

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)

« ___ » _____ 2024р.

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

« ___ » _____ 2024р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА

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

на тему _____ Проект логістичного складу для зберігання морожених продуктів, місткістю 6500 тон у м. Київ _____

Виконав: здобувач 4 курсу, групи _____ ХМ-4-8ск

_____ Свідрик Дмитро Вячеславович _____
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник _____ Грищенко Роман Володимирович _____
(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 - 2024р.

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
“05” квітня 2024 року

ЗАВДАННЯ

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Свідрика Дмитра Вячеславовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект логістичного складу для зберігання морожених продуктів, місткістю 6500 тон у м. Київ

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від “05” квітня 2024 року №256-к

2. Строк подання здобувачем роботи 07 червня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи Ти продукції що зберігається: універсальні камери для замороженої та охолод. продукції. Тип холодоагенту R717. безпосереднє охолодження.

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Вступ, Розділ 1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції, Розділ 2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника, Розділ 3. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника, Розділ 4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень, Розділ 5. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори, Розділ 6. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки, Розділ 7. Підбір компресорів, Розділ 8. Вибір теплообмінних апаратів (конденсатор), Розділ 9. Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання холодильних камер, Розділ 10. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної установки, Розділ 11. Визначення діаметрів трубопроводів, гідравлічних втрат у мережах, Розділ 12. Вибір насосів та вентиляторів, Розділ 13. Охорона праці, Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу

1). План та розріз холодильника.

2). Схема холодильної установки.

4). План та розріз компресорної.

АНОТАЦІЯ

У проєкті здійснено підбір необхідного холодильного обладнання для досягнення максимальної енергоефективності при роботі холодильної установки та забезпечення необхідного рівня охолодження за мінімальних капітальних і експлуатаційних витрат. Особлива увага приділена забезпеченню безперервності холодового ланцюга, що є критично важливим для збереження якості та безпеки продуктів.

Виконано розрахунки будівельно-ізоляційних конструкцій, площ камер холодильника, а також основного та допоміжного обладнання холодильної установки. У дипломному проєкті розглянуті розділи: «Розрахунок холодильника», «Цивільний захист», «Охорона праці» та «Розрахунок економічної ефективності».

Проєкт враховує новітні досягнення у сфері об'ємно-планувальних і конструктивних рішень холодильників, а також систем і схем охолодження холодильних камер та технологічних процесів. Окремо висвітлено важливість збереження холодового ланцюга на всіх етапах роботи системи.

Проєкт розроблено для логістичного складу місткістю 6500 тонн у м. Київ, призначеного для зберігання морожених продуктів. Особливу увагу приділено оптимізації логістичних процесів для забезпечення ефективного управління запасами та мінімізації витрат на енергоносії.

Дипломний проєкт виконано з використанням сучасних програмних засобів: CoolPack, Microsoft Excel, Microsoft Word, а креслення та схеми створені за допомогою AutoCad 2020.

Ключові слова: *Холодильне обладнання, Енергоефективність, Холодовий ланцюг, Логістичний склад, Морожені продукти, Оптимізація логістики, Мінімізація витрат.*

					00.KP.142.008.010.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Проєкт логістичного складу для зберігання морожених продуктів, місткістю 6500 тон у м. Київ	Літ.	Арк.	Аркушів
Розроб.		Свідрик Д.В.					4	
Перевір.		Грищенко Р.В.						
Реценз.								
Н. Контр.								
Затверд.		Петренко В.П.				НУХТ, ННІТІ, ТЕХТ		

ANNOTATION

The project involves the selection of necessary refrigeration equipment to achieve maximum energy efficiency in the operation of the refrigeration unit and to ensure the required level of cooling at minimal capital and operational costs. Special attention is paid to ensuring the continuity of the cold chain, which is critically important for preserving the quality and safety of products.

Calculations have been made for building insulation structures, the area of refrigeration chambers, as well as the main and auxiliary equipment of the refrigeration unit. The diploma project covers sections such as "Refrigerator Calculation", "Civil Defense", "Occupational Safety", and "Calculation of Economic Efficiency".

The project takes into account the latest achievements in the field of volumetric and layout solutions for refrigerators, as well as systems and schemes for cooling refrigeration chambers and technological processes. The importance of preserving the cold chain at all stages of system operation is highlighted.

The project is developed for a logistics warehouse with a capacity of 6500 tons in Kyiv, intended for storing frozen products. Special attention is paid to optimizing logistics processes to ensure efficient inventory management and minimize energy consumption.

The diploma project is implemented using modern software tools: CoolPack, Microsoft Excel, Microsoft Word, with drawings and diagrams created using AutoCad 2020.

Key words: Refrigeration equipment, Energy efficiency, Cold chain, Logistics warehouse, Frozen products, Logistics optimization, Cost minimization.

					00.KP.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		5

Зміст

Вступ.....	7
Розділ 1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції.....	8
Розділ 2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника.....	13
Розділ 3. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника.....	15
Розділ 4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних приміщень.....	25
Розділ 5. Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори.....	33
Розділ 6. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки.....	35
Розділ 7. Підбір компресорів.....	43
Розділ 8. Вибір теплообмінних апаратів (конденсатор).....	47
Розділ 9. Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання холодильних камер.....	49
Розділ 10. Розрахунок та вибір допоміжного обладнання холодильної установки.....	53
Розділ 11. Визначення діаметрів трубопроводів, гідравлічних втрат у мережах.....	56
Розділ 12. Вибір насосів та вентиляторів.....	64
Розділ 13. Техніко-економічний розрахунок.....	65
Розділ 14. Охорона праці.....	71
Список використаної літератури.....	87

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		6

Вступ

У сучасному світі транспортні компанії знаходяться під зростаючим тиском економічної конкуренції та постійних змін у вимогах споживачів. Загальний оборот європейського ринку логістичних послуг зараз перевищує 600 мільярдів євро. Більшість логістичних функцій у різних галузях економіки децентралізовані та передаються на логістичні склади. Попит на послуги цих складів формують великі промислові підприємства та торгові мережі, які вкладають у логістику в Європі щорічно від 120 до 140 мільярдів євро.

Стрімкий розвиток промисловості вимагає постійного вдосконалення та модернізації холодильної техніки, оскільки наявні системи часто виявляються неефективними. Наприклад, значні втрати електроенергії під час виробництва та використання штучного холоду в холодильних приміщеннях значно підвищують собівартість продукції. Це створює потребу у новій холодильній техніці, яка базується на сучасних технологіях та підходах.

Основні завдання при проектуванні холодильних систем включають вибір оптимальних технологічних процесів, визначення температурних режимів для зберігання продуктів, розробку планування приміщень, вибір будівельних та ізоляційних матеріалів, а також використання ефективних систем охолодження та відведення тепла конденсації. У цих процесах ключову роль відіграють наукові дослідження, спрямовані на зменшення витрат електроенергії під час виробництва штучного холоду

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 1. Технологічна схема холодильного оброблення продукції

Заморожування м'яса та м'ясних продуктів.

М'ясо великої рогатої худоби і свиней заморожують, як правило, в напівтушах і четвертинах, баранину — в тушах. Крім того, м'ясо заморожують у блоках, сортових відрубках і дрібній розфасовці. Отримання високоякісних заморожених продуктів можливе лише за високої якості сировини. Якість м'ясної сировини визначається багатьма факторами: умовами вирощування, годівлі, вгодованістю, фізіологічним станом худоби перед забиванням, методами забивання та розбирання туш, мірою розвитку після забійних процесів .

Для заморожування м'ясо в тушах і напівтушах подається до морозильних камер. Камери однофазного заморожування призначені для заморожування м'яса у вигляді туш, напівтуш у парному стані з температурою в товщі м'язів стегна не нижче 35 °С. За відсутності таких камер м'ясо заморожують двофазним способом, попередньо охолодивши його до температури 0...-4 °С в товщі м'язів стегна.

За однофазного заморожування зменшуються втрати маси, скорочуються затрати праці на транспортування, раціональніше використовуються холодильні камери, не погіршується якість м'яса. Яловичі напівтуші заморожують за таких параметрів: температура -30...-40 °С, швидкість руху повітря 2—5 м/с, відносна вологість повітря 95—100 %; тривалість процесу — в межах 24 год. Тривалість заморожування свинячих напівтуш і баранячих туш становить відповідно 18—20 і 14—16 годин.

За зниження температури охолодного середовища до -40 °С і нижче і підвищення швидкості руху повітря до 5 м/с можна заморозити парні напівтуші до посмертного задубіння (за 18 год), з яким пов'язане холодове скорочення, і за органолептичними властивостями таке м'ясо не буде

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відрізнятися від м'яса, замороженого двофазним способом з попереднім визріванням.

Зберігання м'яса та м'ясних продуктів

Морожене м'ясо розміщують на зберігання у металевих стійкових піддонах, яке підвішується на крючках верхньої рами, розміри піддона 1200x800x1400мм [2].

Морожене м'ясо зберігають, як правило, при температурі не вище як -18 °С за відносної вологості повітря 95—100 % та його природної циркуляції (0,1 м/с). Терміни зберігання яловичини в напівтушах і чвертинах — 12, свинини — 6 місяців . Зниження температури зберігання до -30 °С і нижче дає змогу не лише збільшити терміни зберігання, а й значно зменшити усихання. Так, усушка мороженого м'яса (неупакованих чвертин), що зберігалася при температурі -30 °С, зменшилася в 2,6 разу порівняно з усушкою при -20 °С. На деяких холодильниках (Японія, США) застосовують температуру зберігання -50 °С. Зниження температури зберігання особливо важливе у разі застосування повітряної системи охолодження, що спричинює значні втрати маси у камерах з великим вантажним об'ємом.

Для підтримання високої відносної вологості повітря і скорочення втрат маси штабелі вкривають брезентом, тканиною з нанесеним шаром льодяної глазури, екранують пристінні батареї, застосовують систему повітряного охолодження з активним зволоженням повітря в камері зберігання тощо.

Підморожене м'ясо перевозять в авторефрижераторах і поїздах з машинним охолодженням при температурі близько -2 °С до 7—9 діб, зберігають на розподільних холодильниках до 7 діб при температурі -2 °С і за відносної вологості повітря 92—95 % . Для збільшення термінів зберігання, збереження якості і зниження усихання доцільно упаковувати м'ясо у відрубках в термоусадні плівки з вакуумуванням. Це сповільнює окиснювальні процеси в м'ясопродуктах, запобігає розвитку мікроорганізмів, добре зберігає природний колір і в цілому збільшує терміни зберігання м'яса вдвічі.

					00.КР.14.2.008.010.ПЗ	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зберігання сирів

Молоко та молочні продукти зберігають при температурі близько 0 °С за відносної вологості повітря 80—90 % . Термін зберігання молочних продуктів залежності від їх технологічної обробки.

Зберігання сирів. Сичужні сири зберігаються в пластмасових ящиках декількома ярусами на стелажах.. Сири, за винятком розсільних, зберігають при температурі -4...0 °С і за відносної вологості повітря 85—90 % до 12 місяців.

Міжнародний інститут холоду рекомендує для зберігання твердих сичужних сирів температуру 2 °С, сирів типу голландського — 0—5 °С за відносної вологості повітря 90 %. За рекомендаціями Руцького А.В. кращою є температура зберігання, близька до кріоскопічної (-3 °С), при якій сповільнюються мікробіологічні та біохімічні процеси, а структура сиру добре зберігається. При цьому втрати маси знижуються в 2—3 рази, а термін зберігання зростає до 5—6 місяців. Сири у тарі (ящиках, барабанах) складають партіями у штабелі, між рядами прокладають рейки або складають у пакети на піддонах. Між штабелями ящиків чи барабанів залишають прохід завширшки 0,5 м.

У процесі зберігання товарознавці (технологи) холодильника постійно контролюють температурно-вологісний режим: температуру повітря в камері перевіряють не менше як двічі на добу, а відносну вологість — один раз на добу. Для контролю температури, відносної вологості і швидкості руху повітря в камерах зберігання сирів застосовують дистанційні автоматичні прилади. Коливання температури допускається лише під час завантаження і вивантаження сирів: за завантаженості камери від 20 до 50 % включно — на 1 °С, понад 50 % — на 2 °С.

Також ретельно контролюють якість сирів (смак, запах, консистенцію, стан поверхні) з такою періодичністю: при температурі 0—4 °С — через кожні 7 діб,

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при температурі $-4...0\text{ }^{\circ}\text{C}$ — через кожні 10 діб, розсільних сирів — щомісяця. У діжках перевіряють наявність розсолу, за потреби його доливають чи повністю замінюють. Під час зберігання швейцарського сиру в стопах головки перевертають при температурі $0—4\text{ }^{\circ}\text{C}$ через 8—10 діб, а при $-4... 0\text{ }^{\circ}\text{C}$ — один раз на місяць.

Сири, на яких під час періодичного огляду були помічені поверхнева пліснява, пліснява під парафіновим покриттям, порушення покриття тощо, піддають, товарному обробленню (протирання, зачищення, парафінування), а за потреби — миють і висушують.

Вершкове масло

Зберігають в залежності від його виду, способу вироблення, упаковки, умов зберігання. Даний продукт зберігають складськими партіями (марками). Кожну партію складають у окремий штабель за видами і сортами.

Масло вершкове, розфасоване у вигляді брусків, перед закладанням на зберігання заморожують при температурі $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ упродовж 2 діб. Терміни зберігання такого масла при температурі $-12\text{ }^{\circ}\text{C}$ не повинні перевищувати 5 діб (упакованого в пергамент) чи 15 діб (упакованого в кашировану фольгу).

Відносну вологість повітря в камері зберігання масла на холодильнику підтримують у межах 85–90 % і контролюють один раз на декаду, а температуру повітря в камері вимірюють два рази на добу.

До холодильника консерви транспортуються автомобільним транспортом. Продукція спочатку надходить до експедиції та вагової. Параметри повітря в експедиції: $t=0^{\circ}\text{C}$, $\varphi=85...90\%$, циркуляція забезпечується повітроохолодниками. Після експедиції штабелери доставляють консерви до камери. Продукція зберігається на стелажах.

Розрахунок вантажної висоти камер зберігання:

На євро піддон ($1200\times 800\times 145$) в один ряд стають 8 ящиків по 5 рядів і розміщуються на стелажах в 5-ть ярусів (рис. 1.2).

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

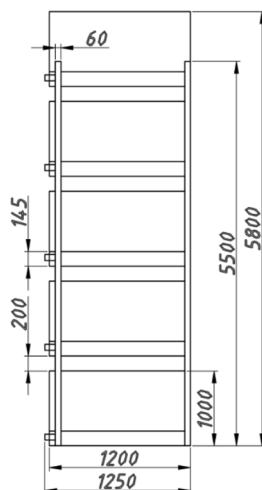


Рис. 1. Розміщення піддонів на стелажах

Висота піддона з продукцією – $h_{\text{п}} = 145 + 5 * 171 = 1000$ мм.

Вантажна висота камер зберігання – $h_{\text{в}} = (1000 + 200) * 4 + 1000 = 5800$ мм.

Висота камери зберігання приймаємо:

$$h = h_{\text{в}} + 1000 \dots 1500 = 5800 + 1400 = 7200 \text{ мм.}$$

Заморожене куряче філе зберігається в морозильних камерах при температурі повітря не вище - 18 °С і відносній вологості не менше 90% [11]. Термін придатності складає не більше 12 місяців [11]. Під час завантаження і вивантаження птиці допускається підвищення температури повітря в камерах схову, в межах 3-4 °С.

До холодильника заморожене куряче філе транспортуються автомобільним транспортом – авторефрижераторами. Продукція спочатку надходить до експедиції та вагової. Параметри повітря в експедиції: $t = -20^{\circ}\text{C}$, $\phi = 85 \dots 90\%$, циркуляція забезпечується повітроохолодниками. Після експедиції штабелери доставляють продукт до камери зберігання. Напівфабрикати зберігаються в ящиках із гофрованого картону за ГОСТ 13513-86. Основні параметри і розміри ящиків занесені до табл.1. 4.

									Арк.
									12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ				

Розділ 2. Визначення основних розмірів та планування приміщень холодильника

1. Вибираємо склад холодильника. Він повинен включати: 6 – 8 камер зберігання морожених продуктів (75%), 4–6 універсальних камер (25%).

2. Приймаємо розмір сітки колон: 6х18 м.

3. Визначаємо потрібну площу основних камер:

а) камери зберігання морожених продуктів по формулі (7.2[1]):

$$F_{\text{о.пр.}} = \frac{B_{\text{к}}}{q_{\text{в}} * h_{\text{гр}} * \beta};$$

де $B_{\text{к}}$ – місткість камери зберігання, т;

$q_{\text{в}}$ – норма навантаження на 1 м³ вантажного об'єму камери, т/м³;

$h_{\text{гр}}$ – вантажна висота штабеля, м;

β – коефіцієнт використання будівельної площі камер;

$$F_{\text{м.пр.}} = \frac{B_{\text{к}}}{q_{\text{в}} * h_{\text{гр}} * \beta} = \frac{0.75 * 6500}{0.35 * 6.5 * 0.8} = 2678 \text{ м}^2;$$

При цьому кількість будівельних прямокутників знаходиться за формулою (7.6[1]):

$$n = \frac{F_{\text{м.пр.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{2678}{108} = 24.8 \text{ (приймаємо 25 – прямокутників);}$$

де $f_{\text{стр.}} = 6 * 18 = 108 \text{ м}^2$ – будівельна площа одного прямокутника.

