

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) _____ ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого _____
Кафедра _____ теплоенергетики та холодильної техніки _____

«До захисту в ЕК»
Директор інституту(декан факультету)
_____ Сергій Блаженко _____
(підпис) (ім'я та прізвище)

« ___ » _____ 2023р.

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри
_____ Валентин Петренко _____
(підпис) (ім'я та прізвище)

« ___ » _____ 2023р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА

зі спеціальності _____ 142 «Енергетичне машинобудування» _____
(код та назва спеціальності)
освітньо-професійної програми _____ холодительна техніка та технології _____

на тему _____ Проєкт заготівельного холодильника для ягід місткістю
1500 тон у смт. Іванків _____

Виконав: здобувач 4 курсу, групи ХМ-4-9н

_____ Таран Назарій Андрійович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник _____ Івашенко Наталія Вікторівна _____
(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 _____ (ім'я та прізвище) _____ (підпис)

Я як здобувач(ка) Національного університету харчових технологій розумію і підтримую політику університету з академічної доброчесності. Я не надавав(-ла) і не одержував(-ла) недозволеної допомоги під час підготовки цієї роботи. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

Здобувач _____
(підпис)

Київ - 2023р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ імені 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
(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри ТЕХТ

Валентин ПЕТРЕНКО

“17” квітня 2023 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Тарана Назарія Андрійовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект заготівельного холодильника для ягід місткістю 1500 тон у смт. Іванків

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “14” квітня 2023 року №233-к

2. Строк подання здобувачем роботи 07 червня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи Продукція: чорна смородина, вишня, чорниця. Холодоагент – R717. Подача холодильного агенту – насосно-циркуляційна. Утеплювач – сандвіч панель на основі мінеральної вати.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1.Вступ, 2. Розділи холодильної частини проекту, 3. Охорона праці, 3. Економічна частина, 4. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу

1) План та розріз холодильника.

2) Схема холодильної установки.

3) План та розріз машинного відділення.

Анотація

Темою диплому є проект заготівельного холодильника для ягід місткістю 1500 тон у смт. Іванків. Проаналізовано ефективність підприємства, використання підприємством електроенергії та затрат на будівництво холодильника, розраховано собівартість одиниці холоду. Приведені розроблені креслення і розрахунки щодо встановлюваного обладнання. Всі технічні рішення, які застосовуються, мають економічне обґрунтування.

					00.КР142.008.007.ПЗ			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Анотація	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Таран Н.А.						
Перевір.		Іващенко Н.В.					3	
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.				НУХТ ХМ-4-9н		

Зміст

Анотація

Вступ.....	
1. Техніко-економічне обґрунтування проекту.....	
2. Технологія виготовлення та зберігання продукції.....	
3. Об'ємно-планувальне рішення холодильника	
4. Теплоізоляційні конструкції холодильника.....	
5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуванних приміщень.....	
5.1. Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою.....	
5.2. Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продукту.....	
5.3. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків.....	
5.4. Розрахунок теплопритоків при «диханні» охолоджених продуктів...	
5.5. Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджуване приміщення холодильника.....	
6. Визначення навантаження на обладнання камер та компресори.....	
7. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу, розрахунок холодильної машини та вибір компресорів.....	
8. Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів.....	
9. Розрахунок діаметрів трубопроводів, вибір насосів та допоміжного обладнання холодильної установки.....	
10. Охорона праці.....	
11. Розрахунок економічних показників.....	
Список використаної літератури.....	
Специфікація обладнання.....	
Додатки.....	

					00.КР142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		4

Вступ

Розвиток агропромислового комплексу України як пріоритетної галузі національної економіки зорієнтовано на забезпечення продовольчої безпеки держави, зростання її експортного потенціалу, а саме: формування багатокладної аграрної економіки, забезпечення вільного розвитку підприємництва та малого бізнесу, різнобічних ефективних організаційно-правових форм господарювання з максимальним використанням можливостей кооперації та орендних відносин, вдосконалення прав власності на землю та засоби виробництва; забезпечення опосередкованого державного регулювання економіки агропромислового виробництва з економічною свободою підприємств і організацій в умовах ринкових відносин; державна підтримка розвитку агропромислового комплексу на основі освоєння цільових державних програм; забезпечення захисту вітчизняних товаровиробників, формування інфраструктури ринку, входження агропромислового комплексу з конкурентоспроможною продукцією і продовольчими товарами у світове співтовариство.

Для економіки України агропромисловий комплекс – надзвичайно важлива ланка, що значною мірою визначає соціально-економічний стан суспільства та продовольчу безпеку держави.

В агропромисловому комплексі зайнята п'ята частина працівників усіх галузей, зосереджена майже чверть виробничих фондів і виробляється близько 70% товарів народного споживання.

Проте кінцевою метою виробників сільгосппродукції є не тільки постійне збільшення обсягів виробництва продукції, а і реалізація її за найбільш вигідною ціною. За останні декілька років в Україні збільшилася площа садів з краплинним зрошенням і суттєво зросло виробництво вишень, смородини, чорниці та ін..

У зв'язку з цим продовження періоду реалізації цієї продукції дасть змогу суттєво підвищити конкурентоспроможність продукції і мати більший дохід.

					<i>00.КР142.008.007.ПЗ</i>			
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Таран Н.А.</i>			Вступ	<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Іващенко Н.В.</i>					<i>5</i>	
<i>Реценз.</i>								
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>						
						<i>НУХТ ХМ-4-9н</i>		

Сьогодні виробник все частіше замислюється над можливістю постачання на ринок якісної продукції в період найбільшого попиту. А це можливо тільки за умови наявності сучасних заготівельних холодильників і фруктосховищ. Передумовою для тривалого і проміжного зберігань є встановлення оптимальних умов, оскільки кожен вид фруктів потребує певної температури, вологості повітря і його складу.

Загальна кількість людей в країні з часом зростає, тому, щоб забезпечити їх продукцією, повинен весь час відбуватися ріст виробництва. Ріст виробництва, розширення асортименту повинні суміщуватися з постійним покращенням якості продукції, біологічної цінності та смакових властивостей продуктів. Суттєвою задачею є також більш повне використання сільськогосподарської сировини для виробітку повноцінних продуктів з високим вмістом білка, вітамінів, біологічно активних речовин. Для досягнення поставленої мети необхідно підвищувати технічний рівень підприємств, застосовувати найновіші методи технології та прогресивне обладнання, впроваджувати механізовані та автоматизовані системи виробництва.

Головними завданнями при проектуванні холодильника є:

- вибір температурного режиму в камерах холодильника;
- визначення основних розмірів холодильника;
- розроблення плану холодильника;
- вибір будівельних та ізоляційних матеріалів;
- вибір та обґрунтування типу системи охолодження.

При вирішенні цих задач в дипломному проекті керуємося науковими положеннями по зменшенню витрат електроенергії при виробництві штучного холоду.

					00.KP142.008.007.IIЗ	Арк.
						6
Зм	Лист	№ доквм.	Піппис	Лата		

1. Техніко-економічне обґрунтування проекту

Завданням на проектування передбачено розробку заготівельного холодильника для ягід місткістю 1500т у смт. Іванків. Економічне обґрунтування на будівництво даного холодильника включає в себе два завдання:

- обґрунтування вибору потужності холодильника, що проектується, та місця його будівництва;
- розрахунок основних техніко-економічних показників.

Іванків – селище міського типу у Вишгородському районі, на півночі Київської області, колишній районний центр ліквідованого Іванківського району. Розташований на лівому березі річки Тетерів. Відстань до найближчої залізниці, станції Тетерів – 40 км, до м. Києва – 80 км, до м. Чорнобиль – 50 км, до кордону з 30-кілометровою зоною відчуження – 25 км. Відстань до міжнародного аеропорту «Бориспіль» - 130 км. Населення селища міського типу складає 10,37 тис.чол. Іванків розташований у лісовій місцевості, тому будівництво заготівельного холодильника для ягід є раціональним.

Загальна характеристика ефективності капітальних вкладень в холодильник, що проектується, визначається техніко-економічними показниками, які розраховуються в економічній частині проекту. За результатами розрахунку, собівартість одиниці холоду складає 27,38 грн./(кВт×год.).

					00.КР142.008.007.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Таран Н.А.			1. Техніко-економічне обґрунтування проекту	Літ.	Арк.	Акрушів
Керівник		Іващенко Н.В.					7	
Консульт.					НУХТ ХМ-4-9н			
Затверд.		Петренко В.П.						

2. Технологія виготовлення та зберігання продукції

Кінцевою метою сільгоспвиробників є не все зростаючі обсяги виробництва продукції, а реалізація її за найбільш вигідною ціною. У зв'язку з цим, особливе значення мають питання з післязбиральної доробки плодів, овочів, їхнє сортування, упакування, продовження періоду реалізації - все це дозволяє істотно підвищити конкурентоспроможність продукції і отримати більший дохід.

Існує багато способів зберігання. Основні з них: сушіння, заморожування і зберігання в холодильниках у охоложеному або замороженому стані.

Завданням на проектування передбачено зберігається 500 т замороженої вишні. Вишня поступає з фермерських господарств та від населення з кінця червня до середини липня за середньої температури $+15...+17\text{ }^{\circ}\text{C}$ в кількості ≈ 20 т/добу.

Вишня пройшовши первинну обробку (сортування, калібрування, мийку та підсушування) заморожується у флюїдизаційному апараті АСМФ-2000 (табл. 2.1). Температура заморожування складає $-32\text{ }^{\circ}\text{C}$. На виході з апарату температура продукту становить $-16\text{ }^{\circ}\text{C}$. Після заморожування продукт пакується в поліетилен і складається в картонні ящики (Рис. 2.1). Упакована продукція складається на піддони та формує пакет вантажу, після чого надходить до камер зберігання заморожених продуктів у яких підтримується температура $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$.

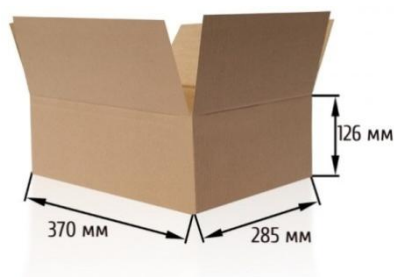


Рисунок 2.1. Гофроящик простої конструкції.

					00.КР142.008.007.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Таран Н.А.				2. Технологія виготовлення та зберігання продукції		
Керівник	Іващенко Н.В.						
Консульт.					Літ.	Арк.	Акрушів
Затверд.	Петренко В.П.					8	
					НУХТ ХМ-4-9н		

Табл. 2.1 – Технічні характеристики АСМФ-2000

Технічна характеристика	Розмірність	Величина
Продуктивність за зеленим горошком	кг/год	2200
Встановлена електрична потужність	кВт	34
Споживання холоду при $t_0 = -40\text{ }^\circ\text{C}$, $t_k = +40\text{ }^\circ\text{C}$	кВт	321
Ємкість по холодильному агенту	л	920
Довжина	мм	8300
Ширина	мм	4400
Висота	мм	4400
Температура повітря в камері	$^\circ\text{C}$	-26 ... -32
Температура продукту на вході	$^\circ\text{C}$	+16
Температура продукту на виході	$^\circ\text{C}$	-18
Час замороження	хв.	8 ... 20

Чорну смородину в звичайних умовах зберігається недовго. Смородина зберігається в поліетиленових мішках місткістю 1-1,5 кг, виконаних з не стабілізованої напівпрозорої плівки високого тиску товщиною 50-60 мкм (більш товста плівка непридатна, оскільки вона слабо пропускає кисень і вуглекислий газ, тому продукція швидко псується). У таких герметичних поліетиленових пакетах при температурі 0°C її можна зберігати 1-2 міс. У середині поліетиленової упаковки в результаті дихання накопичується вуглекислий газ (до 4-6%) і знижується вміст кисню. Внаслідок цих змін зменшується інтенсивність дихання продукції. При високій вологості повітря в упаковці (95-99%) втрати вологи незначні, тому природний спад маси зменшується до 1% і продукція не в'яне. Пакети складаються в ящики.

Завданням на проектування передбачено зберігається 500 т охолодженої чорної смородини, яка поступає з фермерських господарств та від населення з липня по серпень за середньої температури $+25\text{ }^\circ\text{C}$ в кількості ≈ 10 т/добу.

Ягоди чорниці збирають у липні ÷ серпні. Температура надходження ягоди складає $+25\text{ }^\circ\text{C}$.

					00.KP142.008.007.ПЗ	Друк
						9
№	Лист	№ докум.	Гілка	Дата		

За завданням на проектування передбачено зберігається 500 т чорниці, яка надходить у продовж 25 діб у рівних кількостях. Відповідно, добове надходження становить 20 т/добу.

Приймання продукції відбувається у приймальній (теплій) експедиції де ягоди проходять санітарну перевірку, зважують та перевантажуються у тимчасову тару (пластикові ящики-лотки), а людина отримує платню за надану продукцію. Потім ягоди у тимчасовій тарі надходять до сортувального відділення де тимчасово зберігаються до початку роботи обладнання, проходять мийку, калібровку, сушку та по конвеєру надходять до швидкоморозильного апарату флюїзидаційного типу. Температура в сортувальному відділенні не нормується.

Флюїзидаційний апарат встановлено в окремому приміщенні температура в якому не нормуються. В цьому ж приміщенні відбувається і пакування замороженої продукції у картонні ящики в середині яких є поліетиленовий кішок.

Сформований пакет вантажу за допомогою електрокари переміщується до камери зберігання з температурою $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ або $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ де встановлюється на полиці стелажів (рис. 2.2). Враховуючи висоту пакету вантажу, відстань від верхньої точки пакету до низу полиці (прийmemo 144 мм) та висоту полиці (прийmemo 100 мм) визначаємо відстань між робочими поверхнями полиць, яка складає 1300 мм. Приймаємо штабелювання у 4 ярусів. Тоді вантажна висота буде складати $(1788+100+144)\cdot 3+1788=7884$ мм. Прийmemo будівельну висоту камер 9000 мм.



Рисунок 2.2. Стелажний спосіб зберігання.

						00.KP142.008.007.ПЗ	Аркуш
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			10

Перевезення вантажів всередині холодильника здійснюються електронавантажувачами марки Maxformer серії FB20A [5].

Табл.2.2. Характеристика пакетів та спосіб їх укладання

Вид продукту і тари	Зовнішні розміри ящиків	Маса одного ящика, кг	Кількість ящиків в пакеті, шт	Висота пакету з урахуванням висоти піддону, мм
Вишня	370x285x126 мм	6	2x4x13	1788
Чорна смородина	370x285x126 мм	6	2x4x13	1788
Виноград	370x285x126 мм	6	2x4x13	1788

Продовження табл.2.2

Вид продукту	Площа пакета, м ²	Маса пакета з піддоном	Спосіб укладання продукту в камері
Вишня	0,96	624+15	На стелажах
Чорна смородина	0,96	624+15	На стелажах
Виноград	0,96	624+15	На стелажах

Таблиця 2.2.Режими зберігання продуктів

Вид продукту	Температура, °С	Вологість, %	Термін зберігання
Вишня	-18	85	6 міс.
Чорна смородина	0	95	2 міс.
Чорниця	-18	90	6 міс.

Розрахунковий час необхідний для заморожування однієї ягоди вишні

Параметри ягоди: радіус $R=0,007\text{м}$, густина $\rho=970\text{кг/м}^3$, вологовміст $w=0,83$, коефіцієнт теплопровідності замороженої частини $\lambda=1,34\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$, не замороженої $\lambda_0=0,52\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$, питома ізобарна теплоємність замороженої частини $c=2,52\text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$, не замороженої $c_0=3,34\text{кДж/(кг}\cdot\text{К)}$, криоскопічна температура $t_{\text{кр}}=-2,4^\circ\text{С}$, температура повітря $t_{\text{п}}=-30^\circ\text{С}$, початкова температура ягоди $t_{\text{поч}}=17^\circ\text{С}$, коефіцієнт форми $\Phi=1/3$; $k=2$, питома теплота кристалізації води $q=2,76\text{кДж/кг}$.

Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі при заморожуванні:

Параметри повітря при -30°С : $\rho_{\text{п}}=1,4\text{кг/м}^3$, $\lambda_{\text{п}}=0,022\text{Вт/(м}\cdot\text{К)}$, $\mu_{\text{п}}=1,58\cdot 10^{-5}\text{Па}\cdot\text{с}$. Критерій Архімеда:

$$Ar = \frac{g \cdot d^3 \cdot (\rho - \rho_{\text{п}}) \cdot \rho_{\text{п}}}{\mu_{\text{п}}^2} = \frac{9,8 \cdot 0,014^3 \cdot (970 - 1,4) \cdot 1,4}{(1,58 \cdot 10^{-5})^2} = 1,461 \cdot 10^8$$

Критерій Рейнольдса при прозорості шару $\varepsilon=0,64$ – частка вільного простору в шарі:

$$Re = \frac{Ar \cdot \varepsilon^{4.75}}{18 + 0.61\sqrt{Ar \cdot \varepsilon^{4.75}}} = \frac{1.461 \cdot 10^8 \cdot 0.64^{4.75}}{18 + 0.61\sqrt{1.461 \cdot 10^8 \cdot 0.64^{4.75}}} = 6.817 \cdot 10^3$$

Швидкість повітря над шаром:

$$v = \frac{Re \cdot \mu_{\text{п}}}{d \cdot \rho_{\text{п}}} = \frac{6.817 \cdot 10^3 \cdot 1,58 \cdot 10^{-5}}{0,014 \cdot 1,4} = 5.495 \text{ м/с}$$

Критерій Нусельта:

$$Nu = 0,4Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{Re}{\varepsilon} \right)^{2/3} = 0,4 \cdot 0,72^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{6.817 \cdot 10^3}{0,64} \right)^{2/3} = 173.6$$

Коефіцієнт тепловіддачі:

$$\alpha = \frac{\lambda_{\text{п}} \cdot Nu}{d} = \frac{0,022 \cdot 173.6}{0,014} = 272.8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Визначаємо час заморожування в першому наближенні:

$$\begin{aligned} \tau_0 &= \Phi \frac{R \cdot \rho \cdot q \cdot w}{t_{\text{кр}} - t_{0.\text{с}}} \left(\frac{R}{2 \cdot \lambda} + \frac{1}{\alpha} \right) = \\ &= \frac{1}{3} \cdot \frac{0,007 \cdot 970 \cdot 276 \cdot 10^3 \cdot 0,83}{-2.4 - (-30)} \cdot \left(\frac{0,007}{2 \cdot 1,34} + \frac{1}{272.8} \right) = 118 \text{ с.} \end{aligned}$$

Поправка на теплоємність замороженої частини τ_1 :

$$\begin{aligned} \tau_1 &= \frac{\rho \cdot c \cdot R^2}{\lambda} \cdot \frac{1 + \ln \left(1 + \frac{0,65}{Bi^*} \right)}{4 + 2(k-1)} \\ Bi &= \frac{\alpha \cdot R}{\lambda} = \frac{272.8 \cdot 0,007}{1,34} = 1.43 \end{aligned}$$

$Bi = Bi^*$ при $k=2(k>1)$

$$\tau_1 = \frac{970 \cdot 2520 \cdot 0,007^2}{1,34} \cdot \frac{1 + \ln \left(1 + \frac{0,65}{1.43} \right)}{4 + 2 \cdot 1} = 10 \text{ с.}$$

Поправка на поступове виморожування води τ_2 :

$$\tau_2 = - \frac{q \cdot w \cdot \rho \cdot R^2}{\lambda(t_{\text{кр}} - t_{\text{п}})} \cdot F(Bi, a, k)$$

при $a = \frac{t_0 - t_{\text{кр}}}{t_{\text{кр}} - t_{\text{п}}} = \frac{0 - (-2,4)}{-2,4 - (-30)} = 0,087$ функція $F(Bi, a, k) = F(1,43; 0,087; 2) = 0,104$

t_0 – температура замерзаючої чистої води; $t_0 = 0^\circ\text{C}$;

					00.KP142.008.007.IIЗ	Арк.
Зм	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

$$A_{\text{пов}} = \frac{\Phi \cdot \chi_{\text{н}} \cdot A_{\text{об}}}{Bi_{\text{н}}} = \frac{0,33 \cdot 9,998 \cdot 1}{3,67} = 0,908$$

$$t_{\text{пз}} = -30 + (-1 - (-30)) \cdot \frac{1}{0,908} = 0,4^{\circ}\text{C}$$

$$\tau_{\text{ох}} = \frac{1}{m_{\text{н}}} \cdot \ln \left(A_{\text{пов}} \cdot \frac{t_{\text{поч}} - t_{\text{п}}}{t_{\text{кр}} - t_{\text{п}}} \right)$$

$$m_{\text{н}} = \frac{\lambda_0}{c_0 \cdot \rho \cdot R^2} \cdot \chi_{\text{н}} = \frac{0,52}{3340 \cdot 970 \cdot 0,007^2} \cdot 9,998 = 0,033 \text{c}^{-1}$$

$$\tau_{\text{ох}} = \frac{1}{0,033} \cdot \ln \left(0,908 \cdot \frac{17 - (-30)}{-2,4 - (-30)} \right) = 13,2 \text{c}$$

Загальний час заморожування:

$$\tau_{\text{зам}} = \tau_0 + \tau_1 + \tau_2 + \tau_3 + \tau_4 = 118 + 10 + 30 + 14 + 23 = 135 \text{c} = 2 \text{хв. } 15 \text{c.}$$

Загальний час процесу:

$$\tau_{\text{заг}} = \tau_{\text{зам}} + \tau_{\text{ох}} = 135 + 13,2 = 148,2 \text{c} = 2 \text{хв. } 18 \text{c}$$

					00.KP142.008.007.ПЗ	Арк.
Зм	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

3. Об'ємно-планувальне рішення холодильника

Будівля холодильника проектується за каркасною схемою із самонесучими стінами, при використанні яких навантаження від покриття та підвісного обладнання передається на каркас зі збірних залізобетонних елементів.

Всі охолоджувані приміщення холодильника компонують в одному контурі.

Приймаємо сітку колон 12х6 м. Приміщення одноповерхове. Висота поверху холодильника дорівнює 9 м.

Визначимо основні розміри та місткості камер холодильника. Приймаємо камери зберігання розміром 24х12 м.

Графічно визначаємо реальну місткість камер.

Нанесемо на план холодильника схематичне розміщення стелажів у камерах (Рис. 3.1).

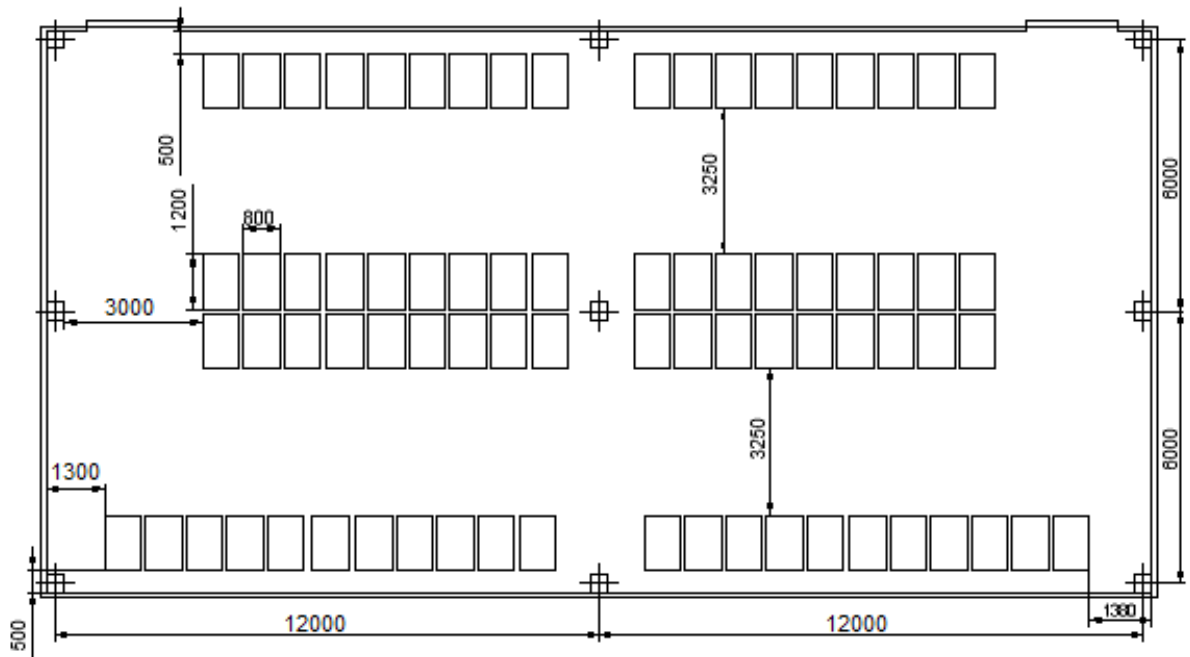


Рис.3.1. Розміщення піддонів у камерах зберігання 24х12 м.

