/06/2025

VRC_10





1. Вход хладагента ND100; 2. Выход хладагента ND100; 3. Подпитка ND40; 4. Перелив ND80; 5. Слив ND50; 6. Сброс ND25; 7. Дверца люка.

Модель	Вес (кг)			Размеры (мм)			Воздушный поток (м ³ /с)	Мотор вентилятора (кВт)	Расход воды (л/с)	Мотор насоса (кВт)	Объем хладагента R717 (кг)
	Рабочая масса (кг)	Брутто масса (кг)	Самая тяжелая секция, змеевик (кг)	L	W	H					
VRC 0166A-1012E-GA	7020	6046	3333	3651	2997	4388	21.0	(2x) 2.2	31.5	(1x) 3.0	168.0
VRC 0185A-1012E-GA	7669	6657	3944	3651	2997	4575	19.1	(2x) 2.2	31.5	(1x) 3.0	208.0
VRC 0211A-1012E-HA	7667	6656	3944	3651	2997	4575	22.9	(2x) 4.0	31.5	(1x) 3.0	208.0
VRC 0235A-1012E-JA	7725	6713	3944	3651	2997	4575	26.4	(2x) 5.5	31.5	(1x) 3.0	208.0
VRC 0229A-1012E-HA	8758	7684	4972	3651	2997	4764	19.9	(2x) 4.0	31.5	(1x) 3.0	276.0
VRC 0253A-1012E-KA	8394	7346	4555	3651	2997	4764	29.2	(2x) 7.5	31.5	(1x) 3.0	248.0
VRC 0274A-1012E-KA	8837	7763	4972	3651	2997	4764	25.4	(2x) 7.5	31.5	(1x) 3.0	276.0
VRC 0305A-1012E-LA	8984	7910	4972	3651	2997	4764	29.4	(2x) 11.0	31.5	(1x) 3.0	276.0
VRC 0317A-1012E-LA	9707	8591	5654	3651	2997	4955	29.6	(2x) 11.0	31.5	(1x) 3.0	322.0
VRC 0284A-1018E-GA	10806	9319	5633	5480	2997	4575	30.8	(3x) 2.2	47.9	(1x) 5.5	312.0
VRC 0325A-1018E-HA	10804	9317	5633	5480	2997	4575	36.9	(3x) 4.0	47.9	(1x) 5.5	312.0
VRC 0361A-1018E-JA	10890	9403	5633	5480	2997	4575	41.0	(3x) 5.5	47.9	(1x) 5.5	312.0
VRC 0390A-1018E-KA	10922	9435	5633	5480	2997	4575	45.5	(3x) 7.5	47.9	(1x) 5.5	312.0
VRC 0304A-1018E-GA	11759	10216	6530	5480	2997	4764	24.9	(3x) 2.2	47.9	(1x) 5.5	372.0
VRC 0390A-1018E-JA	12483	10901	7131	5480	2997	4764	34.9	(3x) 5.5	47.9	(1x) 5.5	414.0
VRC 0421A-1018E-KA	12515	10933	7131	5480	2997	4764	38.5	(3x) 7.5	47.9	(1x) 5.5	414.0
VRC 0446A-1018E-XA	12719	11137	7131	5480	2997	4764	41.8	(3x) 9.0	47.9	(1x) 5.5	414.0
VRC 0365A-1018E-HA	13457	11812	8128	5480	2997	4955	30.3	(3x) 4.0	47.9	(1x) 5.5	482.0



Cert. No. LRQ 0963008

ISO 9001

spirax sarco

TI-P228-01
CH Issue 1

VAHTERUS PSHE Series Plate & Shell® Heat Exchangers

Description

The PSHE range of heat exchangers are designed and manufactured by Spirax Sarco's partner Vahterus. They are new generation heat exchangers, combining the best properties of the Plate & Frame and Shell & Tube heat exchangers. The PSHE provides high heat transfer rates with a high pressure and temperature operating range. They have no gaskets, are compact, low fouling and can operate at close approach temperatures.

At the heart of the PSHE is a fully welded pack of circular plates without gaskets. This plate pack is housed within a tubular shell to provide a strong compact construction. The PSHE series have a very wide operating range with capacities of up to 100 MW/units, and can operate at pressures up to 100 bar and temperatures up to 400°C. They have a low maintenance design that provides flexibility to select different material and nozzle combinations.

Standard equipment

Feet, nozzles, lifting lugs, earthing lugs, finishing and flanges.

Standards

This product fully complies with the requirements of the European Pressure Equipment Directive 97/23/EC and carries the **CE** mark when so required. Other design approvals are available on request, please contact Spirax Sarco.

Certification

One set of the following documents is available as standard:

- EC declaration of conformity (CE marked units).
- Dimensional drawing.
- Technical data sheet/test certificate.
- Operation and Maintenance Manual.

Please note that additional documentation is available on request.

Note: All certification/inspection requirements must be stated at the time of order placement.

Quality systems and approvals

Quality system • ISO 9001:2000 • EN ISO 384-2 • PED Module B + D

Approvals • ASME VIII Div1 • SQL China • AD-2000 • Germanischer Lloyd • Lloyd's Register
• R.I.N.A. • ABS Europe Ltd. • Bureau Veritas • PD5500 - DNV • Stoomwesen



Sizes, pipe connections and available options

Model	Area/Plate m ²	Plate side connection	Shell side connection	Fully welded Shell construction	Openable Easy to open and clean	Compact All connections in the end plate
PSHE 2	0.032	DN25	DN20 - DN80	•	•	
PSHE 3	0.076	DN50	DN25 - DN250	•	•	•
PSHE 4	0.150	DN80	DN25 - DN300	•	•	•
PSHE 5	0.260	DN100	DN25 - DN350	•	•	•
PSHE 7	0.460	DN150	DN25 - DN500	•	•	•
PSHE 9	0.800	DN200	DN25 - DN700	•	•	
PSHE 14	1.550	DN300	DN25 - DN1000	•	•	

Local regulations may restrict the use of this product to below the conditions quoted.

In the interests of development and improvement of the product, we reserve the right to change the specification without notice.

© Copyright 2007

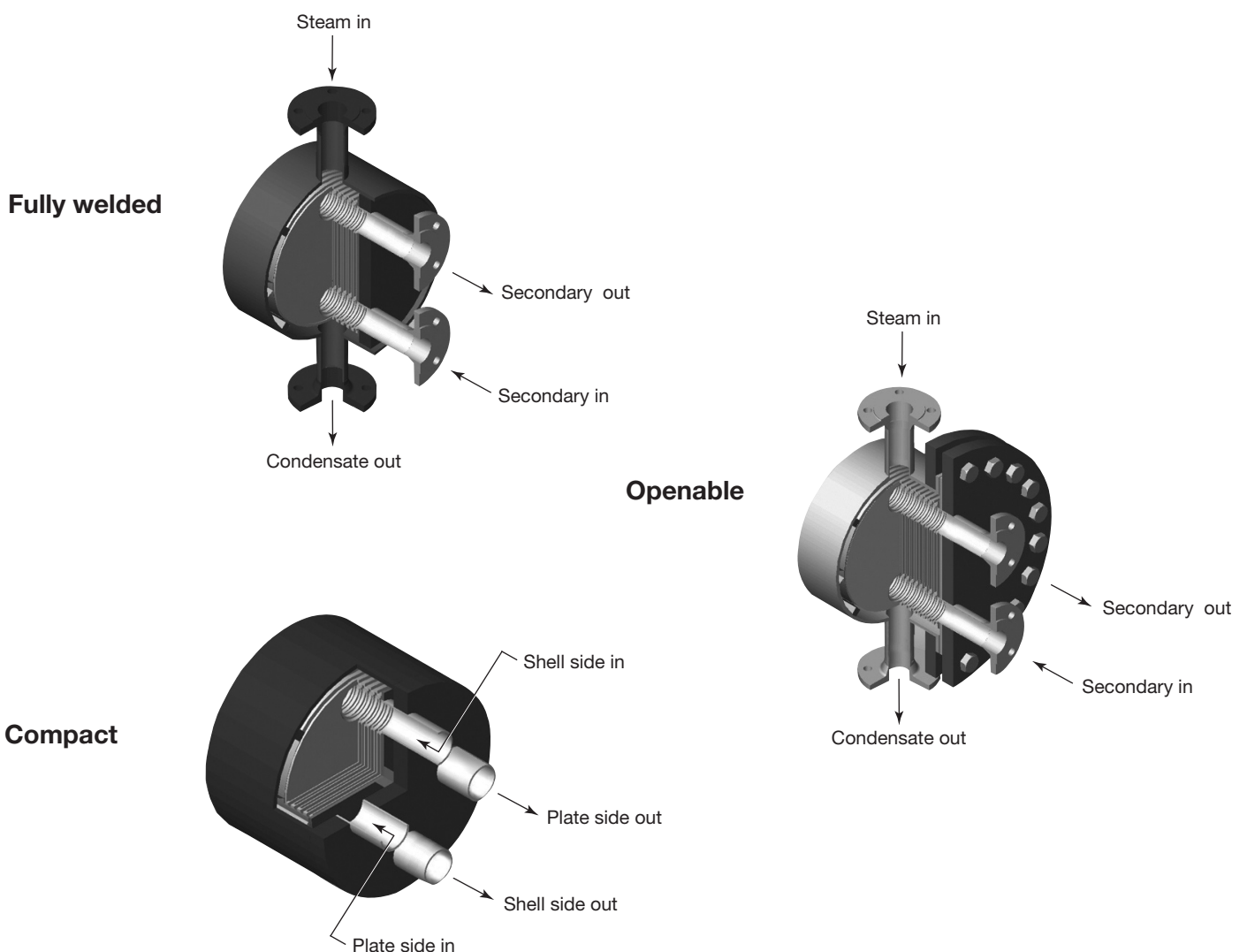
Materials (Please note: Other materials are available on request.)