Дійсна площа камери зберігання морожених продуктів:

$$F_{\text{стр.}} = n * f_{\text{стр.}} = 25 * 108 = 2700 \text{ м}^2.$$

Розраховуємо реальну місткість камери для заморожених напівфабрикатів, при $q_{\text{в}} = 0.36 \text{ т/м}^3$:

$$B_{\text{к}} = F_{\text{стр.}} * q_{\text{в}} * h_{\text{гр}} * \beta = 2700 * 0.36 * 6 * 0.8 = 4665.6 \text{ т.}$$

б) універсальних камер за формулою (7.2[1]):

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
						13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{ун.}} = \frac{B_{\text{к}}}{q_v * h_{\text{гр}} * \beta} = \frac{0.25 * 6500}{0.35 * 6.5 * 0.8} = 893 \text{ м}^2;$$

При цьому кількість будівельних прямокутників знаходиться за формулою (7.6[1]):

$$n = \frac{F_{\text{ун.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{893}{108} = 8.3 \text{ (приймаємо 9 – прямокутників)};$$

Дійсна площа універсальних камер:

$$F_{\text{стр.}} = n * f_{\text{стр.}} = 9 * 108 = 972 \text{ м}^2.$$

Розраховуємо реальну місткість універсальних камер:

$$B_{\text{к}} = F_{\text{стр.}} * q_v * h_{\text{гр}} * \beta = 972 * 0.35 * 6 * 0.8 = 1632 \text{ т.}$$

4. Розраховуємо загальну площу основних камер зберігання:

$$F_{\text{к.зб}} = F_{\text{м.пр.}} + F_{\text{ун.}} = 2678 + 893 = 3571 \text{ м}^2.$$

5. Площа допоміжних приміщень приймають рівною значення 25-40% будівельних площ камер:

$$F_{\text{доп.}} = 0.25 * F_{\text{к.зб}} = 0.25 * 3571 = 892 \text{ м}^2.$$

6. Необхідна площа охолоджуваного складу:

$$F_{\text{охл.}} = F_{\text{к.зб.}} + F_{\text{доп.}} = 3571 + 892 = 4463 \text{ м}^2 ;$$

Кількість будівельних прямокутників :

$$n = \frac{F_{\text{охл.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{4463}{108} = 41.3 \text{ (приймаємо 42 – прямокутників)}.$$

7. Площа службових приміщень приймається (0.2÷0.4) $F_{\text{охл.}}$:

$$F_{\text{сл.}} = (0.2 \div 0.4) * F_{\text{охл.}} = 0.4 * 4463 = 1785 \text{ м}^2;$$

Кількість будівельних прямокутників :

$$n = \frac{F_{\text{сл.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{1785}{108} = 16.5 \text{ (приймаємо 17 – прямокутників)}.$$

8. Площа машинного відділення приймається (0.05÷0.35) $F_{\text{охл.}}$:

$$F_{\text{м.в.}} = (0.05 \div 0.35) * F_{\text{охл.}} = 0.05 * 4463 = 223 \text{ м}^2;$$

Кількість будівельних прямокутників :

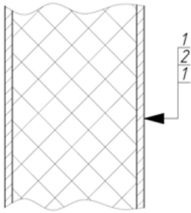
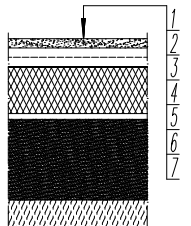
$$n = \frac{F_{\text{м.в.}}}{f_{\text{стр.}}} = \frac{223}{108} = 2.1 \text{ (приймаємо 3 – прямокутників)}.$$

						Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ	

3. Розрахунок ізоляційних конструкцій холодильника

Приймаємо, що всі зовнішні стіни будівлі та покриття виконані з сандвіч панелей із пінополіуретану (ППУ) які в свою чергу являються як і теплоізоляцією так і гідроізоляцією. Стіни машинного відділення і службових приміщень виконані із цегли, товщиною 380 мм. Розрахункова температура повітря в камерах наведена в першому розділі. Середньорічну температуру зовнішнього повітря для м. Київ приймаємо за додатком 1[1].

Склад стін, покриття і підлоги наведені в табл. 3.1.

Назва і конструкція огороження	№ шару	Матеріал шару	Товщина δ , м	Коефіцієнт теплопровідності λ , Вт/(м*К)	Термічний опір $R = \frac{\delta}{\lambda}$ $\text{м}^2 * \text{K}/\text{Вт}$	$\sum \frac{\delta}{\lambda}$ $\text{м}^2 * \text{K}/\text{Вт}$
1.Зовнішня стіна холодильника 2.Внутрішня стіна камер зберігання 3.Внутрішні перегородки 4.Покриття 	1	Стальний оцинкований лист	0.001	55.000	18.18	36.36
	2	Теплоізоляція з пінополіуретана	Потрібно знайти	0.025	Потрібно знайти	
	1	Стальний оцинкований лист	0.001	55.000	18.18	
	1	Монолітне бетонне перекрыття із важкого бетону	0.040	1.86	0.022	
Підлога охолоджуваних приміщень 	2	Армована бетонна стяжка	0.080	1.86	0.043	
	3	Пароізоляція - 1 шар пергаміна	0.001	0.15	не враховується	
	4	Плиткова теплоізоляція (пінопласт полістирольний ПСБ-С)	Потрібно знайти	0.05	Потрібно знайти	
	5	Цементно-пісковий розчин	0.025	0.98	0.026	
	6	Ущільнений пісок	1.35	0.58	2.338	
	7	Бетонна підготовка з електронагрівачами	-	-	-	-

Зовнішня стіна камер зберігання морожених напівфабрикатів при $t_e = -20^\circ\text{C}$.

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Значення коефіцієнта теплопередачі для зовнішньої огорожі ізоляції камери з $t_e = -20^\circ\text{C}$ холодильника $k_0^{mp} = 0.23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ відповідно табл. 8.2[1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_3 = 23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \quad \alpha_6 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Визначаємо термічний опір окремих шарів будівельної конструкції $R_i = \frac{\delta_i}{\lambda_i}$. Коефіцієнти теплопровідності матеріалів цих шарів приймаємо за

додатком 3[1]. Результати розрахунків заносимо у табл. 4.2. Підраховуємо сумарний термічний опір усіх прошарків, крім теплоізоляції:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = \frac{0.001}{55} + \frac{0.001}{55} = 0.00003636 = 36.36 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left(\frac{1}{0.23} - \left(\frac{1}{23} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.105 \text{ м}.$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 120 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.12}{0.025}} = 0.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

										Арк.
										16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.010.ПЗ					

Всі зовнішні стіни які контактують з навколишнім середовищем приймемо рівними для більш естетичного вигляду холодильника та полегшення з'єднання панелей між собою.

Зовнішня стіна камер зберігання мrożених напівфабрикатів $t_g = -20^\circ\text{C}$ зі сторони службових приміщень.

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Значення коефіцієнта теплопередачі для внутрішньої огорожі ізоляції камери з $t_g = -20^\circ\text{C}$ холодильника $k_0^{mp} = 0.28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$ відповідно табл. 8.3[1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_3 = 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}; \quad \alpha_6 = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left(\frac{1}{0.28} - \left(\frac{1}{7} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.82 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 100 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^d = \frac{1}{\left(\frac{1}{7} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.10}{0.025}} = 0.24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Стіна між камерою зберігання мrożених напівфабрикатів $t = -20^\circ\text{C}$ і коридором.

									Арк.
									17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.010.ПЗ				

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left(\frac{1}{0.465} - \left(\frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{8} \right) \right) = 0.048 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 60 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{8} \right) + \frac{0.06}{0.025}} = 0.38 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Така сама товщина ізоляції між камерою дефектних вантажів $t = 0^{\circ}C$ і коридором.

Внутрішні перегородки між камерами.

Перегородка між камерами зберігання морозених напівфабрикатів $t = -20^{\circ}C$.

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Необхідний коефіцієнт теплопередачі $k_0^{mp} = 0.58 \frac{Вт}{м^2 * К}$ - (табл. 8.4[1]); Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_1 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}; \quad \alpha_2 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left(\frac{1}{0.58} - \left(\frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.037 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 60 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

										Арк.
										19
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ					

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6}\right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9}\right) + \frac{0.06}{0.025}} = 0.38 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Така сама товщина ізоляції: між універсальними камери $t = -20/0^{\circ}C$, між камерою дефектних вантажів $t = -20^{\circ}C$ і експедицією $t = -20^{\circ}C$, між камерою дефектних вантажів $t = 0^{\circ}C$ і експедицією $t = 0^{\circ}C$.

Перегородка між камерою експедиції $t = -20^{\circ}C$ і камерою дефектних вантажів $t = 0^{\circ}C$.

Склад стіни зображено в табл. 4.1. Необхідний коефіцієнт теплопередачі $k_0^{mp} = 0.295 \frac{Вт}{м^2 * К}$ - (табл. 8.4[1]); коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

$$\alpha_1 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}; \quad \alpha_2 = 9 \frac{Вт}{м^2 * К}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left(\frac{1}{0.295} - \left(\frac{1}{9} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.079 м.$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 80 мм.

Так як прийнята товщина теплоізоляції не відрізняється від розрахункової більше ніж на 10%, то значення коефіцієнта теплопередачі не перераховуємо.

Підлога охолоджувальних приміщень.

Теплоізоляцію підлоги приймаємо однаковою для всіх охолоджуваних приміщень. В якості розрахункової конструкції приймаємо конструкцію підлоги в камерах зберігання морозених вантажів (табл. 4.1). В розрахунку враховуємо тільки шари, що лежать вище бетонної підготовки з нагрівальними пристроями.

										Арк.
										20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ					

Необхідний коефіцієнт теплопередачі підлоги для камер зберігання морожених вантажів ($t_g = -30$ до -20°C) згідно (табл. 8.3[1]) $k_0^{mp} = 0.21 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Коефіцієнт тепловіддачі поверхні підлоги приймаємо $\alpha_n = 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Термічний опір шарів конструкції (крім теплоізоляції) згідно табл. 4.1:

$$\sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} = 2.43 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{iz} = \lambda_{iz} * \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) \right);$$

$$\delta_{iz} = 0.05 * \left(\frac{1}{0.21} - \left(\frac{1}{9} + 2.43 \right) \right) = 0.109 \text{ м}.$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару 150 мм (один шар товщиною 100мм і один шар 50мм).

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_n} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} \right) + \frac{\delta_{iz}}{\lambda_{iz}}};$$

$$k_0^{\delta} = \frac{1}{\left(\frac{1}{9} + 2.43 \right) + \frac{0.15}{0.05}} = 0.18 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Покриття охолоджуваних камер.

Теплоізоляцію покриття приймаємо однакову для всіх камер. В якості розрахункової конструкції приймаємо покриття в камерах зберігання морожених вантажів і універсальних камерах ($t_g = -20^\circ\text{C}$), котрі займають майже всю площу холодильника.

Необхідний коефіцієнт теплопередачі покриття для камер зберігання морожених вантажів ($t_g = -20^\circ\text{C}$) згідно (табл. 8.2[1]) $k_0^{mp} = 0.22 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$.

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо за табл. 8.1[1]:

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.010.ПЗ				21

$$\alpha_3 = 23 \frac{Bm}{M^2 \cdot K}; \quad \alpha_6 = 9 \frac{Bm}{M^2 \cdot K}.$$

Необхідну товщину теплоізоляційного шару знаходимо по формулі (8.2[1]):

$$\delta_{i3} = \lambda_{i3} * \left(\frac{1}{k_0^{mp}} - \left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) \right);$$

$$\delta_{i3} = 0.025 * \left(\frac{1}{0.22} - \left(\frac{1}{23} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) \right) = 0.110 \text{ м.}$$

Округлюємо до більшого значення типорозміру сандвіч панелей 120 мм.

Дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_3} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_6} \right) + \frac{\delta_{i3}}{\lambda_{i3}}};$$

$$k_0^{\partial} = \frac{1}{\left(\frac{1}{23} + 36.36 * 10^{-6} + \frac{1}{9} \right) + \frac{0.12}{0.025}} = 0.2 \frac{Bm}{M^2 \cdot K}$$

Перевірка на випадіння конденсату.

Перевірка на випадіння конденсату на зовнішній стіні:

$$t_6 = -20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$k_0^{mp} = 0.24 Bm / (M^2 \cdot K)$$

$$\alpha_6 = 9 Bm / (M^2 \cdot K)$$

Щоб не відбувалося вологовиділення, температура поверхні перегородки в камері τ_6 повинна бути вище температури точки роси внутрішнього повітря $t_{m.p.}$. По діаграмі $I - d$ вологість повітря встановлюємо, що при $t_6 = -20^{\circ}\text{C}$ та $\varphi_6 = 90 \%$, $t_{m.p.} = -21.5^{\circ}\text{C}$.

Температуру внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції визначають по формулі $\tau_6 = t_6 - \frac{t_6 - t_n}{R_0 \cdot \alpha_6}$

$$\tau_6 = -20 - \frac{-20 - 29}{\frac{1}{0.24} \cdot 9} = -18.7^{\circ}\text{C}$$

Бачимо що $\tau_6 \geq t_{m.p.}$

									Арк.
									22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.010.ПЗ				

Випадіння конденсату не відбудеться. Отже товщина теплоізоляційного шару прийнята правильно.

Перевірка на випадіння конденсату на внутрішній перегородці між камерою експедиції $t = -20^{\circ}\text{C}$ і камерою дефектних вантажів:

$$t_g = -20^{\circ}\text{C}$$

$$k_0^{mp} = 0.295 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$\alpha_g = 9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

По діаграмі $I - d$ вологість повітря встановлюємо, що при $t_g = -20^{\circ}\text{C}$ та $\varphi_g = 90\%$, $t_{m.p.} = -21.5^{\circ}\text{C}$.

Температуру внутрішньої поверхні огороджувальної конструкції визначають по формулі $\tau_g = t_g - \frac{t_g - t_n}{R_0 \cdot \alpha_g}$

$$\tau_g = -20 - \frac{-20 - 0}{\frac{1}{0.295} \cdot 9} = -19.3^{\circ}\text{C}, \text{ як бачимо що } \tau_g \geq t_{m.p.}$$

Випадіння конденсату не відбудеться. Отже товщина теплоізоляційного шару прийнята правильно

Огородження	$t_b, ^{\circ}\text{C}$	$\alpha_z, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	$\alpha_v, \text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	Товщина теплоізоляційного шару, мм		Коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/\text{м}^2 \cdot \text{К}$	
				$\delta_{\text{необх}}$	$\delta_{\text{дійсн}}$	$K_{\text{необх}}$	$K_{\text{дійсн}}$
Зовнішні стіни камер зберігання морозених напівфабрикатів	-20	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішні стіни універсальних камер	-20/0	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна камери експедиції	-20	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна камери експедиції	0	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна камери дефектних вантажів	0	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна камери дефектних вантажів	-20	23	9	105	120	0.23	0.20
Зовнішня стіна з боку автомобільної платформи	-	23	8	105	120	0,23	0,20

00.KP.142.008.010.ПЗ

Арк.

23

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

4. Розрахунок теплонадходжень до охолоджуваних камер

Збереження якості продуктів може бути забезпечено тільки при стабільному та оптимальному температурному режимі, що підтримується в холодильних камерах. Також враховуючи специфіку продукту (дихання органічної продукції) необхідно організувати повітрообмін в камерах. Для створення найбільш сприятливих режимів збереження продуктів необхідно правильно вибрати обладнання як основне, так і допоміжне. Холодильне устаткування підбираємо на підставі теплового розрахунку, що враховує усі види тепло надходжень, що можуть вплинути на зміну температурного режиму в камерах.

Оскільки устаткування підбираємо для кожної камери окремо, то і тепловий розрахунок виконуємо для кожного охолоджуваного приміщення.

Враховуємо наступні теплонадходження:

- через огорожуючі конструкції приміщення Q_1 ;
- від продуктів при їхній холодильній обробці Q_2 ;
- із зовнішнім повітрям при вентиляції приміщення Q_3 ;
- від різних джерел при експлуатації Q_4 ;
- від продуктів при "диханні" Q_5 .

Холодильне устаткування повинне бути обране так, щоб відвід тепла, що проникає в камеру, був забезпечений при самих несприятливих умовах, тобто для логістичного складу це літній час. Основну частину складають теплонадходження через огорожуючі конструкції Q_1 і від продуктів при холодильній обробці Q_2 .

4.1. Теплонадходження через огорожуючі конструкції

Теплонадходження через огорожуючі конструкції:

$$Q_1 = Q_{1m} + Q_{1c}, \text{Вт}$$

де Q_{1m}, Q_{1c} - надходження теплоти відповідно через стіни, простінки, перекриття, покрівлю, через підлогу, від сонячної радіації, Вт.

Теплонадходження через стіни, перегородки, покриття:

$$Q_{1m} = k_d * F * \theta = k_d * F * (t_3 - t_e);$$

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де k_{θ} – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.2, $\frac{Bm}{m^2 * K}$; F – розрахункова площа, m^2 ; θ – розрахункова різниця температур (температурний напір), $^{\circ}C$; t_3 – розрахункова температура повітря з зовнішньої сторони огороження, $^{\circ}C$; t_6 – розрахункова температура повітря з внутрішньої сторони огороження, $^{\circ}C$.

Теплонадходження від сонячної радіації:

$$Q_{1c} = k_{\theta} * F * \Delta t_c;$$

де k_{θ} – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.2, $\frac{Bm}{m^2 * K}$; F – розрахункова площа, m^2 ; Δt_c – надлишкова різниця температур, що характеризує дію сонячної радіації в літній час, $^{\circ}C$.

Теплонадходження через підлогу:

$$Q_{1m} = k_{\theta} * F * (t_2 - t_6);$$

де k_{θ} – дійсний коефіцієнт теплопередачі розрахований в попередньому розділі і наведений в табл. 4.2, $\frac{Bm}{m^2 * K}$; F – розрахункова площа, m^2 ; t_2 – середня температура поверхні пристрою для обігріву ґрунту (при електро обігріву ґрунту $t_2 = 1^{\circ}C$); t_6 – розрахункова температура повітря з внутрішньої сторони огороження, $^{\circ}C$.

Камера №1.

Внутрішня південна стіна що контактує з службовими приміщеннями:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі $k_{\theta} = 0.24 \frac{Bm}{m^2 * K}$;
- зовнішня температура навколишнього середовища $t_3 = 29^{\circ}C$;
- внутрішня температура $t_6 = -20^{\circ}C$;
- температурний напір $\theta = 0.7 * (t_3 - t_6) = 0.7 * (29 + 20) = 34.3^{\circ}C$;
- розрахункова площа $F = h * L = 7.2 * 30.2 = 217.73 m^2$;

Теплонадходження через стіну:

$$Q_{1m} = 0.24 * 217.73 * 34.3 = 1792 Bm$$

Внутрішня західна стіна що контактує з коридором:

									Арк.
									26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.KP.142.008.010.ПЗ

- дійсний коефіцієнт теплопередачі $k_{\partial} = 0.24 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;
- зовнішня температура навколишнього середовища $t_3 = 29^{\circ}C$;
- внутрішня температура $t_6 = -20^{\circ}C$;
- температурний напір $\theta = 0.7 * (t_3 - t_6) = 0.7 * (29 + 20) = 34.3^{\circ}C$;
- розрахункова площа $F = h * L = 7.2 * 18.6 = 133.92 м^2$;

Теплонадходження через стіну:

$$Q_{1m} = 0.24 * 133.92 * 34.3 = 1102 Вт$$

Двері холодильника:

Для безперешкодного завантаження і вивантаження камер, вільного переміщення транспортних засобів у стінах повинні бути влаштовані прорізи відповідних розмірів, які зачиняються дверима. Двері повинні легко відкриватися і закриватися, забезпечувати щільне прилягання до коробки по всьому периметру для зменшення втрат холоду. Вибираємо двері вантажні відкатні:

Оскільки внутрішня стіна з коридору до камери зберігання мороженої риби має коефіцієнт теплопередачі $k_{\partial} = 0.24 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$, двері враховувати не будемо, а теплонадходження враховуємо по всій площі стіни.