При такому розташуванні, штабелями в 4 яруси, в одну камеру поміститься 304 палети. Відстань між сусідніми піддонами 10 см.

Визначаємо необхідну кількість камер зберігання продукції.

					00.KP142.008.007.ПЗ		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.		Таран Н.А.			Літ.	Арк.	Акрушів
Керівник		Іващенко Н.В.				15	
Консульт.					НУХТ ХМ-4-9н		
Затверд.		Петренко В.П.			3. Об'ємно-планувальне рішення		

Кількість камер для зберігання вишні:

$$\frac{500 \cdot 10^3}{624} = 801 \text{ піддонів}/304 = 2,63. \text{ Приймаємо 3 камери};$$

Кількість камер для зберігання чорної смородини:

$$\frac{500 \cdot 10^3}{624} = 801 \text{ піддонів}/304 = 2,63. \text{ Приймаємо 3 камери};$$

Кількість камер для зберігання чорниці:

$$\frac{500 \cdot 10^3}{624} = 801 \text{ піддонів}/304 = 2,63. \text{ Приймаємо 3 камери};$$

Результати зводимо до таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.Зведена таблиця даних по камерах

Назва камери	Маса, т	Маса 1 палети, кг	Кількість палет, шт	Розміри камери, м	Кількість камер, шт.
Зберігання вишні	500	624	304	24x12	3
Зберігання чорної смородини	500	624	304		3
Зберігання винограду	500	624	304		3

Також в холодильнику передбачається 2 камери заморозки(12x12м) [12].

На рис.3.2 зображено план розміщення камер холодильника.

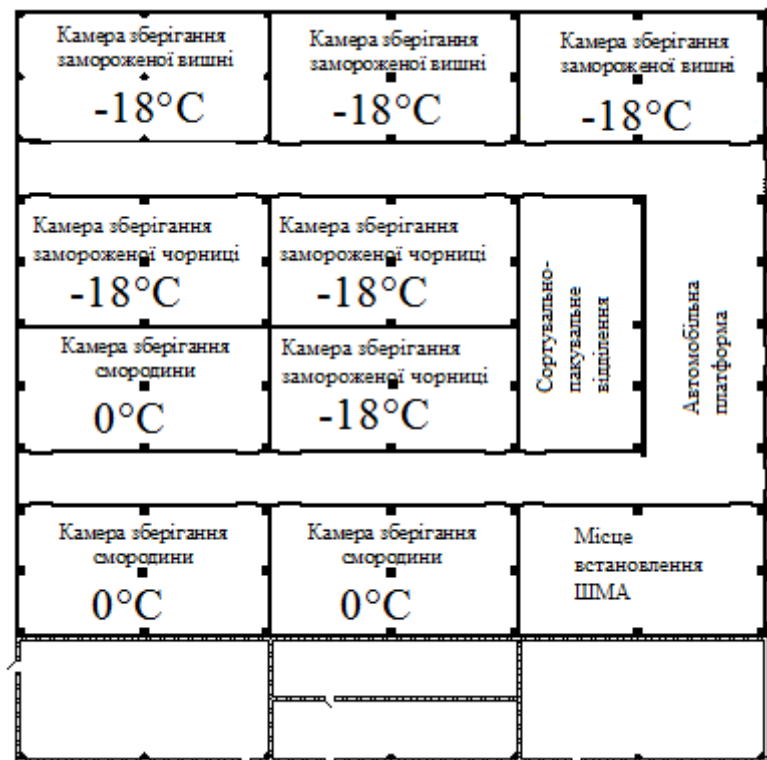
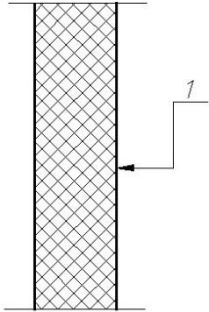


Рис.3.2. План холодильнику.

4. Теплоізоляційні конструкції холодильника

Визначаємо шар теплоізоляції для зовнішніх стін.

Будівельно-ізоляційні конструкції холодильних камер наведено в таблицях:



Зовнішня стіна	δ, м	λ, Вт/мК
1. Сталевий лист	0,001	47
2. Теплоізоляція - мінеральна вата	-	0,044
3. Сталевий лист	0,001	47

Потрібна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \cdot \left[\frac{1}{k_0} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \frac{1}{\alpha_в} \right) \right], \text{ м};$$

де $\lambda_{із}$ - коефіцієнт теплопровідності ізоляції, Вт/(м·К); k_0 - оптимальний коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К); α_3 - коефіцієнт тепловіддачі зовнішньої або більш теплої сторони огороження, Вт/(м²·К); $\alpha_в$ - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої або більш холодної сторони огороження, Вт/(м²·К).

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару:

$$\delta_{із(-18^\circ\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,25} - \left(\frac{1}{23} + 0,00004 + \frac{1}{11} \right) \right] = 0,17 \text{ м}$$

$$\delta_{із(0^\circ\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,38} - \left(\frac{1}{23} + 0,00004 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,1 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{із\delta}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{із}$ в бік зростання.

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним:

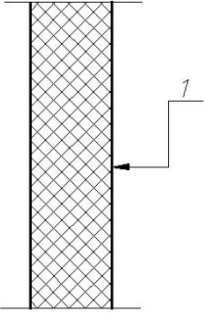
$$k_\delta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \frac{1}{\alpha_в} + \frac{\delta_{із\delta}}{\lambda_{із}}}$$

					00.КР142.008.007.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Таран Н.А.			4. Теплоізоляційні конструкції холодильника	Літ.	Арк.	Акрушів
Керівник		Іващенко Н.В.					17	
Консульт.					НУХТ ХМ-4-9н			
Затверд.		Петренко В.П.						

$$k_{\partial(-18^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{23} + \frac{1}{11} + \frac{0,2}{0,044}} = 0,24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

$$k_{\partial(0^{\circ}\text{C})} = 0,38 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Визначаємо шар теплоізоляції для внутрішніх стін.



Внутрішня стіна	δ , м	λ , Вт/м*К
1. Сталевий лист	0,001	47
2. Теплоізоляція - мінеральна вата	-	0,044
3. Сталевий лист	0,001	47

Приймаємо, що температура в коридорі $+6^{\circ}\text{C}$.

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару:

$$\delta_{iz(-18^{\circ}\text{C}/+6^{\circ}\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,26} - \left(\frac{1}{11} + 0,00004 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,16 \text{ м}$$

$$\delta_{iz(0^{\circ}\text{C}/+6^{\circ}\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,5} - \left(\frac{1}{9} + 0,00004 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,078 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{iz\partial}$, округлюючи розрахункове значення δ_{iz} в бік зростання.

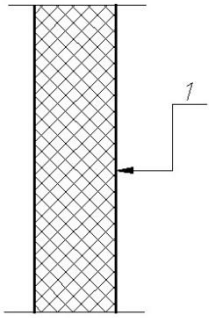
Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним:

$$k_{\partial(-18^{\circ}\text{C}/+6^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{11} + \frac{0,2}{0,044}} = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

$$k_{\partial(0^{\circ}\text{C}/+6^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{0,08}{0,044}} = 0,49 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Робимо перевірку огорожень на умову утворення конденсату (при розрахунковій зимній температурі зовнішнього повітря):

Визначаємо шар теплоізоляції для перегородок.



Перегородка	δ , м	λ , Вт/мК
1. Сталевий лист	0,001	47
2. Теплоізоляція - мінеральна вата	-	0,044
3. Сталевий лист	0,001	47

Приймаємо, що сусідня камера не працює, а температура в ній така, як і в коридорі $+6^{\circ}\text{C}$.

Знаходимо потрібну товщину ізоляційного шару:

$$\delta_{iz(-18^{\circ}\text{C}/-18^{\circ}\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,26} - \left(\frac{1}{11} + 0,00004 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,16 \text{ м}$$

$$\delta_{iz(-18^{\circ}\text{C}/0^{\circ}\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,5} - \left(\frac{1}{9} + 0,00004 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,078 \text{ м}$$

$$\delta_{iz(0^{\circ}\text{C}/0^{\circ}\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,26} - \left(\frac{1}{9} + 0,00004 + \frac{1}{9} \right) \right] = 0,159 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{iz\partial}$, округлюючи розрахункове значення δ_{iz} в бік зростання.

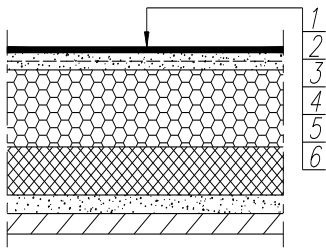
Дійсний коефіцієнт теплопередачі складає:

$$k_{\partial(-18^{\circ}\text{C}/-18^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{11} + \frac{0,20}{0,044}} = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

$$k_{\partial(0^{\circ}\text{C}/-18^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{0,08}{0,044}} = 0,49 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

$$k_{\partial(0^{\circ}\text{C}/0^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{9} + \frac{1}{9} + \frac{0,20}{0,044}} = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Розрахунок товщини теплоізоляції покрівлі.



Покриття	δ м	λ Вт/мК	$\sum \delta_i / \lambda_i$ м ² К/Вт
1. 5 шарів гідроізолу на бітумній мастиці	0,012	0,30	0,134
2. Цементно-піщаний розчин на металевій сітці	0,040	0,98	
3. Пароізоляція (шар пергаменту)	0,001	0,15	
4. Теплоізоляція на основі мінеральної вати	-	0,044	
5. Цементно-піщаний розчин	0,030	0,93	
6. Залізобетонна плита покриття	0,030	2,04	

Для покриття холодильника приймаємо одну товщину ізоляції, як для камери зберігання замороженої ягоди (-18°C).

Знаходимо термічний опір окремих шарів будівельної конструкції за формулою:

$$R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$$

$$R_{\text{зал.бет.}} = \frac{0,03}{2,04} = 0,015 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}, \quad R_{\text{ц.п.}} = \frac{0,03}{0,93} = 0,032 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$R_{\text{пар.із.}} = \frac{0,001}{0,15} = 0,007 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}, \quad R_{\text{ц.п.}} = \frac{0,04}{0,98} = 0,04 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$R_{\text{гідроіз.}} = \frac{0,012}{0,3} = 0,04 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$$

Сумарний термічний опір всіх будівельних шарів (крім теплоізоляції):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 0,015 + 0,032 + 0,007 + 0,04 + 0,04 = 0,134 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{\text{із}} = \lambda_{\text{із}} \times \left[\frac{1}{k_o^{\text{тр}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{н}}} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{\text{в}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{із}(-18^\circ\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,25} - \left(\frac{1}{23} + 0,134 + \frac{1}{11} \right) \right] = 0,164 \text{ м}$$

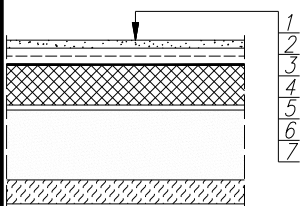
Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{ізд}$, округлюючи розрахункове значення $\delta_{із}$ в бік зростання.

Робимо перерахунок коефіцієнта теплопередачі, і він уже буде дійсним:

$$k_d = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_b} + \frac{\delta_{ізд}}{\lambda_{ізд}}}$$

$$k_{d(-18^\circ\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{23} + 0,134 + \frac{1}{11} + \frac{0,2}{0,044}} = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Розрахунок товщини теплоізоляції підлоги камер зберігання замороженої продукції.



Підлога	δ м	λ Вт/мК	$\sum \delta_i / \lambda_i$ м ² К/Вт
1. Монолітне бетонне покриття із важкого бетону	0,040	1,86	2,433
2. Армована бетонна стяжка	0,080	1,86	
3. Пароізоляція - 1 шар пергаміна	0,001	0,15	
4. Теплоізоляція на основі мінеральної вати	-	0,044	
5. Цементно-пісковий розчин	0,025	0,98	
6. Ущільнений пісок	1,35	0,58	
7. Бетонна підготовка з електронагрівачами	-	-	

Знаходимо термічний опір окремих шарів будівельної конструкції:

$$R_{\text{пісок}} = \frac{1,35}{0,58} = 2,33 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}, \quad R_{\text{ц.п}} = \frac{0,025}{0,98} = 0,026 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$R_{\text{пар.із}} = \frac{0,004}{0,3} = 0,013 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}, \quad R_{\text{бет.ст.}} = \frac{0,08}{1,86} = 0,043 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$$

$$R_{\text{бет}} = \frac{0,04}{1,86} = 0,021 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$$

Сумарний термічний опір всіх будівельних шарів (крім теплоізоляції):

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2,33 + 0,026 + 0,013 + 0,043 + 0,021 = 2,433 \frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина ізоляційного шару:

$$\delta_{із} = \lambda_{із} \times \left[\frac{1}{k_o^{тр}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_b} \right) \right]$$

$$\delta_{i3(-18^{\circ}\text{C})} = 0,044 \times \left[\frac{1}{0,22} - \left(\frac{1}{11} + 2,433 \right) \right] = 0,089 \text{ м}$$

Приймаємо дійсне значення товщини теплоізоляції $\delta_{i3Д}$, округлюючи розрахункове значення δ_{i3} в бік зростання.

Дійсний коефіцієнт теплопередачі:

$$k_D = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_H} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_B} + \frac{\delta_{i3Д}}{\lambda_{i3}}}$$

$$k_{D(-18^{\circ}\text{C})} = \frac{1}{\frac{1}{23} + 2,433 + \frac{1}{11} + \frac{0,1}{0,044}} = 0,21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$$

Результати розрахунків товщини теплоізоляції і коефіцієнтів теплопередачі огороджуючи конструкції заносимо до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1

Огородження	t_{θ} °C	α_H	α_B	R_H	R_B	$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}$	Товщина теплоізол. шару, мм		Коеф. теплопер.	
		$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$	$\frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \times \text{К}}$	$\frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$	$\frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$	$\frac{\text{м}^2 \times \text{К}}{\text{Вт}}$	δ_{i3}^{mp}	δ_{i3}^{∂}	k_o^{mp}	k_o^{∂}
Зовнішня стіна камери зберігання	-18	23	11	0,0435	0,09	0	170	200	0,25	0,24
Зовнішня стіна камери зберігання	0	23	9	0,0435	0,111	0	100	100	0,38	0,38
Внутрішня стіна камери зберігання (-18°C/+6°C)	-18	9	11	0,111	0,09	0	160	200	0,26	0,21
Внутрішня стіна камери зберігання (0°C/+6°C)	0	9	9	0,111	0,111	0	78	80	0,5	0,49
Перегородка (-18°C/-18°C)	-18	11	11	0,09	0,09	0	160	200	0,26	0,21
Перегородка (-18°C/0°C)	0	9	11	0,111	0,09	0	78	80	0,5	0,49
Перегородка 0°C/0°C)	0	9	9	0,111	0,111	0	159	200	0,26	0,21
Покриття	-18	23	11	0,0434	0,09	0,134	164	200	0,25	0,21
Підлога	-18	-	11	-	0,09	2,433	89	100	0,22	0,21

00.КР142.008.007.ПЗ

Лист

22

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень

Початковими даними для розрахунку є план холодильника з нанесенням розмірів камер та орієнтації по сторонам світу, значення коефіцієнтів теплопередачі будівельно-ізоляційних конструкцій, температура та вологість в камерах, зовнішнього повітря, та суміжних приміщень, температура та кількість вантажів що надходять до камер.

5.1. Розрахунок теплопритоків від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою.

Через огороження (стіни, підлога, покриття), теплота надходить від навколишнього середовища шляхом теплопередачі за рахунок різниці температур зовні та в камері, і в результаті дії сонячної радіації.

Розраховуємо теплопритоки від зовнішнього повітря та приміщень з більшою температурою:

$$Q_1 = Q_{1т} + Q_{1п} + Q_{1с} + Q_{1ст},$$

де $Q_{1т}$ – теплоприток через стіни, $Q_{1п}$ – теплоприток через підлогу, $Q_{1с}$ – теплоприток від сонячної радіації, $Q_{ст}$ – теплоприток від стелі.

Теплопритоки через зовнішнє огороження під дією різниці температур за:

$$Q_{1т} = k_d \times F \times (t_n - t_b) \times 10^{-3}$$

де k_d – дійсний коефіцієнт теплопередачі через огорожу,

F – розрахункова площа поверхні огорожі,

t_n – розрахункова літня температура повітря зовнішнього боку огорожі,

t_b – розрахункова темпер. повітря всередині охолоджуваної камери.

Приймаємо, що сусідні камери відключені і температура в них $+6^\circ\text{C}$.

Температура в службових приміщень і машинному відділенні влітку складає $+25^\circ\text{C}$.

					00.КР142.008.007.ПЗ					
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						
Розроб.		Таран Н.А.			5. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень					
Перевір.		Іващенко Н.В.						Літ.	Арк.	Акрушів
Реценз.									23	
Н. Контр.								НУХТ ХМ-4-9н		
Затверд.		Петренко В.П.								

Теплопритоки через підлогу визначаються за рівнянням:

$$Q_{1п} = k_d \times F \times (t_r - t_b) \times 10^{-3}$$

де t_r – середня температура гріючого пристрою для нагріву ґрунту (приймаємо $t_r = 1^\circ\text{C}$ для підлог камер зберігання замороженої продукції з електрообігрівом).

для підлоги без підігріву (камери зберігання охолодженої продукції) складає

$$Q_{1п} = \sum k_{\text{умов}} \times F \times (t_n - t_b) \times m \times 10^{-3}$$

де $k_{\text{умов}}$ – умовний коефіцієнт теплопередачі відповідної зони підлоги.

$$m = \frac{1}{1 + 1,25 \times (\sum \frac{\delta_n}{\lambda_n})}$$

де δ_n – товщина окремих шарів підлоги,

λ_n – коефіцієнт теплопровідності окремих шарів підлоги.

Приймаємо $m = 1$ – для неізолюваної підлоги, оскільки в камерах зберігання охолодженої ягоди теплоізоляція підлоги не передбачається.

Теплопритоки від дії сонячної радіації розраховуються за:

$$Q_{1с} = k_d \times F \times \Delta t_c \times 10^{-3}$$

де Δt_c – надлишкова різниця температур, яка характеризує дію сонячної радіації в літній час.

До розрахунку приймаємо нумерацію камер відповідно до рис. 5.1.

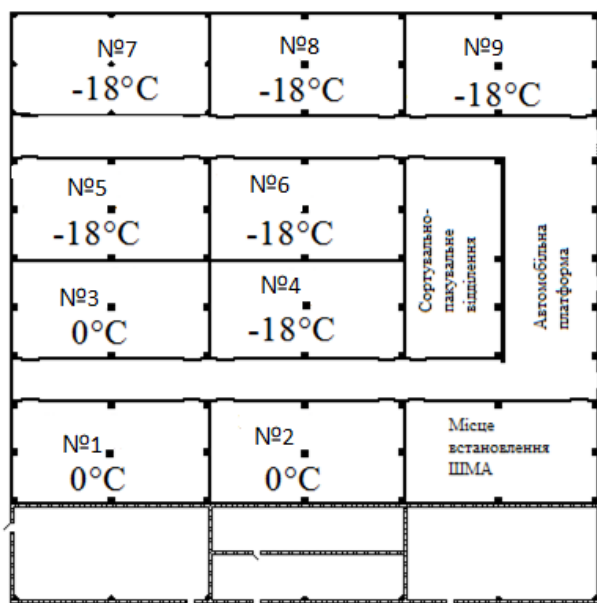


Рис.5.1. Розташування камер холодильника

Для прикладу проводимо розрахунок всіх видів теплопритоків на прикладі камери №1.

Теплонадходження через огородження:

$$Q_{1T(\text{півн})} = 0,49 \times (24 \times 9) \times (6 - 0) \times 10^{-3} = 0,64 \text{ кВт}$$

$$Q_{1T(\text{сх})} = 0,21 \times (12 \times 9) \times (6 - 0) \times 10^{-3} = 0,14 \text{ кВт}$$

$$Q_{1T(\text{півд})} = 0,38 \times (24 \times 9) \times (25 - 0) \times 10^{-3} = 2,05 \text{ кВт}$$

$$Q_{1T(\text{зах})} = 0,38 \times (12 \times 9) \times (32 - 0) \times 10^{-3} = 1,31 \text{ кВт}$$

Теплонадходження через покрівлю:

$$Q_{1ст} = 0,21 \times (24 \times 12) \times (32 - 0) \times 10^{-3} = 1,94 \text{ кВт}$$

Теплонадходження через підлогу:

$$Q_{1п(IV \text{ зона})} = 0,07 \times (24 \times 12) \times (29 - 0) \times 1 \times 10^{-3} = 0,58 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від сонячної радіації:

$$Q_{1с} = 0,21 \times (24 \times 12) \times 14 \times 10^{-3} = 0,85 \text{ кВт}$$

Сумарні теплонадходження:

$$Q_1 = (0,64 + 0,14 + 2,05 + 1,31) + 1,94 + 0,58 + 0,85 = 7,51 \text{ кВт}$$

Аналогічно виконуємо розрахунок до інших камер.

Подібні розрахунки проводимо у таблиці 5.1.

Таблиця 5.1

Назва камери	$F_{кам'}$ м ²	$t_{кам'}$ °С	$Q_{1т'}$ кВт	$Q_{1ст'}$ кВт	$Q_{1п'}$ кВт	$Q_{1с'}$ кВт	Q_1 кВт
№1	288	0	4,14	1,94	0,58	0,85	7,51
№2	288	0	3,14	1,94	0,58	0,85	6,51
№3	288	0	2,9	1,94	0,58	0,85	6,27
№4	288	-18	3,67	3,02	1,15	0,85	8,69
№5	288	-18	4,83	3,02	1,15	0,85	9,85
№6	288	-18	3,27	3,02	1,15	0,85	8,29
№7	288	-18	5,52	3,02	1,15	0,85	10,54
№8	288	-18	4,77	3,02	1,15	0,85	9,79
№9	288	-18	5,52	3,02	1,15	0,85	10,54

5.2. Розрахунок теплопритоків при термічній обробці продукту.

Розраховуємо теплонадходження за термічного оброблення продукції за формулою:

$$Q_2 = Q_{2п} + Q_{2т}$$

					00.KP142.008.007.ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			25

Теплонадходження при охолодженні чорної смородини та доморожуванні чорниці та вишні визначаємо за:

$$Q_{2\text{пр}} = M_{\text{пр}} \times \Delta h \times \frac{10^3}{24 \times 3600}$$

де $M_{\text{пр}}$ – добове надходження продукту в одну камеру, кг/добу

Δh – різниця ентальпій при початковій і кінцевій температурах продукту.

Теплонадходження від продукту при холодильній обробці в ШМА:

$$Q_{2\text{п}} = 1,3 \times M_{\text{пр}} \times \Delta i \times \frac{10^3}{\tau_{\text{обр}} \times 3600}$$

де $\tau_{\text{обр}}$ – термін холодильної обробки. В проекті не розраховується, величина зазначена у технічній характеристиці флюїдизаційного апарату.