Shell	Plates
ST 35.8/P265GH/P355NL	AISI 316L
AISI 316L	AISI 904L
AISI 904L	254 SMO
254 SMO	Hastelloy
	Duplex
	Titanium
	Nickel

Pressure/temperature limits

TMA	Maximum allowable temperature (higher and lower temperatures available on request)	Minimum temperature (plate side and shell side):	-80°C
		Maximum temperature (plate side and shell side):	400°C
PMA	Maximum allowable pressure	Standard PMA's 16 bar, 25 bar, 40 bar, 60 bar	
		Higher PMA's (up to 100 bar) available on request	

PSHE operation



Safety information, installation and maintenance

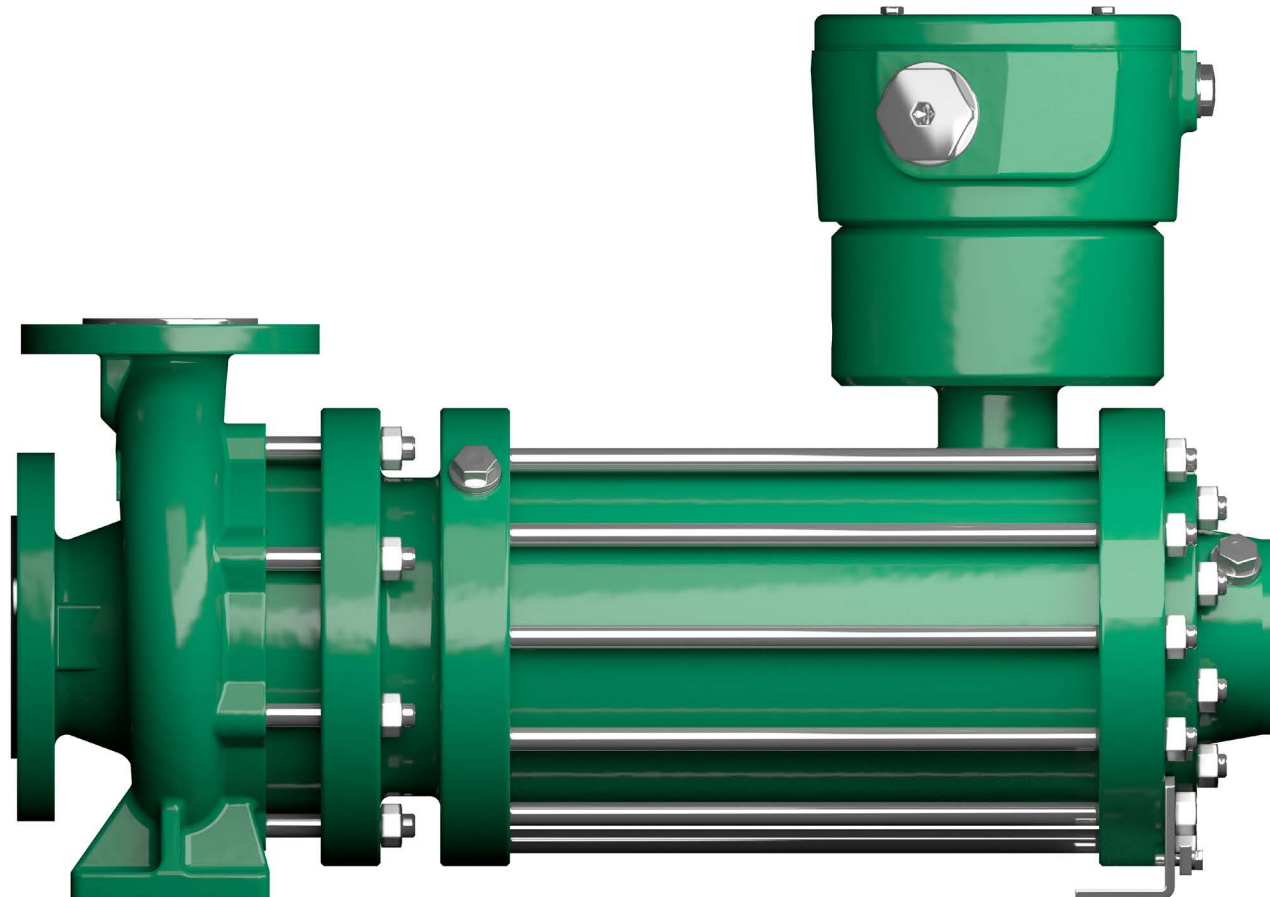
For full details see the Operation and Maintenance Manual supplied with the product.

How to order

Contact your local Spirax Sarco office with your application details, who will select, size and configure the correct Vahterus Plate and Shell® heat exchanger for your application.

MODEL INFORMATION
CANNED MOTOR PUMP TYPE CN / CNF

HERMETIC *V-Line*

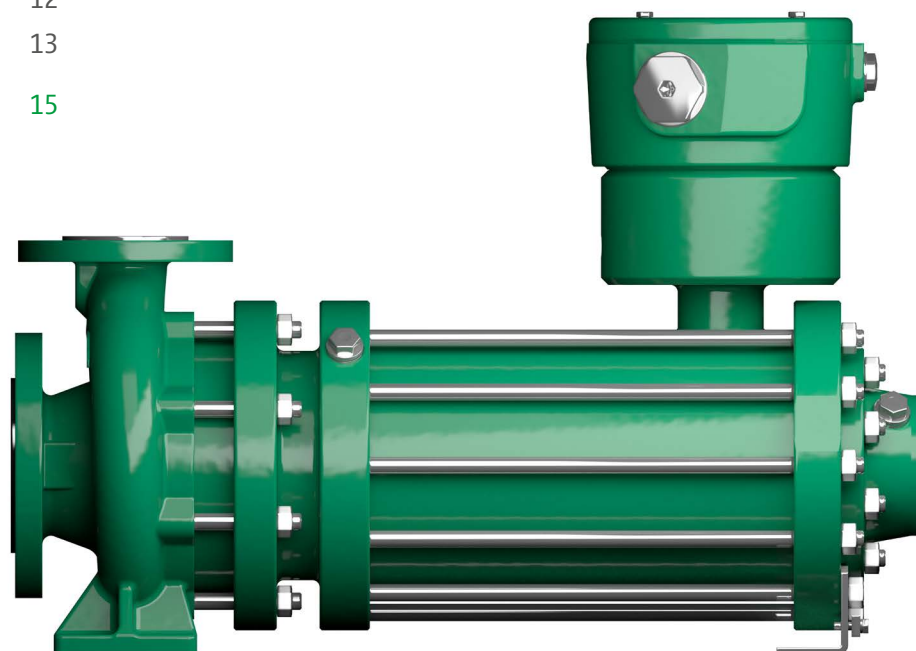


ZART®

simply best balance

Contents

General information	3	Spare parts	16
Characteristic maps	4	Connections	18
3000 rpm 50 Hz	4	Collective measurements	19
3600 rpm 60 Hz	5	Collective measurement drawing	19
Advantages	6	Collective measurement data	20
Technical data	8	Monitoring equipment	22
Modular pump / motor systems	8	Options and accessories	23
Materials	9	Contact	25
Pressure and temperature limits	10		
Canned motors with H-winding	11		
Canned motors with C-winding	12		
Forces and torques	13		
Documentation and tests	15		



Contents

General information
Characteristic maps
Advantages
Technical data
Documentation and tests
Spare parts
Connections
Collective measurements
Monitoring equipment
Options and accessories
Contact

Information

Operational areas / applications

For the safe transport of aggressive, toxic, hot, explosive, valuable and flammable liquids and liquefied gases.

Model / design

Horizontal, sealless spiral housing pumps in process design with completely closed canned motor with radial impeller, single-stage, single-flow. The connection measurements of the housing comply with EN 22 858 / ISO 2858.

Canned motor pump type CN

The CN model is a standard design of the HERMETIC canned motor pump and is suitable for conveying all common liquids that are not close to steam pressure (not boiling media).

Canned motor pump type CNF

The CNF model is the version for liquefied gases, boiling media and condensate. With an integrated auxiliary impeller and internal fluid return, it is suitable for conveying liquids close to steam pressure.

Drive

The rotor lining, one of our core competences, is manufactured using the compact extrusion method and as a nickel-base alloy, it is an essential component of the highly efficient canned motor. The pressure-resistant enclosed version of our canned motor complies with explosion protection according to Directive 2014 / 34 / EU. The canned motor filled with liquid accelerates to the operating speed in seconds. It is wear-free and maintenance-free during continuous operation due to the hydrodynamic sleeve bearings. The canned motor with low noise and vibration and offers double security to prevent leaks.