Внутрішня північна стіна що контактує з коридором:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі $k_{\partial} = 0.24 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;
- зовнішня температура навколишнього середовища $t_3 = 29^{\circ}C$;
- внутрішня температура $t_6 = -20^{\circ}C$;
- температурний напір $\theta = 0.7 * (t_3 - t_6) = 0.7 * (29 + 20) = 34.3^{\circ}C$;
- розрахункова площа $F = h * L = 7.2 * 30.2 = 217.73 м^2$;

Теплонадходження через стіну:

$$Q_{1m} = 0.24 * 217.73 * 34.3 = 1792 Вт$$

Внутрішня східна перегородка:

- дійсний коефіцієнт теплопередачі $k_{\partial} = 0.38 \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$;
- зовнішня температура $t_3 = -20^{\circ}C$;

					<i>00.KP.142.008.010.ПЗ</i>	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

№3 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Пд.	0,24	24,2	-	7,2	174,24	-	-20	34,3	0	1434	0	1434
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	24,2	-	7,2	174,24	-	-20	34,3	0	1434	0	1434
	Підлога	0,18	24,2	18,6	-	450,12	1	-20	21	0	1701	0	1701
	Покриття	0,20	24,2	18,6	-	450,12	29	-20	49	0	4411	0	4411
	Всього												8981
№4 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Пд.	0,24	24,6	-	7,2	176,76	-	-20	34,3	0	1455	0	1455
	Вн.Ст.-Сх.	0,20	-	18,55	7,2	133,56	29	-20	49	8,5	1309	227	1536
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	6,0	-	7,2	43,416	-	-20	34,3	0	357	0	357
	Підлога	0,18	24,6	18,55	-	456,33	1	-20	21	0	1725	0	1725
	Покриття	0,20	24,6	18,55	-	456,33	29	-20	49	0	4472	0	4472
Всього												9545	
№5 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	18	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Вн.Ст.-Сх.	0,20	-	18	7,2	129,6	29	-20	49	8,5	1270	220	1490
	Підлога	0,18	18,6	18	-	334,26	1	-20	21	0	1264	0	1264
	Покриття	0,20	18,6	18	-	334,26	29	-20	49	0	3276	0	3276
Всього												7097	
№6 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	6,0	7,2	43,416	-	-20	34,3	0	357	0	357
	Вн.Ст.-Сх.	0,20	-	18,1	7,2	130,248	29	-20	49	8,5	1276	221	1498
	Вн.Ст.-Пн.	0,20	18,6	-	7,2	133,56	29	-20	49	0	1309	0	1309
	Підлога	0,18	18,6	18,1	-	335,9313	1	-20	21	0	1270	0	1270
	Покриття	0,20	18,6	18,1	-	335,9313	29	-20	49	0	3292	0	3292
Всього												7726	
№7 Зберігання морожених напівфабрика тів	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	-20	34,3	0	711	0	711
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	17,8	-	7,2	128,304	-	-20	34,3	0	1056	0	1056
	Вн.Ст.-Пн.	0,20	17,8	-	7,2	128,304	29	-20	49	0	1257	0	1257
	Підлога	0,18	17,8	12,0	-	213,84	1	-20	21	0	808	0	808
	Покриття	0,20	17,8	12,0	-	213,84	29	-20	49	0	2096	0	2096
Всього												5929	
№8 Універсальна камера (t=- 20°C)	Вн.Ст.-Сх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	-20	34,3	0	711	0	711
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,5	-	7,2	133,416	-	-20	34,3	0	1098	0	1098
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,5	-	7,2	133,416	-	-20	34,3	0	1098	0	1098
	Підлога	0,18	18,5	12,0	-	222,36	1	-20	21	0	841	0	841
	Покриття	0,20	18,5	12,0	-	222,36	29	-20	49	0	2179	0	2179
Всього												5927	
№8 Універсальна камера (t=0°C)	Вн.Ст.-Сх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	0	20,3	0	421	0	421
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,5	-	7,2	133,416	-	0	20,3	0	650	0	650
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,5	-	7,2	133,416	-	0	20,3	0	650	0	650
	Підлога	0,18	18,5	12,0	-	222,36	1	0	1	0	40	0	40
	Покриття	0,20	18,5	12,0	-	222,36	29	0	29	0	1290	0	1290
Всього												3051	
№9 Універсальна камера (t=- 20°C)	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Підлога	0,18	18,0	12,0	-	216	1	-20	21	0	816	0	816
	Покриття	0,20	18,0	12,0	-	216	29	-20	49	0	2117	0	2117
Всього												5067	
№9 Універсальна камера (t=0°C)	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	0	20,3	0	631	0	631
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	0	20,3	0	631	0	631
	Підлога	0,18	18,0	12,0	-	216	1	0	1	0	39	0	39
	Покриття	0,20	18,0	12,0	-	216	29	0	29	0	1253	0	1253
Всього												2555	
№10 Універсальна камера (t=- 20°C)	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	-20	34,3	0	1067	0	1067
	Підлога	0,18	18,0	12,0	-	216	1	-20	21	0	816	0	816
	Покриття	0,20	18,0	12,0	-	216	29	-20	49	0	2117	0	2117
Всього												5067	

№10 Універсальна камера (t=0°C)	Вн.Ст.-Пд.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	0	20,3	0	631	0	631
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	18,0	-	7,2	129,6	-	0	20,3	0	631	0	631
	Підлога	0,18	18,0	12,0	-	216	1	0	1	0	39	0	39
	Покриття	0,20	18,0	12,0	-	216	29	0	29	0	1253	0	1253
	Всього												2555
№11 Універсальна камера (t=- 20°C)	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	-20	34,3	0	711	0	711
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	24,1	-	7,2	173,304	-	-20	34,3	0	1427	0	1427
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	24,1	-	7,2	173,304	-	-20	34,3	0	1427	0	1427
	Підлога	0,18	24,1	12,0	-	288,84	1	-20	21	0	1092	0	1092
	Покриття	0,20	24,1	12,0	-	288,84	29	-20	49	0	2831	0	2831
Всього												7487	
№11 Універсальна камера (t=0°C)	Вн.Ст.-Зх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	0	20,3	0	421	0	421
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	24,1	-	7,2	173,304	-	0	20,3	0	844	0	844
	Вн.Ст.-Пн.	0,24	24,1	-	7,2	173,304	-	0	20,3	0	844	0	844
	Підлога	0,18	24,1	12,0	-	288,84	1	0	1	0	52	0	52
	Покриття	0,20	24,1	12,0	-	288,84	29	0	29	0	1675	0	1675
Всього												3837	
№12 Камера дефектних вантажів	Вн.Ст.-Сх.	0,24	-	12,0	7,2	86,4	-	-20	34,3	0	711	0	711
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	6,5	-	7,2	47,016	-	-20	34,3	0	387	0	387
	Вн.Ст.-Пн.	0,20	6,5	-	7,2	47,016	29	-20	49	0	461	0	461
	Підлога	0,18	6,5	12,0	-	78,36	1	-20	21	0	296	0	296
	Покриття	0,20	6,5	12,0	-	78,36	29	-20	49	0	768	0	768
Всього												2623	
№13 Експедиція	Вн.Ст.-Зх.	0,30	-	12,0	7,2	86,4	0	-20	20,3	0	517	0	517
	Вн.Ст.-Пд.	0,24	23,5	-	7,2	169,416	-	-20	34,3	0	1395	0	1395
	Вн.Ст.-Пн.	0,20	23,5	-	7,2	169,416	29	-20	49	0	1660	0	1660
	Підлога	0,18	23,5	12,0	-	282,36	1	-20	21	0	1067	0	1067
	Покриття	0,20	23,5	12,0	-	282,36	29	-20	49	0	2767	0	2767
Всього												7407	
№14 Камера дефектних вантажів	Вн.Ст.-Пд.	0,38	6,5	-	7,2	46,8	-	0	20,3	0	361	0	361
	Вн.Ст.-Пн.	0,20	6,5	-	7,2	46,8	29	0	29	0	271	0	271
	Підлога	0,18	6,5	12,0	-	78	1	0	1	0	14	0	14
	Покриття	0,20	6,5	12,0	-	78	29	0	29	0	452	0	452
Всього												1099	
№15 Експедиція	Вн.Ст.-Пд.	0,38	24,0	-	7,2	173,016	-	0	20,3	0	1335	0	1335
	Вн.Ст.-Зх.	0,38	-	12	7,2	86,4	-	0	20,3	0	666	0	666
	Вн.Ст.-Пн.	0,20	24,0	-	7,2	173,016	-	0	20,3	0	702	0	702
	Підлога	0,18	24,0	12	-	288,36	1	0	1	0	52	0	52
	Покриття	0,20	24,0	12	-	288,36	29	0	29	0	1672	0	1672
Всього												4428	

4.2. Розрахунок теплонадходження при холодильній обробці продуктів

Теплонадходження при холодильній обробці:

$$Q_2 = Q_{2np} + Q_{2m}, \text{Вт.}$$

Теплонадходження при охолодженні і заморожуванні продуктів в камерах зберігання Q_{2np} (в кВт):

$$Q_{2np} = M_{np} \cdot \Delta i \cdot \frac{10^3}{24 \cdot 3600};$$

де M_{np} – добове надходження продуктів, т; Δi – різниця ентальпій продуктів, відповідно початковій і кінцевій температурі продукта, кДж/кг.

Добове надходження продуктів:

														Арк.
														30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ									

$$M_{np.} = 0.06 * V_{zp.} * q_v;$$

де $V_{zp.}$ – грозвий об'єм камери м³; q_v – норма навантаження на 1 м³ вантажного об'єму камери, т/м³.

Теплонадходження від тари Q_{2m} (в кВт):

$$Q_{2m} = M_m * c_m * (t_1 - t_2) * \frac{10^3}{24 * 3600};$$

Камера №1 зберігання морожених напівфабрикатів:

$$M_{np.} = 0.06 * 562.46 * 6 * 0.8 * 0.47 = 76.14 \text{ т};$$

$$Q_{2np} = 76.14 * (14.3 - 0) * \frac{10^3}{24 * 3600} = 12.60 \text{ кВт};$$

$$Q_{2m} = 0.1 * 76.14 * 2.3 * (-15 + 20) * \frac{10^3}{24 * 3600} = 1.01 \text{ кВт};$$

$$Q_2 = Q_{2np} + Q_{2m} = 12.60 + 1.01 = 13.61 \text{ кВт}.$$

Таблиця 5.2

№ камери	Температура продукту, °С		Час охол., год	Питома теплоємність, кДж/кг×К	Питома ентальпія продукту, кДж/кг		Mпр., т	Q2пр, кВт	Q2т, кВт	Q2, кВт
	t1	t2			τ	Ст				
1	-15	-20	24	2,3	14,3	0	76,14	12,60	1,01	13,61
2	-15	-20	24	2,3	14,3	0	60,93	10,08	0,81	10,90
3	-15	-20	24	2,3	14,3	0	60,93	10,08	0,81	10,90
4	-15	-20	24	2,3	14,3	0	61,77	10,22	0,82	11,05
5	-15	-20	24	2,3	14,3	0	45,25	7,49	0,60	8,09
6	-15	-20	24	2,3	14,3	0	45,47	7,53	0,61	8,13
7	-15	-20	24	2,3	14,3	0	30,10	4,98	0,40	5,38
8	-15	-20	24	2,3	14,3	0	22,41	3,71	0,30	4,01
	8	0	24	2,3	293	266	22,41	7,00	0,48	7,48
9	-15	-20	24	2,3	14,3	0	21,77	3,60	0,29	3,89
	8	0	24	2,3	293	266	21,77	6,80	0,46	7,27
10	-15	-20	24	2,3	14,3	0	21,77	3,60	0,29	3,89
	8	0	24	2,3	293	266	21,77	6,80	0,46	7,27
11	-15	-20	24	2,3	14,3	0	29,12	4,82	0,39	5,21
	8	0	24	2,3	293	266	29,12	9,10	0,62	9,72
12	-15	-20	24	2,3	14,3	0	10,61	1,76	0,14	1,90
14	8	0	24	2,3	293	266	7,86	2,46	0,17	2,62

4.3. Експлуатаційні теплонадходження

Експлуатаційні теплонадходження (в кВт):

$$Q_4 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4.$$

										Арк.
										31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ					

Теплонадходження від освітлення q_1 (в кВт):

$$q_1 = A * F * 10^{-3};$$

Теплонадходження від перебування людей q_2 (в кВт): $q_2 = 0.35 * n$;

де n – число людей, які працюють в даному приміщенні; 0.35 – тепловиділення однієї людини, кВт.

Теплонадходження від працюючих електродвигунів q_3 (в кВт): $q_3 = N_e * \eta_e$;

де N_e – сумарна потужність електродвигунів, кВт; η_e – ККД електродвигуна (0.8..0.9).

Теплонадходження від відкриття дверей q_4 (в кВт):

$$q_4 = K * F * 10^{-3};$$

№ камери	Температура, °C		Q1, кВт	Q2, кВт	Q4, кВт	ΣQ, кВт
	tв	tо				
1	-20	-30	12.33	13.61	10.24	36.18
2	-20	-30	8.98	10.90	9.09	28.96
3	-20	-30	8.98	10.90	9.09	28.96
4	-20	-30	9.55	11.05	9.15	29.74
5	-20	-30	7.10	8.09	7.89	23.08
6	-20	-30	7.73	8.13	7.91	23.77
7	-20	-30	5.93	5.38	6.65	17.96
8	-20	-30	5.93	4.01	8.44	18.38
	0	-10	3.05	7.48	9.33	19.86
9	-20	-30	5.07	3.89	8.37	17.34
	0	-10	2.56	7.27	9.24	19.06
10	-20	-30	5.07	3.89	8.37	17.34
	0	-10	2.56	7.27	9.24	19.06
11	-20	-30	7.49	5.21	9.13	21.82
	0	-10	3.84	9.72	10.28	23.84
12	-20	-30	2.62	1.90	4.91	9.43
13	-20	-30	7.41	-	13.12	20.53
14	0	-10	1.10	2.62	6.89	10.61
15	0	-10	4.43	-	13.27	17.70
Всього при температурі в камері 20°C			94.16	86.95	112.37	293.48
Всього при температурі в камері 0°C			17.52	34.36	58.25	110.13

Розділ 5: Визначення навантаження на теплообмінне обладнання камер та компресори

Правильно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її ефективність та економічність.

Розраховувати навантаження на компресор будемо по спрощеній схемі.

Навантаження на компресори від теплонадходжень через огорожуючі конструкції враховуються в повній мірі $Q_{KM_1} = \sum Q_1$.

Навантаження на компресори від теплонадходжень при холодильній обробці враховують у розмірі 50-60% максимальних значень $Q_{KM_2} = 0.6 * \sum Q_2$.

Навантаження на компресори від експлуатаційних теплонадходжень враховують у розмірі 50-75% максимальних значень $Q_{KM_4} = 0.7 * \sum Q_4$

Навантаження на компресори:

а) при підтриманні в універсальних камерах $t=-20^{\circ}\text{C}$:

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння $t_0=-30^{\circ}\text{C}$:

$$\begin{aligned} \sum Q_{(-30)} &= \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 = \\ &= 94.16 + 0.6 * 86.95 + 0.7 * 112.37 = 225 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння $t_0=-10^{\circ}\text{C}$:

$$\begin{aligned} \sum Q_{(-10)} &= \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 = \\ &= 5.53 + 0.6 * 2.62 + 0.7 * 20.16 = 21.21 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

б) при підтриманні в універсальних камерах $t=0^{\circ}\text{C}$:

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння $t_0=-30^{\circ}\text{C}$:

$$\begin{aligned} \sum Q_{(-30)} &= \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 = \\ &= 70.6 + 0.6 * 69.95 + 0.7 * 78.06 = 167.21 \text{ кВт}; \end{aligned}$$

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

навантаження на компресори працюючих при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

$$\begin{aligned}\sum Q_{(-10)} &= \sum Q_1 + 0.6 * \sum Q_2 + 0.7 * \sum Q_4 = \\ &= 17.52 + 0.6 * 34.36 + 0.7 * 58.25 = 78.91 \text{ кВт}.\end{aligned}$$

Навантаження на компресор з $t_0 = -30^\circ\text{C}$ приймаємо по варіанту «а», при $t_0 = -10^\circ\text{C}$ по варіанту «б», коефіцієнт робочого часу приймемо $b = 0.9$, відповідно розрахункова холодопродуктивність для підбора компресора:

$$Q_{0(-30)} = \frac{k * \sum Q_{(-30)}}{b} = \frac{1.07 * 225}{0.9} = 267.5 \text{ кВт};$$
$$Q_{0(-10)} = \frac{k * \sum Q_{(-10)}}{b} = \frac{1.05 * 78.91}{0.9} = 92.06 \text{ кВт}.$$

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Розділ 6. Вибір структури системи охолодження та типу холодильної установки

Вибір централізованої системи безпосереднього охолодження обґрунтований тим, що він більш економічний завдяки невеликому перепаду температур між повітрям в камері і температурою кипіння, а зниження перепаду температур на 5°C зменшує розхід електроенергії приблизно на 15%. Приймаємо до встановлення поршневий компресор. Основна перевага поршневих холодильних компресорів перед гвинтовими полягає в більш високій енергетичній ефективності. В умовах високої вартості електричної енергії ця перевага надає в ряді випадків вирішальний вплив на вибір саме поршневого компресора, незважаючи на те що по надійності і терміну служби він поступається гвинтовому.

Приймаю до встановлення випарні конденсатори, що застосовуються при високих температурах навколишнього повітря, випарні конденсатори дозволяють отримувати досить низькі температури конденсації, при цьому використовуючи мінімальну витрату води. Широке застосування випарні конденсатори знаходять внаслідок можливості їх використання як з подачею, так і без подачі води при включених і виключених вентиляторах, що дозволяє регулювати температуру конденсації в широких межах, економити воду та електроенергію.

Приймаємо систему охолодження повітроохолодниками при якому в камері створюється примусова циркуляція повітря під впливом вентиляторів повітроохолодника.

Перевагами цієї системи є:

- мала металоємність в порівнянні з батарейним охолодженням
- рівномірність розподілення температури по всьому об'єму камери
- легкість відтайки інея.

Основним недоліком такої системи є усушка продукту, який долають шляхом застосування пакувальних матеріалів, дозволенням камер.