Теплонадходження від тари знаходимо за формулою:

$$Q_{2\text{т}} = M_{\text{т}} \times c_{\text{т}} \times (t_1 - t_2) \times \frac{10^3}{24 \times 3600}$$

де $M_{\text{т}}$ – добове надходження тари, $\frac{\text{кг}}{\text{добу}}$, $c_{\text{т}}$ – теплоємність тари, t_1 і t_2 – початкова і кінцева температури тари.

Розрахунок проводимо на прикладі камери №1, розрахунки для інших камер проводяться аналогічно у табл. 5.2.

$$Q_{2\text{п}} = 10 \times (307 - 235,8) \times \frac{10^3}{24 \times 3600} = 8,24 \text{ кВт}$$

$$Q_{2\text{т}} = 1 \times 2,3 \times (20 - 0) \times \frac{10^3}{24 \times 3600} = 0,53 \text{ кВт}$$

$$Q_2 = 8,24 + 0,53 = 8,77 \text{ кВт}$$

Таблиця 5.2

Назва камери	$F_{\text{кам}}, \text{ м}^2$	$t_{\text{кам}}, \text{ }^\circ\text{C}$	$Q_{2\text{п}}, \text{ кВт}$	$Q_{2\text{т}}, \text{ кВт}$	$Q_2, \text{ кВт}$
№1	288	0	8,24	0,53	8,24
№2	288	0	8,24	0,53	8,24
№3	288	0	8,24	0,53	8,24
№4	288	-18	0,28	0,01	0,29
№5	288	-18	0,28	0,01	0,29
№6	288	-18	0,28	0,01	0,29
№7	288	-18	0,28	0,01	0,29
№8	288	-18	0,28	0,01	0,29
№9	288	-18	0,28	0,01	0,29

00.KP142.008.007.ПЗ

Лист

26

Изм. Лист № докум. Подпись Дата

5.3. Розрахунок експлуатаційних теплопритоків.

Розраховуємо експлуатаційні теплонадходження за формулою:

$$Q_3 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4$$

де q_1 – теплопритоки від освітлення, q_2 – теплопритоки від людей, q_3 – теплопритоки від працюючих електродвигунів, q_4 – теплопритоки від відкривання дверей.

Теплонадходження від освітлення визначаємо за формулою

$$q_1 = A \times F \times 10^{-3}$$

де A – питомий теплоприток від приладів на 1 м^2 підлоги, F – площа камери.

Теплонадходження від перебування людей в камері знайдемо за формулою:

$$q_2 = 0,35 \times n$$

де n – число людей, працюючих в приміщенні.

Теплонадходження від працюючих електродвигунів розраховуємо за:

$$q_3 = N_e \times \eta_e$$

де N_e – сумарна потужність всіх електродвигунів, η_e – ККД електродвигуна.

Теплонадходження при відкриванні дверей розраховуються за рівнянням:

$$q_4 = K \times F \times 10^{-3}$$

де K – питомий теплоприток від відкривання дверей, F – площа камери.

Розрахунок проводимо на прикладі камери №1, розрахунки для інших камер виконуються аналогічно у табл. 5.3.

$$q_1 = 2,3 \times 288 \times 10^{-3} = 0,66 \text{ кВт}$$

$$q_2 = 0,35 \times 1 = 0,35 \text{ кВт}$$

$$q_3 = 2 \text{ кВт}$$

$$q_4 = 12 \times 288 \times 10^{-3} = 3,46 \text{ кВт}$$

$$Q_4 = 0,66 + 0,35 + 2 + 3,46 = 6,47 \text{ кВт}$$

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		27

Назва камери	F _д , м ²	A, Вт/м ²	q ₁ , кВт	n, чол	q ₂ , кВт	N _{ел} , кВт	q ₃ , кВт	K, Вт/м ²	q ₄ , кВт	Q ₄ , кВт
№1	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	12	3,46	6,47
№2	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	12	3,46	6,47
№3	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	12	3,46	6,47
№4	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	12	2,3	5,31
№5	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	12	2,3	5,31
№6	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	12	2,3	5,31
№7	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	12	2,3	5,31
№8	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	12	2,3	5,31
№9	288	2,3	0,66	1	0,35	2	2	8	2,3	5,31

5.4. Розрахунок теплопритоків при «диханні» охолоджених продуктів.

$$Q_5 = B_K \times (0,1 \times q_{п} + 0,9 \times q_{хр}) \times 10^{-3}$$

де B_K – місткість камери, $q_{п}$ і

$q_{хр}$ – тепловиділення при температурах поступання і зберігання.

Розрахунок проводиться для камер №1...№3. Значення теплонадходження однакове.

$$Q_5 = 166,67 \times (0,1 \times 78 + 0,9 \times 9) \times 10^{-3} = 2,65 \text{ кВт}$$

Вентиляція камер зберігання охолодженої чорної смородини не передбачається оскільки вона упакована у герметичну тару.

5.5. Загальна кількість теплоти, що надходить в охолоджуване приміщення холодильника:

$$Q = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5,$$

де Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, Q_5 – надходження теплоти відповідно через огороджувальні будівельні конструкції; від продуктів при холодильному обробленні; теплопритоки, пов'язані з експлуатацією камери.

Всі раніше визначені значення теплонадходжень зводимо до табл. 5.4.

Таблиця 5.4

Назва камери	$t_{\text{кам}},$ °C	$Q_1,$ кВт	$Q_2,$ кВт	$Q_4,$ кВт	$Q_5,$ кВт	$Q,$ кВт	
№1	0	7,51	8,24	6,47	2,65	24,87	
№2	0	6,51	8,24	6,47	2,65	23,87	
№3	0	6,27	8,24	6,47	2,65	23,63	
Сумарні значення	0	20,29	8,24	19,41	7,95		
№4	-18	8,69	0,29	5,31	0	14,29	
№5	-18	9,85	0,29	5,31	0	15,45	
№6	-18	8,29	0,29	5,31	0	13,89	
№7	-18	10,54	0,29	5,31	0	16,14	
№8	-18	9,79	0,29	5,31	0	15,39	
№9	-18	10,54	0,29	5,31	0	16,14	
Сумарні значення	-18	57,7	1,74	31,86	0		
ШМА	-32	321					

6. Визначення навантаження на обладнання камер та компресори.

Навантаження на компресор $Q_{\text{км}}$ складається із усіх видів теплонадходжень, але в ряді випадків їх можна враховувати на повністю, а частково, в залежності від типу та призначення холодильника.

Навантаження на компресор розраховуємо по наближеному методу рекомендованому для холодильників з великою кількістю камер (споживачів холоду).

Навантаження на компресор від теплонадходження через огороження приймаємо:

$$Q_{1\text{км}} = 0,9 \times Q_1$$

Навантаження на компресор від термічної обробки продуктів приймаємо у повному обсязі але для однієї камери.

Навантаження на компресор від експлуатаційних теплонадходжень приймаємо:

$$Q_{4\text{км}} = 0,5 \times Q_4.$$

Навантаження на компресор від «дихання» продуктів приймається:

$$Q_{5\text{км}} = Q_5.$$

Загальні теплонадходження за температурами в камерах

Камери зберігання чорної смородини:

$$Q_{\text{смор}} = 0,9 \times Q_1 + Q_2 + 0,75 \times Q_4 + Q_5 = 0,9 \times 20,29 + 8,24 + 0,5 \times 19,41 + 7,95 = 44,2 \text{ кВт}$$

Камери зберігання замороженої ягоди:

$$Q_{\text{зам}} = 0,9 \times Q_1 + Q_2 + 0,75 \times Q_4 = 0,9 \times 57,7 + 1,74 + 0,5 \times 31,86 = 69,6 \text{ кВт}$$

					<i>00.КР142.008.007.ПЗ</i>		
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Таран Н.А.				Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.	Іващенко Н.В.				30		
Реценз.					<i>НУХТ ХМ-4-9н</i>		
Н. Контр.							
Затверд.	Петренко Н.В.						

6. Визначення навантаження на обладнання камер та компресори

Теплове навантаження на компресори з врахуванням коефіцієнту робочого часу та втрат у трубопроводах.

$$Q_{-8} = k \times \frac{\sum Q_{\text{смор}}}{b} = 1,05 \times \frac{44,2}{0,9} = 51,6 \text{ кВт}$$

$$Q_{-26} = k \times \frac{\sum Q_{\text{зам}}}{b} = 1,07 \times \frac{69,6}{0,9} = 82,75 \text{ кВт}$$

$$Q_{-40} = k \times \frac{\sum Q_{\text{км1}}}{b} = 1,1 \times \frac{321}{1} = 353 \text{ кВт}$$

Коефіцієнт робочого часу для ШМА приймаємо 100%. Камера працює періодично лише під час процесу приймання продукції.

					00.КР142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

7. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу, розрахунок холодильної машини та вибір компресорів

Розрахунковий (робочий) режим холодильної установки характеризується температурами кипіння t_0 , конденсації t_k , всмоктування (пари на вході в компресор) $t_{вс}$ і переохолодженням перед дроселюванням $t_{перох}$.

Значення цих параметрів обирають в залежності від призначення холодильної установки і розрахункових зовнішніх умов. Температуру кипіння х.а. приймаємо на 8-10°C нижчою, ніж температура у камерах охолодження при безпосередньому охолодженні.

Оскільки при проектуванні холодильної установки ми використовуємо випарні конденсатори, то температура і тиск конденсації буде залежати від густини теплового потоку q_F і температури навколишнього повітря по мокрому термометру. По Рис.11.1[7] знаходимо, що $t_k = 38^\circ\text{C}$.

З циркуляційних ресиверів і проміжних посудин виходить насичена пара. Перегрівання пари холодильного агента на 5-10°C відбувається в трубопроводах, на шляху до компресорів.

Приймаємо до розрахунку принципову схему холодильної установки показану на рис. 7.1.

За принциповою схемою будуємо цикл на $\lg P-h$ діаграмі R717. Значення параметрів х.а. у вузлових точках циклу заносимо до табл.7.1.

Проміжний тиск знаходимо за формулою:

$$p_{m-40} = \sqrt{p_k \times p_0} = \sqrt{0,71 \times 13,5} = 3,1 \text{ бар};$$

$$p_{m-26} = \sqrt{p_k \times p_0} = \sqrt{1,6 \times 13,5} = 4,65 \text{ бар};$$

Приймаємо проміжний тиск рівним 3,2 бар з температурою насичення -8°C.

Приймаємо до встановлення на всі ступені стискання гвинтові компресори. Оскільки пара в гвинтових компресорах охолоджується мастилом, приймаємо максимальну температуру нагнітання 80°C.

					<i>00.KP142.008.007.ПЗ</i>		
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>	<i>Таран Н.А.</i>				<i>Лист.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Провір.</i>	<i>Іващенко Н.В.</i>					32	
<i>Реценз.</i>					<i>НУХТ ХМ-4-9н</i>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Утверд.</i>	<i>Петренко В.П.</i>						

7. Вибір розрахункового робочого режиму, побудова циклу, розрахунок холодильної машини та вибір компресорів

№ точки	t, °С	p, бар	v, м³/кг	h, кДж/кг
1	2	3,2	0,4	1480
2a	117	13,5	0,13	1720
2p	134	13,5	0,13	1765
2	80	13,5	0,105	1620
3	33	13,5	-	350
4	-8	3,2	0,06	350
4'''	-8	3,2	-	160
4'	-7	6	-	165
4''	-8	3,2	0,025	165
1''	-8	3,2	0,1	480
1'	-8	3,2	0,38	1450
7'	-8	3,2	-	160
8	-26	1,6	0,07	160
8'	-26	1,6	-	70
8''	-25	3,7	-	75
8'''	-26	1,6	-	75

№ точки	t, °С	p, бар	v, м³/кг	h, кДж/кг
5'	-26	1,6	0,2	410
5''	-26	1,6	0,8	1420
5	-16	1,6	0,85	1450
6a	35	3,2	0,46	1570
6p	49	3,2	0,49	1585
9	-40	0,71	0,17	160
9'	-40	0,71	-	25
9''	-39	2,5	-	30
9'''	-40	0,71	-	30
10'	-40	0,7	0,41	370
10''	-40	0,71	1,6	1410
10	-25	0,7	1,7	1430
11a	70	3,2	0,52	1640
11p	88	3,2	0,55	1680
11	80	3,2	0,55	1670

Щоб знайти навантаження на мостилоохолодник необхідно знайти параметри пари холодильного агента в кінці процесу стиснення за формулою:

$$h_p = h_i + \frac{h_a - h_i}{\eta_i};$$

де h_p – ентальпія кінця реального процесу стискання,

h_a – ентальпія кінця адіабатного процесу стискання,

h_i – ентальпія на всмоктуванні, η_i – індикаторний ККД.

$$\eta_i = \lambda_\omega + b \times t_0,$$

де λ_ω – тепловий коефіцієнт подавання, $b = 0,001$ – для аміаку.

Знаходимо тепловий коефіцієнт подавання для кожного компресору:

$$\lambda_\omega = \frac{T_0}{T_k}; \quad \lambda_{\omega(-8)} = \frac{265}{311} = 0,85;$$

$$\lambda_{\omega(-26)} = \frac{247}{265} = 0,93; \quad \lambda_{\omega(-40)} = \frac{233}{265} = 0,88;$$

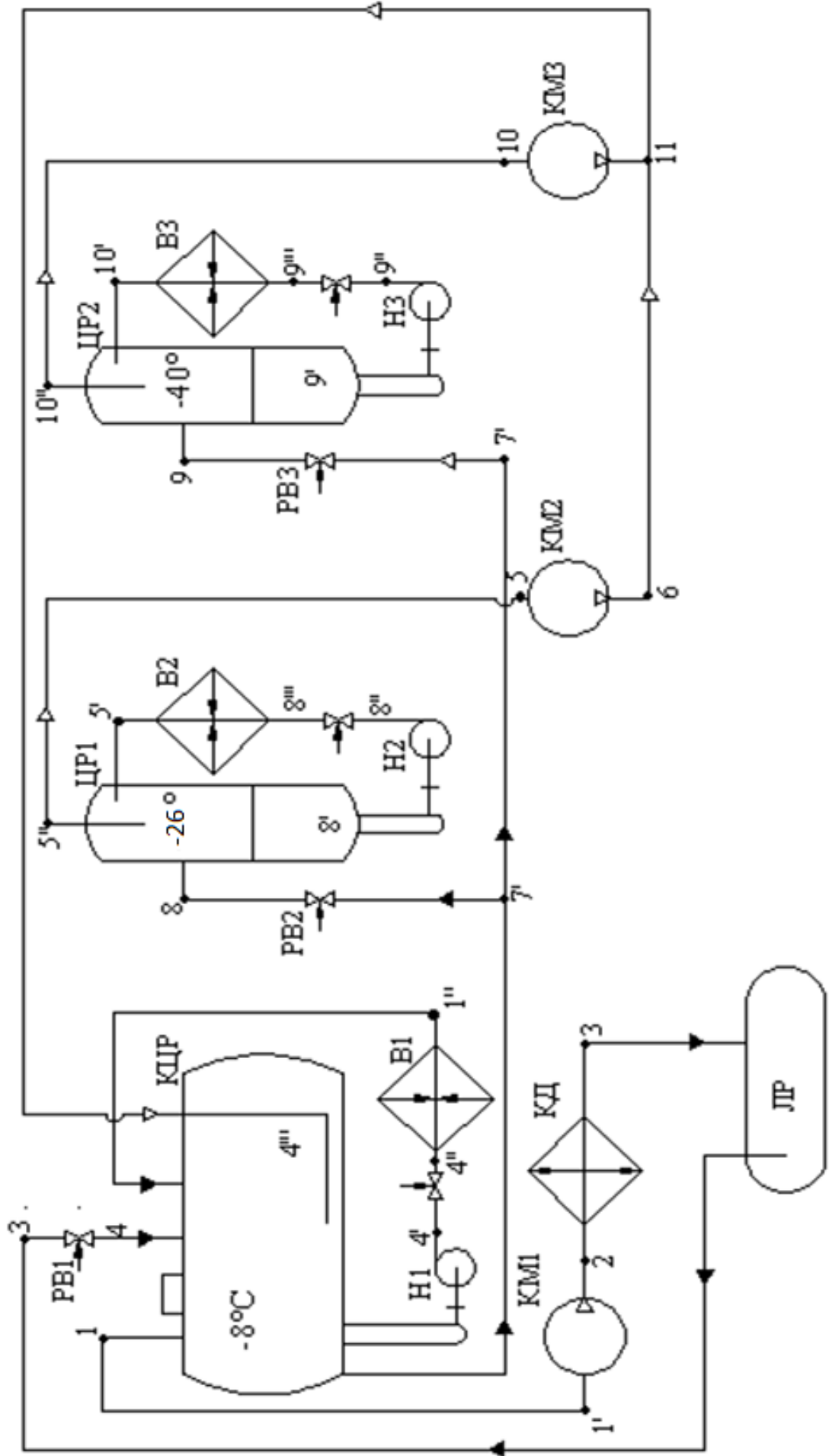


Рисунок 7.1. Принципова схема холодильної установки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

00.КР142.008.007.ПЗ

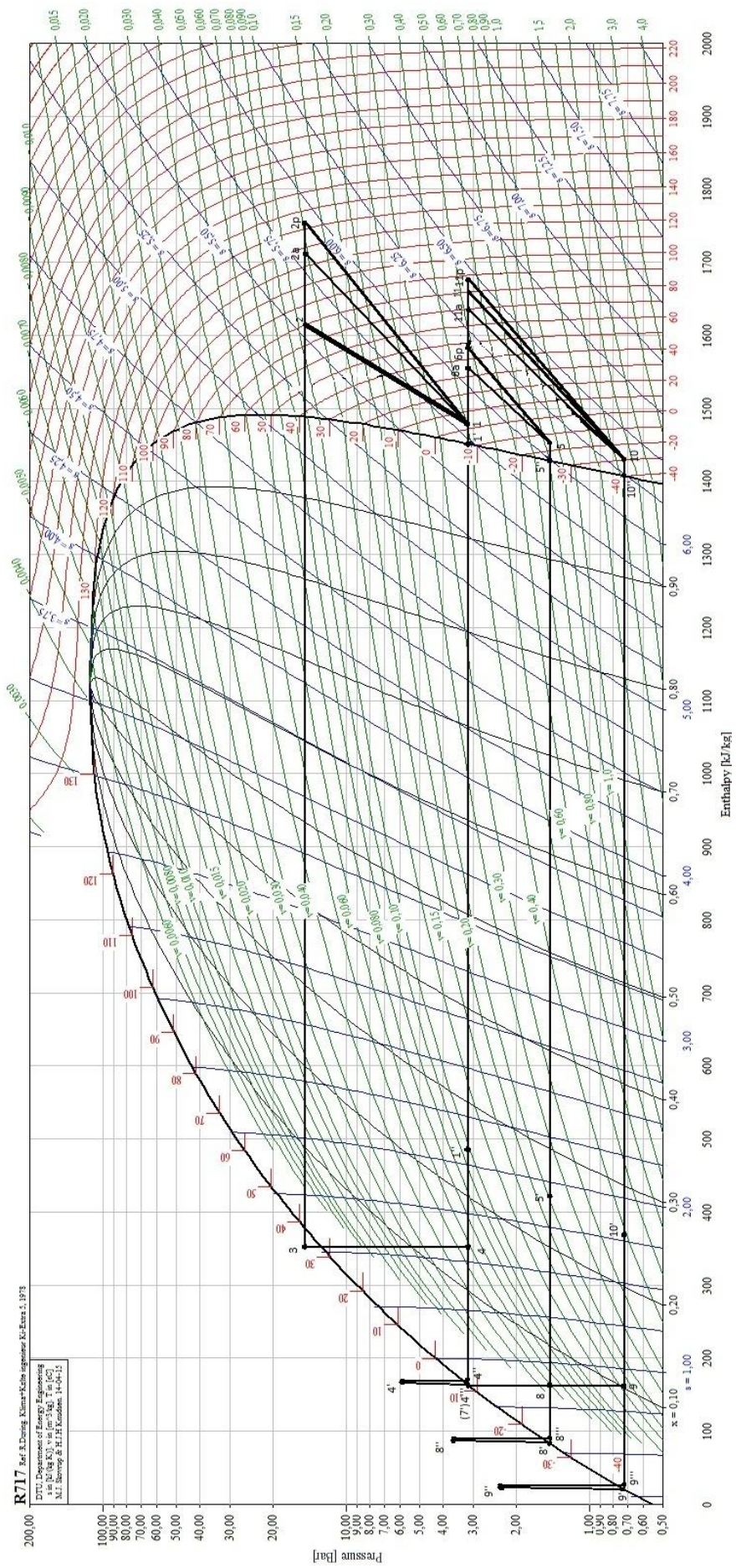


Рис. 7.2. Діаграма циклу холодильної установки

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

00.KP142.008.007.ПЗ

Індикаторний ККД для кожного компресору становить:

$$\eta_{i(1 \text{ компр})} = 0,85 + 0,001 \times (-8) = 0,84$$

$$\eta_{i(2 \text{ компр})} = 0,93 + 0,001 \times (-26) = 0,9$$

$$\eta_{i(3 \text{ компр})} = 0,88 + 0,001 \times (-40) = 0,84$$

Знаходимо реальний процес стиснення для кожного компресору:

$$h_{2p} = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_{i(1 \text{ компр})}} = 1480 + \frac{1720 - 1480}{0,84} = 1700 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{6p} = h_5 + \frac{h_{6a} - h_5}{\eta_{i(2 \text{ компр})}} = 1450 + \frac{1570 - 1450}{0,9} = 1585 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$h_{11p} = h_{10} + \frac{h_{11a} - h_{10}}{\eta_{i(3 \text{ компр})}} = 1430 + \frac{1640 - 1430}{0,84} = 1680 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

Розрахунок компресору КМЗ.

Масова витрата холодильного агенту, який циркулює в холодильному контурі з циркуляційним ресивером, знаходиться за формулою:

$$M = \frac{Q_{-40}}{h_{10''} - h_{9'}} = \frac{321}{1410 - 25} = 0,232 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Звідси знаходимо за формулою масову витрату х.а. через компресор №3:

$$m_{(\text{компр}3)} = \frac{M}{1 - x_9} = \frac{0,232}{1 - 0,1} = 0,258 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Коефіцієнт подавання λ знаходиться за табл. 11.2 [1]:

$$\lambda_3 = 0,85$$

Дійсна масова витрата компресору №3:

$$m_{d(\text{компр}3)} = \frac{m_{(\text{компр}3)}}{\lambda_3} = \frac{0,258}{0,85} = 0,303 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розрахунок компресору КМ2.

Масова витрата холодильного агенту через випарник:

$$M = \frac{Q_{-26}}{h_{5''} - h_{8'}} = \frac{82,75}{1420 - 70} = 0,061 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата х.а. через компресор №2:

					00.КР142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Приймаємо для використання 2 гвинтові компресорні агрегати фірми Sabroe концерну Johnson Controls модельної лінійки SAB.