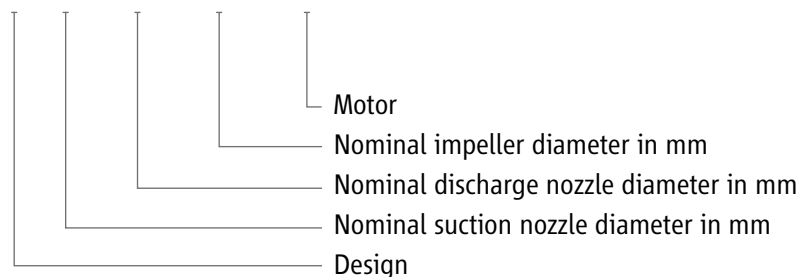
Operating data

Frequency:	50 Hz	60 Hz
Pump capacity [Q]:	1.5 to 110 m ³ /h	1.8 to 130 m ³ /h
Pumping head [H]:	12 to 100 m	17 to 145 m
Output power [P2]:	max. 41 kW	max. 48 kW
Conveyed material temperature [t]:	-40 °C to +180 °C	-40 °C to +180 °C
Operating pressure:	up to 25 bar	up to 25 bar

(Extended rating scheme available on request)

Pump and hydraulic denomination

CN 50 – 32 – 200 N34L-2



Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

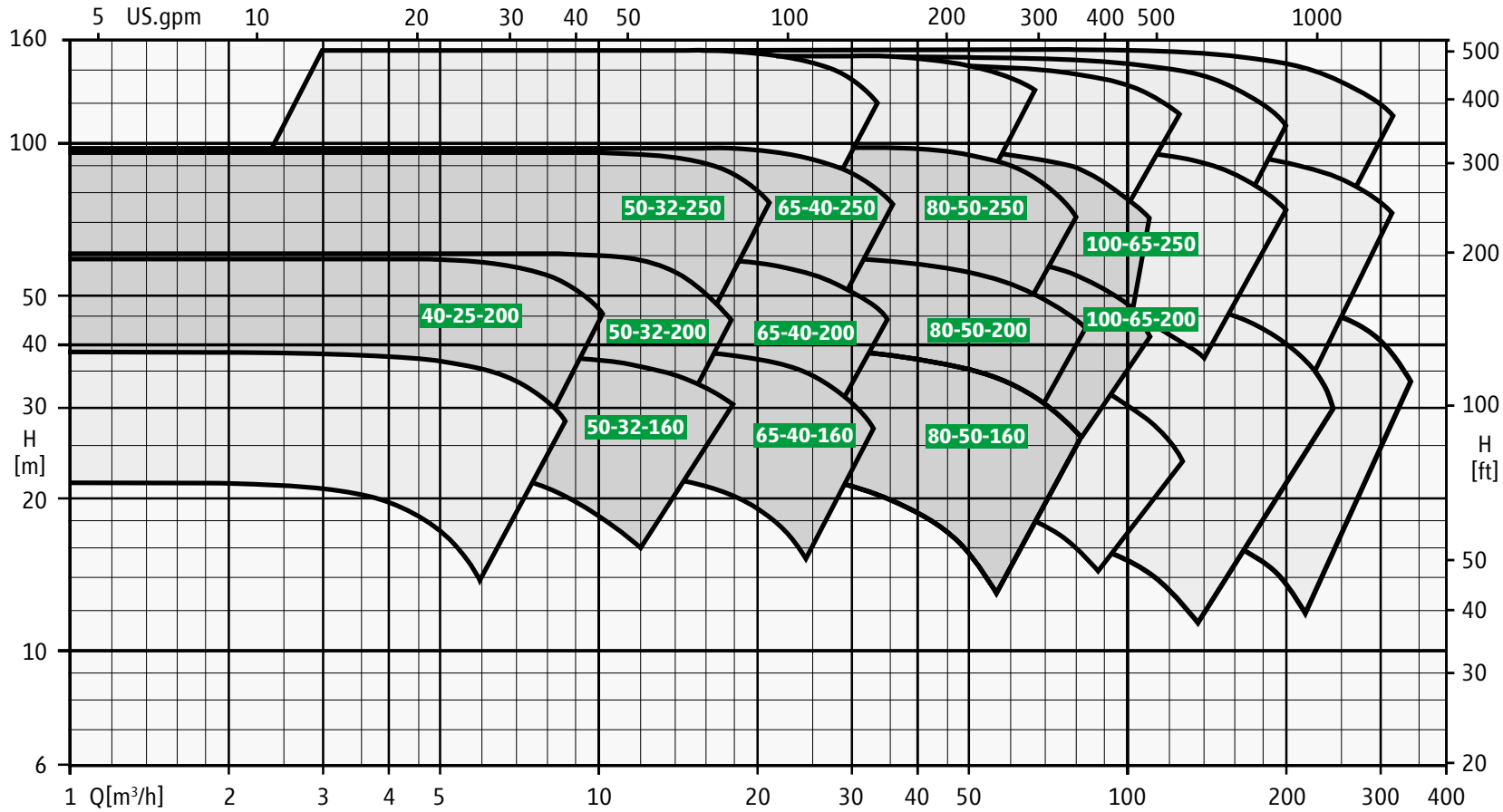
Monitoring equipment

Options and accessories

Contact



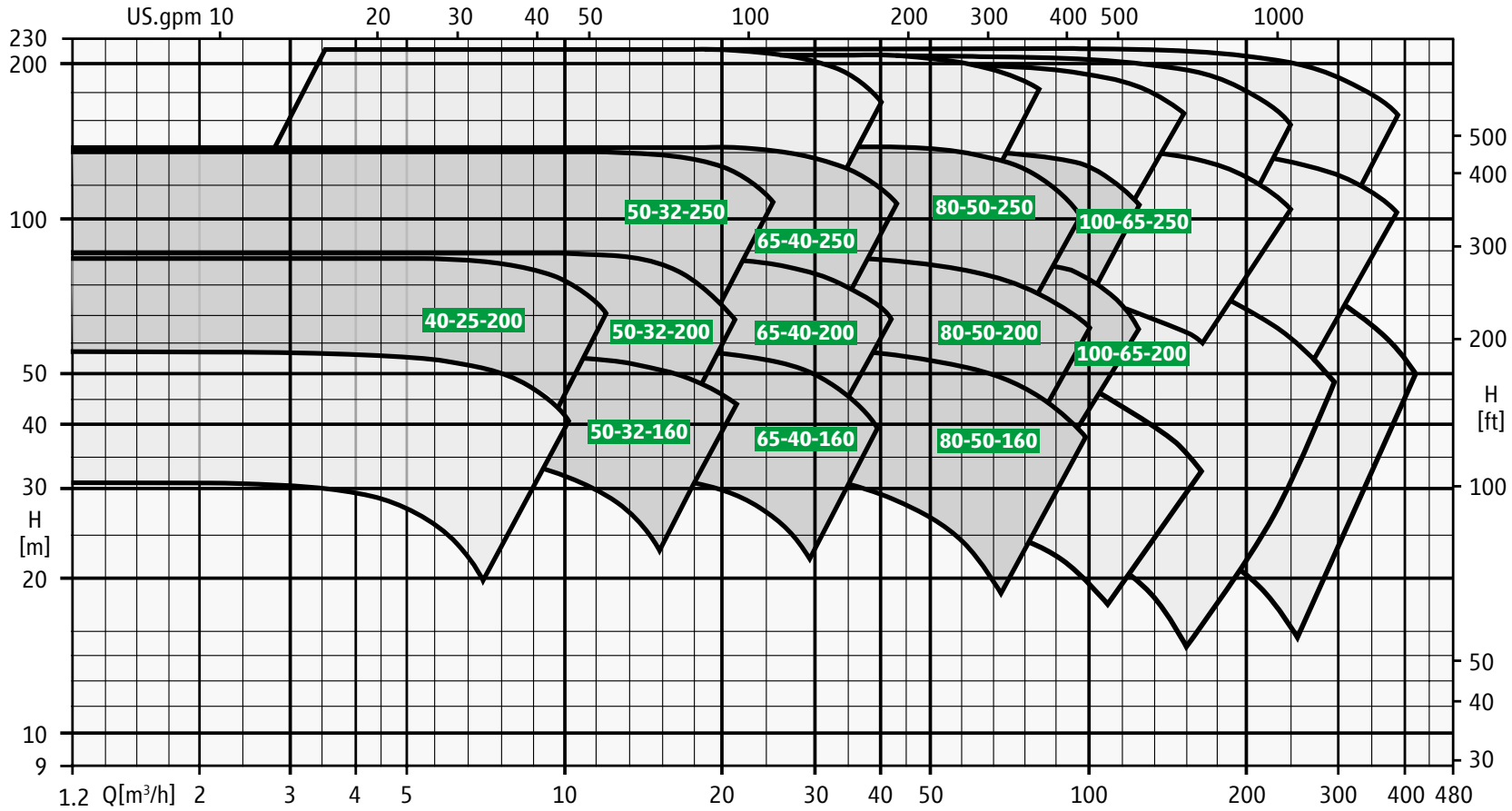
3000 rpm 50 Hz



- Contents
- General information
- Characteristic maps**
- Advantages
- Technical data
- Documentation and tests
- Spare parts
- Connections
- Collective measurements
- Monitoring equipment
- Options and accessories
- Contact



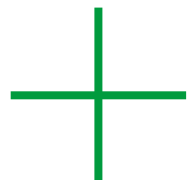
3600 rpm 60 Hz



- Contents
- General information
- Characteristic maps**
- Advantages
- Technical data
- Documentation and tests
- Spare parts
- Connections
- Collective measurements
- Monitoring equipment
- Options and accessories
- Contact



Advantages of the canned motor pump



Best Available Pump Technology according to IPCC / TA-LUFT

Leakage-free, long-lasting operation: protection of personnel and environment

No shaft seals

Low space requirement

High level of reliability

Low expenditure for repairs / spare parts

Simple assembly and installation

Long service life of pump and motor

Low life cycle costs

Very smooth running

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation
and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