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Вибір розрахункового робочого режиму.

Режим роботи характеризується температурами кипіння, конденсації, переохолодження та всмоктування.

Температура конденсації залежить від температури навколишнього середовища (розрахункова температура м. Київ 31°C). Температуру конденсації для випарних конденсаторів приймають за мокрим термометром та густиною теплового потоку (рис.11.1 [1]) $t_k = 38^{\circ}\text{C}$.

Температуру кипіння в установках з безпосереднім охолодженням приймаємо в залежності від розрахункової температури повітря в камері.

При проектуванні аміачних холодильних установок температуру кипіння приймають на 5..10°C нижче температури кипіння в камері:

$$t_{01} = t_b - 5 \dots 10^{\circ}\text{C} = -20 - 10 = -30^{\circ}\text{C}$$

$$t_{02} = t_b - 5 \dots 10^{\circ}\text{C} = 0 - 10 = -10^{\circ}\text{C}$$

t_b – температура в камері.

Температуру всмоктуваних парів t_{bc} приймають:

в аміачних машинах для першого ступеню $t_{bc} = t_{01} + 10 \dots 20^{\circ}\text{C}$, для другого ступеню $t_{bc} = t_{02} + 5 \dots 10^{\circ}\text{C}$.

$$t_{bc1} = t_{01} + 10 \dots 20^{\circ}\text{C} = -30 + 10 = -20^{\circ}\text{C};$$

$$t_{bc2} = t_{02} + 5 \dots 10^{\circ}\text{C} = -10 + 5 = -5^{\circ}\text{C}.$$

Температуру рідкого холодоагенту що виходить із змішувача проміжної посудини, приймають на 4..6°C вище температури кипіння холодоагенту в апараті.

Тепловий розрахунок холодильної машини з двома циркуляційними ресиверами.

					00.KP.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

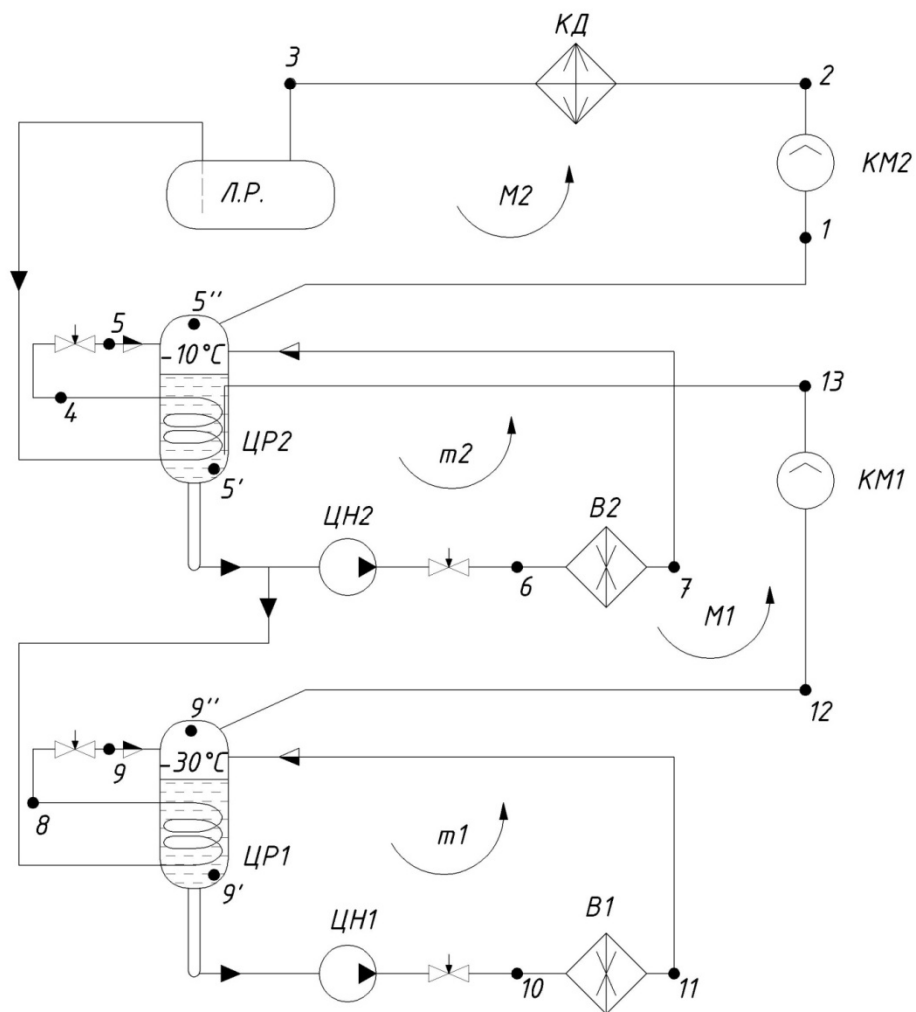


Рисунок 6.1. Принципова схема двоступеневої аміачної холодильної машини з двома циркуляційними ресиверами

Будуємо цикл в $\lg P-h$ діаграмі для R717. Значення параметрів холодильного агента у вузлових точках циклу заносимо у таблицю 6.1.

Таблиця 6.1

№ Точки	Температура °С	Тиск, Мпа	Ентальпія, кДж/кг	Питомий об'єм, м ³ /кг	Паровміст, кг/кг
	t	P	h	v	x
1	-5	0.29	1462	0.428	–
2	116	1.51	1710	0.119	–
3	39	1.51	383	–	0
4	-4	1.51	182	–	–
5	-10	0.29	182	–	0.02
5'	-10	0.29	154	–	0
5''	-10	0.29	1449	0.421	1
6	-10	0.29	154	–	0
7	-10	0.29	792	0.211	0.5
8	-24	0.29	91	–	–
9	-30	0.12	91	–	0.02
9'	-30	0.12	66	–	0
9''	-30	0.12	1421	0.957	1
10	-30	0.12	66	–	0
11	-30	0.12	336	0.192	0.2
12	-20	0.12	1445	1.008	–
13	38	0.29	1564	0.509	–

Визначаємо масову витрату холодоагенту який циркулює через ЦР1:

$$m_1 = \frac{Q_{01}}{h_{9''} - h_{10}} = \frac{267.5}{1421 - 66} = 0.197 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Масова витрата холодоагенту через ЦН1:

$$m_{\text{ЦН1}} = m_1 * x_{11} = 0.197 * 0.2 = 0.039 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Загальна кількість пари M_1 (кг/с) яка всмоктується через КМ1:

$$M_1 = \frac{m_1 + m_{\text{по}}}{1 - x_9};$$

де $m_{\text{по}}$ – маса пара утворена у ЦР1 при охолодженні холодоагенту у змійовику, знаходимо з теплового балансу:

									Арк.
									39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ				

$$\text{де } M_2 = \frac{m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5};$$

$$\frac{m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5} * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'});$$

$$m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_6 * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5);$$

$$(m_2 + M_1 + m_6) * (h_3 - h_4) = m_{\text{по}} * (h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5) - m_{\text{по}} * (h_3 - h_4);$$

$$m_{\text{по}} = \frac{(m_2 + M_1 + m_6) * (h_3 - h_4)}{(h_{5''} - h_{5'}) * (1 - x_5) - (h_3 - h_4)};$$

$$m_{\text{по}} = \frac{(0.071 + 0.211 + 0.019) * (383 - 182)}{(1449 - 154) * (1 - 0.02) - (383 - 182)} = 0.086 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

Тоді загальна кількість пари M_2 , що всмоктується компресором КМ2:

$$M_2 = \frac{m_2 + M_1 + m_{\text{по}} + m_6}{1 - x_5} = \frac{0.071 + 0.211 + 0.086 + 0.019}{1 - 0.02} = 0.395 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Проводимо розрахунки питомих характеристик:

Питома масова холодопродуктивність продуктивність, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

$$q_{01} = h_{9''} - h_9 = 1421 - 91 = 1330 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$q_{02} = h_{5''} - h_5 = 1449 - 182 = 1267 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питома об'ємна холодопродуктивність, $\frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$:

$$q_{v1} = \frac{q_{01}}{v_{12}} = \frac{1330}{1.008} = 1319.4 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3};$$

$$q_{v2} = \frac{q_{02}}{v_1} = \frac{1267}{0.428} = 2960.3 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}.$$

Питома теоретична (адіабатна) робота компресора, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

$$L_1 = h_{13} - h_{12} = 1564 - 1445 = 119 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$L_2 = h_2 - h_1 = 1710 - 1462 = 248 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$:

$$q_k = h_2 - h_3 = 1710 - 383 = 1327 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

										Арк.
										41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ					

Об'ємна продуктивність компресора, $\frac{м^3}{с}$:

$$V_{h1} = M_1 \cdot v_{12} = 0.211 \cdot 1.008 = 0.213 \frac{м^3}{с};$$

$$V_{h2} = M_2 \cdot v_1 = 0.369 \cdot 0.428 = 0.169 \frac{м^3}{с}.$$

Холодильний коефіцієнт циклу:

$$\varepsilon_1 = \frac{Q_0}{M_1 L_1 + M_2 L_2} = \frac{359.56}{0.211 * 119 + 0.369 * 248} = 3.07$$

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Розділ 7: Підбір компресорів

Підбір компресора першого ступеню КМ1.

Розрахунок коефіцієнта подавання проводимо за наступною формулою:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_{\omega}$$

Визначаємо коефіцієнт, що враховує вплив мертвого простору:

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{ec}}{p_0} - c_k \cdot \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{ec}}{p_0} \right];$$

де c_k – відносна величина мертвого простору, що приймається в залежності від типу і розмірів компресора, конструкції клапанів і режиму роботи. Він приймається рівним 0.03 ... 0.05; $n = 1.1$ – показник політропи розширення; Δp_{ec} – депресія на всмоктуванні 3..5% від p_0 ; Δp_n – депресія на нагнітанні 3..5% від p_k .

Отже: $p_0 = 0.12$ МПа – тиск всмоктування;

$p_k = 0.29$ МПа – тиск нагнітання;

$c_k = 0.03$ – мертвий простір;

$\Delta p_{ec} = p_0 \cdot 0.03 = 0.12 \cdot 0.03 = 0.0036$ МПа – депресія на всмоктуванні;

$\Delta p_n = p_k \cdot 0.03 = 0.29 \cdot 0.03 = 0.0087$ МПа – депресія на нагнітанні;

$$\lambda_i = \frac{0.12 - 0.0036}{0.12} - 0.03 \cdot \left[\left(\frac{0.29 + 0.0087}{0.12} \right)^{\frac{1}{1.1}} - \frac{0.12 - 0.0036}{0.12} \right] = 0.93$$

Коефіцієнт, що враховує втрати пов'язані з нагріванням та нещільністю:

$$\lambda'_{\omega} = \frac{t_0 + 273}{t_k + 273} = \frac{-30 + 273}{-10 + 273} = 0.92$$

Коефіцієнт подавання:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_{\omega} = 0.93 \cdot 0.92 = 0.856.$$

Теоретична об'ємна витрата, $\frac{m^3}{c}$:

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
						43
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_m = \frac{V_{h1}}{\lambda} = \frac{0.213}{0.856} = 0.249 \frac{m^3}{c}$$

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі V_m , вибираємо компресор, об'ємна подача яких $V_{км}$ на 20 ÷ 40 % більша за необхідну.

Підбираємо два компресори GEA Grasso V 600 – сумарною об'ємною подачею:

$$V_m = 2 * 0.161 = 0.322 \frac{m^3}{c}$$

Дійсна масова витрата, $\frac{kg}{c}$:

$$m_{км} = \frac{V_m \cdot \lambda}{v_{12}} = \frac{0.322 \cdot 0.856}{1.008} = 0.262 \frac{kg}{c}$$

Теоретична (адіабатна) потужність компресора, kWt :

$$N_m = m_{км} \cdot L_1 = 0.262 \cdot 119 = 31.89 kWt$$

Індикаторна потужність компресора, kWt :

$b_0 = 0.001$ — для аміачних машин

$$\eta_i = \lambda'_{\omega} + b_0 \cdot t_0 = 0.92 + 0.001 \cdot (-30) = 0.89$$

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i} = \frac{31.89}{0.89} = 35.83 kWt$$

Потужність, що затрачається на тертя, kWt :

Середній індикаторний тиск , рівний $(0,5 \dots 0,7)10^2 kPa$ для аміака, приймаємо: $P_{mp} = 60 kPa$

$$N_{mp} = V_m \cdot P_{mp} = 0.308 \cdot 60 = 18.48 kWt$$

Ефективна потужність (потужність на валу компресора), kWt :

$$N_e = N_i + N_{mp} = 35.83 + 18.48 = 54.31 kWt$$

Електрична потужність, kWt :

Коефіцієнт корисної дії електродвигуна, вибирається по каталогу в залежності від його типу і потужності $\eta_{ел} = 0.75 \dots 0.9$;

Прийmemo $\eta_{ел} = 0.9$

$$N_{ел} = \frac{N_e}{\eta_{ел}} = \frac{54.31}{0.9} = 60.3 \text{ кВт}$$

Підбір компресору другого ступеню КМ2.

Індикаторний об'ємний коефіцієнт подачі:

$$\lambda_i = \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} - c_k \cdot \left[\left(\frac{p_k + \Delta p_n}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} - \frac{p_0 - \Delta p_{вс}}{p_0} \right];$$

Отже: $p_0 = 0.29 \text{ МПа}$ – тиск всмоктування;

$p_k = 1.51 \text{ МПа}$ – тиск нагнітання;

$c_k = 0.03$ – мертвий простір;

$\Delta p_{вс} = p_0 \cdot 0.03 = 0.29 \cdot 0.03 = 0.0087 \text{ МПа}$ – депресія на всмоктуванні;

$\Delta p_n = p_k \cdot 0.03 = 1.51 \cdot 0.03 = 0.045 \text{ МПа}$ – депресія на нагнітання;

$$\lambda_i = \frac{0.29 - 0.0087}{0.29} - 0.03 \cdot \left[\left(\frac{1.51 + 0.045}{0.29} \right)^{\frac{1}{1.1}} - \frac{0.29 - 0.0087}{0.29} \right] = 0.86$$

Коефіцієнт, що враховує втрати пов'язані з нагріванням та нещільністю:

$$\lambda'_{\omega} = \frac{t_0 + 273}{t_k + 273} = \frac{-10 + 273}{39 + 273} = 0.84$$

Коефіцієнт подавання:

$$\lambda = \lambda_i \cdot \lambda'_{\omega} = 0.86 \cdot 0.84 = 0.73.$$

Теоретична об'ємна витрата, $\frac{м^3}{с}$:

$$V_m = \frac{V_{h2}}{\lambda} = \frac{0.169}{0.73} = 0.231 \frac{м^3}{с}.$$

Для заданого холодильного агента за отриманими значеннями теоретичної подачі V_m , вибираємо компресор, об'ємна подача яких $V_{км}$ на 20 ÷ 40 % більша за необхідну.

Підбираємо два компресори GEA Grasso V 450 – сумарною об'ємною подачею:

$$V_m = 2 * 0.12 = 0.24 \frac{м^3}{с}.$$

						00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
							45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Дійсна масова витрата, $\frac{\text{кг}}{\text{с}}$:

$$m_{\text{км}} = \frac{V_m \cdot \lambda}{v_1} = \frac{0.24 \cdot 0.73}{0.428} = 0.409 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теоретична (адіабатна) потужність компресора, кВт :

$$N_m = m_{\text{км}} \cdot L_2 = 0.409 \cdot 248 = 101.5 \text{ кВт}$$

Індикаторна потужність компресора, кВт :

$b_0 = 0.001$ — для аміачних машин

$$\eta_i = \lambda'_{\omega} + b_0 \cdot t_0 = 0.84 + 0.001 \cdot (-10) = 0.83$$

$$N_i = \frac{N_m}{\eta_i} = \frac{101.5}{0.83} = 122.3 \text{ кВт}$$

Потужність, що затрачається на тертя, кВт :

Середній індикаторний тиск , рівний $(0,5 \dots 0,7)10^2 \text{кПа}$ для аміака, приймаємо: $P_{\text{тр}} = 60 \text{кПа}$

$$N_{\text{тр}} = V_m \cdot P_{\text{тр}} = 0.24 \cdot 60 = 14.4 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність (потужність на валу компресора), кВт :

$$N_e = N_i + N_{\text{тр}} = 122.3 + 14.4 = 136.7 \text{ кВт}$$

Електрична потужність, кВт :

Коефіцієнт корисної дії електродвигуна, вибирається по каталогу в залежності від його типу і потужності $\eta_{\text{ел}} = 0.75 \dots 0.9$;

Прийmemo $\eta_{\text{ел}} = 0.9$

$$N_{\text{ел}} = \frac{N_e}{\eta_{\text{ел}}} = \frac{136.7}{0.9} = 152 \text{ кВт}$$

									Арк.
									46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Розділ 8: Вибір теплообмінних апаратів (конденсатор)

Розрахунок і вибір конденсатора

Дійсне теплове навантаження на конденсатор:

$$Q_{\text{кд.}} = Q_{01} + Q_{02} + N_{i1} + N_{i2} = 267.5 + 92.06 + 35.83 + 121.4 = 517.5 \text{ кВт.}$$

Знаходимо розрахункову площу теплопередаючої поверхні конденсатора за формулою 11.26 [1]:

$$F = \frac{Q_{\text{кд.}}}{k_{\text{к}} \cdot \theta_{\text{ср}}};$$

де $Q_{\text{кд.}}$ – теплове навантаження на конденсатор; $k_{\text{к}}$ – коефіцієнт теплопередачі для випарного конденсатора, значення якого вибираємо з таблиці 11.5 [1], приймаємо $k_{\text{к}} = 250 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$; $\theta_{\text{ср}}$ – середня логарифмічну різницю температур.

Середню логарифмічну різницю температур між холодильним агентом (R717), що конденсується і охолоджуючим середовищем(повітрям) приймаємо по літературі[1]:

$$\theta_{\text{ср}} = 8 \dots \dots 12^{\circ}\text{C} \quad \theta_{\text{ср}} = 9^{\circ}\text{C}$$

$$F = \frac{Q_{\text{кд.}}}{k_{\text{к}} \cdot \theta_{\text{ср}}} = \frac{517500}{9 \cdot 250} = 230 \text{ м}^2$$

Приймаю 2 випарних конденсатора моделі ВАС CXVE 190-0809-15W, технічні характеристики якого зображені в додатках.



Рис.9.1. Випарний конденсатор ВАС CXVE 190-0809-15W

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

Розділ 9: Розрахунок і вибір теплообмінного обладнання холодильних камер

В камерах холодильника встановлюємо підвісні повітроохолодники.