Марка агрегату	Габарити, мм			Об'ємна витрата при $n^{-1} = 3000$ об/хв (50 Гц), $\frac{м^3}{год}$	Маса, кг
	Д	Ш	В		
SAB 151 S	3000	1450	1800	484	2050

Дійсна об'ємна подача КМ1:

$$V_{\partial} = 484 \times 2 = 968 \frac{м^3}{год} = 0,269 \frac{м^3}{с}$$

Дійсна масова витрата зКМ1:

$$M_{(-8)} = \frac{\lambda_1 \times V_{\partial}}{\vartheta_{1'}} = \frac{0,85 \times 0,269}{0,38} = 0,601 \frac{кг}{с}$$

Теоретична потужність стискання:

$$N_{m(-8)} = M_{(-8)} \times (h_2 - h_{1'}) = 0,601 \times (1620 - 1450) = 102,2 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора:

$$N_{i(-8)} = \frac{N_{m(-8)}}{\eta_{i(1 \text{ компр})}} = \frac{102,2}{0,84} = 121,7 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність:

$$N_{e(-8)} = \frac{N_{i(-8)}}{\eta_{мех}} = \frac{121,7}{0,9} = 135,2 \text{ кВт}$$

де $\eta_{мех}$ – механічний ККД компресору

Електрична потужність споживана компресором на стискання:

$$N_{ел(-8)} = \frac{N_{e(-8)}}{\eta_{ел}} = \frac{135,2}{0,9} = 150 \text{ кВт}$$

де $\eta_{ел}$ – електричний ККД компресора

Для забезпечення нормальної роботи компресорів необхідно брати електродвигун із запасом потужності у 10% .

Приймаємо двигуни Siemens 1LE1501-2DA23-4GA4.

$$N_{ел,реал(-8)} = 2 \times 90 = 180 \text{ кВт}$$

Компресор КМ2

Об'ємна продуктивність компресору №2.

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

$$V_h = m_{\partial(\text{компр}2)} \times \vartheta_5 = 0,082 \times 0,85 = 0,07 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 250,9 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Приймаємо для використання 1 гвинтовий компресорний агрегат фірми Sabroe концерну Johnson Controls модельної лінійки SAB.

Марка компресора	Габарити, мм			Об'ємна витрата при $n^{-1} = 3000 \text{ об/хв}(50 \text{ Гц}), \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$	Маса, кг
	Д	Ш	В		
SAB 120 M	2200	1300	1500	255	1200

Резервування холодильної потужності здійснюємо за рахунок використання періодично працюючих компресорів КМЗ.

Дійсна масова продуктивність знаходиться за формулою:

$$M_{(-26)} = \frac{\lambda_2 \times V_{\partial}}{\vartheta_5} = \frac{0,93 \times 0,0708}{0,85} = 0,0775 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Сумарна теоретична потужність стискання:

$$N_{m(-26)} = M_{(-26)} \times (h_6 - h_5) = 0,0775 \times (1585 - 1450) = 10,46 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресору:

$$N_{i(-26)} = \frac{N_{m(-26)}}{\eta_{i(2 \text{ компр})}} = \frac{10,46}{0,9} = 11,6 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність на стискання:

$$N_{e(-26)} = \frac{N_{i(-26)}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{11,6}{0,9} = 12,9 \text{ кВт}$$

Електрична потужність потрібна для стискання:

$$N_{\text{ел}(-26)} = \frac{N_{e(-26)}}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{12,9}{0,9} = 14,4 \text{ кВт}$$

Обираємо 1 двигун Siemens із запасом до 10% 1LE1002-1DA32-2GA4-Z D22.

$$N_{\text{ел,реал}(-26)} = 1 \times 15 = 15 \text{ кВт}$$

Компресор КМЗ

Об'ємна продуктивність компресору №3.

$$V_h = m_{\partial(\text{компр}3)} \times \vartheta_{10} = 0,303 \times 1,7 = 0,5151 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 1854,4 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Приймаємо для використання 3 гвинтові компресорні агрегати фірми Sabroe концерну Johnson Controls модельної лінійки SAB.

					00.КР142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

Марка компресора	Габарити, мм			Об'ємна витрата при $n^{-1} = 3000$ об/хв (50 Гц), $\frac{м^3}{год}$	Маса, кг
	Д	Ш	В		
SAB 151 L	3000	1450	1800	708	2050

Дійсна об'ємна подача компресорів:

$$V_{\partial} = 3 \times 708 \frac{м^3}{год} = 2124 \frac{м^3}{год} = 0,59 \frac{м^3}{с}$$

Дійсна масова витрата:

$$M_{(-40)} = \frac{\lambda_3 \times V_{\partial}}{\vartheta_{10}} = \frac{0,88 \times 0,59}{1,7} = 0,305 \frac{кг}{с}$$

Сумарна теоретична потужність стискання:

$$N_{m(-40)} = M_{(-40)} \times (h_{11} - h_{10}) = 0,305 \times (1670 - 1430) = 73,3 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність стискання компресору:

$$N_{i(-40)} = \frac{N_{m(-40)}}{\eta_{i(3 \text{ комп})}} = \frac{73,3}{0,83} = 88,3 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність стискання:

$$N_{e(-40)} = \frac{N_{i(-40)}}{\eta_{\text{мех}}} = \frac{88,3}{0,9} = 98,1 \text{ кВт}$$

Електрична потужність споживана на стискання у компресорі:

$$N_{\text{ел}(-40)} = \frac{N_{e(-40)}}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{98,1}{0,9} = 109 \text{ кВт}$$

Обираємо 3 двигуни Siemens із запасом до 10% 1LA5207-2AA11-Z D22.

$$N_{\text{ел,реал}(-40)} = 37 \text{ кВт}$$

					00.KP142.008.007.II3	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

8. Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів

(випарники, конденсатори)

Завдання теплового розрахунку теплообмінних апаратів полягає у визначенні площі поверхні теплопередачі. В основу розрахунків покладено розв'язання рівняння теплопередачі:

$$F = \frac{Q_k}{k * \Delta t_{сер}}$$

де Q_k – теплове навантаження на конденсатор (для випарних конденсаторів $(0,9...0,92) * Q_k$); k – коефіцієнт тепловіддачі(для повітроохолодників Alfa Laval приймаємо $30 \frac{Вт}{м^2 * К}$); $\Delta t_{сер}$ – температурний напір.

Розрахунок конденсатора.

Навантаження на конденсатор знаходимо за формулою:

$$Q_k = 0,9 * M_{d(-8)} * (h_2 - h_3) = 0,9 * 0,601 * (1620 - 350) = 686,9 \text{ кВт}$$

Відповідно до правил розрахунку випарного конденсатору фірми НЕК, поправковий коефіцієнт що враховує температуру конденсації 38 °С та температуру зволоженого термометру 25 °С становить 0,98.

Номінальна потужність конденсатору складає:

$$Q_{к.н} = Q_k / 0,98 = 686,9 / 0,98 = 701 \text{ кВт}$$

До встановлення приймаємо 2 випарні конденсатори фірми НЕК-350.

Модель	Теплове на вант., кВт	Роб. маса, кг	Розміри, мм			Витр. пов., м ³ /с	Мотор вант., кВт	Витр. води, м ³ /год	Мотор насоса, кВт	Запр. R717, л
			В	Д	Ш					
НЕК-350	350	2900	3380	1700	2260	25600	1 × 3,0	29	1 × 1,1	220

					00.КР142.008.007.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	8. Розрахунок та вибір тепломасообмінних апаратів			Лист	Лист	Листів	
Розроб.	Таран Н.А.									41	
Провір.	Іващенко Н.В.										
Реценз.											
Н. Контр.											
Чтверд.	Петренко В.П.										
								НУХТ ХМ-4-9н			

Розрахунок повітроохолодників.

Камери зберігання охолоджених ягід № 1 ÷ 3 ($t_{\text{кам}} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$).

Площа теплопередаючої поверхні :

$$F = \frac{Q_{\text{обл}}}{k \times \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{24,87 \times 10^3}{30 \times 8} = 103,6 \text{ м}^2$$

До установки приймаємо по 2 підвісних повітроохолодника Alfa Laval AlfaCubic RLAN353AD (характеристики приведені в додатку 2).

$$F_p = 52 \times 2 = 104 \text{ м}^2$$

Перевіряємо, чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на них вентиляторів:

$$V_{\text{пер}} = \frac{Q_{\text{обл}}}{\rho_{\text{нов}} \times (h_1 - h_2)}$$

де $\rho_{\text{нов}}$ – густина повітря, яка виходить із повітроохолодника (визначається за I-d діаграмою). Температура повітря на вході $t_{\text{вх}} = +2^\circ\text{C}$ $h_1 = 12 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $t_{\text{вих}} = 0$,
 $h_2 = 8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

$$V_{\text{пер}} = \frac{24,87}{1,3 \times (12 - 8)} = 4,78 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{нов}} > V_{\text{пер}}$$

Продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів задовольняє вказаній вимозі.

Камери зберігання №5, 7, 8, 9 ($t_{\text{кам}} = -18^\circ\text{C}$).

Площа теплопередаючої поверхні:

$$F = \frac{Q_{\text{обл}}}{k \times \Delta t_{\text{сер}}} = \frac{16,14 \times 10^3}{30 \times 8} = 67,83 \text{ м}^2$$

До установки приймаємо 2 підвісних повітроохолодника Alfa Laval AlfaCubic VLAN353BT (характеристики приведені в додатку 1).

$$F_p = 34,2 \times 2 = 68,4 \text{ м}^2$$

Перевіряємо, чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на них вентиляторів:

					00.KP142.008.007.IIЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

$$V_{пер} = \frac{Q_{обл}}{\rho_{нов} \times (h_1 - h_2)}$$

де $\rho_{нов}$ – густина повітря, яка виходить із повітроохолодника (визначається за I-d діаграмою). Температура повітря на вході $t_{вх} = -16^{\circ}\text{C}$ $h_1 = -15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $t_{вих} = -18$, $h_2 = -17 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

$$V_{пер} = \frac{16,14}{1,3 \times (-15 + 17)} = 6,26 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{нов} > V_{пер}$$

Продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів задовольняє вказаній вимозі.

Камери зберігання №4 та №6 ($t_{кам} = -18^{\circ}\text{C}$).

Площа теплопередаючої поверхні :

$$F = \frac{Q_{обл}}{k \times \Delta t_{сер}} = \frac{14,29 \times 10^3}{30 \times 8} = 59,54 \text{ м}^2$$

До установки приймаємо 2 підвісних повітроохолодника Alfa Laval AlfaCubic ВЛАН353ВТ (характеристики приведені в додатку 1).

$$F_p = 34,2 \times 2 = 68,4 \text{ м}^2$$

Перевіряємо, чи достатня об'ємна продуктивність встановлених на них вентиляторів:

$$V_{пер} = \frac{Q_{обл}}{\rho_{нов} \times (h_1 - h_2)}$$

де $\rho_{нов}$ – густина повітря, яка виходить із повітроохолодника (визначається за I-d діаграмою). Температура повітря на вході $t_{вх} = -16^{\circ}\text{C}$ $h_1 = -15 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ $t_{вих} = -18^{\circ}\text{C}$, $h_2 = -17 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$.

$$V_{пер} = \frac{14,29}{1,3 \times (-15 + 17)} = 5,7 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{нов} > V_{пер}$$

Продуктивність встановлених на повітроохолодниках вентиляторів задовольняє вказаній вимозі.

					00.KP142.008.007.II3	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		43

9. Розрахунок діаметрів трубопроводів, вибір насосів та допоміжного обладнання холодильної установки

Лінійний ресивер.

Ємність лінійного ресивера в насосно-циркуляційних схемах з нижньою подачею аміаку в прилади охолодження при умові заповнення її не більше ніж 80%:

$$V_{л.р.} = 0,6 * V_{по},$$

де $V_{по}$ – внутрішній об'єм труб повітроохолодників.

Ємність повітроохолодників:

$$V_{по} = \sum V_i \times n = 0,1 + 0,0173 * 6 + 0,0115 * 12 = 0,342 \text{ м}^3$$

$$V_{л.р.} = 0,6 * 0,342 = 0,205 \text{ м}^3$$

До установки приймаємо 1 ресивер 0,75РД (Рис.14.6[7]):

Назва моделі	Розміри, мм		Діаметри патрубків, мм			Місткість, м ³	Маса
	D×S	L	d ₁	d ₂	D _y		
0,75РД	600 × 6	3020	32	25	1/2	0,77	340

Градирня

Знаходимо навантаження від мастилоохолодників:

$$Q_{м.о.(-8)} = M_{(-40)} \times (h_{2p} - h_2) = 0,601 \times (1765 - 1620) = 87,15 \text{ кВт}$$

$$Q_{м.о.(-40)} = M_{(-40)} \times (h_{11p} - h_{11}) = 0,305 \times (1680 - 1670) = 3,05 \text{ кВт}$$

Загальне навантаження:

$$Q_{м.о.} = 87,15 + 3,05 = 90,2 \text{ кВт}$$

Підбираємо 1 суху градирню фірми Guentner GFH 067B/2-N(D)-F6/6P

Назва моделі	Потужність, кВт	Витрата води, м ³ /год	Втрати тиску, бар	Витрата повітря, м ³ /год	Спожив електр., кВт	Розміри, мм			Маса, кг
						Д	Ш	В	
GFH 067B/2-N(D)-F6/6P	100	14,36	0,51	27800	3,9	2250	1145	950	218

					00.КР142.008.007.ПЗ						
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.	Таран Н.А.				9. Розрахунок діаметрів трубопроводів, вибір насосів та допоміжного обладнання холодильної установки			Лист	Лист	Листів	
Провір.	Іващенко Н.В.									44	
Реценз.								НУХТ ХМ-4-9н			
Н. Контр.											
Утверд.	Петренко В.П.										

Мастилозбірник

В якості мастилозбірника приймаємо 1 мастилозаповнюючу посудину 60МЗС.

Розміри показані на Рис.14.3[7].

Назва моделі	Розміри, мм										Місткість, л	Маса
	D	S	B	H	h	h ₁	h ₂	d	d ₁	d ₂		
60МЗС	325	9	650	1280	890	205	925	260	310	18	60	85

Циркуляційний ресивер

Циркуляційний ресивер ($t_0 = -40^\circ\text{C}$).

Ємність циркуляційного ресивера в системах з нижньою подачею холодильного агента в прилади охолодження знаходимо за формулою:

$$V_{\text{цр}} = K * [V_{\text{н.т.}} + 0,2 * V_{\text{по}} + 0,3 * V_{\text{в.т.}}],$$

це K – коефіцієнт, що залежить від типу ресивера (для горизонтальних – 2,7); $V_{\text{н.т.}}$ – внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу насоса; $V_{\text{в.т.}}$ – внутрішній об'єм трубопроводу змішаної рідини і пари після повітроохолодників.

$$V_{\text{цр}} = 2,7 * (0,0113 + 0,2 * 0,1 + 0,3 * 0,071) = 0,135 \text{ м}^3$$

Приймаємо 1 ресивер 1,5РДВ (Рис.14.6[7]):

Назва моделі	Розміри, мм		Діаметри патрубків, мм				Місткість, м ³	Маса
	D×S	H	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄		
1,5РДВ	800×8	3380	150	80	40	15	1,4	710

Циркуляційний ресивер ($t_0 = -8^\circ\text{C}$).

Ємність циркуляційного ресивера в системах з нижньою подачею холодильного агента в прилади охолодження знаходимо за формулою:

$$V_{\text{цр}} = K * [V_{\text{н.т.}} + 0,2 * V_{\text{по}} + 0,3 * V_{\text{в.т.}}],$$

де K – коефіцієнт, що залежить від типу ресивера (для вертикального – 2,7); $V_{\text{н.т.}}$ – внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу насоса; $V_{\text{в.т.}}$ – внутрішній об'єм трубопроводу змішаної рідини і пари після повітроохолодників.

$$V_{\text{цр}} = 2,7 * (0,0132 + 0,2 * 0,1038 + 0,3 * 0,0528) = 0,135 \text{ м}^3$$

Приймаємо 1 ресивер 1,5 РДВ (Рис.14.6[7]):

Назва моделі	Розміри, мм		Діаметри патрубків, мм				Місткість, м ³	Маса
	D×S	H	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄		
1,5РДВ	800×8	3380	150	80	40	15	1,4	710

					00.КР142.008.007.ПЗ				Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					45

Компаундний циркуляційний ресивер ($t_0 = -26^\circ\text{C}$)

Ємність циркуляційного ресивера в системах з нижньою подачею холодильного агента в прилади охолодження знаходимо за формулою:

$$V_{\text{цр}} = K * [V_{\text{н.т.}} + 0,2 * V_{\text{по}} + 0,3 * V_{\text{в.т.}}],$$

де K – коефіцієнт, що залежить від типу ресивера (для горизонтального – 1,7); $V_{\text{н.т.}}$ – внутрішній об'єм нагнітального трубопроводу насоса; $V_{\text{в.т.}}$ – внутрішній об'єм трубопроводу змішаної рідини і пари після повітроохолодників.

$$V_{\text{цр}} = 2,7 * (0,021 + 0,2 * 0,138 + 0,3 * 0,13) = 0,165 \text{ м}^3$$

Приймаємо 1 ресивер 1,5РДВ (Рис.14.7[7]):

Назва моделі	Розміри, мм		Діаметри патрубків, мм				Місткість, м ³	Маса
	D×S	H	d ₁	d ₂	d ₃	d ₄		
1,5РДВ	800 × 8	3380	150	80	40	15	1,4	710

Дренажний ресивер

Дренажний ресивер розраховується на прийом аміаку з найбільш аміакоємкісного апарату або посудини. В якості дренажного ресивера приймаємо 1 ресивер 1,5 РД (Рис.14.7[7]):

Назва моделі	Розміри, мм		Діаметри патрубків, мм			Місткість, м ³	Маса
	D×S	L	d ₁	d ₂	D _y		
1,5 РД	800 × 8	3610	50	25	1/2	1,65	670

Розрахунок діаметрів трубопроводів.

Окремі частини холодильної машини з'єднуються між собою трубопроводами.

Внутрішній діаметр круглої труби знаходимо за формулою:

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}}$$

1) *Всмоктувальний трубопровід* компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_0 = -40^\circ\text{C}$:

$$M = 0,038 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = \frac{1}{\vartheta_{10}} = \frac{1}{1,7} = 0,59 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ – задаємося по таблицях.

									Лист
									46
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

00.KP142.008.007.ПЗ

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 * 0,038}{3,14 * 0,59 * 20}} = 0,06 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 70$ мм;

Нагнітальний трубопровід:

$$M = 0,038 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = \frac{1}{\vartheta_{11}} = \frac{1}{0,49} = 2,04 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - задаємося по таблицях.

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 * 0,038}{3,14 * 2,04 * 25}} = 0,029 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 32$ мм;

2) *Всмоктувальний трубопровід* компресорів, що працюють на температуру кипіння $t_0 = -26^\circ\text{C}$:

$$M = 0,063 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = \frac{1}{\vartheta_5} = \frac{1}{0,85} = 1,18 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - задаємося по таблицях.

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 * 0,063}{3,14 * 1,18 * 20}} = 0,58 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 70$ мм;

Нагнітальний трубопровід:

$$M = 0,063 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = \frac{1}{\vartheta_6} = \frac{1}{0,49} = 2,04 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - задаємося по таблицях.

$$d_{BH} = \sqrt{\frac{4 * 0,063}{3,14 * 2,04 * 25}} = 0,04 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 40$ мм;

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * 0,029}{3,14 * 2,44 * 25}} = 0,025 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 25$ мм;

5) Трубопровід від циркуляційних насосів до випарників, що працюють на температуру кипіння $t_0 = -26^\circ\text{C}$:

$$M = 0,034 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = 618 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - задаємося по таблицях.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * 0,034}{3,14 * 618 * 20}} = 0,002 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 10$;

Після випарників:

$$M = 0,034 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = \frac{1}{\vartheta_{5'}} = \frac{1}{0,2} = 5 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - задаємося по таблицях.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * 0,034}{3,14 * 5 * 25}} = 0,019 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 20$ мм;

б) Трубопровід від циркуляційних насосів до випарників, що працюють на температуру кипіння $t_0 = -8^\circ\text{C}$:

$$M = 0,103 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = 618 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - задаємося по таблицях.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * 0,103}{3,14 * 618 * 20}} = 0,003 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 10$;

										Лист
										49
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

Після випарників:

$$M = 0,103 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = \frac{1}{\vartheta_1''} = \frac{1}{0,1} = 10 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 25 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - задаємося по таблицях.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * 0,103}{3,14 * 10 * 25}} = 0,023 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 25$ мм;

7) Водяний трубопровід до випарного конденсатора:

$$M = 9,4 \frac{\text{кг}}{\text{с}}, \quad \rho = 1000 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$\omega = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}}$ - задаємося по таблицях.

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * 9,4}{3,14 * 1000 * 1}} = 0,109 \text{ м}$$

Приймаємо трубу $d_y = 125$;

Визначення гідравлічних втрат у трубопроводах.

Метою гідравлічного розрахунку є визначення втрат тиску ΔP , зумовлених гідравлічними опорами, що виникають при русі робочого середовища в трубах та теплообмінних апаратах. Значення величини ΔP необхідні для визначення потужності насосів, а також для вибору раціональних конструктивних характеристик апаратів та оптимізації їх режимів роботи. Надмірний гідравлічний опір призводить до зменшення тиску всмоктування і відповідно температури кипіння, що зменшує економічність роботи холодильної машини. Для насосно-циркуляційних систем охолодження розрахунок гідравлічних опорів необхідний для визначення характеристики мережі залежно від витрати холодоагента та його розподілення, для підбору насоса і розрахунку потужності привода.

Загальні гідравлічні опори при проходженні в трубі або апараті киплячої рідини (тобто двофазного потоку) складаються з втрат тертя ($\Delta P_{\text{тр}}^{\text{дф}}$), місцеві опори

									Лист
									50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

00.KP142.008.007.ПЗ

1. Визначимо втрати тиску в трубопроводі від циркуляційного насосу до повітроохолодників, які розміщений в камерах заморозки:

$$t_0 = -40^{\circ}\text{C}.$$

Повна втрата тиску на ділянці трубопроводу знаходиться за формулою:

$$\Delta P_i = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}}$$

Місцеві втрати знаходяться за формулою:

$$\Delta P_{\text{м.с.}} = Z = \sum \xi_M * \frac{\rho \omega^2}{2}$$

де $\frac{\rho \omega^2}{2}$ – динамічний тиск потоку.

$$\sum \xi_M = \xi_{\text{зв.кл}} + \xi_{\text{відв.90}^{\circ}} + \xi_{\text{кол.}} + \xi_{\text{тр.}} = 4 * 5 + 4 * 1 + 7 * 1 + 3 * 1 = 34$$

де $\xi_{\text{зв.кл}}$, $\xi_{\text{відв.90}^{\circ}}$, $\xi_{\text{тр.}}$, $\xi_{\text{кол.}}$ – місцеві втрати від зворотнього клапана, коліна, трійника і відводу 90° .

$$\omega = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad Z = 34 * \frac{678 * 0,5^2}{2} = 2,88 \text{ кПа}$$

Число Рейнольдса знаходимо за формулою:

$$Re = \frac{\omega * d_{\text{вн}} * \rho}{\mu}; \quad Re = \frac{0,5 * 0,01 * 678}{9,82 * 10^{-6}} = 345214$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 * \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25}$$

де k – шорховатість труб (для нових сталевих труб $k = 0,06$)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 * \left(\frac{0,06}{0,01} + \frac{64}{345214} \right)^{0,25} = 0,17$$

Втрати тиску від тертя по довжині 1м:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} * \frac{\rho \omega^2}{2} = \frac{0,17}{0,01} * \frac{678 * 0,5^2}{2} = 1,44 \frac{\text{кПа}}{\text{м}}$$

Втрати тиску на тертя на ділянці довжиною $l = 144$ м (приблизна розрахункова довжина рахується: обв'язка по периметру).

$$\Delta P_{\text{тр}} = 1,44 * 144 = 207,36 \text{ кПа}$$

Загальна втрата тиску знаходиться за формулою:

$$\Delta P = 2,88 + 207,36 = 210,24 \text{ кПа}$$

						00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			52

3. Визначимо втрати тиску в трубопроводі від циркуляційного насосу до повітроохолодників, які розміщені в камерах зберігання охолодженої риби і консерви:

$$t_0 = -8^\circ\text{C}.$$

Повна втрата тиску на ділянці трубопроводу знаходиться за формулою:

$$\Delta P_i = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м.с.}}$$

Місцеві втрати:

$$\sum \xi_m = \xi_{\text{зв.кл}} + \xi_{\text{відв.90}} + \xi_{\text{кол.}} + \xi_{\text{тр.}} = 16 * 5 + 16 * 1 + 10 * 1 + 16 * 1 = 122$$

де $\xi_{\text{зв.кл}}$, $\xi_{\text{відв.90}}$, $\xi_{\text{тр.}}$, $\xi_{\text{кол.}}$ – місцеві втрати від зворотнього клапана, коліна, трійника і відводу 90° .

$$\omega = 0,5 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad Z = 122 * \frac{678 * 0,5^2}{2} = 10,34 \text{ кПа}$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega * d_{\text{вн}} * \rho}{\mu}; \quad Re = \frac{0,5 * 0,01 * 678}{9,82 * 10^{-6}} = 345214$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 * \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25}$$

де k – шорховатість труб (для нових сталевих труб $k = 0,06$)

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 * \left(\frac{0,06}{0,01} + \frac{64}{345214} \right)^{0,25} = 0,17$$

Втрати тиску від тертя по довжині 1м:

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}}}{d} * \frac{\rho \omega^2}{2} = \frac{0,17}{0,01} * \frac{678 * 0,5^2}{2} = 1,44 \frac{\text{кПа}}{\text{м}}$$

Втрати тиску на тертя на ділянці довжиною $l = 264$ м (приблизна розрахункова довжина рахується: обв'язка по периметру).

$$\Delta P_{\text{тр}} = 1,44 * 264 = 380,16 \text{ кПа}$$

Загальна втрата тиску знаходиться за формулою:

$$\Delta P = 10,34 + 380,16 = 390,5 \text{ кПа}$$

Визначення гідравлічних втрат у водяних трубопроводах.