Options and accessories

Contact



Advantages of the canned motor pump

100% tightness by two safety casings

Corrosion-resistant rotor lining

Explosion-proof motor (2014/34/EU), vacuum-dried N₂-inertised

Thermal motor protection to prevent overload

Standardised flange connections according to EN / ISO / ANSI

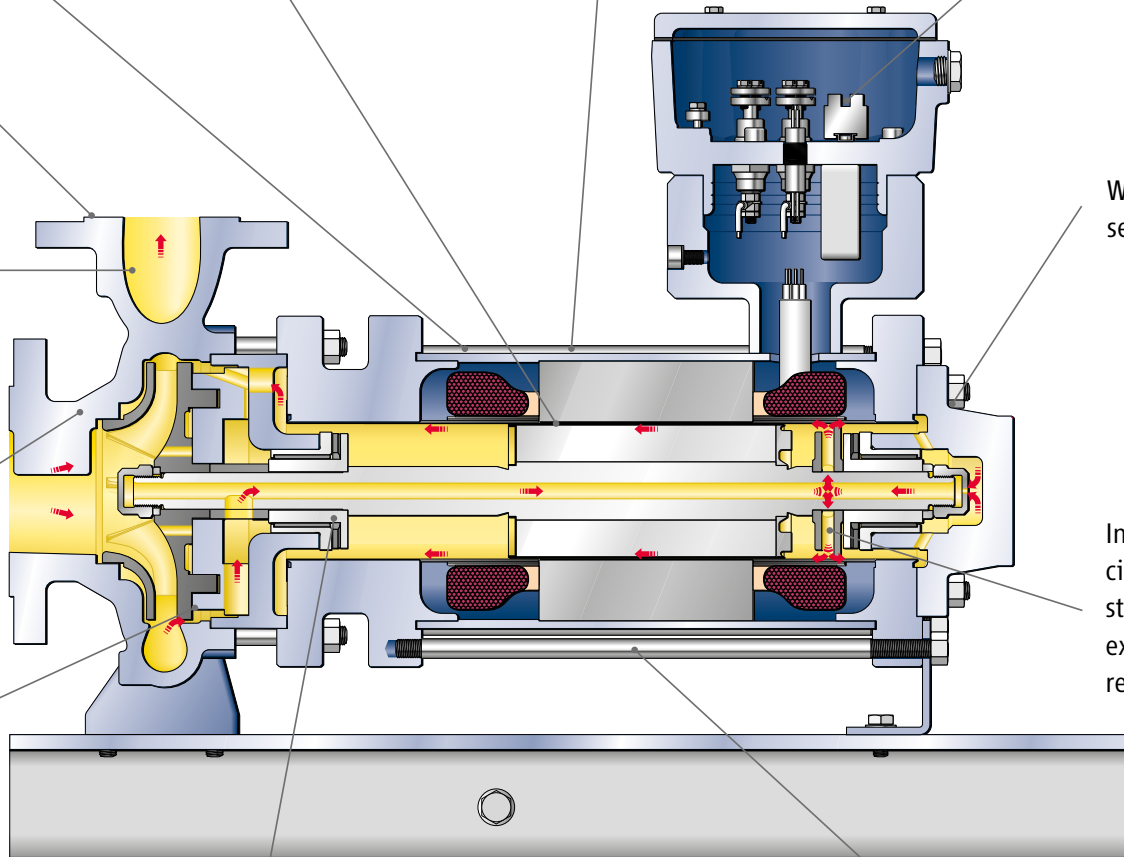
High level of functional safety by self-venting

Without shaft seal / sealing system

Standardised hydraulics with a block design and foot mounting

Internal partial flow circulation (also for high steam pressures), no external return line required

Contactless operation by hydrodynamic axial thrust balancing (ZART®)



Wear-resistant and smooth running slide bearing (no roller bearings subject to wear)

No coupling (no alignment of pumps / motor shaft required)

- Contents
- General information
- Characteristic maps
- Advantages**
- Technical data
- Documentation and tests
- Spare parts
- Connections
- Collective measurements
- Monitoring equipment
- Options and accessories
- Contact



Modular pump / motor systems

Hydraulics	Motor output power [P2 at 50 Hz / 60 Hz] max.								
	N24N-2 ⁽¹⁾	N34L-2 ⁽¹⁾	T34L-2 C2 ⁽²⁾	N34XL-2 ⁽¹⁾	T54p-2 RC2 ⁽²⁾	N54XL-2 ⁽¹⁾	N64XL-2 ⁽¹⁾	T64r-2 RC2 ⁽²⁾	T74n-2 C2 ⁽²⁾
CN / CNF	6,0 kW / 7,2 kW	8,0 kW / 10,5 kW	7,1 kW / 8,5 kW	14,8 kW / 17,2 kW	8,4 kW / 10,0 kW	24,0 kW / 27,0 kW	41,0 kW / 48,0 kW	13,5 kW / 13,5 kW	33,0 kW / 26,0 kW
40-25-200	■	■			■				
50-32-160	■	■	■		■				
50-32-200			■		■				
50-32-250				■		■			■
65-40-160		■	■	■	■	■		■	
65-40-200		■	■	■	■	■		■	
65-40-250				■		■	■		■
80-50-160		■	■	■	■	■		■	
80-50-200		■		■		■	■	■	
80-50-250				■	■	■	■		■
100-65-200				■		■	■		
100-65-250						■	■		

Extended rating scheme available on request

(1) For liquid temperatures up to 120 °C

(2) For liquid temperatures up to 180 °C

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

Options and accessories

Contact



Materials

VDMA No.	Parts designation	Material design S1 Pressure rating PN 25	Material design A8 Pressure rating PN 16
Parts coming into contact with conveying fluid			
102	Volute casing	1.0619+N	1.4408
230	Impeller	JL 1040	1.4408
230	Auxiliary impeller ⁽¹⁾	1.4581	1.4581
360	Bearing cover	1.0460	1.4571
381	Bearing support	1.0570	1.4571
400	Gasket	AFM34 or Gylon ⁽⁴⁾	AFM34 or Gylon ⁽⁴⁾
400	Spiral gasket	1.4404 / graphite	1.4404 / graphite
472	Slide ring	PTFE / K ⁽⁵⁾	PTFE / K ⁽⁵⁾
513	Wear ring insert	JL 1040	1.4571
529	Bearing sleeve	1.4571 / W5 ⁽²⁾	1.4571 / W5 ⁽²⁾
545	Bearing bush	1.4571 / SiC30 ⁽⁶⁾	1.4571 / SiC30 ⁽⁶⁾
816	Stator liner	2.4610	2.4610
819	Motor shaft	1.4021 / 1.4571	1.4571
Parts that do not come into contact with conveying liquid			
811	Motor casing	C-steel ⁽³⁾	C-steel ⁽³⁾
812	Motor casing cover	1.4571	1.4571

(1) parts only for CNF

(2) tungsten carbide coating

(3) material number depends on motor size

(4) For liquid temperatures > 120 °C: CrNi / Sigraflex HD

(5) For liquid temperatures > 120 °C: FH42A

(6) For liquid temperatures > 120 °C: 1.4462 / SiC-30

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation
and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

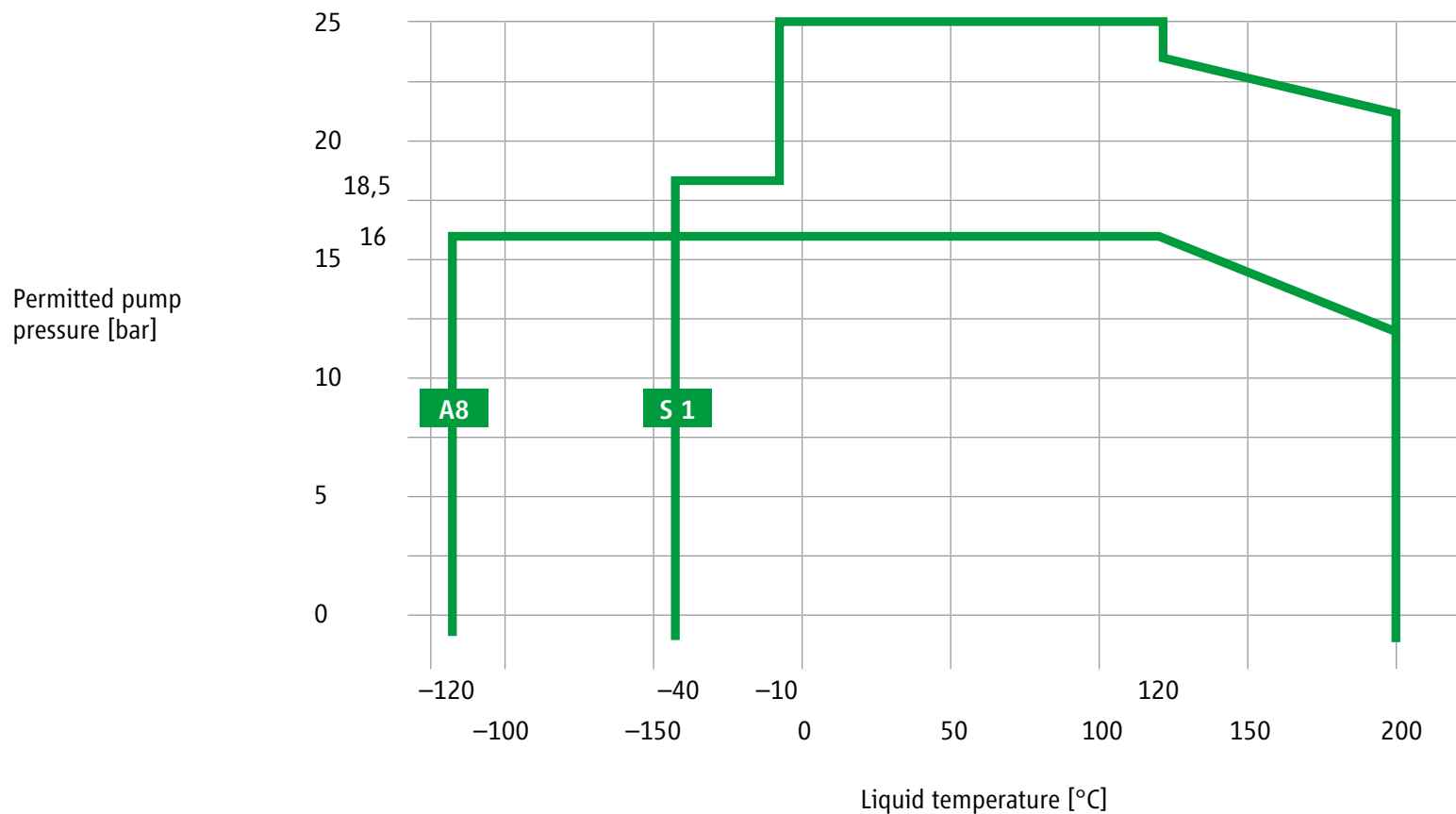
Options and accessories

Contact



Pressure and temperature limits

Material design S1 and A8



- Contents
- General information
- Characteristic maps
- Advantages
- Technical data**
- Documentation and tests
- Spare parts
- Connections
- Collective measurements
- Monitoring equipment
- Options and accessories
- Contact