Площу поверхні повітроохолодника розраховуємо за формулою (11.26 [1]):

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{ср}};$$

де $Q_{об}$ – сумарне теплове навантаження на обладнання, Вт; k_n – коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника, приймають для повітроохолодників з оребреною зовнішньою поверхнею труб в залежності від температури кипіння холодоагента, $\frac{Вт}{м^2 \cdot K}$; $\theta_{ср}$ – середня логарифмічна різниця температур, $^{\circ}C$.

Об'ємну подачу повітроохолодника перевіряють за формулою (11.39[1]):

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)};$$

де $Q_{об}$ – сумарне теплове навантаження на обладнання, кВт; $\rho_{нов}$ – густина повітря, що виходить з повітроохолодника; $кг/м^3$; h_1, h_2 - різниця ентальпій повітря, що входить та виходить з повітроохолодника; $кДж/кг$.

Підбираю повітроохолодник для камери №1 (зберігання морожених напівфабрикатів):

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 36.18$ кВт;

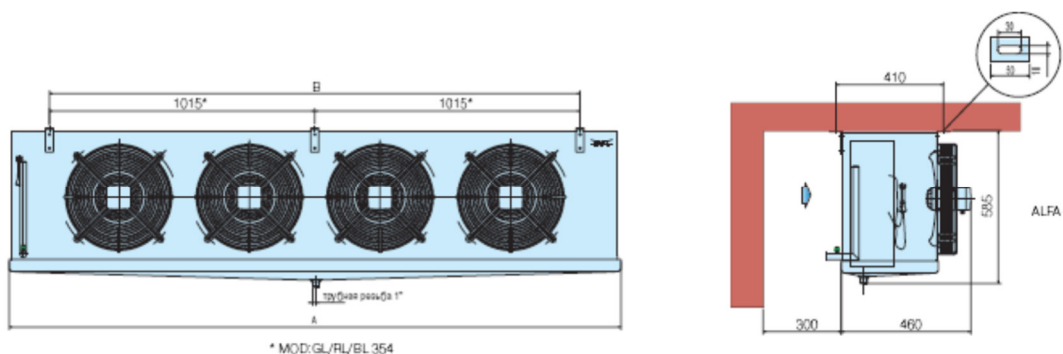
коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_n = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$, при $t_0 = -30^{\circ}C$;

середня логарифмічна різниця температур $\theta_{ср} = 7^{\circ}C$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{ср}} = \frac{36180}{12.5 \cdot 7} = 413 \text{ м}^2.$$

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк. 49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Приймаю чотири повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE403C7 загальною поверхнею охолодження 426.4 м².



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м ³ /год	м	м ²	дм ³	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE403C7	9641	20	106.6	18.9	3*400	570	2110	685	630	22	42	118

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{36.18}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 6.55 \frac{м^3}{с} = 23595 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас 38564 > 23595. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Підбираю повітроохолодник для камери №2 (зберігання морожених напівфабрикатів):

Для камер зберігання морожених напівфабрикатів:

сумарне теплове навантаження на обладнання $Q_{об} = 28.96$ кВт;

коефіцієнт теплопередачі повітроохолодника $k_n = 12.5 \frac{Вт}{м^2 \cdot K}$, при $t_0 = -30^\circ C$;

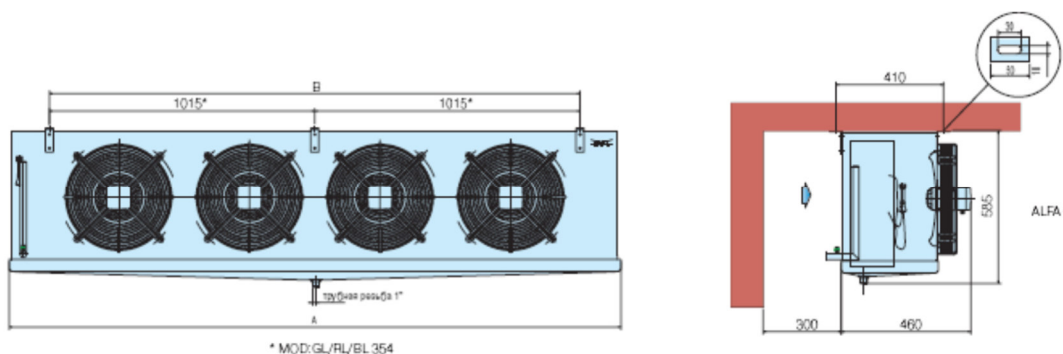
середня логарифмічна різниця температур $\theta_{cp} = 7^\circ C$

$$F = \frac{Q_{об}}{k_n \cdot \theta_{cp}} = \frac{28960}{12.5 \cdot 7} = 331 \text{ м}^2.$$

												Арк.
												50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								

00.KP.142.008.010.ПЗ

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402C7 загальною поверхнею охолодження 352 м².



Модель	Розхід повітря	Довжина струменю повітря	Площа теплообміну	Об'єм труб	Вентилятор	Потужність	Розміри			З'єднання, мм		Вага
							A	B	C	Вхід	Вихід	
крок ребер 7мм	м ³ /год	м	м ²	дм ³	п*Ø, мм	Вт	мм	мм	мм	мм	мм	кг
BLE402C7	6413	19	70.5	12.49	2*400	380	1510	685	630	5/8''	35	85

Об'єм подачі повітря:

$$V_{нов} = \frac{Q_{об}}{\rho_{нов} \cdot (h_1 - h_2)} = \frac{28.96}{1.38 \cdot (-15 + 19)} = 5.24 \frac{м^3}{с} = 18885 \frac{м^3}{год}$$

Як бачимо існує запас 32065 > 18885. Цей повітроохолодник підходить по заданим параметрам.

Аналогічний розрахунок робимо для всіх інших камер.

камери №4 (зберігання морожених напівфабрикатів):

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402C7 загальною поверхнею охолодження 352 м².

для камери №5 (зберігання морожених напівфабрикатів):

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402B7 загальною поверхнею охолодження 264.5 м².

для камери №6 (зберігання морожених напівфабрикатів):

Приймаю чотири повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402C7 загальною поверхнею охолодження 282 м².

													Арк.
													51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ								

для камери №7 (зберігання морожених напівфабрикатів):

Приймаю чотири повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402B7 загальною поверхнею охолодження 211 м².

для камери №8 (універсальна камера):

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE253B7 загальною поверхнею охолодження 210 м².

для камери №9 (універсальна камера):

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE253B7 загальною поверхнею охолодження 210 м².

для камери №10 (універсальна камера):

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE253B7 загальною поверхнею охолодження 210 м².

для камери №11 (універсальна камера):

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402B7 загальною поверхнею охолодження 264.5 м².

для камери №12 (камера дефектних вантажів):

Приймаю один повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE403C7 загальною поверхнею охолодження 106.6 м².

для камери №13:

Приймаю п'ять повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic BLE402B7 загальною поверхнею охолодження 264.5 м².

для камери №14 (камера дефектних вантажів):

Приймаю один повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic RLe403B55 загальною поверхнею охолодження 100.4 м².

для камери №15 (експедиція):

Приймаю шість повітроохолодника фірми Alfalaval AlfaCubic RLE252B55 загальною поверхнею охолодження 170.4 м².

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10.2 Компаудний циркуляційний ресивер.

Циркуляційний ресивер $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

Ємність циркуляційного ресивера РД в системах з нижньою подачею холодительного агента в прилади охолодження:

$$V_{\text{ц.р.}} = K * [V_{\text{н.т.}} + 0.2V_{\text{вп}} + 0.3V_{\text{в.т.}}] = 1.7 * 0.2 * 0.656 = 0.223 \text{ м}^3$$

До установки приймаємо вертикальний циркуляційний ресивер РВ 270.10/16.00, об'ємом 0.270 м^3 .

Циркуляційний ресивер $t_0 = -30^\circ\text{C}$:

Ємність циркуляційного ресивера РД в системах з нижньою подачею холодительного агента в прилади охолодження:

$$V_{\text{ц.р.}} = K * [V_{\text{н.т.}} + 0.2V_{\text{вп}} + 0.3V_{\text{в.т.}}] = 1.7 * 0.2 * 0.617 = 0.209 \text{ м}^3$$

До установки приймаємо вертикальний циркуляційний ресивер РВ 270.10/16.00, об'ємом 0.270 м^3 .

10.3 Мастиловіддільники.

Мастиловіддільники підбирають по діаметру нагнітального трубопроводу КМ та встановлюють за компресором на лінії нагнітання.

Для поршневих компресорів Bitzer 8FC-70.2Y, у яких $d_{\text{наг}} = 54 \text{ мм}$, біля кожного компресора встановлюємо по одному мастиловіддільнику циклонного типу фірми HENRY характеристики якого наведені в таблиці 10.2.

Таблиця 10.2. Технічні характеристики мастиловіддільника HENRY S-1901-CE

Фірма	Марка	Розмір з'єднання	Вага (кг)	Розміри (мм)			
				ØА	В	С	Д
HENRY	SH-5194-CE	2 1/8'	14,1	152	433	108	107

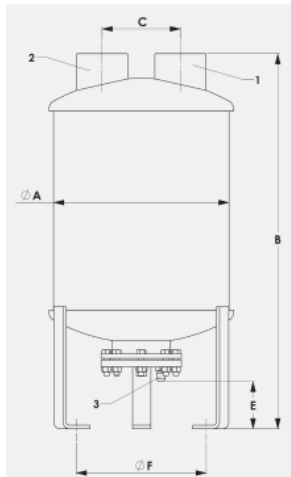


Рисунок 10.2 Габаритні розміри мастиловідільника.

10.4 Мастилозбірник.

В якості мастилозбірника приймаю мастилозаправочну ємкість 10МЗС. Технічні характеристики якої наведені в таблиці 10.3.

мастилозаправочна ємкість	D	S	B	H	h	h ₁	h ₂	d	d ₁	d ₂	Місткість, л	Маса, кг
10МЗС	159	5	485	780	430	180	465	140	150	14	8	18

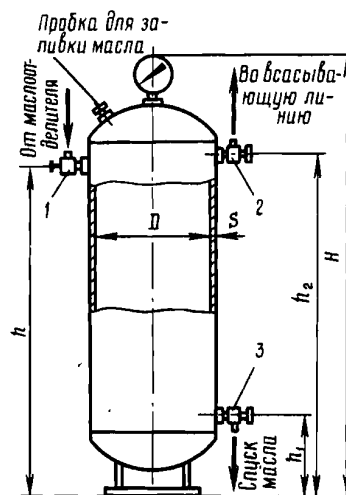


Рисунок 10.3 Габаритні розміри мастило збірника.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

00.KP.142.008.010.ПЗ

Арк.

55

Розділ 11. Визначення діаметрів трубопроводів, гідравлічних втрат у мережах

11.1 Розрахунок діаметрів трубопроводів.

Внутрішній діаметр круглої труби визначаємо за формулою 16.3[1]:

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

де M – масова витрата холодоагенту кг/с; ρ – густина холодоагенту, кг/м³; ω – середня швидкість холодоагенту в перерізі (вибирається з таблиці 16.3 [1]), м/с.

1. Визначаємо діаметр загального всмоктувального трубопроводу компресорів, що працюють при температурі кипіння $t_0 = -30^\circ\text{C}$:

$$M = 0.262 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{12}} = \frac{1}{1.008} = 0.992 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.262}{3.14 * 0.992 * 15}} = 0.149 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 150\text{мм}$.

2. Визначаємо діаметр загального нагнітального трубопроводу компресорів, що працюють при температурі кипіння $t_0 = -30^\circ\text{C}$:

$$M = 0.262 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{13}} = \frac{1}{0.509} = 1.965 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.262}{3.14 * 1.965 * 20}} = 0.092 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 100\text{мм}$.

3. Визначаємо всмоктувальний трубопровід для кожного компресора, що працює при температурі кипіння $t_0 = -30^\circ\text{C}$:

$$M = \frac{0.262}{5} = 0.052 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{12}} = \frac{1}{1.008} = 0.992 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

									Арк.
									56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.052}{3.14 * 0.992 * 15}} = 0.066 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{вн} = 69\text{мм}$.

4. Визначаємо нагнітальний трубопровід для кожного компресора, що працює при температурі кипіння $t_0 = -30^\circ\text{C}$:

$$M = \frac{0.262}{5} = 0.052 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{13}} = \frac{1}{0.509} = 1.965 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.052}{3.14 * 1.965 * 20}} = 0.041 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{вн} = 50\text{мм}$.

5. Визначаємо діаметр загального всмоктувального трубопроводу компресорів, що працюють при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

$$M = 0.616 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0.428} = 2.336 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.616}{3.14 * 2.336 * 15}} = 0.149 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{вн} = 150\text{мм}$.

6. Визначаємо діаметр загального нагнітального трубопроводу компресорів, що працюють при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

$$M = 0.616 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0.119} = 8.40 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{вн} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.616}{3.14 * 8.40 * 20}} = 0.068 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{вн} = 69\text{мм}$.

7. Визначаємо всмоктувальний трубопровід для кожного компресора, що працює при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

									Арк.
									57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$M = \frac{0.616}{5} = 0.123 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_1} = \frac{1}{0.428} = 2.336 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 15 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.123}{3.14 * 2.336 * 15}} = 0.067 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 69 \text{ мм}$.

8. Визначаємо нагнітальний трубопровід для кожного компресора, що працює при температурі кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$:

$$M = \frac{0.616}{5} = 0.123 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_2} = \frac{1}{0.119} = 8.40 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 20 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.123}{3.14 * 8.40 * 20}} = 0.030 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 34 \text{ мм}$.

9. Визначаємо трубопровід рідинної лінії від конденсатора до ресивера:

$$M = 0.616 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_3} = \frac{1}{0.00176} = 568 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 0.6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.616}{3.14 * 568 * 0.6}} = 0.047 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 50 \text{ мм}$.

10. Визначаємо трубопровід рідинної лінії в насосно-циркуляційній лінії ЦР1:

Напірна лінія:

$$M = 0.039 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{10}} = \frac{1}{0.00164} = 610 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 0.4 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.039}{3.14 * 610 * 0.4}} = 0.014 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 14.8 \text{ мм}$.

Зворотня лінія:

$$M = 0.039 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{11}} = \frac{1}{0.192} = 5.2 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

									Арк.
									58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ				

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.039}{3.14 * 5.2 * 1}} = 0.097 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$.

11. Визначаємо трубопровід рідинної лінії в насосно-циркуляційній лінії ЦР2:

Напірна лінія:

$$M = 0.036 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_6} = \frac{1}{0.0015} = 667 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 0.4 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.036}{3.14 * 667 * 0.4}} = 0.013 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 14.8 \text{ мм}$.

Зворотня лінія:

$$M = 0.036 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_7} = \frac{1}{0.211} = 4.74 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 1 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.036}{3.14 * 4.74 * 1}} = 0.098 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 100 \text{ мм}$.

12. Визначаємо трубопровід рідинної лінії від циркуляційного ресивера ЦР1 до циркуляційного ресивера ЦР2:

$$M = 0.262 \frac{\text{кг}}{\text{с}}; \rho = \frac{1}{v_{5'}} = \frac{1}{0.0015} = 667 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \omega = 0.6 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$d_{\text{вн}} = \sqrt{\frac{4 * M}{\pi * \rho * \omega}} = \sqrt{\frac{4 * 0.262}{3.14 * 667 * 0.6}} = 0.029 \text{ м.}$$

Приймаємо трубу з внутрішнім діаметром $d_{\text{вн}} = 34 \text{ мм}$.

Технічні характеристики сталевих безшовних труби приведені в таблиці 11.1.

									Арк.
									59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Таблиця 11.1

Назва ділянки	Розрахунковий діаметр d_p , мм	Умовний діаметр d_u , мм	Зовнішній діаметр $d_{вн}$, мм	Внутрішній діаметр $d_{вн}$, мм	Площа поперечного перерізу f , * 10^3 , m^2	Маса
Загальний всмоктувальний трубопровід КМ1	149	150	159	150	17.7	17.15
Загальний нагнітальний трубопровід КМ1	92	100	108	100	7.85	10.26
Всмоктувальний трубопровід КМ1	66	70	76	69	3.74	6.26
Нагнітальний трубопровід КМ1	41	50	57	50	1.96	4.62
Загальний всмоктувальний трубопровід КМ2	149	150	159	150	17.7	17.15
Загальний нагнітальний трубопровід КМ2	68	70	76	69	3.74	6.26
Всмоктувальний трубопровід КМ2	67	70	76	69	3.74	6.26
Нагнітальний трубопровід КМ2	30	32	38	34	0.91	1.78
Рідинна лінія від конденсатора до ресивера	0.047	50	57	50	1.96	4.62
Напірна лінія ЦН1	14	16	18	14.8	0.17	0.65
Зворотня лінія ЦН1	97	100	108	100	7.85	10.26
Напірна лінія ЦН2	13	16	18	14.8	0.17	0.65
Зворотня лінія ЦН2	98	100	108	100	7.85	10.26
Рідинна лінія від ЦР1 до ЦР2	29	32	38	34	0.91	1.76

11.2 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

						Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ	

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 підбору насоса і розрахунку потужності привода.

Втрати тиску на тертя:

$$\Delta P_{тр} = \frac{\lambda_{тр} \rho * \omega^2}{d_{вн}} l;$$

де $\lambda_{тр}$ – коефіцієнт тертя; $d_{вн}$ – внутрішній діаметр, м; ρ – густина аміака кг/м³; ω – швидкість в трубопроводі м/с; l – довжина трубопроводу.

Коефіцієнт тертя залежить від числа Рейнольдса:

якщо $Re < 2300$ то $\lambda_{тр}$ визначається за такою формулою: $\lambda_{тр} = \frac{64}{Re}$;

якщо $2300 < Re < 20d/k$ то $\lambda_{тр}$ визначається за такою формулою:

$$\lambda_{тр} = \frac{0.316}{Re^{0.25}}$$

якщо $20d/k < Re$ то $\lambda_{тр}$ визначається за такою формулою:

$$\lambda_{тр} = 0.11 * \left(\frac{k}{d_{вн}} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25}$$

де k – шерохватість труб, для нових сталевих труб $k = 0.06$; $d_{вн}$ – внутрішній діаметр, м; Re – число Рейнольдса.

$$Re = \frac{\omega * d_{вн}}{\nu};$$

де ν – кінематична в'язкість аміака, Па*с, приймається в залежності від густини і температури.

Втрати тиску в місцевих опорах:

$$\Delta P_{м} = \sum \xi_{м} * \frac{\rho * \omega^2}{2};$$

де $\xi_{м}$ – коефіцієнт місцевого опору; ρ – густина аміака кг/м³; ω – швидкість в трубопроводі м/с.

						Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ	

Розраховуємо гідравлічний опір в нагнітальному трубопроводі циркуляційного ресивера РЦ1.

Ділянка №1.

Нагнітальний трубопровід має діаметр $d_{\text{вн}} = 0.0148$ м, довжину 104 м.

Дійсна швидкість в трубопроводі:

$$\omega = \frac{M}{\rho * f_{\text{тр}}} = \frac{0.039}{677 * 0.17 * 10^{-3}} = 0.352 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega * d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0.352 * 0.0148}{0.355 * 10^{-6}} = 14733;$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0.11 * \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25} = 0.11 * \left(\frac{0.06}{0.0148} + \frac{64}{14733} \right)^{0.25} = 0.156;$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho * \omega^2}{d_{\text{вн}}} \frac{l}{2} = \frac{0.156 * 677 * 0.352^2}{0.0148} \frac{104}{2} = 43144 \text{ Па.}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

Зворотній клапан..... $\xi=6$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Тройник 2шт..... $\xi=1 * 2=2$

Поворот 4шт..... $\xi=1 \times 4=4$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Рідинний фільтр..... $\xi=6$

Вентиль соленоїдний $\xi=12$

Вентиль регулюючий..... $\xi=12$

$$\Delta P_{\text{м}} = (6 + 22 + 2 + 4 + 22 + 5 + 12 + 12) * \frac{677 * 0.352^2}{2} = 3433 \text{ Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка №1:

$$\Delta P_1 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 43144 + 3433 = 46577 \text{ Па.}$$

Ділянка №2.

Нагнітальний трубопровід має діаметр $d_{\text{вн}} = 0.0148$ м, довжину 84 м.

									Арк.
									62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ				

Дійсна швидкість в трубопроводі:

$$\omega = \frac{M}{\rho * f_{\text{тр}}} = \frac{0.039}{677 * 0.17 * 10^{-3}} = 0.352 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Втрати тиску на тертя:

$$Re = \frac{\omega * d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{0.352 * 0.0148}{0.355 * 10^{-6}} = 14733;$$

$$\lambda_{\text{тр}} = 0.11 * \left(\frac{k}{d_{\text{вн}}} + \frac{64}{Re} \right)^{0.25} = 0.11 * \left(\frac{0.06}{0.0148} + \frac{64}{14733} \right)^{0.25} = 0.156;$$

$$\Delta P_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho * \omega^2}{d_{\text{вн}}} l = \frac{0.156 * 677 * 0.352^2}{0.0148} \frac{84}{2} = 35763 \text{Па.}$$

Втрати тиску в місцевих опорах:

Зворотній клапан..... $\xi=6$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Поворот 4шт..... $\xi=1 \times 4=4$

Запірний клапан 2шт..... $\xi=11 \times 2=22$

Рідинний фільтр..... $\xi=6$

Вентиль соленоїдний $\xi=12$

Вентиль регулюючий..... $\xi=12$

$$\Delta P_{\text{м}} = (6 + 22 + 4 + 22 + 5 + 12 + 12) * \frac{677 * 0.352^2}{2} = 3271 \text{Па.}$$

Гідравлічний опір ділянка №2:

$$\Delta P_2 = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{м}} = 35763 + 3271 = 39034 \text{Па}$$

Розділ 12. Вибір насосів

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

Підберемо насос для циркуляційного ресивера №1.

Гідравлічний опір мережі:

$$\Delta P_{\text{мер}} = \Delta P + h * \rho * g = 124645 + 8 * 677 * 9.81 = 177775 \text{ Па.}$$

Потрібний напір насоса (м):

$$H = \frac{\Delta P_{\text{мер}}}{\rho * g} = \frac{177775}{677 * 9.81} = 26 \text{ м.}$$

Потрібна подача насоса ($\text{м}^3/\text{год}$):

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{0.039}{677} * 3600 = 0.3 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Підбираємо насос фірми **WITT HRP3232** технічні характеристики якого наведені в таблиці 12.1.

Таблиця 13.1

Модель	Максимальна продуктивність ($\text{м}^3/\text{год}$)	максимальний напір (м)	Швидкість обертання (об/хв)	Розміри штуцерів (мм)		Потужність двигуна (кВт)	Вага (кг) /Заправка масла (л)
				вхід	Вихід		
HRP 3232	5.5	27	2900	32	32	1	43/0.75

Підберемо насос для циркуляційного ресивера №2.

Гідравлічний опір мережі:

$$\Delta P_{\text{мер}} = \Delta P + h * \rho * g = 75813 + 8 * 652 * 9.81 = 126982 \text{ Па.}$$

Потрібний напір насоса (м):

$$H = \frac{\Delta P_{\text{мер}}}{\rho * g} = \frac{126982}{652 * 9.81} = 20 \text{ м.}$$

Потрібна подача насоса ($\text{м}^3/\text{год}$):

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{0.036}{652} * 3600 = 0.2 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Підбираємо насос фірми **WITT HRP3232**.

					00.KP.142.008.010.ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 13: Техніко-економічний розрахунок

Метою економічного розрахунку є визначення вартості витрат на використання електроенергії проекту логістичного складу у м. Київ.

Споживання електроенергії за рік розраховуємо за формулою:

$$P_{річн} = P_{ел} \times n$$

Де n – час роботи компресорів, насосів, вентиляторів в рік при відповідних робочих умовах, год, приймаємо 4500 год (час електровідтайки протягом доби приблизно 15 хв=90год/рік).

Отриманні данні заносимо до таблиці 13.1

№ п/п	Найменування обладнання	К-сть	Рел, кВт	Σ Рел, кВт	Ррічн, тис. кВт·год
1	Компресор GEA Grasso	4	90	360	1620
2	Насос WITT HRP3232	2	1	2	9
3	Вентилятори повітроохолодників:				
	AlfaCubic BLE403C7	12	0.57	6.84	30.74
	AlfaCubic BLE402C7	56	0.38	21.28	95.76
	AlfaCubic BLE253B7	54	0.36	19.44	87.48
	AlfaCubic BLE402B7	20	0.38	7.6	34.2
	AlfaCubic BLE403C7	3	0.57	1.71	7.6
	AlfaCubic RLe403B55	3	0.57	1.71	7.6
4	Електровідтайка повітроохолодників				
	AlfaCubic BLE403C7	4	12.5	50	4.5
	AlfaCubic BLE402C7	28	9	252	22.68
	AlfaCubic BLE253B7	18	4.34	78	7.02
	AlfaCubic BLE402B7	10	7.2	72	6.48
	AlfaCubic BLE403C7	1	12.5	12.5	1.13
	AlfaCubic RLe403B55	1	10	10	0.9
AlfaCubic RLe252B55	6	2.8	16.8	1.51	
Річна витрата електроенергії					569.5

Річне споживання електроенергії холодильником і компресорним цехом даного холодильника становить:

$$P_{річн} = 569500 \text{ кВт} \cdot \text{год}.$$

Ціна за 1 кВт·год електроенергії становить: $C_{ел} = 5.8 \text{ грн}.$

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк. 65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо річні витрати на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$B_{ел.р} = P_{річн} * C_{ел} = 569.5 * 5.8 = 14903.1 \text{ тис. грн}$$

Розрахунок витрати по оплаті праці

Розраховуючи річний фонд оплати праці враховуємо те, що на підприємстві працює 20 особи, враховуємо заробітну плату в ремонтний період – 2 місяці. Фонд заробітної плати робітників розраховуємо виходячи з їх кількості, переліку професій, кваліфікації, тарифних ставок та окладу.

Фонд основної заробітної плати робітників

Таблиця 13.2

Посада	Місячна тарифна ставка	Чисельність в сезонний період	Чисельність в ремонтний період	Сезонний фонд	Ремонтний період	Річний фонд
Оператор установки	2500	1	1	30000	2500	32500
Автоматчик	2000	2	1	48000	2000	50000
Технолог	2500	1	1	30000	2500	32500
Електрик	2000	1	1	24000	2000	26000
Холодильщик	2500	2	1	60000	2500	62500
Вантажники	2000	3	2	72000	4000	76000
Інші працівники (офіс)	2500	10	2	300000	5000	305000
Всього	16000	20	9	564000	20500	584500

Отже, фонд основної заробітної плати робітників складає:

$$\Phi ЗП_{о.р.} = 584500 \text{ грн.}$$

Додаткова заробітна плата – це винагорода за працю понад установлені норми, за трудові успіхи та винахідливість, за особливі умови праці. Цей фонд визначається у відсотках від фонду основної заробітної плати (мінімальне значення цього показника дорівнює 15%):

$$\Phi ЗП_{д.р.} = \Phi ЗП_{о.р.} \cdot 0,15 = 584500 \cdot 0,15 = 87675 \text{ грн.}$$

Фонд повної заробітної плати робітників складає:

$$\Phi ЗП_{п.р.} = \Phi ЗП_{о.р.} + \Phi ЗП_{д.р.} = 584500 + 87675 = 672175 \text{ грн.}$$

						Арк.
						66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.14.2.008.010.ПЗ	

Нарахування на зарплату (відрахування на соціальне забезпечення, пенсійний фонд, фонд безробіття, згідно чинного законодавства України, складає 37,18 % від повного фонду заробітної плати):

$$НЗП_{n.p.} = ФЗП_{n.p.} \cdot 0,3718 = 249914,66 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці робітників: 922089,66 грн.

Отже, фонд основної заробітної плати управлінського персоналу:

$$ФЗП_{o.y.} = 305000 \text{ грн.}$$

Фонд додаткової заробітної плати управлінського персоналу (мінімальне значення показника доплат для цієї категорії становить 25%):

$$ФЗП_{d.y.} = ФЗП_{o.y.} \cdot 0,25 = 305000 \cdot 0,25 = 76250 \text{ грн.}$$

Фонд повної заробітної плати управлінського персоналу складає:

$$ФЗП_{n.y.} = ФЗП_{o.y.} + ФЗП_{d.y.} = 305000 + 76250 = 381250 \text{ грн.}$$

Нарахування на зарплату:

$$НЗП_{n.y.} = ФЗП_{n.y.} \cdot 0,3718 = 381250 \cdot 0,3718 = 141748,75 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці управлінського персоналу:

$$ВOP_{y.} = ФЗП_{n.y.} + НЗП_{n.y.} = 381250 + 141748,75 = 522998,75 \text{ грн.}$$

Витрати на оплату праці в цілому:

$$ВOP = ВOP_{y.} + ВOP_{p.} = 522998,75 + 922089,66 = 1448088,41 \text{ грн.}$$

Визначення амортизаційних відрахувань

Амортизаційні відрахування визначаються з суми капітальних вкладень.

Амортизаційні нарахування на обладнання:

$$A_{обл} = K_{обл} / 5 = 1574,286 / 5 = 314,8 \text{ тис.грн.}$$

Амортизаційні затрати на будівництво:

$$A_{б\text{уд}} = K_{б\text{уд}} / 20 = 781,01 / 20 = 39,05 \text{ тис.грн.}$$

Сума амортизації:

$$\Sigma A = A_{обл} + A_{б\text{уд}} = 314,8 + 39,05 = 353,85 \text{ тис.грн.}$$

Визначення інших видів витрат

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

									Арк.
									67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.КР.142.008.010.ПЗ

Де ЧГП- чистий грошовий потік, що приймається незмінним за весь період життєвого циклу (t)

t - обґрунтовується як період експлуатації обладнання до його повного зношення у відповідності до встановлених законодавством норм амортизація

Тоді $t = 5$ років

n - кількість періодів в загальному розрахунку періодів t

$p = (0.25)$ – ставка дисконту. Обґрунтовується як середня ставка позикового відсотку, що декларують комерційні банки України на момент розрахунку.

$I_{в\text{заг}}$ - загальна сума інвестиційних витрат включаючи ПДВ

$$\begin{aligned} \text{ЧПД} &= \sum_{t=1}^n \frac{\text{ЧГП}}{(1+p)^t} - I_{в\text{заг(ПДВ)}} = \frac{1519,19}{(1+0,25)^1} + \frac{1519,19}{(1+0,25)^2} + \frac{1519,19}{(1+0,25)^3} + \frac{1519,19}{(1+0,25)^4} \\ &+ \frac{1519,19}{(1+0,25)^5} - 2826,4 = 4085,5 - 2826,4 = 1259,1,36 \text{ тис. грн.} \end{aligned}$$

Таким чином чистий приведений дохід величина позитивна, тобто реально сумарна віддача, що очікується 1259,1 тис.грн. перевищує інвестиційні витрати. Нормативне значення ЧПД > 0.

Індекс доходності (ІД) представляє собою відношення порівняння затрат і результатів, нормативне значення > 1.

$$I_{Д} = \frac{\sum_{t=1}^n \frac{\text{ЧГП}}{(1+p)^t}}{I_{в\text{заг(ПДВ)}}} = \frac{4085,5}{2826,4} = 1,44 > 1,$$

Тобто реальна віддача в 1,44 рази перевищує інвестиційні кошти.

Індекс рентабельності характеризує прибутковість проекту і розраховується як відношення середнього значення чистого прибутку (ЧП) до інвестиційних витрат. Нормативне значення > 0.

$$I_{\text{Re}} = \frac{\Delta\Pi_{\text{заг}} \cdot 0,77}{I_{в\text{заг(ПДВ)}}} = \frac{1513,5 \cdot 0,77}{2826,4} = 0,412 > 0,$$

тобто прибутковість проекту складає 41,2%.

Дисконтований (реальний) період повернення інвестицій (ТД)

									Арк.
									69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$ЗАГ = \frac{Ie_{ЗАГ(ЦДВ)}}{\left[\sum_{t=1}^n \frac{ЧГП}{(1+p)^t} \right] \div n} = \frac{2826,4}{\frac{4085,5}{5}} = 3,5 \leq t$$

Таким чином, віддача, що очікується, за межами життєвого циклу проекту і складає 3,5 роки.

Показники ефективності проекту

Таблиця 4.6

Показник	Одиниця виміру	Значення
Загальна сума інвестицій	тис.грн.	2826,4
ЧГП	тис.грн.	1519,19
Чистий приведений дохід	тис.грн.	1259,1
Індекс доходності	-	1,44
Індекс рентабельності	-	0,412
Дисконтований період повернення інвестицій	роки	5,5

Висновки

Проведені розрахунки свідчать про доцільність та ефективність даного проекту. ЧПД складає 1259,1 тис. грн. при нормативному значенні > 0 , тобто реалізована віддача проекту на цю величину перевищує інвестиційні вкладення. Індекс доходності показує, що ця віддача в 1,44 рази перевищує інвестиції. Рентабельність проекту складає 41,2 %, а реальний період повернення інвестицій в межах життєвого циклу проекту і складає 5,5 року.

Розділ 14. Охорона праці

Аміак - безкольоровий газ з задушливим різким запахом четвертого класу небезпечності (ГОСТ 12.1.005—76), суміш парів якого з повітрям при об'ємному їх вмісті від 15 до 28% (107...200 мг/м³) являється вибухонебезпечною. Найбільший тиск взриву аміачно-повітряної суміші біля 0,45 МПа (4,5 кгс/см²). При об'ємному вмісті аміаку в повітрі вище 11% (78,5 мг/м³) і наявності відкритого вогню починається його горіння.

Фізичні і фізіологічні властивості аміаку :

Хімічна формула	NH ₃
Молекулярна маса, г/моль	17
Критична температура, °С	132,4
Критичний тиск, МПа (кгс/см ²)	11,52(115,2)
Температура кипіння (при 101,3 кПа), °С	-33,3
Затвердівання (при 101,3 кПа), °С	-77,9
Займання (при 101,3 кПа), °С	630

Об'ємний вміст аміаку в повітрі, мг/ м³:

Максимально можливе в робочій зоні	20
Небезпечне для життя	350...700
Вибуховий смертельний наслідок при впливі протягом 30...60 хв	1500...2700

Аміак навіть при незначних концентраціях має попереджувальний запах і робить дратівливі дії на очі і слизисті оболонки носоглотки. Рідкий аміак викликає опіки шкіри, велику небезпеку представляє попадання аміаку в очі.

Таблиця 13.2 Допустимі параметри для категорій робіт середньої важкості (Па) ГОСТ 12.1.005-88 „Система стандартів безпеки труда”

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

Період року	Оптимальна Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість руху повітря, м/с
Холодний ($t_3 < 10^\circ\text{C}$)	18-20	40-60	$\leq 0,2$
Теплий ($t_3 \geq 10^\circ\text{C}$)	21-23	40-60	$\leq 0,3$

Досягнення цих параметрів забезпечується загальною обмінною механічною припливно-витяжною вентиляцією в теплий період року, з підігрівом повітря в холодний період року. В машинному відділенні передбачено системи повітряного опалення, суміщенні з припливною вентиляцією, без рециркуляції повітря, кратність повітрообміну за годину: приток – 2 обсяги, витяжка – із перевищенням притоку на 1 обсяг. Повітря видаляється в атмосферу без очищення. Побутові приміщення при машинному відділенні мають окрему від машинного відділення систему вентиляції.

Шум і вібрація

Основними джерелами шуму в холодильних установках є компресори та їх двигуни, а також рух холодильного агента по трубопроводах з великою швидкістю. Допустимий рівень шуму в машинному відділенні, що не перевищує норм, які приведені у ДСН 3.3.6.037-99 „Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку” складає 78 – 82 дБ, в ПУ - 50 – 55 дБ. Для зниження шуму в ПУ застосовують додаткову звукоізоляцію стін.

Загальна технологічна вібрація не перевищує гранично допустимого значення – 92 дБ (ГОСТ 12.1.012-90. ССБТ. „Вибрационная безопасность. Общие требования.” ДСН 3.3.6.039-99. „Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації”).

Компресори встановлені на спеціальних фундаментних плитах, відокремлених від несучих конструкцій будівлі машинного відділення. Для зменшення впливу вібрації, що викликається роботою компресорів,

						Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.010.ПЗ	

додержуються таких умов: трубопроводи, що приєднуються до машини, не жорстко кріпляться до конструкції будинку; при необхідності застосування жорстких кріплень передбачено відповідні компенсаційні пристрої; трубопроводи, що з'єднують компресори з устаткуванням, мають достатню гнучкість, що компенсує деформації.

Освітлення

Нормовані значення природного та штучного освітлення ДБН В.2.5-28-2006. „Природне і штучне освітлення”.

На підприємстві у компресорному цеху прийнято бічне природне двостороннє освітлення, при якому нормується мінімальне значення (КПО = 0,2%) та загальне штучне освітлення – світильники з люмінесцентними лампами напругою 220В пілозахисні. Для компресорного цеху при загальному спостереженні за ходом роботи, при постійному перебуванні людей та розряді зорової роботи VIII₆ освітленість становить 50 лк.