1) Трубопровід мастилоохолодники-градирня.

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		54

Місцеві втрати.

$$\sum \xi_M = \xi_{зв.кл} + \xi_{відв.90^\circ} + \xi_{кол.} + \xi_{тр.} = 1 * 5 + 2 * 1 + 2 * 1 = 9$$

$$\omega = 1 \frac{м}{с}; \quad Z = 9 * \frac{1000 \times 1^2}{2} = 9 \text{ кПа}$$

Число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega * d_{вн} * \rho}{\mu}; \quad Re = \frac{1 * 0,1 * 1000}{1 * 10^{-3}} = 100000$$

$$\lambda_{тр} = 0,11 * \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re} \right)^{0,25}$$

де k – шорховатість труб (для нових сталевих труб $k = 0,06$)

$$\lambda_{тр} = 0,11 * \left(\frac{0,06}{0,1} + \frac{64}{100000} \right)^{0,25} = 0,097$$

Втрати тиску від тертя по довжині 1м:

$$\Delta P_{тр} = \frac{\lambda_{тр}}{d} * \frac{\rho \omega^2}{2} = \frac{0,097}{0,1} * \frac{1000 \times 1^2}{2} = 0,49 \frac{\text{кПа}}{\text{м}}$$

Втрати тиску на тертя на ділянці довжиною $l = 60$ м (приблизна розрахункова довжина рахується: відстань від мастилоохолодника до градирні + від градирні до мастилоохолодника).

$$\Delta P_{тр} = 0,49 * 60 = 29,4 \text{ кПа}$$

Загальна втрата тиску:

$$\Delta P = 9 + 29,4 = 38,4 \text{ кПа}$$

Вибір аміачного насосу.

В насосно циркуляційних схемах установок для перекачування рідкого аміаку використовують герметичні електронасоси. Насос встановлюється якомога ближче до циркуляційного ресивера. Щоб не відбулося википання рідини, необхідно мати надлишковий тиск на вході в насос по відношенню до тиску в циркуляційному ресивері.

Насос для перекачування рідин підбирають по двом основним параметрам: Подачі $V(\text{м}^3/\text{год})$ та повному тиску P (в Па), створюючому насосом.

$$H = \frac{\Delta P}{\rho * g} - \text{потрібний напір насоса};$$

										Лист
										55
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

00.KP142.008.007.ПЗ

$$V = n_{\text{ц}} * \frac{M_i}{\rho} - \text{потрібна подача насоса,}$$

де $n_{\text{ц}}$ – кратність циркуляції.

1. Ділянка трубопроводу від циркуляційного ресивера до випарника, що працює на температуру кипіння - **40°C**.

Потрібний напір насоса знаходимо за формулою:

$$H = \frac{210240}{678 * 9,81} = 36,61 \text{ м}$$

Потрібна подача насосу:

$$V = n_{\text{ц}} * \frac{M_{-40}}{\rho} = 4 * \frac{0,029}{678} = 0,00017 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,612 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Вибираємо 2 насоси (1 запасний) фірми WITT GP42/1450.

Модель	Макс. продуктивність, м³/год	Макс. напір, м	Швидкість обертання, об/хв	DN1, мм	DN2, мм	Модель двигуна/ потужність, кВт	Заправка масла, кг
GP42/1450	3,6	50	1450	40	40	BG 100 L/2,2	85

2. Ділянка трубопроводу від циркуляційного ресивера до випарника, що працює на температуру кипіння - **26°C**.

Потрібний напір насоса знаходимо за формулою:

$$H = \frac{245990}{678 * 9,81} = 36,98 \text{ м}$$

Потрібна подача насосу:

$$V = n_{\text{ц}} * \frac{M_{-26}}{\rho} = 4 * \frac{0,034}{678} = 0,0002 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 0,722 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Вибираємо 2 насоси (1 запасний) фірми WITT GP42/1450.

3. Ділянка трубопроводу від циркуляційного ресивера до випарника, що працює на температуру кипіння - **8°C**.

Потрібний напір насоса знаходимо за формулою:

$$H = \frac{390500}{678 * 9,81} = 58,71 \text{ м}$$

Потрібна подача насоса:

$$V = n_{\text{ц}} * \frac{M_{-8}}{\rho} = 4 * \frac{0,103}{678} = 0,0006 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} = 2,19 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Вибираємо 2 насоси (1 запасний) фірми WITT GP52/1450/5C.

										Лист
										56
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	00.KP142.008.007.II3					

Модель	Макс. продуктивність, м ³ /год	Макс. напір, м	Швидкість обертання, об/хв	DN1, мм	DN2, мм	Модель двигуна/ потужність, кВт	Заправка масла, кг
GP52/1450/5C	16,8	80	1450	50	50	BG 132 S/ 5,5	173

Вибір водяних насосів.

Насос мастилоохолодників.

Потрібний напір насоса знаходимо за формулою:

$$H = \frac{38400}{1000 * 9,81} = 3,91 \text{ м}$$

Потрібна подача насоса:

$$V = 9,39 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Вибираємо 2 насоси (1 запасних) фірми Ebara DWO 150.

Модель	Потужність, кВт	Продуктивність, м ³ /год	Напір, м	Розміри, мм			Маса, кг
				Д	Ш	В	
DWO 150	1,1	24	6,9	364	193	253	13,6

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		57

10. Охорона праці

Вступ

Впровадження сучасного обладнання із високим рівнем автоматизації дозволяє зменшити рівень впливу шкідливих і небезпечних факторів на людину, підвищити ступінь безпеки його експлуатації й обслуговування та покращить умови праці обслуговуючого персоналу.

При розробці проекту були враховані основні вимоги нормативно-технічної документації з охорони праці в галузі, інші діючі нормативні документи та стандарти безпеки праці.

Умови праці

Розглядаємо робоче місце оператора (машиніста) компресорного цеху.

Шкідливими і небезпечними виробничими факторами при обслуговуванні аміачної холодильної установки є:

- параметри мікроклімату;
- наявність у повітрі парів аміаку;
- рівень освітленості;
- шум і вібрація;
- наявність працюючих компресорів;
- посудини, що працюють під тиском;
- рухомі елементи обладнання;
- електробезпека;
- пожежо- та вибухонебезпека;

Нормативно-технічна документація на робочому місці оператора (машиніста).

В машинному відділенні ведеться добовий журнал роботи холодильної установки. Крім того, там та в пункті управління на видному місці знаходяться затверджені головним інженером інструкції із:

					<i>00.KP142.008.007.ПЗ</i>			
<i>Зм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>				
<i>Розроб.</i>		<i>Таран Н.А.</i>			10. Охорона праці	<i>Лист</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Провір.</i>		<i>Іващенко Н.В.</i>					58	
<i>Реценз.</i>						<i>НУХТ ХМ-4-9н</i>		
<i>Н. Контр.</i>								
<i>Чтверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>						

- будови й експлуатації аміачних холодильних установок;
- обслуговування машин, апаратів (посудин), охолоджуючих пристроїв;
- обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і пристроїв автоматики;
- пожежної безпеки;
- охорони праці (надання долікарської допомоги при отруєнні аміаком і ураженні електрострумом, дії персоналу по ліквідації прориву аміаку і виникненні аварійної ситуації тощо);

Також у пункті управління знаходяться:

- річні і місячні графіки проведення планово-попереджувального ремонту;
- схеми аміачних, масляних і водяних трубопроводів із пронумерованою запірно-регулювальною арматурою і приладами автоматики;
- показники розташування засобів індивідуального захисту (протигази, захисні костюми);
- номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, міліції, начальника компресорного цеха, старших зміни (домашні телефони);
- номери телефонів і адреса організації, що обслуговує автоматику холодильної установки.

Санітарні вимоги до виробничих приміщень та розташування обладнання

Приміщення машинного відділення розташоване в окремій будівлі у відповідності до вимог нормативно-технічної документації. Довжина приміщення машинного відділення становить 24 м, ширина – 12 м, висота – 6 м. План компресорного цеху з розташуванням основного технологічного обладнання машинного відділення та переліком шкідливих і небезпечних виробничих факторів при його роботі наведені на Рис. 10.1..

Вікна дворядні із звичайного скла. З машинного відділення є два виходи назовні та третій - в побутові та допоміжні приміщення. Двері відчиняються у бік виходу.

					00.КР142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Підпись	Дата		59

Підлога відділення є рівною, неслизькою і виконана з вогнетривкого матеріалу. Непрохідні канали та люки зачиняються під рівень з підлогою з'ємними металевими рифленими листами. Стіни машинного відділення, холодильне обладнання, трубопроводи пофарбовані у відповідності з діючими стандартами щодо раціонального фарбування поверхонь виробничих приміщень та технологічного обладнання промислових підприємств.

Для обслуговування обладнання чи арматури на рівні вище 3 м від підлоги встановлено металевий майданчик по всій довжині машинного відділення з огорожею та сходами з обох кінців. Майданчик та сходи мають поручні висотою 1,1 м; відстань між стійками поручнів не перевищує 1,2 м.

З метою підвищення безпеки експлуатації холодильної установки, конденсатори та лінійний ресивер розміщені зовні машинного відділення. В компресорному цеху розміщено: 6 гвинтових компресорних агрегатів фірми Sabroe концерну Johnson Controls. Ширина основного проходу в цеху складає 3 м, прохід між виступаючими частинами компресорів - 2 м. Прохід між стіною і компресором становить - 2 м. Циркуляційні і ресивери встановлені також в машинному відділенні впритул до стіни.

При машинному відділенні, у спеціально відгородженому приміщенні, передбачений пункт управління (ПУ), в якому встановлений центральний щит управління (ЦЩУ), стіл машиніста біля оглядового вікна, стілець.

Мікроклімат та чистота повітря

Мікроклімат виробничого середовища та чистота повітря в машинному відділенні та ПУ повинні відповідати вимогам ДНС 3.3.6.042-99. «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень», ГОСТ 12.1.005-88 ССБТ. «Общие санитарно-гигиенические требования к воздуху рабочей зоны».

В компресорному відділенні та приміщенні ПУ повинні забезпечуватися такі параметри мікроклімату:

					<i>00.KP142.008.007.ПЗ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		60

Компресорне відділення ПУ

У теплий період року:

- Температура	18...20 °С	22...24°С
- Відносна вологість, не вище	75%	75%
- Швидкість руху повітря, не більше	0,4 м/с	0,3м/с

У холодний період року:

- Температура	16...18 °С	20...21°С
- Відносна вологість, не вище	75%	75%
- Швидкість руху повітря, не більше	0,3 м/с	0,2 м/с

Параметри мікроклімату та чистота повітря підтримуються в машинному і апаратному відділенні за допомогою загальнообмінної механічної вентиляції, теплоізоляції та герметизації компресорів, циркуляційних ресиверів, трубопроводів, а також опаленням у холодний період року.

Система постійно діючої припливної-витяжної вентиляції машинного та апаратного відділення забезпечує наступну кратність повітрообміну за годину:

- приплив – за розрахунком, але не менше 2;
- витяжка – за розрахунком, але не менше 3;

Повітря яке викидається в атмосферу не очищується.

Система опалення, опалювальні прилади, теплоносії та його граничні показники по температурі прийняті згідно до вимог СНиП 2.04.05-91 «Отопление, вентиляция и кондиционирование».

Для контролю за концентрацією аміаку в повітрі виробничих приміщень та виявлення його витіку використовують газоаналізатори УГ-2 та лакмусовий папір. Контроль здійснюється 3 рази на зміну.

Параметри мікроклімату та чистота повітря в ПУ підтримується загальнообмінною змішаною припливно-витяжною вентиляцією (подача свіжого повітря здійснюється механічним вентилятором з підігрівом повітря в холодний період року, а видалення забрудненого – неорганізованою природною вентиляцією через вентиляційну решітку у верхній частині ПУ).

					00.КР142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Розрахунок кількості вентиляційного повітря

Інтенсивність виділення парів аміаку в машинному відділенні:

$$G=30 \text{ г/год (по даним вимірювання хімлабораторії)}$$

Концентрація парів аміаку у повітрі припливного повітря (природний вміст аміаку):

$$C_1 = 0,02 \text{ мг/м}^3 \text{ (по даним вимірювання хімлабораторії)}$$

Концентрація парів аміаку у повітрі машинного відділення:

$$C_2 = 8 \text{ мг/м}^3 \text{ (по даним вимірювання хімлабораторії)}$$

Кількість вентиляційного повітря на вентиляцію становитиме:

$$L = \frac{1000 * G}{C_2 - C_1} = \frac{1000 * 30}{8 - 0,02} \approx 3750 \text{ м}^3/\text{год}$$

Кратність повітрообміну у машинному відділенні:

$$n = \frac{L}{V} = \frac{3750}{6 * 9 * 42} = 1,65 \text{ год}^{-1}$$

де V – об'єм машинного відділення, м^3 .

Кратність циркуляції в машинному відділенні – 2 рази за годину.

Шум і вібрація

Основними джерелами шуму в холодильних установках є компресор, насоси та їх електродвигуни, а також рух холодильного агенту по трубопроводам.

Допустимий рівень шуму в машинному відділенні та в ПУ не перевищує встановлених норм ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку, ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ. «Шум. Общие требования безопасности». В машинному відділенні -78...80 дБ, в ПУ -50...55 дБ.

Для зниження рівня шуму в машинному і апаратному відділенні застосовують звукоізоляцію приводів; своєчасне змащування деталей і вузлів, їх профілактику та ремонт, а в ПУ – застосовується звукоізоляція стін.

Рівень вібрації на робочих місцях не перевищує гранично допустимої величини, передбаченої ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. «Вибрационная безопасность. Общие требования». ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації»; у машинному відділенні – 85...88 дБ, в ПУ – 75...77 дБ.

					00.KP142.008.007.IIЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		62

Зменшення загальної вібрації від роботи компресорів досягається за рахунок:

- відсутності жорсткого кріплення до конструкцій будівлі трубопроводів, які приєднуються до холодильної машини;
- встановлення компресорів та спеціальних амортизаційних фундаментах ізольованих від несучих конструкцій будівлі;
- розташування ПУ в місці найменшої віброакустичної дії від працюючого обладнання.

Виробниче освітлення

Рівень освітленості в приміщеннях машинного відділення та ПУ відповідає вимогам ДБН В.2.5-28-2006 «Природне і штучне освітлення». У машинному відділенні й ПУ присутнє природне і штучне освітлення. Природне освітлення здійснюється через односторонні бічні прорізи (КПО у машинному відділенні становить 0,2%, у ПУ – 0,9%). Штучне освітлення здійснюється люмінісцентними лампами. Загальний рівень робочого освітлення у машинному відділенні становить 75 лк, у ПУ – 150 лк, крім того біля щита управління передбачається місцеве освітлення (лампа розжарювання, рівень комбінованого освітлення 500лк).

Машинне і апаратне відділення, ПУ, а також існуючі підземні прохідні тунелі з аміачними трубопроводами і розподільною арматурою мають аварійне освітлення від незалежного джерела (акумуляторні батареї). Воно автоматично включається при відключенні робочого освітлення. Рівень аварійного освітлення не менше 8 лк.

Розрахунок штучного освітлення в машинному відділенні

Розміри приміщення: довжина $a = 24$ м; ширина $b = 12$ м; висота $H = 6$ м.

Площа $S = a * b = 24 * 12 = 288 \text{ м}^2$.

- приймаємо $E_{\text{min}} = 75$ лк;
- тип ламп ЛДЦ – 40;
- світловий потік однієї лампи $F = 1520$ лк;
- тип світильників НОДЛ 2x40;

									00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						63

- кількість ламп у світильнику $m = 2$ шт.

Визначаємо індекс приміщення за формулою:

$$i = \frac{a*b}{(a+b)*H_{п}};$$
$$i = \frac{24*12}{(24+12)*4} = 2$$

Приймаємо наступні коефіцієнти :

- коефіцієнт відбиття:

- стелі $r_{стелі} = 50\%$;

- стін $r_{стін} = 30\%$.

- коефіцієнт використання $\eta = 60,4\%$.

- коефіцієнт запасу $k = 1,5$.

- коефіцієнт нерівномірності $z = 1,1$.

Визначаємо необхідну кількість ламп на ділянці виходячи з формули:

$$n = \frac{E_{min} * S * z * k}{F * \eta},$$
$$n = \frac{75 * 288 * 1,1 * 1,5}{1520 * 0,604} = 38,8 \text{ шт.}$$

Приймаємо кількість ламп $n = 40$ шт. Визначаємо кількість світильників:

$$N = \frac{n}{m} = \frac{40}{2} = 20 \text{ шт.}$$

Світильники розміщуємо в 5 рядів по 5 світильників в кожному.

Техніка безпеки

Основна небезпека при експлуатації холодильної установки полягає у можливому раптовому руйнуванні холодильного обладнання (випарників, конденсаторів, компресорних агрегатів, трубопроводів та ін.), яке супроводжується вибухом та викидом в атмосферу отруйних парів аміаку.

Безпечна експлуатація холодильного устаткування здійснюється згідно вимог, ДНАОП 0.00-1.07-94. «Правила будови та безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском» та інших нормативних документів і стандартів безпеки праці.

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

До обслуговування холодильних установок допускаються особи не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд і мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- по експлуатації холодильних установок – для машиністів;
- по автоматизації холодильних установок – для слюсарів по КВП і автоматизації.

До самостійного обслуговування холодильних установок машиністи допускаються тільки після проходження стажування строком не менше 1 місяця і відповідної перевірки знань.

Холодильна установка обслуговується двома машиністами в зміну.

Періодична перевірка знань персоналом інструкції з обслуговування холодильної установки, техніки безпеки при експлуатації обладнання і практичним діям в аварійних ситуаціях, надання долікарської допомоги проводиться не рідше одного разу в 12 місяців комісією, яка складається із спеціалістів з холодильної техніки, електротехніки, приладах автоматизації і техніки безпеки.

Перевірка знань з техніки безпеки у керуючих та інженерно-технічних робітників здійснюється у відповідності з «Положенням про порядок перевірки знань правил і норм з охорони праці керуючих інженерно-технічних робітників і спеціалістів».

Для спостереження за робочим тиском на всмоктувальній магістралі кожного компресора встановлені манометри МП-4, а на нагнітальних трубопроводах компресорів – по окремому манометру МТ-250 підвідна трубка до якого під'єднується за зворотним клапаном по ходу парів аміаку.

На нагнітальному трубопроводі кожного компресора розташовані термометри типу ТП-7 з кожухами для захисту від механічних пошкоджень. Система захисту компресора включає наступні пристрої: реле високого тиску РД-4А-01Т; реле низького тиску РД-4А-01Т; реле температури ТР-2А-06ТМ; реле потоку холодної води РП-67; реле контролю змащення РКС-1А-01. Система

					00.КР142.008.007.ІІЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

захисту відключає компресори при виникненні небезпечних режимів роботи холодильної установки.

Посудини працюючі під тиском (дренажний та циркуляційні ресивери) оснащені манометрами типу МПЗ-У та пристроями безпеки: запобіжними клапанами типу Е29139, захисними реле рівня ПРУ-5М. Захисне автоматичне напівпровідникове реле рівня контролює і сигналізує про досягнення максимального та мінімального рівня аміаку.

Для візуальних показників рівня рідини в апаратах, посудинах, ресиверах застосовується плоске оглядове скло.

Випуск парів аміаку в атмосферу через запобіжні клапани здійснюється за допомогою загальної відвідної труби, виведеної на 1,5 м вище ковзана даху виробничого приміщення.

Циркуляційні ресивери мають по два взаємно дублюючих реле рівня ПРУ-5М, які сигналізують лампами наступних кольорів:

- жовтий – сигнал гранично допустимого рівня;
- червоний – аварійний сигнал небезпечного рівня.

Світлові сигнали спрацювання пристроїв захисту компресора, гранично допустимого і небезпечного рівня аміаку в апаратах, посудинах одночасно дублюється звуковим сигналом з ручним відключенням в машинному відділенні та пункті управління.

З метою підвищення безпеки експлуатації холодильної установки, посудини працюючі під високим тиском (КД, ЛР, МВ, МЗ) розміщені ззовні, на відстані 20 м від машинного відділення, в конденсаторній площадці. Огороджувальна площадка зварена із швелерів і металевої сітки, висотою 6 м та захищена від сонця.

У приміщенні машинного відділення встановлено два незалежно діючих сигналізатори аварійної концентрації аміаку у повітрі нижнього рівня ДОЗОР-6-АМІАК-500-Т, який має 8 індикаторів контролю концентрації аміаку (біля кожного компресора, дренажного ресивера, регулюючої станції) та два незалежно

					00.КР142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

діючих сигналізатори аварійної концентрації аміаку верхнього рівня ДОЗОР-6-АМІАК-1500-Т.

При досягненні концентрації 500 мг/м^3 (0,07%) сигналізатори концентрації аміаку нижнього рівня дають попереджувальний сигнал (світловий та звуковий) у приміщення постійного чергування персоналу. Якщо концентрація аміаку досягає 1500 мг/м^3 (0,21%) сигналізатори концентрації аміаку верхнього рівня вимикають електроспоживання всієї холодильної установки та одночасно вмикають: аварійну витяжну вентиляцію (кратність – $10 \dots 12 \text{ год}^{-1}$), світлову сигналізацію, сирену типу ПВ-СС та світлове табло біля входу в машинне відділення.

Для екстреного відключення електроживлення усього обладнання холодильної установки і робочого освітлення, на зовнішній стіні машинного відділення змонтовано кнопки загального аварійного відключення: одна – біля робочого входу, друга – біля запасного виходу. Одночасно з відключенням електроживлення обладнання ці кнопки вмикають в роботу аварійну витяжну вентиляцію, сирену і аварійне освітлення. Електроживлення аварійної вентиляції здійснюється, як від основного джерела, так і від незалежного.

Для індивідуального захисту обслуговуючого персоналу від аміаку застосовується захисний спецодяг, спецвзуття та протигази типу КД. Протигази зберігаються в машинному відділенні в спеціальній шафі біля входу. Крім цього ззовні машинного та апаратного відділення, поруч з вхідними дверима, в шафі знаходяться запасні протигази типу КД.