Canned motors with H-winding

Canned motor data

Output power P2:	max. 41 kW (50 Hz) / max. 48 kW (60 Hz)
Voltage (±10 %) / frequency / circuit:	400V / 50 Hz / delta 480V / 60 Hz / delta 500V / 50 Hz / delta 600V / 60 Hz / delta 690V / 50 Hz / star (all canned motors are suitable for inverter operation)
Insulation class:	H-180
Operating mode:	S1 according to EN 60034-1
Protection class:	IP 67 (stator), IP 55 (terminal box)
Motor protection in winding:	Thermistor KL180 (standard), PT100 (option)
Rotation monitoring:	ROMi

Explosion protection according to Directive 2014 / 34 / EU

Incl. EC type-examination certificate

Marking:  II 2 G Ex de IIC T3 to T6

Noise expectancy values

Motors	N24N-2	N34L-2	N34XL-2	N54XL-2	N64XL-2
Output power [P2 at 50 Hz]	6,0 kW	8.0 kW	14.8 kW	24.0 kW	41.0 kW
max. expected sound pressure level dB(A) at 50 Hz	55	57	59	61	64
Output power [P2 at 60 Hz]	7,2 kW	10.5 kW	17.2 kW	27.0 kW	48.0 kW
max. expected sound pressure level dB(A) at 60 Hz	56	58	60	62	64

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation
and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

Options and accessories

Contact




Canned motors with C-winding

Canned motor data

Output power P2:	max. 33 kW (50 Hz) / max. 8,5 kW (60 Hz)
Voltage (±10 %) / frequency / circuit:	400V / 50 Hz / delta 480V / 60 Hz / delta 500V / 50 Hz / delta 600V / 60 Hz / delta 690V / 50 Hz / star (all canned motors are suitable for inverter operation)
Insulation class:	C-220
Operating mode:	S1 according to EN 60034-1
Protection class:	IP 67 (stator), IP 55 (terminal box)
Motor protection in winding:	3 x PT100
Rotation monitoring:	ROMi

Explosion protection according to Directive 2014 / 34 / EU

Incl. EC type-examination certificate

Marking:  II 2 G Ex de IIC T3 to T6

Noise expectancy values

Motors	T34L-2 C2	T54p-2 RC2	T64r-2 RC2	T74n-2 C2
Output power [P2 at 50 Hz]	7,1 kW	8,4 kW	13,5 kW	33 kW
max. expected sound pressure level dB(A) at 50 Hz	56	56	59	63
Output power [P2 at 60 Hz]	8,5 kW			
max. expected sound pressure level dB(A) at 60 Hz	56			

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation
and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

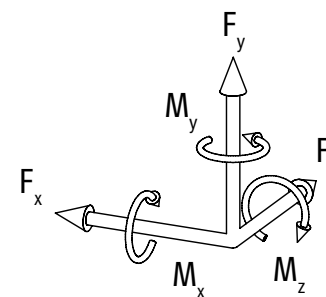
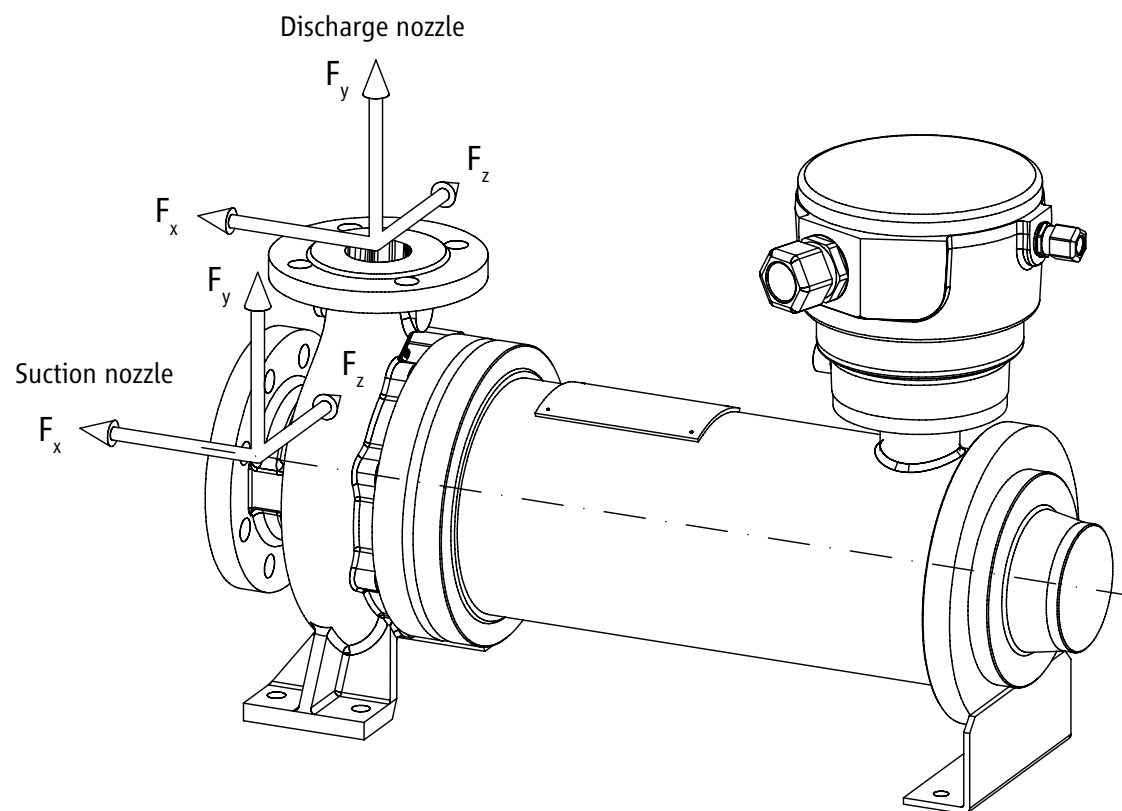
Options and accessories

Contact



Forces and torques

The pumps are designed so that they can absorb forces and torques according to ISO 5199.



Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

Options and accessories

Contact



Permitted forces and torques on the pump nozzles (installation with base plate and firm foundation)

Material design S1 Material design A8

Sizes	Forces						Torques					
	Suction nozzle in N			Discharge nozzle in N			Suction nozzle in Nm			Discharge nozzle in Nm		
	F _x	F _y	F _z	F _x	F _y	F _z	M _x	M _y	M _z	M _x	M _y	M _z
40-25-200	1050 S1	700 S1	850 S1	500 S1	350 S1	450 S1	550 S1	450 S1	300 S1	400 S1	300 S1	200 S1
	900 A8	600 A8	750 A8	900 A8	300 A8	400 A8	500 A8	400 A8	250 A8	350 A8	250 A8	150 A8
50-32-200	1350 S1	900 S1	1100 S1	700 S1	450 S1	550 S1	700 S1	550 S1	350 S1	450 S1	350 S1	250 S1
	1150 A8	800 A8	950 A8	600 A8	350 A8	500 A8	650 A8	500 A8	300 A8	400 A8	300 A8	200 A8
50-32-250	1350 S1	900 S1	1100 S1	700 S1	450 S1	550 S1	700 S1	550 S1	350 S1	450 S1	350 S1	250 S1
	1150 A8	800 A8	950 A8	600 A8	350 A8	500 A8	650 A8	500 A8	300 A8	400 A8	300 A8	200 A8
65-40-160	1750 S1	1150 S1	1400 S1	850 S1	550 S1	700 S1	1150 S1	850 S1	600 S1	550 S1	450 S1	300 S1
65-40-200												
65-40-250												
80-50-160	2150 S1	1400 S1	1700 S1	1100 S1	700 S1	900 S1	1450 S1	1100 S1	750 S1	700 S1	550 S1	350 S1
80-50-200												
80-50-250												
100-65-200	2700 S1	1750 S1	2150 S1	1400 S1	900 S1	1150 S1	2000 S1	1500 S1	1000 S1	1150 S1	850 S1	600 S1
100-65-250	2300 A8	1500 A8	1850 A8	1200 A8	750 A8	1000 A8	1750 A8	1300 A8	900 A8	1000 A8	750 A8	500 A8

The specifications for the forces and torques only apply for static piping.

The specifications apply for installation with completely encapsulated base plate screwed on a rigid even foundation.