Для пульту керування прийнято загальне штучне освітлення – 100 лк. Для живлення світильників місцевого освітлення з лампами розжарювання застосовується напруга 12В. Аварійне і ремонтне освітлення машинного відділення мають освітлення від незалежного джерела (акумуляторної батареї). Воно автоматично включається при відключенні робочого освітлення.

Для освітлення встановлено світильники типу ЛПО01 (з двома лампами), які підвішуються до стелі. В кількості 12 світильників, які розташовуємо в 2 ряди по 6 штук у кожному для забезпечення рівномірності освітлення.

Техніка безпеки

Вимоги техніки безпеки регламентує нормативний документ галузі, та ГОСТ 12.2.003-91. ССБТ. „Оборудование производственное. Общие требования безопасности.”.

					00.КР.14.2.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

На підприємстві наказом керівника призначаються відповідальні особи із числа інженерно-технічних робітників, які пройшли в установленому порядку перевірку знань правил з ОП, в тому числі, по нагляду за технічним станом і безпечною експлуатацією холодильної установки і дотримання вимог встановлених правил.

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, в результаті якого вони освоюють обслуговування конкретної установки і підтримання нормальних режимів її роботи, і відповідної перевірки знань. Стажування проводять досвідчені наставники. Допуск до стажування і самостійної роботи здійснюється розпорядженням по підприємству. Холодильна установка обслуговується одним машиністом в зміну. Інструктаж по ОП обов'язковий для всіх, хто поступив на роботу і працюючих, не залежно від їх стажу і кваліфікації. Періодичну перевірку знань персоналом інструкцій обслуговування холодильної установки, техніці безпеки, експлуатації обладнання і практичним діям надання до лікарської допомоги проводять не рідше одного разу в 12 місяців комісією, яка складається із спеціалістів по холодильній техніці, електротехніці, приладах автоматики і техніці безпеки.

Перевірку знань з техніки безпеки у керуючих і інженерно-технічних робітників здійснюють у відповідності з „Положенням про порядок перевірки знань, правил і норм по охороні праці керуючих, інженерно-технічних робітників і спеціалістів.”.

					00.КР.14.2.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

Інструкції доведені до персоналу, що обслуговує холодильну установку (під розписку), і вивішені на видному місці:

- експлуатації холодильної системи (охолодного обладнання);
- обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і автоматики;
- пожежної безпеки;
- охороні праці (надання до лікарської допомоги при виникненні аварійної ситуації і т.д.);
- річні і місячні графіки проведення планово-попереджувальних ремонтів;
- схеми хладонових, рідинних, масляних і водяних трубопроводів із пронумерованою (у них і відповідно в натурі) запірною арматурою і приладами автоматики (затверджені головним інженером);
- покажчики перебування засобів індивідуального захисту;
- номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, міліції, найближчої військової частини, начальника компресорного цеху (домашній телефон);
- номери телефонів і адреса організацій, що обслуговують автоматизовану холодильну установку.

Для надання до лікарської допомоги в машинному відділенні є в наявності аптечка, в якій міститься: 1% р-н новокаїну, кодеїн, марлеві салфетки, етиловий спирт, бинти, вата, мазь Вишневського, йод.

Електробезпека

Електрообладнання компресорного цеху відповідають вимогам ПУЕ „Правила улаштування електроустановок”, ГОСТ 12.1.030-81 ССБТ „Электробезопасность. Защитное заземление, зануление”, ДНАОП 1.1.10-1.01-97 „Правила безпечної експлуатації електроустановок”, а також діючих стандартів безпеки праці та інших нормативних документів.

Встановлені пускові прилади розраховані на максимальну силу струму електродвигуна. Рубильники, призначені для вмикання-вимикання струму

					00.КР.14.2.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		75

навантаження, захищені кожухами, які не горять, без отворів та шпарин і мають дистанційне керування. Напруга в колах керування устаткуванням, що встановлено у приміщеннях особливо небезпечних і з підвищеною небезпекою, а також зовні приміщення, не перевищує 220В

Заходи і засоби забезпечення електробезпеки на підприємстві:

1. Недоступність струмопровідних частин від випадкового дотикання, блокування (захисні огороження, безпечне розміщення струмопровідних частин, наявність знаків безпеки);
2. Надійна ізоляція (опір ізоляції у силових і освітлювальних електричних установках становить 1,2 МОм);
3. Заземлення електричного обладнання;
4. Організаційні методи (регулярний медичний огляд, інструктаж, перевірка інструментів, контроль при виконанні робіт, наряд допуск перед роботами);
5. Застосування низьких напруг (згідно ПУЕ передбачене використання напруги 12В);
6. Застосування захисних засобів, запобіжних пристроїв та приладів;
7. Планово-попереджувальні роботи.

Для захисту струмопровідних частин від прямих ударів блискавки використовується стрижневі блискавковідводи, які встановлено на даху машинного відділення, згідно РД 34.21.122.-87 „Инструкция по защите от молнии зданий и сооружений”.

Пожежо- і вибухобезпека

Відповідно до ОНТП24-86 (НАПБ Б 07-005-86) приміщення за вибухо- і пожежобезпекою поділяють на п'ять категорій (А, Б, В, Г, Д). Приміщення відноситься до А категорії. Якісним критерієм небезпеки приміщень (будівель) є наявність в них речовин з певними показниками вибухо-пожежної небезпеки. Кількісним критерієм визначання категорії є надмірний тиск (Р), який може розвинути при вибуховому загорянні максимально можливого

					00.КР.14.2.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

скупчення (навантаження) вибухонебезпечних речовин у приміщенні. Аміак відноситься до категорії А (вибухонебезпечної). Пожежо- та вибухобезпека на підприємстві забезпечується відповідно до вимог ГОСТ 12.1.004-91. ССБТ. „Пожарная безопасность. Общие требования.”, ДНАОП 0.01-1.01-95 „Правила пожежної безпеки в Україні.”.

Система пожежного захисту включає:

- двері повинні відчинятися у бік виходу;
- застосування в машинному відділенні будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнетривкості (СНиП 2.11.02-87, СНиП 2.01.02-85. „Противопожарные нормы”);
- наявність системи оповіщення про пожежу;
- наявність аварійного відключення обладнання;
- забезпечення первинними засобами пожегасіння: двома лопатами, сокирами, металевим багром, пожежним щитом з азбестовим полотном, ящиком з піском, повітряно-пінні вогнегасники ВПП-5 – 1 шт, порошкові вогнегасники ВП-10 – 1 шт.;
- наявність плану евакуації.

При роботі з горючими газами та легкозаймистими речовинами потрібно здійснювати контроль проби повітря в зоні дихання людини з урахуванням місць утворення шкідливих речовин і шляхів, якими вони потрапляють в робочу зону. Кількість проб та метод контролю визначається санітарними нормами та органами санітарного нагляду. У приміщеннях, де присутні речовини 1-го класу небезпеки та де може бути аварійний викид, повинен запроваджуватись безперервний контроль. Для інших випадків - періодичний.

На підприємстві що розглядається використовують безперервно-автоматичний метод контролю вмісту хімічних речовин в повітрі. Це означає – автоматичний контроль і сигналізацію про наявність в повітрі відповідних концентрацій шкідливої речовини. Для цього призначені газоаналізатори і газосигналізатори. Вони працюють на принципі зміни електричних властивостей речовини (електричного опору, електропровідності, електричної

									Арк.
									77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.КР.142.008.010.ПЗ

ємності) при хімічній реакції або при розчиненні в ній шкідливої речовини, яка контролюється. За зміною електричних властивостей встановлюються значення концентрації шкідливої речовини. До цієї групи належать прилади: ФЛ-5501 (універсальний газоаналізатор).

Примірна інструкція з охорони праці при роботах з натрія гідратом окису, калія гідратом окису, натрієм вуглекислим, аміаком водним

1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

1.1 Ця примірна інструкція встановлює загальні вимоги безпеки при роботі з натрія гідратом окису, калія гідратом окису, натрієм вуглекислим, аміаком водним. Вона може бути використана як основа для розробки інструкцій, що діють на підприємствах усіх форм власності в галузях мікроелектроніки, радіоелектроніки та приладобудування.

1.2 Роботи з натрія гідратом окису, калія гідратом окису, натрієм вуглекислим, аміаком водним відносяться до робіт із шкідливими речовинами та підвищеною небезпекою відповідно до НПАОП 0.00-8.24-05 „Перелік робіт з підвищеною небезпекою”, затвердженого наказом Державного комітету України з нагляду за охороною праці від 26.01.05 №15.

1.3 Згідно зі ст.П Закону України „Про охорону праці” (далі Закон) не допускається залучення неповнолітніх до праці на важких роботах і роботах із шкідливими або небезпечними умовами праці.

1.4 До самостійного виконання робіт допускаються особи:

котрі пройшли медичний огляд у встановленому порядку згідно з ДНАОП 0.03-4.02-94 „Положення про медичний огляд працівників певних категорій,” затвердженого наказом Міністерства охорони здоров'я України від 31.03.94 № 45 і не мають медичних протипоказань;

з котрими проведено інструктаж (навчання) з охорони праці, у тому числі при виконанні робіт з підвищеною небезпекою, ознайомлення з правилами поведінки при виникненні аварій і надання першої (долікарської) допомоги потерпілим від нещасних випадків;

									Арк.
									78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ				

котрі склали іспити на право: працювати з хімічними речовинами, технічної експлуатації електроустановок споживачів напругою до 1000 В і мають групу електробезпеки не нижчу II-ої (керівник робіт, бригадир або старший групи - не нижчу III-ої або IV-ої);

з котрими проведені вступний інструктаж, стажування та інструктаж на робочому місці із записом у відповідному журналі інструктажу.

1.5 Робітники, котрі виконують роботи з натрія гідратом окису, калія гідратом окису, натрієм вуглекислим, аміаком водним, зобов'язані:

знати та виконувати вимоги нормативних актів про охорону праці (правил, стандартів, норм, положень, інструкцій);

знати та виконувати правила поведінки з устаткуванням, інструментом та іншими засобами виробництва;

користуватися засобами колективного та індивідуального захисту;

виконувати вимоги і зобов'язання з охорони праці, передбачені Законом, колективним договором, угодою, трудовим договором та правилами внутрішнього трудового розпорядку підприємства (установи), у тому числі:

а) вчасно починати та закінчувати роботу, дотримуватись встановленого часу технологічної та обідньої перерв;

б) не виконувати робіт, не передбачених змінним завданням, технологічним процесом або інструкцією;

в) не знаходитися на роботі в позаробочий час без відповідного дозволу керівника;

проходити в установленому порядку попередні та періодичні медичні огляди;

співробітничати з власником або уповноваженим ним органом у справі організації безпечних і нешкідливих умов праці, особисто вживати посильних заходів щодо усунення будь-якої виробничої ситуації, яка створює загрозу його життю чи здоров'ю або людей, які його оточують, і навколишньому природному середовищу (ст.159 Кодексу Законів про працю України /КЗпПУ/);

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.KP.142.008.010.ПЗ				79

повідомляти про небезпеку свого безпосереднього керівника або іншу посадову особу (ст.159 КЗпПУ).

1.6 У приміщенні, де знаходиться робоче місце, повинно знаходитися не менше двох працівників.

1.7 Працівники не повинні залишати робоче місце без нагляду.

1.8 При виконанні робіт з натрія гідратом окису, калія гідратом окису, натрієм вуглекислим, аміаком водним можуть мати місце такі небезпечні та шкідливі чинники:

а) фізичні:

ураження електричним струмом;

травмування гострими краями при руйнуванні скляного оснащення або тари;

підвищення або зниження рухомості повітря (несправність загальнообмінної припливно-витяжної вентиляції);

підвищення або зниження температури робочої зони.

б) хімічні: отруєння;

отримання хімічних опіків;

подразнююча дія на організм людини (шкірний покрив, слизові оболонки очей та органи дихання);

спричинення дистрофічних змін у печінці, нирках, легенях, селезінці.

1.9 Для робіт із шкідливими та небезпечними умовами праці згідно зі ст.8 Закону працівникам видаються безоплатно за встановленими нормами спеціальний одяг, спеціальне взуття й інші засоби індивідуального захисту, а також мийні та знешкоджуючі засоби:

халат лавсановий (білий або світлих тонів), ГОСТ 12.4.103-83; ковпак (шапочка) лавсановий (білий або світлих тонів), ГОСТ 12.4.011-89;

взуття шкіряне (тапочки, черевики), ГОСТ 12.4.137-2001; рукавички гумові технічні, ГОСТ 20010-93; щитки захисні лицеві, ГОСТ 12.4.023-84; рукавички хірургічні гумові, ГОСТ 3-88; фартух спеціальний, ГОСТ 12.4.029-76; нарукавники поліетиленові; окуляри захисні ПО-1, ГОСТ 12.4.013-85;

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

респіратор фільтруючий протигазовий РПГ-67, ГОСТ 12.4.004-74; протигаз промисловий фільтруючий, ГОСТ 12.4.121-83; коробки фільтруючі відповідної марки „А" або „БКФ" („К" або „М" для виконання робіт з аміаком), ГОСТ 12.4.122-83; мило туалетне, ГОСТ 28546-90; рушник із бавовняної тканини.

1.10 Робітники, котрі виконують роботу з натрія гідратом окису, калія гідратом окису, натрієм вуглекислим, аміаком водним, повинні:

дотримуватись вимог санітарних норм та особистої гігієни;

виконувати роботу в необхідних засобах індивідуального захисту;

утримувати протягом зміни робоче місце в чистоті;

їсти та зберігати їжу тільки в спеціально відведених місцях;

зберігати харчові продукти, у тому числі й молочні, що видаються на підприємстві, у холодильниках, які використовуються тільки для зберігання продуктів;

перед тим, як вийти на технологічну перерву (для відпочинку, паління або з інших причин), вимити з милом руки, обмити обличчя та прополоскати ротову порожнину питною водою;

після закінчення роботи вимити з милом забруднені частини тіла або прийняти душ, прополоскати ротову порожнину питною водою.

1.11 Працюючі робітники повинні виконувати вимоги правил пожежної безпеки, знати місця розташування засобів пожежогасіння, знати порядок їх використання та вміти ними користуватися відповідно до інструкції з пожежної безпеки.

1.12 При проведенні технологічних процесів з натрія гідратом окису, калія гідратом окису, натрієм вуглекислим, аміаком водним необхідно враховувати властивості цих хімічних речовин і їх небезпечні чинники.

1.12.1 Натрія гідрат окису (NaOH) (ГОСТ 2263-79. Натр едкий технический. Технические условия).

Натрія гідрат окису (гідроксид натрію) - це тверді білі, дуже гігроскопічні кристали, що плавляться при температурі +320 С.

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

У зв'язку із сильною роз'їдаючою дією на тканини, шкіру, папір та інші органічні речовини він також називається їдким натром.

У техніці натрія гідрат окису часто називають каустичною содою.

Натрія гідрат окису слід зберігати у добре закупорених посудинах, оскільки він легко вбирає з повітря діоксид вуглецю, поступово перетворюючись у карбонат натрію.

Густина -2,13 г/см .

Натрія гідрат окису при контакті зі шкірою спричиняє опіки, проникає в глибину тканини, утворюючи виразки та рубці.

ГДК парів у повітрі робочої зони 0,5 мг/м³ згідно з ГОСТ 2263-79.

Клас небезпеки 2 згідно з ГОСТ 12.1.007-76.

1.12.2 Калія гідрат окису (КОН) (ГОСТ 9285-78. Калия гидрат окиси технический. Технические условия).

За зовнішнім виглядом, а також за фізичними та хімічними властивостями дуже нагадує гідрат окису натрію, але має ще більшу активність. Подібно до гідрату окису натрію - це також білі гігроскопічні кристали, які добре розчиняються у воді.

У зв'язку з сильною роз'їдаючою дією на шкіру людини та органічні речовини він називається їдким калієм.

Калія гідрат окису при контакті зі шкірою людини спричиняє хімічні опіки, проникає в глибину тканини, утворюючи виразки та рубці.

ГДК у повітрі робочої зони 0,5 мг/м³ згідно з ГОСТ 9285-78.

Клас небезпеки 2 згідно з ГОСТ 12.1.007-76.

1.12.3 Натрій вуглекислий (Ш2С03) (ГОСТ 5100-85. Сода кальцинированная техническая. Технические условия).

Речовина білого кольору. Добре розчиняється у воді. Пари її розчину подразнюють слизові оболонки очей і дихальних шляхів, спричиняють кон'юктивіти. При попаданні на шкіру розчин натрію вуглекислого роз'їдає тканину шкіри, спричиняючи хімічні опіки й утворюючи виразки.

									Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ				82

Температура плавлення - +852и С.

Густина - 2,53 г/см .

ГДК парів розчину в повітрі робочої зони 2 мг/м згідно з ГОСТ 12.1.005-88.

Клас небезпеки 3 згідно з ГОСТ 12.1.007-76.

1.12.4 Аміак водний (1СН4 ОН) (ГОСТ 3760-79. Аммиак водный. Технические условия).

Аміак водний - 25 % водний розчин аміаку, це безбарвна прозора рідина з лужною реакцією та характерним різким запахом. Ще його називають гідроксидом амонію. Водні розчини аміаку застосовують у хімічних лабораторіях і різних виробництвах як слабку основу. При нагріванні розчину аміак вивірюється, у чому легко впевнитися за запахом. Оскільки водний розчин аміаку є слабкою основою, то солі амонію в розчинах гідролізуються. Отже, будь-яку амонійну сіль у розчині можна виявити, нагріваючи ці розчини.

Пари аміаку сильно подразнюють слизові оболонки очей і верхніх дихальних шляхів. Великі концентрації парів аміаку викликають опіки очей, носової порожнини, горла, спричиняють пекучий біль у горлі та витік великої кількості сліз, відчуття різі в очах, стан сильного збудження, марення, різкий розлад дихання, погіршення серцевої діяльності, слабкий пульс, охолодження кінцівок і тіла. У легких випадках отруєння - сухість у горлі, задуха, сльозливість, приступи кашлю.

Суміші аміаку з повітрям вибухонебезпечні. Концентраційні межі аміаку з повітрям за об'ємом складають:

нижня - 17%;

верхня - 28 %.

ГДК парів аміаку в повітрі робочої зони 20 мг/м3 згідно з ГОСТ 3760-79.

Клас небезпеки 4 згідно з ГОСТ 12.1.007-76.

1.13 Все електрообладнання має бути надійно заземлене.