У випадку аварійних робіт у загазованому приміщенні передбачено 3 захисних костюма Л-1.

Для надання долікарської допомоги в машинному відділенні є в наявності аптечка, в якій міститься: 1-2% р-н лимонної кислоти; 4% розчин борної кислоти; 1% розчин новокаїну; етиловий спирт; сода; бинти, вата, марлеві серветки; мазь Вишневського, йод.

Електробезпека

Компресорне відділення та ПУ відносяться до приміщень з підвищеною електробезпекою (ПУЕ. Правила улаштування електроустановок).

					00.KP142.008.007.II3	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

Безпечна експлуатація електроустаткування здійснюється згідно вимог ДНАОП 0.00-1.32-01 «Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок», ДНАОП 0.00-1.21-98. «Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів», ГОСТ 12.1.019-79. ССБТ. «Электробезопасность. Общие требования и номенклатура видов защиты», а також діючим стандартам електробезпеки та іншим нормативним документам.

У приміщенні компресорного та апаратного відділень електропроводка, кабельні лінії та виконання електроустаткування мають ступінь захисту оболонок – IP44.

Безпечна експлуатація електрообладнання досягається такими заходами та засобами:

- недоступність струмоведучих частин від випадкового дотикання досягається за допомогою захисних огорож та блокування, закритих щитів, розташуванням кабелів і проводки на недоступній висоті, наявність знаків безпеки;

- надійною ізоляцією силових струмоведучих частин, опір якої повинен становити не менше 0,5 МОм;

- електрообладнання у виробничих приміщеннях та щиті управління в ПУ має захисне заземлення із ізолюваною нейтралю типу IT. Опір заземлюючого пристрою не перевищує 4 Ом;

- захист від струмів короткого замикання здійснюється (вказати тип автоматів, запобіжників);

- застосуванням низьких напруг (36 В – для ручного інструмента та освітлення щита управління в ПУ, 12 В – для переносного світильника у вибухозахищеному виконанні – IP54).

Холодильник, машинне і апаратне відділення мають пристрій захисту від блискавки – блискавковідвідник по 2 категорії у відповідності з вимогами РД 34.21.122-87 «Инструкция по защите от молнии зданий и сооружений».

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

Пожежо- та вибухобезпека

Машинне відділення відноситься до вибухо- та пожежонебезпечної категорії Б або до вибухонебезпечних приміщень класу В-Іб, а ПУ – до пожежонебезпечної категорії Д (СНиП 2.11.02-87 «Холодильники», ОНТП 24-86. «Определение категорий помещений и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности»).

В процесі експлуатації холодильної установки робітники дотримуються вимог «Типові правила пожежної безпеки для промислових підприємств», ГОСТ 12.1.004-85. ССБТ. «Пожарная безопасность. Общие требования», ДНАОП 0.01-1.01-95 «Правила пожежної безпеки в Україні».

Відповідність за пожежну безпеку в холодильно-компресорному цеху покладена на начальника цеху, а змінах – на начальника зміни або старшого машиніста.

Окрім обов'язкового для всіх працівників ввідного протипожежного інструктажу, а потім інструктажу на робочому місці, працівники машинного відділення проходять ще пожежно-технічний мінімум 1 раз на рік з наступною задачею заліку.

Пожежна безпека на підприємстві включає в себе систему запобігання вибуху і пожежі та систему пожежного захисту.

Система запобігання пожежі і вибуху передбачає:

- наявність в огорожуючих конструкціях будівлі машинного відділення легко скидних елементів (вікна, двері);
- контроль нижнього та верхнього аварійного рівня концентрації аміаку в приміщенні компресорного відділення; наявність аварійної витяжної вентиляції, табло над входом у машинне відділення, світлозвукової сигналізації;
- надійне приєднання провідників від обладнання до заземлюючого контуру без іскріння;
- використання засобів захисту від атмосферної електрики;
- застосування електроустаткування у вибухозахищеному виконанні;

					00.KP142.008.007.II3	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

- застосування аварійного та витяжного вентиляторів машинного відділення у іскро-, а їх електродвигунів – у вибухозахищеному виконанні; припливного вентилятора – у звичайному, а його електродвигуна – в закритому виконанні;

- наявність протипожежних інструкцій на робочих місцях;
- роботу на електрообладнанні без перевантажень;
- дотримання правил пожежної безпеки при виконанні вогнених робіт;
- заборону куріння на робочих місцях.

Система пожежного захисту включає:

- наявність у приміщенні машинного відділення двох евакуаційних виходів, причому двері відчиняються у бік виходу;

- застосування в машинному відділенні будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнестійкості (СНиП 2.11.02 – 87, СНиП 2.01.02 – 85. «Протипожарные нормы»);

- наявність системи оповіщення про пожежу (вказати тип системи);
- наявність аварійного відключення обладнання;
- забезпечення первинними засобами пожежогасіння: пожежним щитом з лопатою, сокирою, ломом, металевим багром, а також наявність повітряно-пінного вогнегасника ОВП – 10 (2 шт); порошкового вогнегасника ОП – 9 (2 шт), ящика з піском і азбестовим полотном.

ПУ виконаний з будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнестійкості та оснащений вуглекислотним вогнегасником ОУ – 3 (2 шт).

Забруднення повітря

Небезпечними і шкідливими для здоров'я працівників є такі виробничі фактори, як забрудненість і загазованість повітря.

Чистота повітря виробничого середовища є важливим фактором підтримання стабільної працездатності працівників, формування у них позитивного ставлення до роботи, підвищення продуктивності праці. Багатьма дослідженнями доведено, що система дихання людини найменш пристосована до забрудненої атмосфери. Слизові оболонки, легеневий апарат піддаються

					00.КР142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

більшому впливу забрудненого повітря, ніж очі та шкіряний покрив. Разом з тим велика кількість виробничих процесів супроводжується утворенням дрібних часточок твердих або рідких речовин, які утримуються в повітрі. Кількість домішок — газів, парів, пилу, які містяться в одному літрі або одному кубічному метрі повітря у грамах, характеризує ступінь забруднення виробничого середовища.

Найбільш поширеною виробничою шкідливістю є забруднення повітря пилом мінерального або органічного походження. Пил утворюється внаслідок механічного подрібнення твердих речовин, просіву і змішування пилеутворюючих матеріалів. Серед органічного пилу найбільш поширені бавовняний, вовняний, деревинний, борошняний і т.п., а серед неорганічного — цинковий, залізний, свинцевий, вугільний, кварцовий, наждачний, вапняковий та інші. Найчастіше утворюється змішаний пил. Чим менші розміри пилинок, тим довше вони утримуються в повітрі і тим шкідливіші для організму.

Найбільшу небезпеку становить пил, розмір часток якого не перевищує 5 мікрон. Попадаючи разом з повітрям в органи дихання, пил викликає захворювання слизової оболонки носа, гортані, трахеї, бронхів і легенів (риніти, катарі бронхів, бронхіальна астма). З органів дихання пил поступово попадає в рот та органи травлення.

Найважчі захворювання виникають при попаданні пилу в легені. Це так звані пневмоконіози (пневмо — легені, коніс — пил). Залежно від того, яким пилом зумовлене захворювання, розрізняють декілька видів пневмоконіозів: силікоз, антракоз, азбестоз, талькоз, сидероз, алюмініоз і т. п. Найбільш небезпечним є захворювання на силікоз, який зумовлюється попаданням у легені мінерального пилу, що містить двоокис кремнію. Разом з тим, силікоз є і найбільш поширеним, особливо серед робітників гірничо-рудної промисловості, керамічного, слядяного виробництв. Двоокис кремнію шкідливо впливає на кровоносну і центральну нервову системи людини. Хвороба розвивається стадійно і може ускладнюватися туберкульозом.

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		71

Крім того, пил, що міститься у повітрі робочої зони, осідає на шкіру і слизову оболонку очей, зумовлюючи дерматити, екземи, кон'юнктивіти. Забруднюючи шкіру, пил забиває проходи потових залоз і утруднює потовиділення, а значить негативно впливає на процеси терморегуляції працівників.

У повітрі виробничих приміщень, крім пилу, можуть міститися інші шкідливі домішки — хімічні речовини, або промислові отрути. Вони можуть бути у вигляді газів або парів. Найпоширенішими промисловими отрутами є цинк, окис вуглецю, марганець, хром, бензол, свинець, ртуть, ефіри оцтової кислоти та ін.

В організм працівника хімічні речовини попадають через дихальні шляхи, шкіру, органи травлення. Найбільш небезпечним є попадання їх в організм через органи дихання, оскільки отрута зразу ж попадає у велике коло кровообігу, зумовлюючи токсикацію всього організму.

Хімічні речовини, які розчиняються у жирах (анілін, нітробензол) проникають в організм через шкіру. На шкіру діють кислоти і луги, які можуть викликати опіки, дерматити, сухість, огрубіння рогового шару на долонях.

Кожна промислова отрута справляє специфічний вплив на організм. Так, ртуть діє на центральну нервову систему, фтор – на кістковий обмін, хлор – на верхні дихальні шляхи. Багаторазове попадання в організм невеликих концентрацій отрути характеризується як хронічне отруєння. При попаданні в організм великої кількості токсичних речовин виникає гостре отруєння.

Санітарними нормами для кожного виду домішок встановлені гранично допустимі концентрації, дотримання яких запобігає професійним захворюванням і отруєнням працівників.

Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин у повітрі робочої зони – це такі концентрації, які при щоденній восьмигодинній роботі протягом всього робочого періоду не можуть викликати у працівників захворювання або відхилень у стані здоров'я.

Фізіолого-гігієнічна оцінка виробничого середовища виходить з того, що сприятливими вважаються такі умови, за яких концентрація нетоксичного пилу у

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

повітрі не перевищує 60 %, а концентрація токсичних речовин — 35 % гранично допустимих норм.

Оздоровлення повітряного середовища досягається завдяки вдосконаленню технологічних процесів, герметизації обладнання і апаратури, ізоляції дільниць і процесів з інтенсивним утворенням пилу і виділенням отруйних речовин, застосування агрегатів, що вловлюють і виводять шкідливі речовини, використанню дистанційного управління виробничими процесами, забезпеченню працівників засобами індивідуального захисту.

Висновок

Впровадження сучасного обладнання із високим рівнем автоматизації дозволяє зменшити рівень впливу шкідливих і небезпечних факторів на людину, підвищити ступінь безпеки його експлуатації й обслуговування та, таким чином, покращити умови праці обслуговуючого персоналу. Також зменшує вміст аміаку в системі.

В цьому проекті були враховані основні вимоги нормативно-технічної документації з охорони праці в галузі, інші діючі нормативні документи та стандарти безпеки праці, що забезпечує безпечне перебування людей в приміщенні.

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		73

11. Розрахунок економічних показників

Вступ

Метою економічного розрахунку є визначення вартості побудови холодильника, вартості холодильного обладнання, витрат на використання електроенергії, витрат по оплаті праці виробничого персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників економічної ефективності проекту розподільчого рибного холодильника у смт. Іванків.

Вхідні дані

Розрахункове споживання електроенергії холодильним обладнанням компресорного цеху зводимо до таблиці 11.1..

Таблиця 11.1

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Р _{ел} , кВт	Σ Р _{ел} , кВт	Рік, тис. кВт·год
1	Агрегат Sabroe SAB 151 S	2	90	180	486
2	Агрегат Sabroe SAB 120 M	1	15	15	40,5
3	Агрегат Sabroe SAB 151 L	3	37	111	149,9
4	Насос водяний DWO 150	1	1,1	1,1	3,0
5	Насос аміачний WITT GP52/1450/5C	1	5,5	5,5	14,85
6	Насос аміачний WITT GP42/1450	2	2,2	4,4	11,9
7	ПО Alfa Laval BLAH353BT	12	0,73	8,76	23,7
8	ПО Alfa Laval RLAH353AD	6	0,73	4,38	11,8
9	Випарні конденсатори NEK-350	2	4	8	10,8
Річна витрата електроенергії					752,45

Споживання електроенергії за рік розраховуємо за формулою:

$$N = P_{\text{ел}} \times n$$

де n – час роботи компресорів, насосів, вентиляторів в рік при відповідних робочих умовах, год, приймаємо 1350 та 2700 год. відповідно,

					00.KP142.008.007.ПЗ		
Змн.	Лист1	№ докум.	Підпис	Дата			
Розробив	Таран Н.А.				Літ.	Лист	Листів
Перевірів	Іващенко Н.В.					74	
Реценз.					11. Розрахунок економічних показників НУХТ ХМ-4-9н		
Н. Контр.							
Затверд.	Петренко В.П.						

$P_{ел}$ – електрична потужність компресора, насоса, вентилятора тощо.

Розрахунок витрат на придбання та монтаж обладнання наведено в таблиці 11.2..

Таблиця 11.2

Найменування обладнання	К-ть	Витрати на обладнання одиниці обладнання, тис. грн.			Загальні витрати, тис. грн
		Придбання	Монтаж	Інші витрати	
Агрегат Sabroe SAB 151 S	2	3396	340	170	7812
Агрегат Sabroe SAB 120 M	1	2000	200	100	2300
Агрегат Sabroe SAB 151 L	3	5360	536	268	18492
ПО Alfa Laval BLAH353BT	12	160	16	8	2208
ПО Alfa Laval RLAH353AD	6	132	13	6	906
Циркуляційний ресивер з аміачними насосами WITT GP52/1450/5C	1	2596	260	160	3016
Циркуляційний ресивер з аміачними насосами WITT GP42/1450	1	2856	286	143	3285
Дренажний ресивер 1,5 РД	1	150	30	15	195
Випарні конденсатори НЕК-350	2	1500	150	75	3450
Градириня Guentner GFH 067B/2-N(D)-F6/6P	1	1000	100	50	1150
Водяний насос DWO 150	2	88	9	4	202
Лінійний ресивер 0,75РД	1	120	12	6	138
Разом		37482	3748	1924	43154

Витрати на монтаж приймаємо 10% від вартості обладнання. Інші витрати складають 5% від вартості обладнання.

Розрахунок витрат на будівництво холодильника приведено в табл. 11.3.

Таблиця 11.3.

№ п/п	Назва	Розмірність	Зовнішня стіна	Внутрішня стіна	Перегородка	Підлога	Покриття	Разом
1	Площа	м ²	2376	2592	972	4320	4320	-
2	Товщина	м	0,2	0,2	0,2	1,6	0,31	-
3	Вартість 1м ³ матеріалів	грн/м ³	12850	10800	15670	800	600	-
4	Загальна вартість ізоляційних матеріалів + роботи	тис. грн..	6106	5600	3046	5530	804	21086

Загальна сума затрат на будівництво – $21086 + 43154 = 64240$ тис. грн.

Використання електроенергії

Річне споживання електроенергії холодильником і компресорним цехом даного холодильника становить:

$$E_p = 752,45 \text{ тис. кВт}\cdot\text{год}$$

Ціна за 1 кВт. год електроенергії становить: $C_{ел} = 5,95$ грн. кВт. год.

Визначаємо річні витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$V_{ел,р} = E_p \cdot C_{ел}$$

$$V_{ел,р} = 752450 \text{ кВт}\cdot\text{год} \cdot 5,95 \text{ грн}/(\text{кВт}\cdot\text{год}) = 4477,1 \text{ тис. грн.}$$

Мастило для компресорів купуємо по 650 грн. за 1л, у проекті необхідно 120 л і це коштує $650 \cdot 120 = 78$ тис.грн.

Холодоагент аміак купується за ціною 4 грн. за 1кг, в моєму проекті необхідно 400 кг і це коштує $400 \cdot 4 = 1,6$ тис.грн

Розрахунок витрат на оплату праці

Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху наведено в таблиці 11.4.

Таблиця 11.4.

№ п/п	Професія	Тарифна ставка грн./год.	Чисельність, чол.	Місячний фонд, грн	Річний фонд, тис. грн.
1	Машиніст ХУ	70	4	50400	604,8
2	Слюсар-ремонтник	70	3	37800	453,6
Разом			7	88200	1058,4

Нарахування на заробітну плату становить 37,18%, тому затрати на працівників становлять $1058,4 \cdot 1,3718 = 1451,9$ тис. грн.

Визначення амортизаційних відрахувань

Приймаємо норми амортизаційних відрахувань: для обладнання – на 5 р., для будівельних матеріалів – на 20 р.

Для основного обладнання – 20% від вартості обладнання;

$$A_{обл} = \Sigma B_{обл.} / 5$$

$$A_{обл} = 43154 / 5 = 8630,8 \text{ тис. грн.}$$

										Лист
Всі.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

00.КР142.008.007.ПЗ

$$A_{\text{буд}} = \Sigma B_{\text{буд}} / 20$$

$$A_{\text{буд}} = 21086 / 20 = 1054,3 \text{ тис. грн.}$$

$$A_{\text{буд+обл}} = 8630,8 + 1054,3 = 9685,1 \text{ тис. грн.}$$

Інші види витрат

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

Витрати на поточний ремонт обладнання приймаємо 20% від амортизаційних відрахувань на обладнання:

$$V_{\text{рем}} = A_{\text{обл}} \times 0,20$$

$$V_{\text{рем}} = 8630,8 \times 0,20 = 1726,16 \text{ тис. грн.}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{\text{пуск}} = B_{\text{обл}} \times 0,02$$

$$V_{\text{пуск}} = 43154 \times 0,02 = 863,08 \text{ тис. грн.}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{\text{ін}} = A_{\text{обл}} \times 0,03$$

$$V_{\text{ін}} = 8630,8 \times 0,03 = 258,9 \text{ тис. грн.}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma B = V_{\text{рем}} + V_{\text{пуск}} + V_{\text{ін}}$$

$$\Sigma B = 1726,16 + 863,08 + 258,9 = 2848,14 \text{ тис. грн.}$$

Визначення основних показників економічної ефективності проекту

Результати попередніх розрахунків зводимо до табл. 11.5:

Таблиця 11.5

Статті витрат	Значення витрат тис. грн.
	Проект
Електроенергія	4477,1
Масило	78
Оплата праці	1451,9
Амортизація	9685,1
Інші витрати	2848,14
Разом	18540,24

Кількість виробленого холоду за пів року роботи підприємства:

$$20 \cdot 6 \cdot 30 \cdot (51,6 + 83) + 10 \cdot 3 \cdot 20 \cdot 321 = 677,16 \text{ МВт} \cdot \text{год.} / \text{рік}$$

Собівартість холоду:

$$\Delta C = (18540,21 \text{ тис.грн.} / \text{рік}) / (677,16 \text{ МВт} \cdot \text{год.} / \text{рік}) = 27,38 \text{ грн.} / (\text{кВт} \cdot \text{год.})$$

Таким чином, собівартість холоду складає 27,38 грн./ (кВт×год.).

					00.KP142.008.007.ПЗ	Лист
Всі.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури

1. <http://ua-referat.com/%D0%9C%D0%BE%D1%80%D0%BE%D0%B7%D0%B8%D0%B2%D0%BE> .
2. <http://www.utupack.ru/products/transportnaya-tara/> .
3. http://www.partner-tara.ru/cat/vedra_kuboteineri/vedra_plastikovie/240%D0%92%D0%B5%D0%B4%D1%80%D0%BE%20%D0%BA%D1%80%D1%83%D0%B3%D0%BB%D0%BE%D0%B5%20%D0%B5%D0%BC%D0%BA%D0%BE%D1%81%D1%82%D1%8C%D1%8E%20%20%D0%BB .
4. <http://www.fresher.ru/2013/08/10/kak-delayut-morozhenoe/?replytocom=389063> .
5. www.pereezd-ek.ru/packing/ .
6. М. М. Масліков “Холодильна технологія харчових продуктів”.
7. Б.К. Явнель “Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха”.
8. www.shepetovka.olx.com.ua/iid-169082294 .
9. www.101660.ua.all.biz/derevyannyj-yashchik-dlya-pomidorov-tomatov-slivy-g1027488).
10. www.triobud.com/ua/materials .
11. Крылов Ю.С., Пирог П.И., Васютович В.В., Карпов А.В., Дементьев А.И. “Проектирование холодильников”.
12. Гетун Г.В. “Основи проектування промислових будівель”.
13. www.charoitbud.com/ukr/naluvni.php .
14. www.beton.kovalska.com/ua/catalogs/267/ .
15. www.budsektor.com.ua/stirodur.htm#.Uk8OwdI5ndc .