- Contents
- General information
- Characteristic maps
- Advantages
- Technical data
- Documentation and tests
- Spare parts
- Connections
- Collective measurements
- Monitoring equipment
- Options and accessories
- Contact



Documentation and tests

Documentation according to HERMETIC Standard, consisting of:

Operating manual for the HERMETIC pump

Technical specifications

Sectional and assembly drawings

Dimensional drawing

Cable connection diagram

Pump characteristic curve design

Acceptance report and pump characteristic curve

Electric test report

Slip ring report / gap size report, slide bearing clearancies

Factory certificates according to DIN EN 10 204 / 2.2

EC type-examination certificate PTB 99 ATEX

EU Declaration of Conformity

TÜV certificates

Optional documentation

Customized drawing

Customized parts list layout

Customer acceptance test at HERMETIC Headquarter

Schedule (status production planning) (available monthly or weekly)

Coating according to HERMETIC Standard

Temperature < 120 °C

Thickness: 100–200 µm (primer, then 2 coats)

Colour: RAL 7030 (stone grey)

Base plate: powder-coated

Temperature > 120 °C

Thickness: 100–200 µm (primer, then 2 coats)

Colour: Aluminium (similar to RAL 9006)

Base plate: powder-coated

Standard tests

Hydrostatic pressure test with 1.5x nominal pressure

Factory certificates according to DIN EN 10 204 / 2.2

Test run according to DIN EN ISO9906, Class 2 B (5 measuring points)

Balancing of the shaft and impeller according to DIN ISO 1940, 6.3
[without report]

Axial thrust measurement

Leak test for the complete pump with N₂ at 6 bar

Optional test

NPSH-test

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

**Documentation
and tests**

Spare parts

Connections

Collective measurements

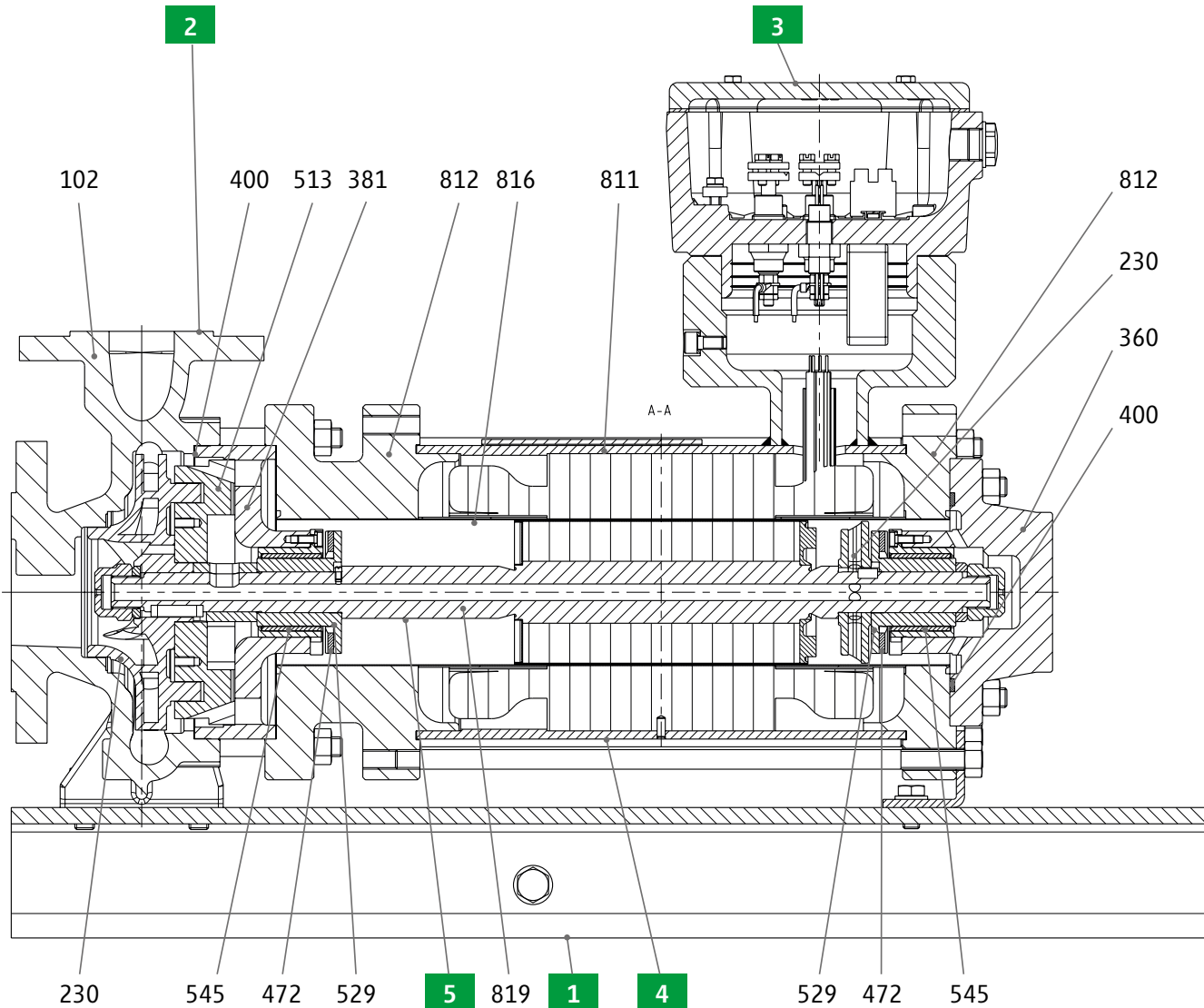
Monitoring equipment

Options and accessories

Contact



Reduced part list



Number	Assembly drawing
1	Base plate
2	Hydraulics
3	Terminal box
4	Motor
5	Motor shaft

- Contents
- General information
- Characteristic maps
- Advantages
- Technical data
- Documentation and tests
- Spare parts**
- Connections
- Collective measurements
- Monitoring equipment
- Options and accessories
- Contact



Reduced part list

VDMA Pos.	Name	Assembly	Assembly drawing
102	Volute casing	Hydraulics	2
513	Wear ring insert	Hydraulics	2
381	Bearing support	Hydraulics	2
545	Bearing bush	Hydraulics	2
400	Gasket	Hydraulics	2

400	Spiral gasket	Motor	4
816	Stator liner	Motor	4
812	Motor casing cover, front	Motor	4
812	Motor casing cover	Motor	4
811	Motor casing	Motor	4
360	Bearing cover	Motor	4
545	Bearing bush	Motor	4

Refer to the relevant assembly drawing for the full list of the complete parts. These form part of the standard documentation.

VDMA Pos.	Name	Assembly	Assembly drawing
819	Motor shaft	Motor shaft	5
230	Impeller	Motor shaft	5
529	Bearing sleeve	Motor shaft	5
230	Auxiliary impeller (*)	Motor shaft	5
472	Slide ring	Motor shaft	5

(*) only CNF

Recommended spare parts stock

For overhaul: **for each pump**

4 pcs. Pos. 400 gasket
 2 pcs. Pos. 400 spiral gasket
 2 pcs. Pos. 529 bearing sleeve
 2 pcs. Pos. 545 bearing bush
 2 pcs. Pos. 472 slide ring

Spare Parts

Spare part package 1

1 set of gaskets and spiral gaskets

Spare part package 2

1 bearing set (bearing sleeve and bearing bush)

After Sales Kit

Spare part package 1 and 2

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

Options and accessories

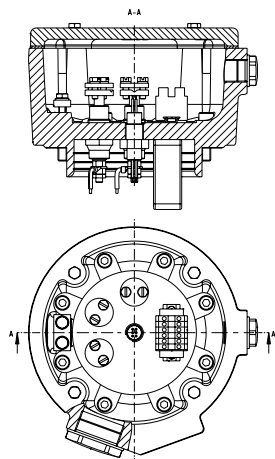
Contact



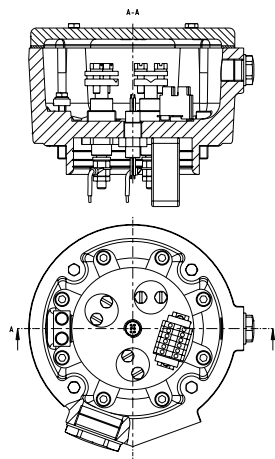
Terminal box connections

Motor size	Terminal box size	Number and thread for cable gland		Clamping area for cable		Cable inlet connection		Connection cross-section for motor
		Motor	Monitoring	Motor	Monitoring	Motor	Monitoring Multiple feedthrough with 6 wires	
N24N-2	Size 44	1 x M25x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 13–18	Cable ø 6–13	3 x TOS4.16A.690 V	–	1,5–6,0 mm ²
N34L-2	Size 54	1 x M40x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 17–28	Cable ø 6–13	3 x PLD 6 (M20x1,5)	1x (M16x1)	max. 35 mm ²
T34L-2 C2	Size 54	1 x M40x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 17–28	Cable ø 6–13	3 x PLD 6 (M20x1,5)	1x (M16x1)	max. 35 mm ²
N34XL-2	Size 54	1 x M40x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 17–28	Cable ø 6–13	3 x PLD 6 (M20x1,5)	1x (M16x1)	max. 35 mm ²
N54XL-2	Size 54	1 x M40x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 17–28	Cable ø 6–13	3 x PLD 6 (M20x1,5)	1x (M16x1)	max. 35 mm ²
T54p-2 RC2	Size 54	1 x M40x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 17–28	Cable ø 6–13	3 x PLD 6 (M20x1,5)	1x (M16x1)	max. 35 mm ²
N64XL-2	Size 64	1 x M40x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 17–28	Cable ø 6–13	3 x PLD 8 (M26x1,5)	1x (M16x1)	16–50 mm ²
T64r-2 RC2	Size 54	1 x M40x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 17–28	Cable ø 6–13	3 x PLD 6 (M20x1,5)	1x (M16x1)	max. 35 mm ²
T74n-2 C2	Size 74	1 x M63x1,5	1 x M20x1,5	Cable ø 31–48	Cable ø 6–13	3 x PLD 10	1x (M16x1)	16–95 mm ²