					00.КР142.008.007.ПЗ	Арх.
Зм.	Лист	№ доквм.	Підпис	Дата		79

Специфікація обладнання

Позна- чення	Найменування	Кільк.	Примітка
1	Гвинтовий компресорний агрегат Sabroe SAB 151 S	2	
2	Гвинтовий компресорний агрегат Sabroe SAB 120 M	1	
3	Гвинтовий компресорний агрегат Sabroe SAB 151 L	3	
4	Циркуляційний ресивер 1,5РДВ	2	
5	Компаундний циркуляційний ресивер 1,5РДВ	1	
6	Випарний конденсатор НЕК-350	2	
7	Лінійний ресивер 0,75 РД	1	
8	Градижня Guentner GFH 067B/2-N(D)-F6/6P	1	
9	Водяний насос Ebara DWO 150	2	
10	Повітроохолодник Alfa Laval BLAH353BT	12	
11	Повітроохолодник Alfa Laval RLAN353AD	6	
12	Аміачний насос WITT GP52/1450/5C	2	
13	Аміачний насос WITT GP42/1450	4	
14	Мастилозбірник 60 МЗС	1	
15	Дренажний ресивер 1,5 РД	1	

					<i>00.KP142.008.007.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80



Опции

Способ оттайки Оттайка горячим газом

Поддон с изоляцией Нет
 Блок перегрева Нет

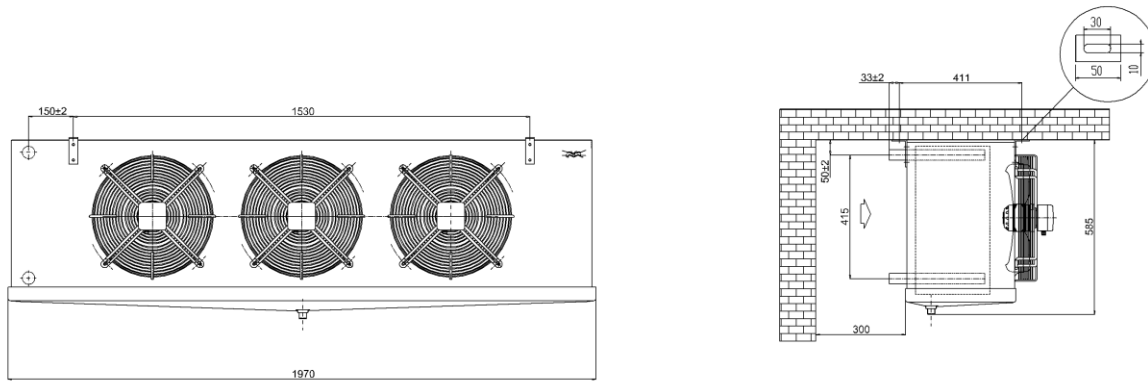
Электрическая часть

Соединение D/Y
 Ремонт.выключатель Нет Клеммная коробка Нет

Краткое резюме

Тип Идентиф. номер Цена (Евро без
 Компоновка теплообменника 3999
 Общая стоимость 3999
 Описание 1 BLAH353BD/Y 230/400VPB CR AP_HG
 Описание 2 AL 12.0 SS_

Program version 5.38 Data update 2010-12-08



GLA/BLA/RLA 353	A,B	1"	1"1/4
MODEL	COIL SIZE	#IN COIL	#OUT COIL

Revision	Date	Modifications	Signature
<input type="checkbox"/> Dimensions	<input type="checkbox"/> J. Debernardi	Material	aaa
<input type="checkbox"/> Symbols	<input type="checkbox"/> Z. Zappalà	Surface treatment	Raw material code
<input type="checkbox"/> Comments	<input type="checkbox"/> P. P. P.	Heat treatment	Raw material qty
<input type="checkbox"/> Finishes	<input type="checkbox"/> P. P. P.	Date	1-FEB-10
<input type="checkbox"/> Scale/Format	<input type="checkbox"/> P. P. P.	Drawn by	MAGGIOLO
<input type="checkbox"/> Scale/Format	<input type="checkbox"/> P. P. P.	Approved by	RL/GL/BL 353 NH3
DESCRIPTION		AlfaCubic_350_NH3_3	
Specification			
Reference			



Опции

Способ оттайки Воздушная оттайка

Поддон с изоляцией Нет
 Блок перегрева Нет

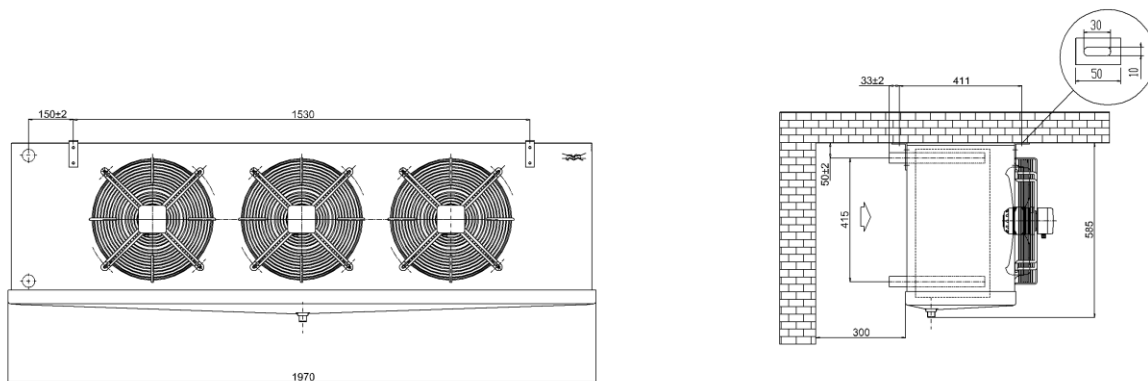
Электрическая часть

Соединение D/Y
 Ремонт.выключатель Нет Клеммная коробка Нет

Краткое резюме

Тип Идентиф. номер Цена (Евро без
 Компоновка теплообменника 3299
 Общая стоимость 3299
 Описание 1 RLAN353AD/Y 230/400VPB CR AP_A
 Описание 2 AL 5.5 SS_

Program version 5.38 Data update 2011-02-16



GLA/BLA/RLA 353	A,B	1"	1 1/4"
MODEL	COIL SIZE	#IN COIL	#OUT COIL

Revision	Date	Modifications	Signature
<input type="checkbox"/> Dimensions	<input type="checkbox"/> J. Peregrin	Material	aaa
<input type="checkbox"/> Symbols	<input type="checkbox"/> Z. Maggiolo	Surface treatment	Raw material code
<input type="checkbox"/> Finishes	<input type="checkbox"/> P. Rossi (I.I.)	Heat treatment	Raw material qty
<input type="checkbox"/> Finishes	<input type="checkbox"/> P. Rossi	Date	Current revision
<input type="checkbox"/> Scale/Format	<input type="checkbox"/> 1:10 / A3	Date	1-FEB-10
		Drawn by	MAGGIOLO
		Approved by	RL/GL/BL 353 NH3
		DESCRIPTION	AlfaCubic_350_NH3_3
		Specification	
		Reference	



www.alfalaval.com

Изм.	Лист	№ докum.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

00.KP142.008.007.II3

2/2

Лист
84

ВСТУПЛЕНИЕ

ИСПАРИТЕЛЬНЫЙ КОНДЕНСАТОР



О КОМПАНИИ

EOS Refrigeration Equipment является международной компанией, которая специализируется на разработке, производстве и продаже оборудования для систем промышленного охлаждения и заморозки, охлаждения процессов и кондиционирования.

Наша фирма состоит из профессионалов с многолетним опытом работы в отрасли. EOS предлагает инновационные, экологически чистые, высокотехнологичные и энергоэффективные решения.

О ПРОДУКТЕ

EOS Refrigeration Equipment представляет новую гамму моделей испарительных конденсаторов **NEK**. Это противоточные конденсаторы с принудительной (усиленной) тягой, корпусом из полиэстера, усиленного стекловолокном, и с осевыми вентиляторами, оснащенными двигателями с прямым приводом. Серия специально разработана для отрасли промышленного охлаждения, кондиционирования и всех видов конденсации.

В конденсаторах NEK используется технология SUPER SILENCE TECH, что

делает эту модель очень тихой. Модельный ряд NEK подготовлен для установки и эксплуатации даже в средах категории C5 (максимальная степень коррозии в соответствии с ISO 9223:1992 - приморская или промышленная зона).

Диапазон мощностей испарительных конденсаторов NEK составляет от 350 кВт до 4800 кВт. Эти конденсаторы работают с широким спектром хладагентов (R717, R404A, R507A, R134a, R407A и др.).

Данный продукт отличает невероятное удобство для технического обслуживания и установки.

Конденсаторы NEK представляют собой продукт высокой энергоэффективности благодаря сочетанию технологии WINDER в лопастях вентиляторов и двигателей нового класса эффективности IE3, вместе с его модульным, инновационным дизайном.



КОНСТРУКЦИЯ

ОПИСАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ



- | | |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| 1. КОРПУС ИЗ СТЕКЛОПЛАСТИКА | 6. СИСТЕМА ФИЛЬТРАЦИИ ВОДЫ |
| 2. ТЕПЛООБМЕННИК | 7. СИСТЕМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОДЫ |
| 3. ВЕНТИЛЯТОРЫ WINDER | 8. ИНСПЕКЦИОННЫЙ ЛЮК |
| 4. КАПЛЕУЛОВИТЕЛИ | 9. СИСТЕМА ГЕРМЕТИЧНОСТИ SEALSKIN |
| 5. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ НАСОС | 10. КОНТРОЛЬ УРОВНЯ ВОДЫ |

1. КОРПУС ИЗ СТЕКЛОПЛАСТИКА

Внешний корпус испарительного конденсатора NEK изготовлен из специального пластика, армированного стекловолокном; материал, который придает оборудованию практически неограниченную долговечность, благодаря своей высокой химической стойкости к коррозии. Стеклопластик – диэлектрический материал, поэтому он также устойчив к электрохимической коррозии.

Стеклопластик имеет высокую механическую прочность; предел прочности при изгибе имеет значение 1300 кг/см² (ASTM D-790). Его химическая и биологическая стойкость, влагостойкость и механическая прочность означают, что детали из этого материала имеют практически неограниченный срок службы.

Удельный вес этого материала в 3,5 раза меньше, чем у стали, а показатели удельного

сопротивления выше. Поэтому равнопрочная конструкция конденсатора из стеклопластика получается легче, чем аналогичная конструкция конденсатора с корпусом, облицованным традиционной листовой сталью. Благодаря малому весу облегчается основание для установки конденсатора и его монтаж.

Корпус конденсатора состоит из двух частей. Обе части представляют собой цельные элементы, без швов и соединений, что обеспечивает полную герметичность оборудования. Ёмкость для сбора воды сделана с закругленными краями и имеет свободное внутреннее пространство для облегчения чистки, осмотра и обслуживания оборудования.

При необходимости корпус конденсатора можно изготовить в различных цветах, в зависимости от архитектурного объекта, где будет установлено оборудование, или исходя из эстетических пожеланий клиента (**см. приложение**).



2. ТЕПЛООБМЕННИК

Теплообменник изготовлен из гладкостенной стальной трубы высочайшего качества. Змеевик расположен внутри стальной рамы под углом для свободного слива жидкости и приварен к коллекторам методом TIG. После изготовления весь блок подвергается процессу горячей оцинковки методом погружения (глубокой оцинковки).

Конструкция из гладких труб позволяет избежать чрезмерного образования известковых отложений, которые характерны для решений с оребренным змеевиком, и достаточно резко снижают производительность теплообменника.

Слой покрытия сплавом цинка FE/ZN труб в теплообменнике составляет примерно 100 микрон в соответствии с UNE-EN ISO 1461:2010. Это самый высокий стандарт из доступных на рынке.



Теплообменник подвергается испытанию давлением 31 бар сухим воздухом (при погружении в специальный бассейн), что обеспечивает обнаружение возможных утечек. Этот тест проводится до и после процесса горячей оцинковки для обеспечения безопасности и качества. Конденсатор заряжается азотом в 3 бар, чтобы проверить целостность змеевика, когда оборудование уже находится на объекте.

Проектирование и изготовление змеевика осуществляется в соответствии с Европейской Директивой для оборудования под давлением (PED) 97/23/EC.



3. ВЕНТИЛЯТОРЫ WINDER

В серии NEK осевые вентиляторы оснащены, в стандартном исполнении, асинхронными 6-полюсными моторами, которые отвечают уровню эффективности IE3 согласно IEC 60034-30 (ERP ready 2015). Это трехфазные моторы со степенью защиты IP55 и классом изоляции "F" (AT 80K), подходящие для работы с преобразователями частот.



В вентиляторах испарительного конденсатора NEK соединение между мотором и лопастями – прямое, и, следовательно, без потерь передачи через привод. В результате срок службы вентиляторов значительно выше, чем у вентиляторов с ременным приводом, и они не требуют технического обслуживания.

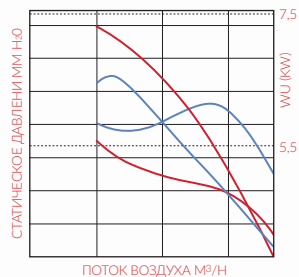


Лопасты изготовлены из анодированного алюминия и имеют уникальный и инновационный дизайн. Как видно на схеме, серповидная форма лопасти уменьшает сопротивление и давление воздуха (A), «крылышки» (B) на конце лопасти служат устранению турбулентности, а внутренняя сторона с зубцами (C) значительно снижает уровень шума (SUPER SILENCE TECH). Для проектирования этих лопастей были использованы передовые программы, такие как Computational Fluid Dynamics (CFD) и Finite Element Analysis (FEA).

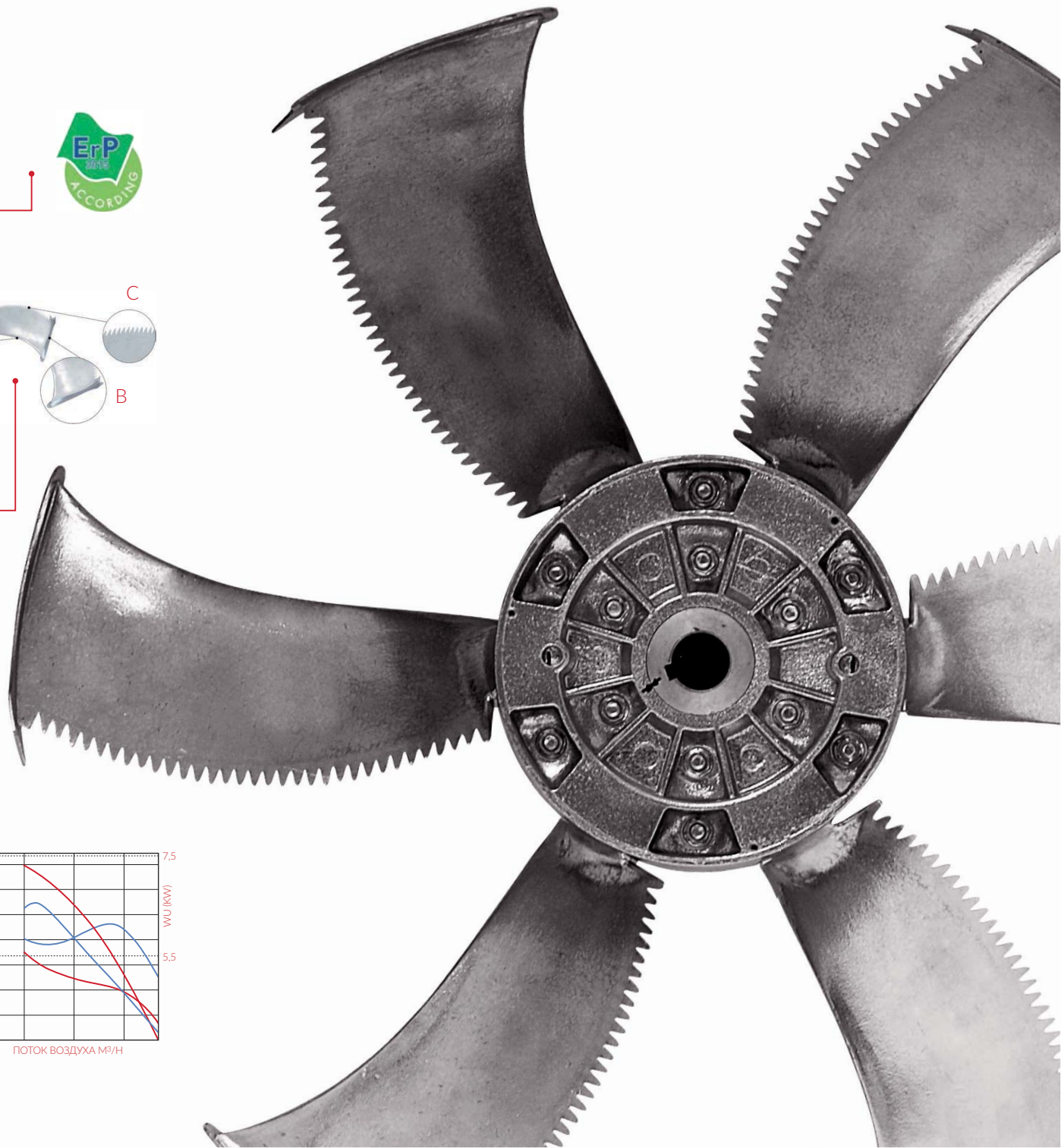
На приведенном ниже графике видно, насколько испарительный конденсатор, оснащенный вентиляторами с лопастями WINDER, потребляет меньше электроэнергии по сравнению с другим конденсатором, оснащенный обычными вентиляторами. Совместное использование уникальных лопастей с моторами высокой эффективности IE3 дает заметное увеличение производительности вентилятора и, следовательно, снижение энергопотребления до 20%, что представляет собой большую экономию энергии.

К тому же, благодаря инновационной конструкции лопастей, уровень звукового давления вентилятора снижается до 5 дБ(A), что делает конденсатор чрезвычайно универсальным и идеально сбалансированным продуктом (низкий расход электроэнергии и очень низкий уровень звукового давления). А если потребуется снизить уровень шума еще ниже, то возможна установка 8-ми или 12-полюсных моторов.

Испарительные конденсаторы NEK – противоточные, с принудительным нагнетанием воздуха. Это означает, что воздух выпускается на низкой скорости через верхнюю часть конденсатора. Эта система более эффективна по сравнению с вытяжной, так как динамическое давление преобразуется в статическое и выполняет полезную работу. Воздух на входе при такой системе – холодный и сухой, в отличие от влажного горячего воздуха на выходе в случае обычной вытяжной тяги. Это уменьшает износ вентиляторов и увеличивает их срок службы.



ПОТОК ВОЗДУХА М³/Ч



4. КАПЛЕУЛОВИТЕЛИ

Каплеуловители, установленные в испарительных конденсаторах NEK, изготовлены из высококачественного ПВХ, что обеспечивает отличную устойчивость к факторам окружающей среды и воздействию неорганических химических веществ.

Данные каплеуловители имеют высокий КПД (потери от повторной рециркуляции воды менее 0,001%), благодаря своей геометрии 4-х кратного изменения направления.

Каплеуловители смонтированы в рамках из нержавеющей стали, просты в монтаже. Они находятся в верхней части конденсатора, что облегчает осмотр и очистку оборудования.



5. ЦИРКУЛЯЦИОННЫЙ НАСОС

Испарительный конденсатор NEK серийно оснащается циркуляционным насосом типа моноблок. Эти насосы являются энергоэффективными, надежными и соответствуют стандартам EN733 и ISO2858.

Насосы, используемые в конденсаторах NEK, имеют большое признание во всем мире ввиду своего высокого качества, передовых технологий

и высокой энергетической эффективности. Их глобальная реализация обеспечивает наличие запасных частей в любой точке мира.

**ErP
READY**

Конструкция насоса моноблочная с сухим

ротором и фланцевым соединением. Он оснащен трехфазным электродвигателем закрытого типа и соответствует системе энергозащиты IP-55 для работы на открытом воздухе. На внешнюю поверхность нанесено катафорезное покрытие, состоящее из катодной защиты и гальванического покрытия, гарантирующее долгий срок службы компонентов. Эти насосы пригодны для установки в агрессивных средах.

Основные преимущества циркуляционных насосов, используемых в испарительных конденсаторах NEK:



6. СИСТЕМА ФИЛЬТРАЦИИ ВОДЫ

Система фильтрации воды для рециркуляции расположена на всасывающей стороне насоса. Фильтр состоит из двух элементов, призванных защитить как циркуляционный насос, так и систему для распыления воды. Фильтр съемный, для облегчения чистки и обслуживания. Все детали изготавливаются из нержавеющей стали.

7. СИСТЕМА РАСПРЕДЕЛЕНИЯ ВОДЫ

Система распределения воды в конденсаторе состоит из двух основных частей.

Наружная часть состоит из изготовленной из ПВХ трубы подачи воды в насос. На ней установлен высококачественный расширительный клапан, из специальной резины, с поворотными фланцами. Поставляется в сборе для простоты установки.

Внутренняя часть состоит из коллектора воды из горячеоцинкованной стали и системы распыления, изготовленной из труб ПВХ с распылителями VORTEXJET.

Согла распылителей VORTEXJET имеют центральную форсунку запатентованной конструкции, обеспечивают равномерное распределение и оптимальное распыление воды, и, следовательно, быстрый теплообмен и эффективное каплеобразование в воздухе. Распылители имеют



съемные головки для облегчения процесса очистки, что обеспечивает длительный срок службы деталей.

8. ИНСПЕКЦИОННЫЙ ЛЮК

Испарительный конденсатор имеет один или несколько инспекционных люков из нержавеющей стали. Инспекционные люки большого размера обеспечивают легкий доступ к внутренней части оборудования для осмотра, чистки и обслуживания.

9. СИСТЕМА ГЕРМЕТИЧНОСТИ SEALSKIN

Герметичность конденсатора обеспечивается системой SEALSKIN, которая гарантирует герметичность оборудования после его установки. Система состоит из одного горизонтального соединения двух частей (отсутствие вертикальных швов) и специального уплотнителя, разработанного для этих целей.

10. КОНТРОЛЬ УРОВНЯ ВОДЫ

Испарительный конденсатор поставляется с устройством механического контроля уровня воды. Опционально может комплектоваться электронным регулятором уровня.



ОПЦИИ И АКСЕССУАРЫ

ДЛЯ ИСПАРИТЕЛЬНОГО КОНДЕНСАТОРА NEK



ПРЕДЛАГАЕМ
СЛЕДУЮЩИЕ
ОПЦИИ И
АКСЕССУАРЫ:

- **Несколько независимых змеевиков**, как для конденсации, так и для охлаждения масла.
- **Змеевик**, выполненный полностью из нержавеющей стали марки AISI 304L или AISI 316L.
- **Теплообменники**, разработанные и изготовленные в соответствии с кодом ASME.
- **Нагревательный элемент для предотвращения образования льда** в основании конденсатора. Система включает в себя термостат для управления и контроля минимального уровня воды.
- **Электронный датчик контроля уровня воды** с датчиком уровня, изготовленные из нержавеющей стали AISI 316L, вместо механического поплавкового датчика.
- **Вентиляторы с 8-ми или 12-полюсными моторами.**
- **Моторы для вентиляторов IE4 (W22 Super Premium).**
- **Специальные обмотки моторов** для различных значений электрического напряжения.
- **Внешний корпус вентилятора, защитная решетка, опора двигателя и крепеж**, выполненные из нержавеющей стали.
- **Преобразователь частоты EOSCONTROL** для регулирования частоты вращения моторов.
- **Механическая система с заслонками избыточного давления** для регулирования производительности.
- **Резервный насос** с запорным клапаном.
- **Персонализация цвета** корпуса по желанию заказчика.
- **Сигнальные огни.**
- **Лестницы и мостики** по периметру для технического обслуживания.



ПОДБОР

КОНДЕНСАТОРА СЕРИИ NEK

Номинальная мощность конденсаторов NEK, указанная в этом каталоге, дана для следующих условий: аммиака (R717), температуры конденсации 40°C и температуры воздуха по влажному термометру 28°C. Приведенные ниже таблицы показывают коэффициенты коррекции номинальной мощности для других температур конденсации и температур по влажному термометру. В таблице 1 – для R717 и таблице 2 – для R404A. При использовании других хладагентов, пожалуйста, проконсультируйтесь с нашим техническим отделом.

Таблица 1. Поправочные коэффициенты для хладагента R717, в зависимости от температуры конденсации и температуры воздуха по влажному термометру.

R717	T _h °C												
	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	
T _c °C	30	0,72	0,67	0,63	0,58	0,53	0,48	0,42	-	-	-	-	-
	31	0,78	0,73	0,68	0,64	0,58	0,54	0,48	0,43	-	-	-	-
	32	0,84	0,80	0,75	0,70	0,65	0,60	0,55	0,50	0,44	-	-	-
	33	0,91	0,87	0,82	0,78	0,72	0,67	0,62	0,57	0,51	0,46	0,40	-
	34	0,98	0,94	0,89	0,85	0,79	0,74	0,69	0,64	0,58	0,53	0,47	0,42
	35	1,06	1,02	0,97	0,93	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	0,61	0,55	0,50
	36	1,15	1,10	1,06	1,01	0,95	0,90	0,85	0,80	0,75	0,69	0,64	0,58
	37	1,23	1,18	1,14	1,09	1,04	0,98	0,94	0,89	0,83	0,78	0,72	0,67
	38	1,32	1,27	1,23	1,18	1,13	1,07	1,03	0,98	0,92	0,87	0,82	0,76
	39	1,41	1,36	1,32	1,27	1,22	1,16	1,12	1,07	1,02	0,96	0,91	0,85
	40	1,50	1,45	1,41	1,36	1,32	1,26	1,21	1,17	1,11	1,05	1,00	0,95
	41	1,60	1,55	1,51	1,46	1,41	1,36	1,31	1,26	1,21	1,15	1,10	1,05
	42	1,69	1,65	1,60	1,56	1,51	1,46	1,41	1,36	1,31	1,25	1,20	1,14
	43	1,78	1,75	1,70	1,65	1,61	1,56	1,51	1,46	1,41	1,35	1,30	1,25
	44	-	-	1,80	1,75	1,71	1,66	1,61	1,56	1,51	1,46	1,41	1,36
45	-	-	-	-	1,82	1,76	1,72	1,66	1,61	1,56	1,51	1,46	

T_c = Температура хладагента в коллекторе на входе в °C.

T_h = Температура по влажному термометру окружающей среды в °C.

Таблица 2. Поправочные коэффициенты для хладагента R404A, в зависимости от температуры конденсации и температуры воздуха по влажному термометру.