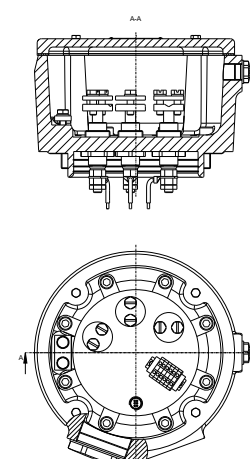
Size 54



Size 64



Size 74



Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

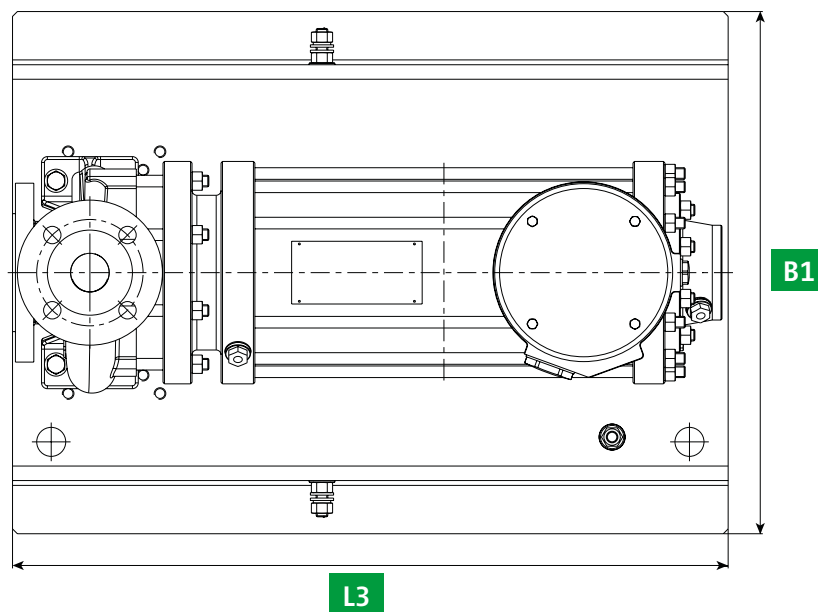
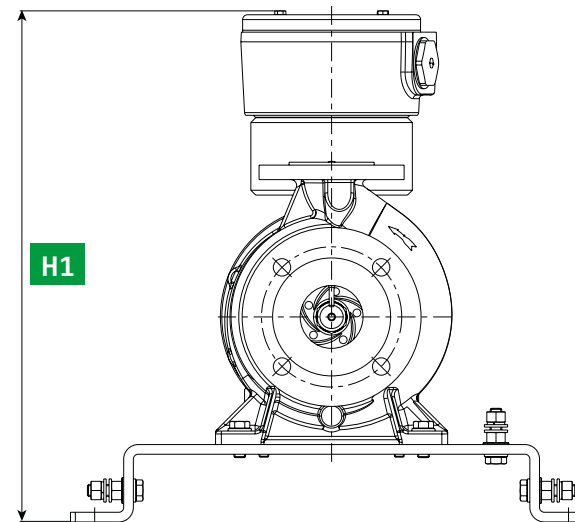
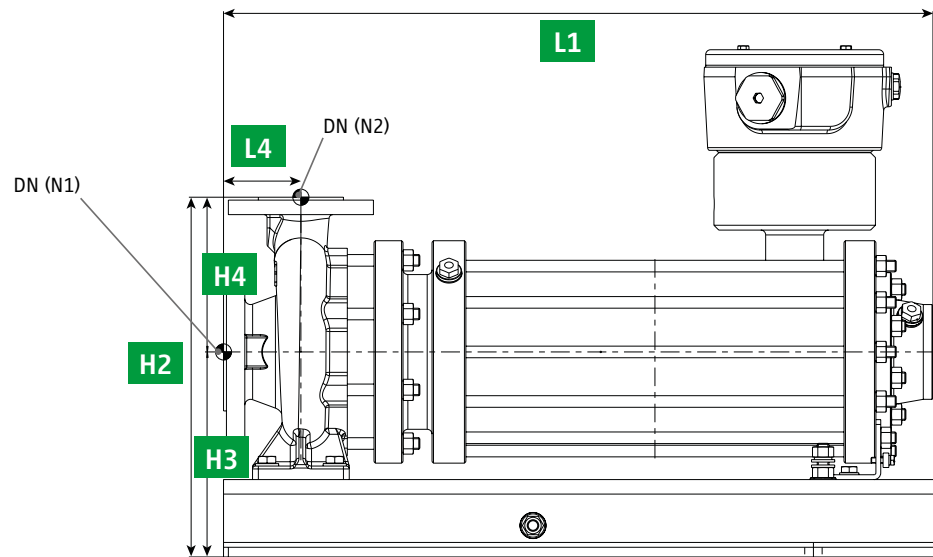
Monitoring equipment

Options and accessories

Contact



Collective measurement drawing



- Contents
- General information
- Characteristic maps
- Advantages
- Technical data
- Documentation and tests
- Spare parts
- Connections
- Collective measurements**
- Monitoring equipment
- Options and accessories
- Contact



Collective measurement data

Hydraulics	Motor	H1	L1	H2	H3	H4	L4	L3	B1	DN (N1)	DN (N2)	Total approx. weight in kg
50-32-200	N34L-2	557	639	420	240	180	80	740	540	50	32	190
65-40-160	N34L-2	529	639	372	212	160	80	740	540	65	40	140
65-40-160	N34XL-2	529	734	372	212	160	80	740	540	65	40	200
65-40-160	N54XL-2	563	839	392	232	160	80	900	540	65	40	275
65-40-200	N34L-2	557	659	420	240	180	100	740	540	65	40	200
65-40-200	N34XL-2	557	754	420	240	180	100	740	540	65	40	215
65-40-200	N54XL-2	571	859	420	240	180	100	900	540	65	40	300
65-40-250	N34XL-2	557	768	485	260	225	100	740	540	65	40	225
65-40-250	N54XL-2	571	873	485	260	225	100	900	540	65	40	300
65-40-250	N64XL-2	610	976	485	260	225	100	1000	540	65	40	425
80-50-160	N34L-2	557	659	420	240	180	100	740	540	80	50	200
80-50-160	N34XL-2	557	754	420	240	180	100	740	540	80	50	200
80-50-160	N54XL-2	571	859	420	240	180	100	900	540	80	50	275
80-50-200	N34L-2	557	659	440	240	200	100	740	540	80	50	200
80-50-200	N34XL-2	557	754	440	240	200	100	740	540	80	50	225
80-50-200	N54XL-2	571	859	440	240	200	100	900	540	80	50	300
80-50-200	N64XL-2	610	964	460	260	200	100	1000	540	80	50	375
80-50-250	N34XL-2	557	793	485	260	225	125	740	540	80	50	250
80-50-250	N54XL-2	571	898	485	260	225	125	900	540	80	50	325
80-50-250	N64XL-2	610	1001	485	260	225	125	1000	540	80	50	400
100-65-200	N34XL-2	577	765	485	260	225	100	740	540	100	65	225
100-65-200	N54XL-2	591	865	485	260	225	100	900	540	100	65	300
100-65-200	N64XL-2	630	970	485	260	225	100	1000	540	100	65	425
100-65-250	N54XL-2	591	898	530	280	250	125	900	540	100	65	325
100-65-250	N64XL-2	630	1001	530	280	250	125	1000	540	100	65	425

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation
and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

Options and accessories

Contact



Collective measurement data

Hydraulics	Motor	H1	L1	H2	H3	H4	L4	L3	B1	DN (N1)	DN (N2)	Total approx. weight in kg
40-25-200	N24N-2	545	580	420	240	180	80	740	540	40	25	170
50-32-160	N24N-2	517	580	372	212	160	80	740	540	50	32	150
40-25-200	N34L-2	553	639	420	240	180	80	740	540	40	25	190
50-32-160	N34L-2	525	639	372	212	160	80	740	540	50	32	175
50-32-160	T34L-2 C2	585	807	372	212	160	80	740	540	50	32	180
50-32-200	T34L-2 C2	614	807	420	240	180	80	740	540	50	32	195
65-40-160	T34L-2 C2	585	807	372	212	160	80	740	540	65	40	180
65-40-200	T34L-2 C2	614	827	420	240	180	80	740	540	65	40	195
80-50-160	T34L-2 C2	614	827	420	240	180	80	740	540	80	50	185
40-25-200	T54p-2 RC2	642	835	420	240	180	80	740	540	40	25	260
50-32-160	T54p-2 RC2	634	835	372	212	180	80	740	540	50	32	250
50-32-200	T54p-2 RC2	642	835	420	240	180	80	740	540	50	32	250
65-40-160	T54p-2 RC2	634	835	372	212	180	80	740	540	65	40	250
65-40-200	T54p-2 RC2	642	855	420	240	180	80	740	540	65	40	260
80-50-160	T54p-2 RC2	642	855	420	240	180	80	740	540	80	50	250
80-50-250	T54p-2 RC2	662	892	485	260	225	125	740	540	80	50	300
65-40-160	T64r-2 RC2	675	870	415	225	160	80	900	540	65	40	325
65-40-200	T64r-2 RC2	680	924	440	260	180	80	900	540	65	40	340
80-50-160	T64r-2 RC2	680	900	440	260	180	80	900	540	80	50	325
80-50-200	T64r-2 RC2	680	924	460	260	200	80	900	540	80	50	340
50-32-250	T74n-2 C2	756	1134	485	260	225	100	1000	540	50	32	450
65-40-250	T74n-2 C2	756	1134	485	260	225	100	1000	540	65	40	450
80-50-250	T74n-2 C2	756	1159	485	260	225	125	1000	540	80	50	450