R404A	T _h °C												
	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	
T _c °C	30	0,63	0,58	0,55	0,50	0,46	0,42	0,37	-	-	-	-	-
	31	0,68	0,64	0,59	0,56	0,50	0,47	0,42	0,37	-	-	-	-
	32	0,73	0,70	0,65	0,61	0,57	0,52	0,48	0,44	0,38	-	-	-
	33	0,79	0,76	0,71	0,68	0,63	0,58	0,54	0,50	0,44	0,40	0,35	-
	34	0,85	0,82	0,77	0,74	0,69	0,64	0,60	0,56	0,50	0,46	0,41	0,37
	35	0,92	0,89	0,84	0,81	0,76	0,71	0,67	0,63	0,57	0,53	0,48	0,44
	36	1,00	0,96	0,92	0,88	0,83	0,78	0,74	0,70	0,65	0,60	0,56	0,50
	37	1,07	1,03	0,99	0,95	0,90	0,85	0,82	0,77	0,72	0,68	0,63	0,58
	38	1,15	1,10	1,07	1,03	0,98	0,93	0,90	0,85	0,80	0,76	0,71	0,66
	39	1,23	1,18	1,15	1,10	1,06	1,01	0,97	0,93	0,89	0,84	0,79	0,74
	40	1,31	1,26	1,23	1,18	1,15	1,10	1,05	1,02	0,97	0,91	0,87	0,83
	41	1,39	1,35	1,31	1,27	1,23	1,18	1,14	1,10	1,05	1,00	0,96	0,91
	42	1,47	1,44	1,39	1,36	1,31	1,27	1,23	1,18	1,14	1,09	1,04	0,99
	43	1,55	1,52	1,48	1,44	1,40	1,36	1,31	1,27	1,23	1,17	1,13	1,09
	44	-	-	1,57	1,52	1,49	1,44	1,40	1,36	1,31	1,27	1,23	1,18
	45	-	-	-	-	1,58	1,53	1,50	1,44	1,40	1,36	1,31	1,27

T_c = Температура хладагента в коллекторе на входе в °C.
T_h = Температура по влажному термометру окружающей среды в °C.

ПРИМЕР ПОДБОРА:

- Хладагент: **R717**
 - Требуемая мощность конденсатора: **900 kW**
 - Температура конденсации: **35°C**
 - Температура по влажному термометру: **26 °C**
- В Таблице 1 находим поправочный коэффициент: **0,66**.
Номинальную мощность получаем путем деления требуемой мощности на поправочный коэффициент:

$$Q \text{ номинальная} = 900 / 0,66 = 1363,63 \text{ кВт}$$

Рассчитанную номинальную мощность округляем в большую сторону и подбираем по таблице соответствующий конденсатор.

В данном примере выбираем конденсатор NEK-1400 с номинальной мощностью 1400 кВт.

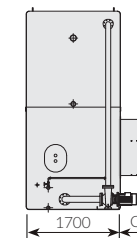
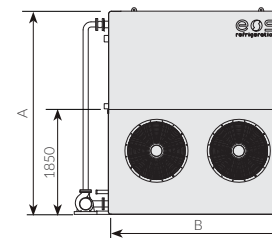
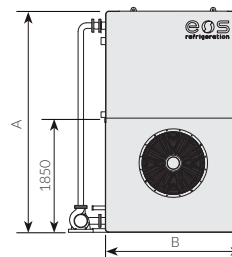


ХАРАКТЕРИСТИКИ

ТЕХНИЧЕСКАЯ ИНФОРМАЦИЯ И ГАБАРИТНЫЕ РАЗМЕРЫ

NEK: 350/400/450/550

NEK: 650/750/850/950



Модель NEK	350	400	450	550	650	750	850	950
Номинальная мощность • кВт ⁽¹⁾	350	400	450	550	650	750	850	950
Потребляемая мощность • кВт ⁽²⁾	5,1	6,2	7,9	7,9	8,7	8,7	11,0	14,3
Воздушный поток • м³/ч	25600	25900	25300	32900	47200	52600	53600	52800
Звуковое давление • дБ(А) ⁽³⁾	57	58	59	59	60	60	61	62
Рециркулируемая вода • м³/ч	29	27	26	35	45	53	51	51
Высота (А) • мм	3380	3580	3780	3580	3380	3380	3580	3780
Длина (В) • мм	1700	1700	1700	2200	3150	3150	3150	3150
Ширина вентилятора (С) • мм	560	580	600	600	560	560	580	600
Вентиляторы • п. ⁽⁴⁾	1	1	1	1	2	2	2	2
Мощность вентилятора • кВт/ед.	3	4	5,5	5,5	3	3	4	5,5
Мощность насоса • кВт	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1
Диаметр соединения на входе • "	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	3	3	3	3
Диаметр соединения на выходе • "	2	2	2	2	2 1/2	2 1/2	2 1/2	2 1/2
Внутренний объем • дм³ ⁽⁴⁾	220	270	330	370	370	450	560	670
Вес брутто • кг	1600	1600	1800	2000	2500	2800	3100	3500
Рабочий вес • кг ⁽⁵⁾	2900	2900	3100	3100	4900	5200	5500	6000

- (1) Для следующих условий: Хладагент R717 (NH₃). Температура конденсации 40°C. Температура по влажному термометру 28°C.
- (2) Суммарная мощность, потребляемая вентиляторами и насосом рециркуляции воды.
- (3) Уровень звукового давления на расстоянии 10 м в свободном поле в соответствии со стандартом EN13487.
- (4) Диаметр вентилятора 1000 мм. Моторы 230/400 В-3-50 Гц или 400/690 В-3-50 Гц, IP55, Класс F.
- (5) Приблизительный вес конденсатора в эксплуатации с хладагентом и заполнением водой.

SABROE SAB screw compressor units

Small single-stage compressors with swept volumes of 200–1000 m³/h

SABROE SAB screw compressors are designed and configured to tackle smaller-scale industrial refrigeration requirements where a combination of exceptional reliability, high performance and low operating costs is essential.

These small units can be used with all the most common refrigerants and process gases, and all the components are selected for good accessibility and ease of service, ensuring cost-effective maintenance.

Range

Eight different models are available to provide swept volumes of 204–1016 m³/h.



SAB 151 screw compressor unit with Unisab III systems controller

Advantages	Benefits
Variable-speed drive and stepless capacity control ensure that capacity is always adjusted to suit requirements	Maximum part-load efficiency and lowest possible operating costs
SAB screw compressor units are all equipped with a Unisab III systems controller	More efficient operating profile, less downtime and longer service life
Cold Start valve lubricates the compressor, with no oil pump needed	Lower operating costs and less maintenance
SuperFilter II oil filter captures 99% of all particles larger than 5 microns	Longer bearing life, providing maximum reliability and savings on both maintenance and replacement
Space-saving design with small footprint	Significant reductions in space requirements

Options

- Variable-speed drive
- Thermosyphon and water-cooled oil coolers, with 3-way oil temperature control valve
- Liquid injection oil cooling (EZ Cool)
- Dual SuperFilter II oil filters (on SAB 151 models only)
- Complete economiser systems
- Demand oil pump – controlled by Unisab III systems controller
- Sensors and transmitters for control by external PLC systems.

Model	Swept volume at 3000 rpm* m ³ /h	Swept volume at 3600 rpm* m ³ /h	Nominal capacities in kW at 3600 rpm			Unit dimensions in mm L x W x H	Weight excluding motor/oil kg	Sound pressure level at 3000 rpm dB(A)	Sound pressure level at 3600 rpm dB(A)
			R717		With economiser R717				
			High-stage -10/+35°C	Booster -40/-10°C					
SAB 120 S*	204	245	145	44	44	2200 x 1300 x 1500	1200	85	87
SAB 120 M	255	306	191	58	58	2200 x 1300 x 1500	1200	86	88
SAB 120 L	316	379	243	73	73	2200 x 1300 x 1500	1300	88	90
SAB 120 E	413	496	325	98	99	2200 x 1300 x 1500	1300	89	91
SAB 151 S	484	581	373	116	106	3000 x 1450 x 1800	2050	90	92
SAB 151 M	571	685	448	139	127	3000 x 1450 x 1800	2050	91	93
SAB 151 L	708	850	565	175	160	3000 x 1450 x 1800	2050	91	93
SAB 151 E	847	1016	680	211	193	3000 x 1450 x 1800	2050	92	94

2-pole motor:

3000 rpm at 50 Hz.
3600 rpm at 60 Hz or VSD.

* 4-pole motor (for SAB 120 S):

1500 rpm at 50 Hz.
1800 rpm at 60 Hz or VSD.

Sound pressure levels in free field, over reflecting plane and one metre distance from the unit.

For R717:
2 K liquid subcooling and 0.5 K non-usable suction superheat.

Min./max. speed	R717
SAB 120 S	1000-1800
SAB 120 M-L-E	1000-3600
SAB 151 S-M-L-E	1000-3600

SABROE SAB screw compressor units

Large single-stage compressors with swept volumes of 850–11000 m³/h

The bigger models of SABROE SAB screw compressors are specifically engineered to deal with larger-scale industrial refrigeration installations in which requirements prioritise exceptional reliability, high performance and low operating costs. All the components are designed and configured to ensure low maintenance costs as a result of good accessibility and ease of service.

Like their smaller counterparts, these large-capacity compressor units can be used with all common refrigerants and process gases.

Range

Thirteen different models are available to provide swept volumes of 848–11016 m³/h.



SAB 233 screw compressor unit with Unisab III systems controller

Advantages

Benefits

Variable-speed drive and stepless capacity control ensures that capacity is always adjusted to suit requirements

Maximum part-load efficiency and lowest possible operating costs

SAB screw compressor units are all equipped with a Unisab III systems controller

More efficient operating profile, less downtime and longer service life

Cold Start valve lubricates the compressor, with no oil pump needed

Lower operating costs and less maintenance

SuperFilter II oil filter captures 99% of all particles larger than 5 microns

Longer bearing life, providing maximum reliability and savings on both maintenance and replacement

Space-saving design with small footprint

Significant reductions in space requirements

Compact oil separator

Highly efficient oil carry-over as a result of two-stage separation

Options

- Variable-speed drive
- Thermosyphon and water-cooled oil coolers, with 3-way oil temperature control valve
- Liquid injection oil cooling (EZ Cool)
- Dual external oil filters (SuperFilter II type)
- Complete economiser systems
- Demand oil pump – controlled by Unisab III systems controller
- Sensors and transmitters for control by external PLC systems.

Model	Swept volume at 3000 rpm m ³ /h	Swept volume at 3600 rpm m ³ /h	Nominal capacities in kW at 3600 rpm			Unit dimensions in mm L x W x H	Weight excluding motor/oil kg	Sound pressure level at 3000 rpm dB(A)	Sound pressure level at 3600 rpm dB(A)
			R717		With economiser R717 -40/+35°C				
			High stage -10/+35°C	Booster -40/-10°C					
SAB 193 S	848	1018	653	194	193	3150 x 1500 x 1800	2700	84	86
SAB 193 L	1131	1358	872	260	258	3250 x 1500 x 1900	2800	84	86
SAB 233 S	1494	1792	1172	344	334	3700 x 1700 x 2100	4600	86	88
SAB 233 L	1880	2257	1477	484	421	3700 x 1800 x 2200	4750	86	88
SAB 233 E	2323	2788	1826	537	520	3700 x 1800 x 2200	4800	86	88
SAB 283 S	2676	3211	2096	616	597	3700 x 1800 x 2250	5500	88	90
SAB 283 L	3370	4044	2638	776	752	4150 x 1900 x 2650	5850	88	90
SAB 283 E	4055	4865	3159	929	901	4450 x 2100 x 2850	7650	88	90
SAB 355 S	4192	5031	3236	963	917	4550 x 2350 x 3500	10000	89	91
SAB 283 X	4580	5496	3592	1056	1025	4600 x 2100 x 2850	8950	88	90
SAB 355 L	5716	6860	4369	1299	1240	4700 x 2350 x 3500	10000	89	91
SAB 355 E	7275	8730	5550	1630	1576	4850 x 2350 x 3500	10200	89	91
SAB 355 X	9180	11016	NA	2053	1966	5000 x 2350 x 3500	10400	89	91

2-pole motor:

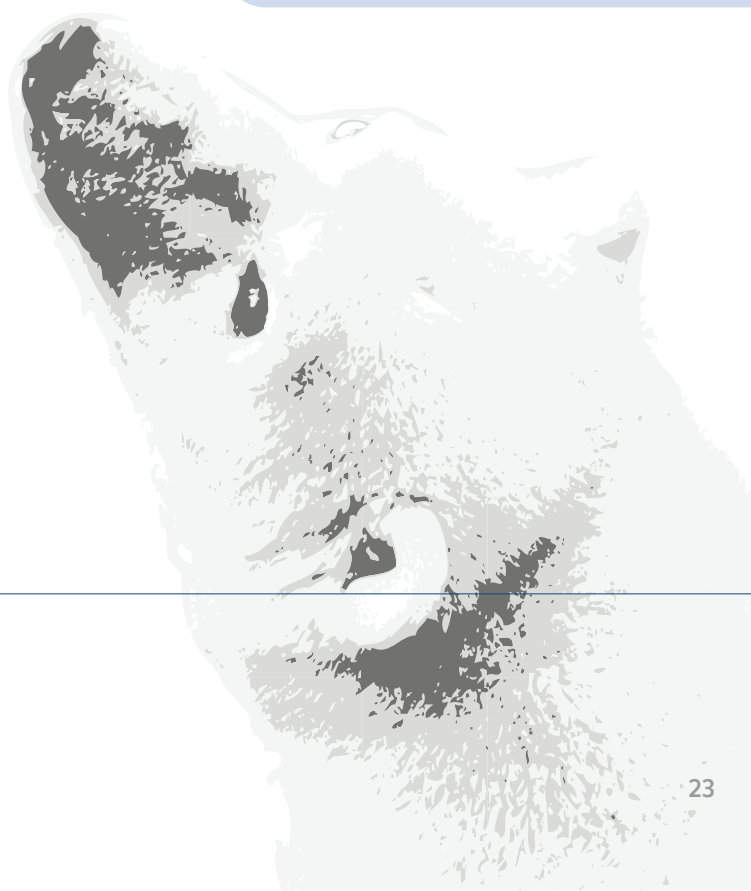
3000 rpm at 50 Hz.
3600 rpm at 60 Hz or VSD.
4200 rpm at 70 Hz or VSD.

Sound pressure levels in free field, over reflecting plane and one metre distance from the unit.

For R717:
2 K liquid subcooling and 0.5 K non-usable suction superheat.

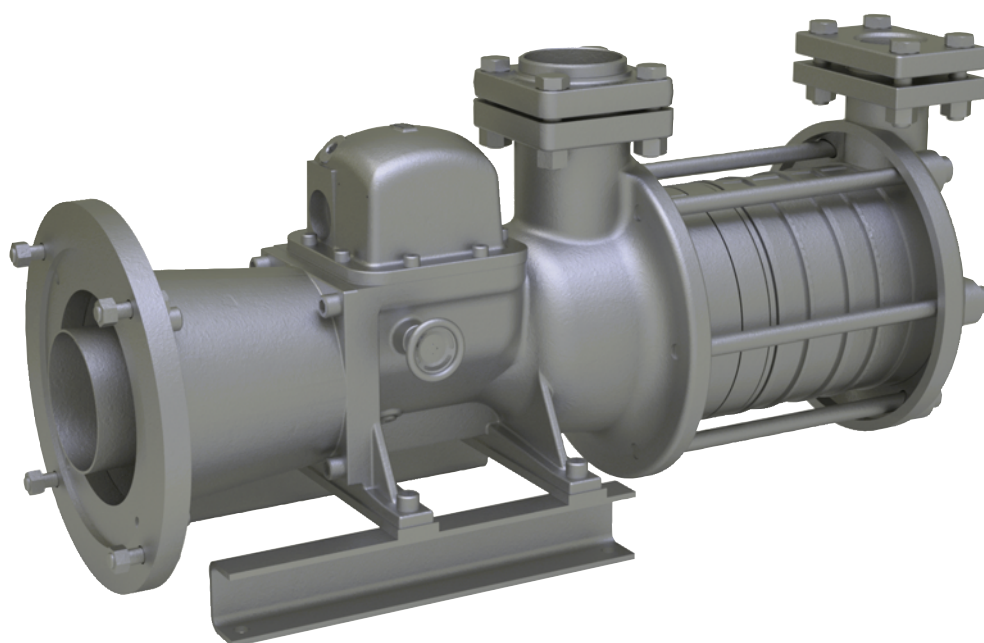
Min./max. speed	R717
SAB 193	1000-4200
SAB 233	1000-3800
SAB 283	1000-3600
SAB 355	1000-3600

All information is subject to change without notice.



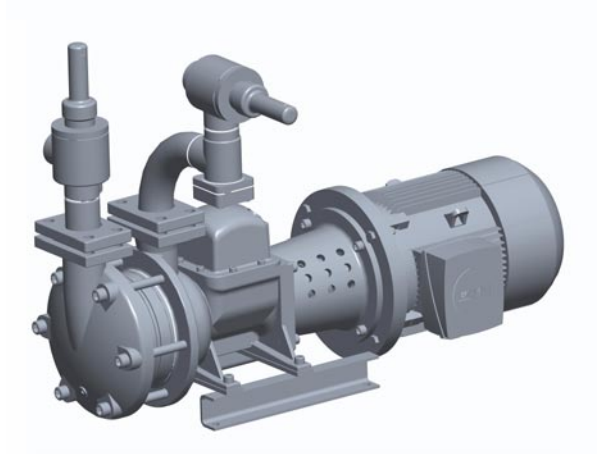
GP

Open type refrigerant pump with flanged motor



GP

Open type refrigerant pump with flanged motor



Advantage

Technically mature

GP refrigerant pump with flanged motor has a proven track record of reliability and robustness earned over decades.

Economical

The standard coupling of GP pumps enable the use of locally available standard motors. When used properly the double shaft seal will provide a long service life and it is easy changed should the need arise. All parts are easily accessible and a refurbishment on site can be accomplished in a short time. The ease of maintenance is appreciated by customers around the world. When it comes to longevity GP pumps are unrivalled.

Reliability

The robust design ensures highest operational reliability even during short periods of gas intake into the refrigerant. The double shaft seal with large barrier oil reservoir and sight glass make it easy to check the oil level; in addition our GP pump complies with highest safety standards, including EN378.

Easy handling

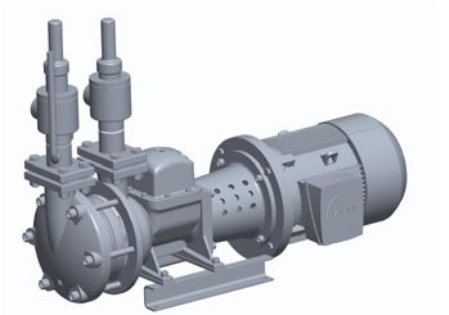
Ease of maintenance, design and fast delivery of spare parts make sure our customers are satisfied the world over.

Availability

GP pumps are available from stock for numerous refrigerants.

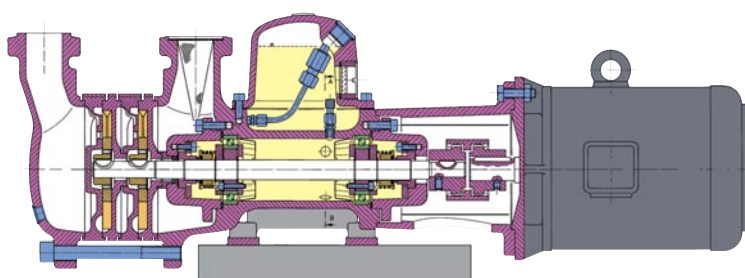
Selection to your needs

WITT GP pumps cover a wide range of operating conditions and are easy to select with either WITT's selection program **WITT select** or at a glance with our diagrams.



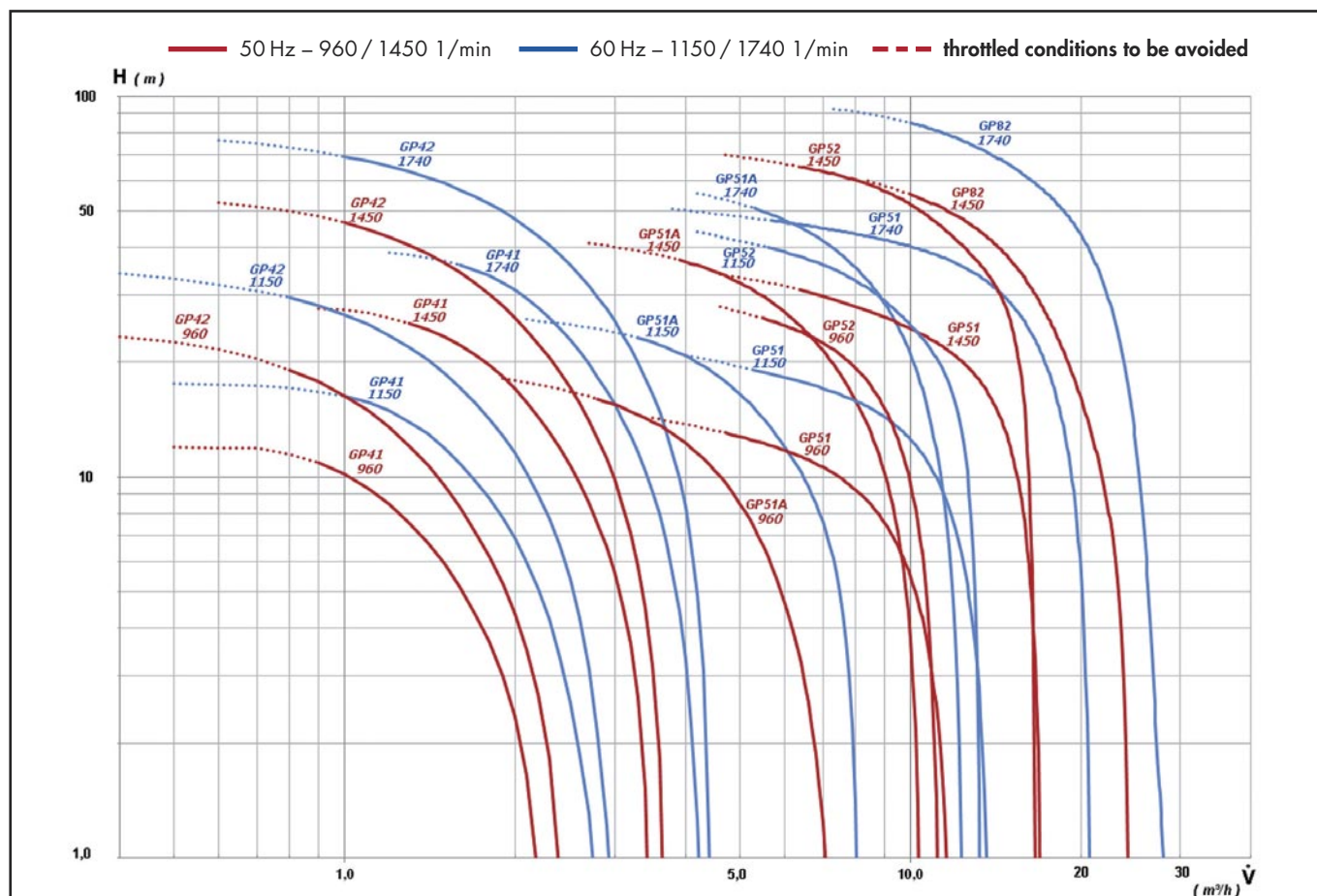
	max. delivery height*	max. capacity*	suction-/delivery connection	PN _{max}	material	weight**
	(m)	(m ³ /h)	(DN)	(bar)		
GP41	25/36	3,4/4,3	40/40	16	GGG	76
GP42	48/70	3,6/4,4	40/40	16	GGG	81
GP51A	37/50	10,2/12,5	50/50	16	GGG	130
GP51	31/47	16,8/20	50/50	16	GGG	130
GP52	65/-	16,8/-	50/50	16	GGG	165
GP82	56/85	24/28	80/50	16	GGG	196

* 50 Hz/60 Hz at 1450/1740 1/min ** with motor KS + ERA



Optional scope of supply

- **GF** counter flanges
- **EA** stop valves suction and delivery side
- **ERA** stop/non-return valve on the delivery side
- **KS** suction filter





TH. WITT Kältemaschinenfabrik GmbH

Lukasstraße 32

52070 Aachen, Germany

+49 241 18208-0 | sales@th-witt.com