Contents

General information

Characteristic maps

Advantages

Technical data

Documentation
and tests

Spare parts

Connections

Collective measurements

Monitoring equipment

Options and accessories

Contact



Coolselector2

Інформація про проект

Ім'я проекту:	
Коментарі:	
Створений:	
Coolselector2 версія:	5.5.6. База даних: 121
Надруковано:	4 Червень 2025 г.
Налаштування, які використовуються:	Всі сфери застосувань

Лінія 1

Умови роботи

Холодоагент:	R717	Холодопродуктивність:	919000 W
Масова витрата в лінії:	2,027 kg/s	Теплопродуктивність:	1174000 W
Температура кипіння:	243 K	Температура конденсації:	308 K
Тиск кипіння:	118500 Pa	Тиск конденсації:	1344000 Pa
Перегрів перед компресором:	20,0 K	Переохолодження:	44,0 K
Кратність циркуляції:	3,00 -	Додаткове переохолодження:	0 K
Напір насоса:	200000 Pa	Темп-ра нагнітання:	413 K

Система і лінія: *Насосна - Лінія подачі рідини*



Загальна кількість ліній

Перепад тиску	191800 Pa
Падіння тем-ри насичення	21,0 K

Положення 1. Запірний клапан: SVA 25 straight




Перепад тиску	26110 Pa
Падіння тем-ри насичення	2,1 K
Швидкість на вході	4,69 m/s
Положення клапана	Відкритий
З'єднання	ОК

Вибраний кодовий номер для SVA 25 straight:

SVA-S 25: 148B5410


Положення 2. Фільтр: FIA 25-100 straight

	Перепад тиску	71360 Pa
	Падіння тем-ри насичення	6,7 K
	Швидкість на вході	4,69 m/s
	З'єднання	OK


Вибрані кодові номери для FIA 25-100 straight:

FIA 25:	148B5443
FIA INS:	148H3123

Положення 3. Трубопроводи: Сталевий розширювач DIN-EN 25 x 40

	Кількість	1
	Перепад тиску	484,4 Pa
	Падіння тем-ри насичення	0,1 K
	Швидкість на вході	4,69 m/s
	З'єднання	OK


Положення 4. Електромагнітний клапан: EVRA 25 NS 32

	Перепад тиску	78670 Pa
	Падіння тем-ри насичення	9,8 K
	Швидкість на вході	4,69 m/s
	Положення клапана	Відкритий
	З'єднання	Hi


Вибраний кодовий номер для EVRA 25 NS 32:

EVRA 25:	032F6225
-----------------	----------

Положення 5. Трубопроводи: Сталевий розширювач DIN-EN 32 x 50

	Кількість	1
	Перепад тиску	167,1 Pa
	Падіння тем-ри насичення	0,0 K
	Швидкість на вході	2,75 m/s
	З'єднання	OK

Положення 6. Зворотний клапан: SCA 25 angle

	Перепад тиску	13660 Pa
	Падіння тем-ри насичення	2,1 K
	Швидкість на вході	4,69 m/s
	Положення клапана	Відкритий
	З'єднання	Hi

Вибраний кодовий номер для SCA 25 angle:

SCA-X 25:	148B5408
------------------	----------

Положення 7. Трубопроводи: Сталевий розширювач DIN-EN 25 x 40



Кількість	1
Перепад тиску	484,4 Pa
Падіння тем-ри насичення	0,1 K
Швидкість на вході	4,69 m/s
З'єднання	OK

Положення 8. Запірний клапан: SVA 65 straight

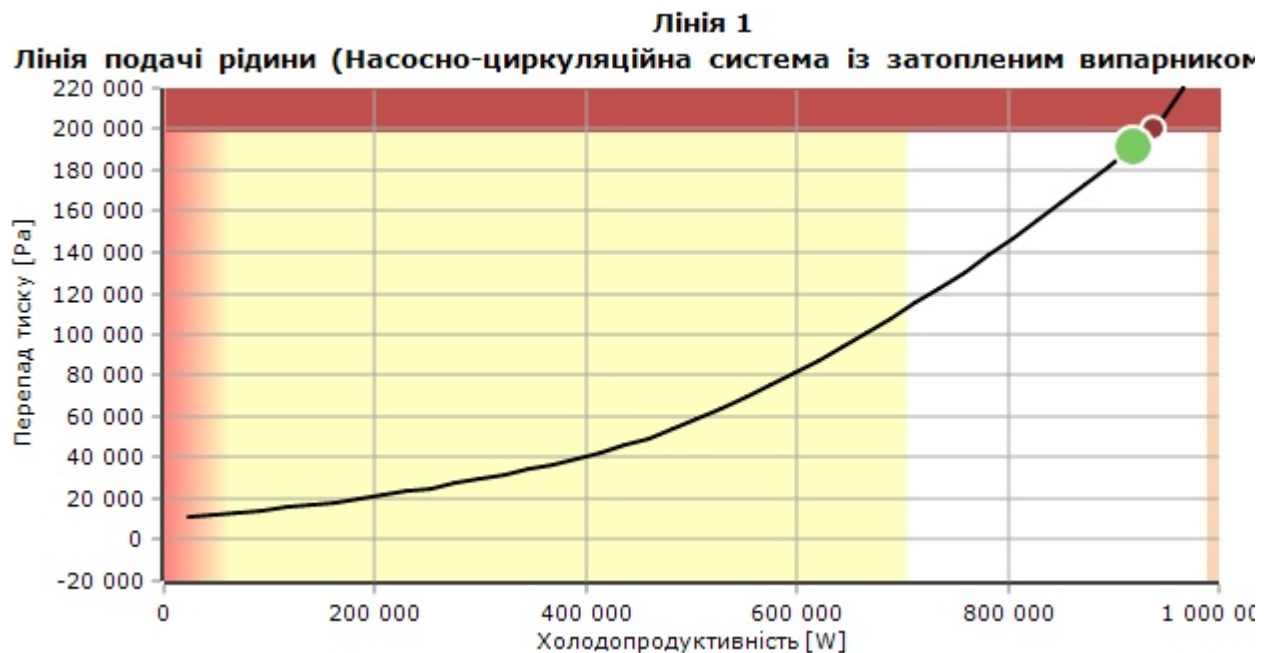


Перепад тиску	836,2 Pa
Падіння тем-ри насичення	0,1 K
Швидкість на вході	0,77 m/s
Положення клапана	Відкритий
З'єднання	Hi

Вибраний кодовий номер для SVA 65 straight:

SVA-S 65: 148B5810

Крива продуктивності



Coolselector2

Інформація про проект

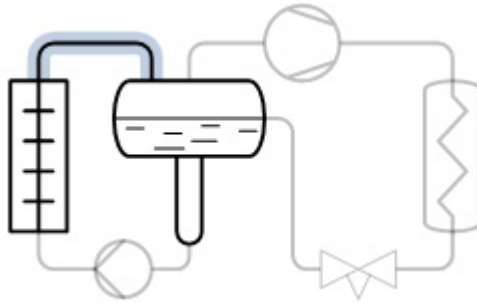
Ім'я проекту:	
Коментарі:	
Створений:	
Coolselector2 версія:	5.5.6. База даних: 121
Надруковано:	4 Червень 2025 г.
Налаштування, які використовуються:	Всі сфери застосувань

Лінія 1

Умови роботи

Холодоагент:	R717	Холодопродуктивність:	919000 W
Масова витрата в лінії:	2,127 kg/s	Теплопродуктивність:	1147000 W
Температура кипіння:	263 K	Температура конденсації:	303 K
Тиск кипіння:	290600 Pa	Тиск конденсації:	1167000 Pa
Перегрів перед компресором:	0 K	Переохолодження:	2,0 K
Кратність циркуляції:	3,00 -	Додаткове переохолодження:	0 K
Напір насоса:	200000 Pa	Темп-ра нагнітання:	393 K

Система і лінія: *Насосна - Лінія вологої пари*



Загальна кількість ліній

Перепад тиску	93980 Pa
Падіння тем-ри насичення	9,2 K

Положення 1. Запірний клапан: SVA 100 straight



Перепад тиску	9871 Pa
Падіння тем-ри насичення	0,8 K
Швидкість на вході	33,16 m/s
Положення клапана	Відкритий
З'єднання	ОК

Вибраний кодний номер для SVA 100 straight:

SVA-S 100: 148B6010

Положення 2. Трубопроводи: Сталевий перехідник DIN-EN 65 x 40


Кількість	1
Перепад тиску	47550 Pa
Падіння тем-ри насичення	4,4 K
Швидкість на вході	80,02 m/s
З'єднання	Ni

Положення 3. Регулювальний клапан: ICS 150


Перепад тиску	22890 Pa
Падіння тем-ри насичен	2,4 K
Швидкість на вході	19,17 m/s
Положення клапана	Частково відкритий
З'єднання	Ni

Вибраний кодівий номер для ICS 150:
ICS 150: 027H7160

Положення 4. Трубопроводи: Сталевий розширювач DIN-EN 150 x 200


Кількість	1
Перепад тиску	106,8 Pa
Падіння тем-ри насичення	0,0 K
Швидкість на вході	21,49 m/s
З'єднання	OK

Положення 5. Запірний клапан: SVA 100 straight


Перепад тиску	13560 Pa
Падіння тем-ри насичення	1,5 K
Швидкість на вході	47,57 m/s
Положення клапана	Відкритий
З'єднання	Ni

Вибраний кодівий номер для SVA 100 straight:
SVA-S 100: 148B6010

Крива продуктивності. Різна масова витрата в лінії