1.14 Згідно зі ст.44(Закону) за порушення законів та інших нормативно-

					00.КР.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		83

правових актів про охорону праці, створення перешкод у діяльності посадових осіб органів держнагляду за охороною праці, а також представників профспілок, їх організацій та об'єднань винні особи притягуються до дисциплінарної, адміністративної, матеріальної та кримінальної відповідальності.

2 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПЕРЕД ПОЧАТКОМ РОБОТИ

Перед початком роботи необхідно:

2.1 Перевірити наявність технологічної карти (інструкції) на робочому місці.

2.2 Перевірити й одягти необхідні засоби індивідуального захисту згідно з вимогами інструкції з охорони праці на робочому місці.

2.3 Провести зовнішній огляд приладів і обладнання та впевнитися у відсутності видимих пошкоджень.

2.4 Впевнитися в наявності та справності заземлення приладів і обладнання.

2.5 Включити припливно-витяжну вентиляцію за 20-30 хвилин до початку роботи.

2.6 Перевірити роботу витяжної вентиляції у витяжній шафі.

2.7 Впевнитися в наявності засобів пожежогасіння.

2.8 Перевірити склад медичної аптечки і наявність засобів для надання першої (долікарської) до допомоги.

2.9 Приготувати 5 % розчин оцтової кислоти. Розчин зберігати в медичній аптечці.

2.10 Підготувати робоче місце, інструмент, оснащення, прилади відповідно до технологічної карти (інструкції).

2.11 Отримати та доставити на візку необхідні хімічні речовини.

2.12 При виявленні недоліків (дефектів) у засобах індивідуального та колективного захисту, відсутності засобів пожежогасіння, вентиляційної тяги, медичної аптечки із засобами медичної допомоги або інших недоліків

									Арк.
									84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ				

сповістити керівника роботи (відповідального за проведення даної роботи). До роботи стати лише після усунення всіх недоліків.

3 ВИМОГИ БЕЗПЕКИ ПІД ЧАС ВИКОНАННЯ РОБОТИ

3.1 Усі роботи із застосуванням натрія гідрату окису, калія гідрату окису, натрія вуглекислого, аміаку водного необхідно виконувати тільки у витяжній шафі при працюючій місцевій витяжній вентиляції, та загальній припливно-витяжній вентиляції в приміщенні, користуючись засобами індивідуального захисту.

3.2 Натрій гідрат окису, калій гідрат окису, натрій вуглекислий, аміак водний використовуються при виконанні таких операцій:

- 1) приготування розчинів лугів;
- 2) проявлення фоторезисту;
- 3) зняття фоторезисту;
- 4) хімічна обробка;
- 5) відбір проб і проведення хімічних аналізів;
- 6) нейтралізація розчинів кислот.

3.3 Змішування або розбавлення розчинів лугів, що супроводжується виділенням тепла, виконувати в термостійкому порцеляновому посуді.

3.4 При нагріванні хімічних рідин у пробірці, її необхідно спрямовувати вбік від себе та осіб, які перебувають поруч.

3.5 Під час збовтування лужного розчину в колбах і пробірках необхідно закривати їх пробками із лугостійкої резини.

3.6 Не зберігати їдкі хімічні речовини без напису та етикеток.

3.7 При приготуванні лужних розчинів необхідно класти в холодну воду їдкі речовини (а не навпаки) дрібними шматочками за допомогою шпательів або щипців, помішуючи розчин вініпластовою паличкою. Великі шматки їдких речовин необхідно розколювати на дрібні в спеціально відведеному місці, попередньо накривши цей шматок щільною тканиною (бельтингом). У всіх випадках під час приготування лужних розчинів речовини необхідно

									Арк.
									85
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

00.KP.142.008.010.ПЗ

розчиняти невеликими порціями в холодній воді та безперервно помішувати розчин.

3.8 Лужні розчини необхідно вливати тільки в сухий і чистий посуд.

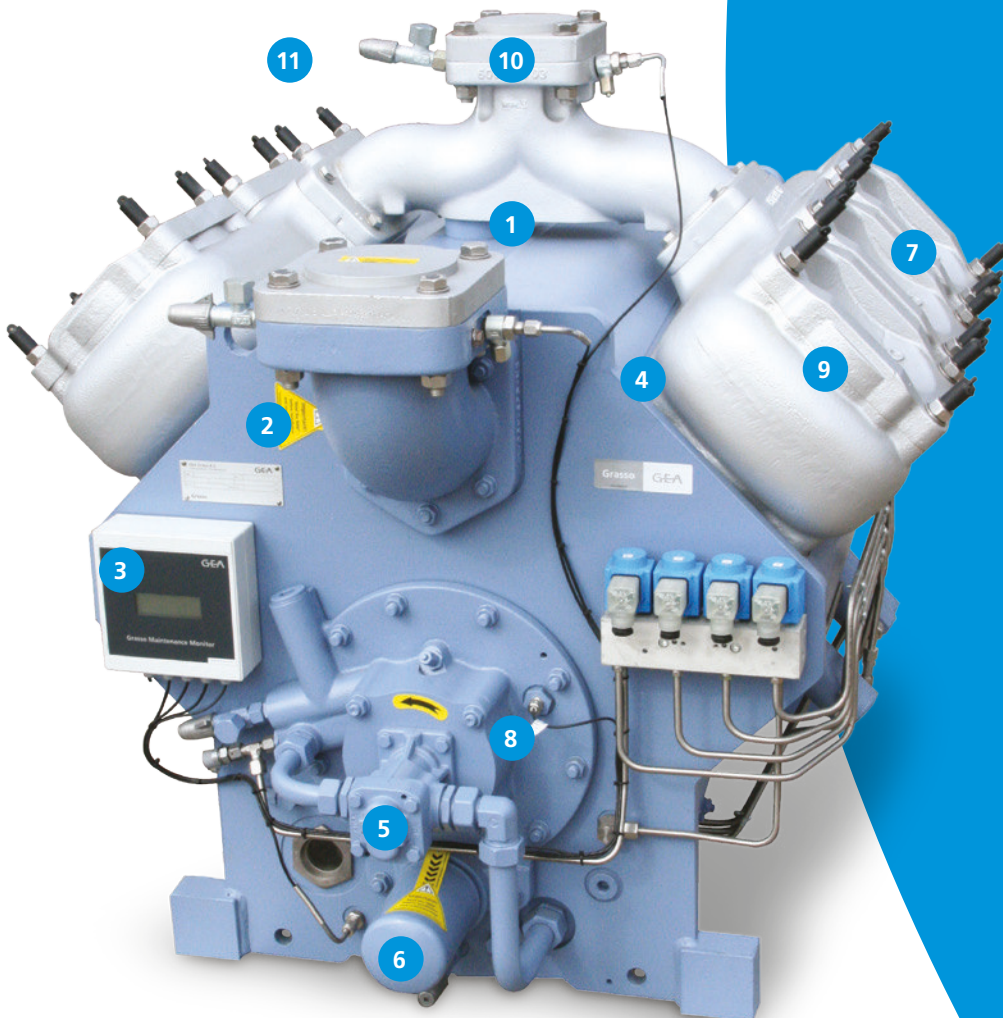
3.9 Перед початком роботи з їдкими речовинами (натрія гідратом окису, калія гідратом окису, натрієм вуглекислим та аміаком водним) треба опустити шторку витяжної шафи або надіти захисні окуляри.

					00.KP.142.008.010.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Б.К. Явнель. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1989. – 223 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для техникумов).
2. Буляндра, О.Ф. Збірник задач з технічної термодинаміки (термодинаміка закритих систем): навч. посіб. / О.Ф.Буляндра. - К.: НУХТ, 2011.- 231 с.
3. Основи холодильних технологій: навч. посіб. / А.П. Лозовський, О.М. Іванов. – Суми: Університетська книга, 2015.– 149 с.
http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2019/Lozovskiyy_2015_149.pdf
4. Холодильна техніка та технологія харчової промисловості: традиції та інновації. Вітчизняний та світовий досвід [Електронний ресурс]: науково-допоміжний бібліографічний покажчик двома мовами 1960-2020 рр. / упоряд. Т. П. Фесун ; Наук.-техн. б-ка ; Нац. ун-т харч. технологій. – Київ, 2020. – 211 с.
https://dspace.nuft.edu.ua/jspui/bitstream/123456789/32096/1/refrigeration_equipment.pdf
5. Теплохолодотехніка : навч. посіб. / С.М. Василенко, В.І. Павелко, А.В. Форсюк, М.М. Масліков, Н.В. Иващенко, С.В. Барановська. – К.: Видавництво Ліра-К, 2018. – 258 с.
6. Refrigeration and Air conditioning Fundamentals. Mohamed G. Gado.– Tokyo Institute of Technology. 2019.

									Арк.
									87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	00.КР.142.008.010.ПЗ				



result in an extremely low oil carry-over. The necessity of using an oil separator is subject to application and, in some cases, can be omitted.

11. Low noise level

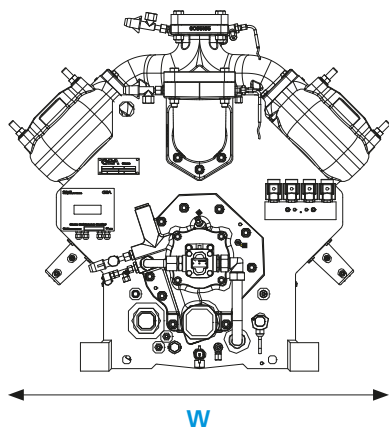
- Modular setup of the steel-welded housing in combination with the rigid cast iron cylinder heads guarantees the lowest possible noise emission.

A complete product range

Find the right compressor for each application in the well-balanced GEA Grasso V family. For this, the capacity steps between models have been set as narrow as possible, increasing in steps of two cylinders. Two different bore and stroke ratios are integrated into the basic design to cover the required swept volume range without capacity overlap.

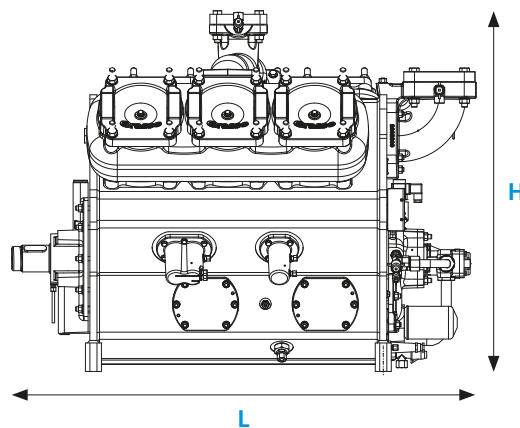
Single-stage

The single-stage series, having 7 models, starts with a 4-cylinder, small bore x stroke for accurate capacity control and ends with a 10-cylinder big bore x stroke to cover a swept volume of 1,592 m³/h. The modular construction and the intermediate plate for the larger compressors guarantee a smooth vibration-free running and low noise emission.



Two-stage

Two-stage-or 'compound' models benefit from the same characteristics as the single-stage models. Internally they have separate suction chambers for low and intermediate pressure and, on the outside, 2 connections are added for the intermediate side. The range also comprises 7 models, each with only one LP/HP cylinder ratio in order to simplify the selection procedure. For the two-stage compressors several highly efficient and patented intermediate cooling systems are available.



SINGLE-STAGE COMPRESSORS

Models	Swept volume* (m ³ /h)	Number of cylinders	Speed min ⁻¹	Cooling cap. (kW)**		Dimensions (mm)			Weight (kg)
				NH ₃		L	W	H	
				-10/+35°C	0/+40°C				
GEA Grasso V 300	290	4	1,500	155	237	882	933	922	575
GEA Grasso V 450	435	6	1,500	233	355	1,076	933	922	751
GEA Grasso V 600	580	8	1,500	310	474	1,363	933	922	1,042
GEA Grasso V 700	637	4	1,200	367	549	1,062	1,076	1,013	794
GEA Grasso V 1100	955	6	1,200	550	823	1,306	1,076	1,013	1,054
GEA Grasso V 1400	1,274	8	1,200	734	1,098	1,666	1,076	1,027	1,495
GEA Grasso V 1800	1,592	10	1,200	917	1,372	1,909	1,076	1,027	1,725

TWO-STAGE COMPRESSORS

Models	Swept volume* (m ³ /h)	Number of cylinders low/high- stage	Speed min ⁻¹	Cooling cap. (kW)**		Dimensions (mm)			Weight (kg)
				NH ₃ ***		L	W	H	
				-35/+35°C	-40/+35°C				
GEA Grasso V 300T	217	3/1	1,500	45	34	935	940	922	590
GEA Grasso V 450T	290	4/2	1,500	67	52	1,310	940	922	769
GEA Grasso V 600T	435	6/2	1,500	90	68	1,425	940	922	1,062
GEA Grasso V 700T	478	3/1	1,200	108	85	1,060	1,072	1,013	814
GEA Grasso V 1100T	637	4/2	1,200	157	123	1,304	1,072	1,013	1,077
GEA Grasso V 1400T	955	6/2	1,200	217	170	1,672	1,072	1,027	1,520
GEA Grasso V 1800T	1,114	7/3	1,200	262	203	1,874	1,072	1,027	1,755

* Theoretical swept volume based on low stage cylinders

** Based on: 0 K subcooling, 2 K superheat (non-useful)

*** Cooling capacity based on open flash interstage cooler system

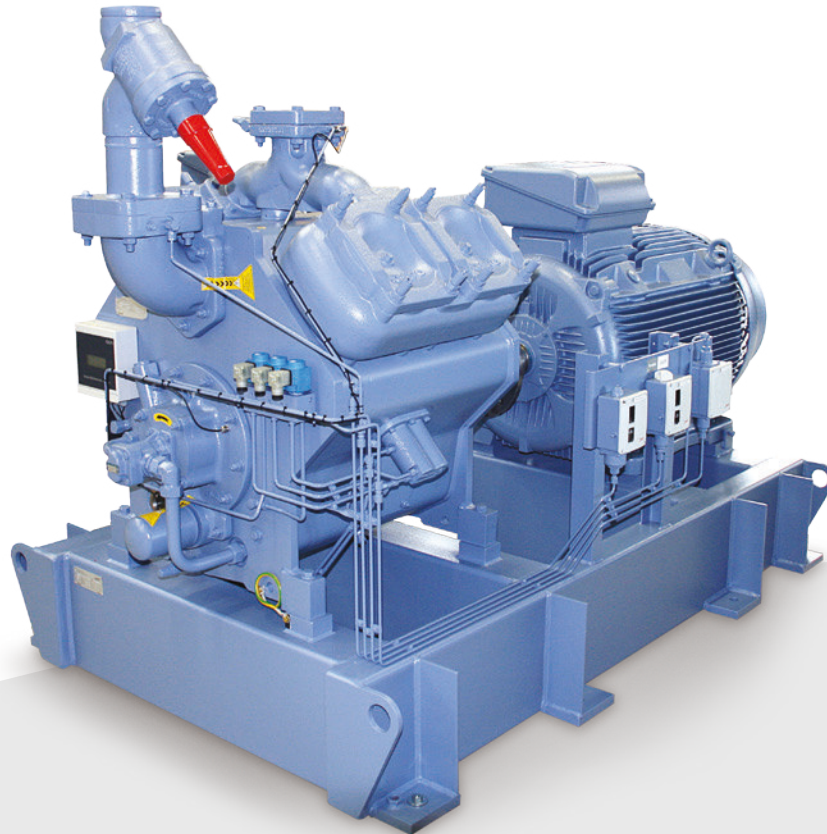
Packaged compressors

At least 60 % of all compressors produced at GEA are turned into packages before they leave the factory.

The choice of components to fit on and around the compressors is huge, and the fact that all required components are factory-fitted gives the contractor the advantage to concentrate 100% on the erection of the refrigeration plant.

Direct drive or V belt drive arrangements are available for all compressors. The introduction of high power inverters in combination with maintenance-free couplings gives the customer the opportunity to positively influence energy and maintenance costs.

The extremely low oil carry-over, related to the design of the compressor particularly on cooling applications, is even less than 10 ppm and gives the customer the opportunity to execute a compressor package with or without an oil separator, depending on the system demands. The use of GEA's high-efficiency oil separator will further reduce the carry-over to an absolute minimum, and oil contamination through to the installation.



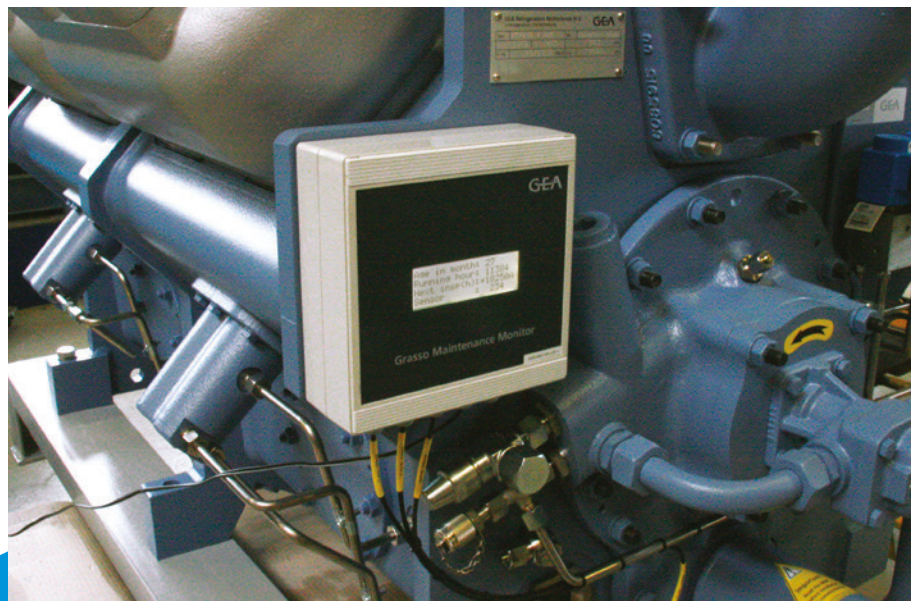
Good to know

We are proud of the quality and reliability of all GEA refrigeration solutions. Ingenious monitoring and service modules ensure optimum lifetime performance for you.

GEA Maintenance Monitor

The GEA Grasso V series compressor is equipped with the GEA Maintenance Monitor (GMM) This compact, microprocessor-based stand-alone unit monitors online the relevant data to determine the 'on-time' maintenance intervals. The monitor automatically generates a message for an upcoming A, B or C level service. This message can be read directly from a small built-in display, remote PC, or can be sent by email to the person/company responsible for the maintenance. When connected to a network, even real-time data are available as well as information about any upcoming service.

'On-time' maintenance balances the lifetime of wearing components and the expected reliability. In other words: The end user benefits from longer service intervals without jeopardizing reliability. In industrial refrigeration this is quite a new approach. The traditional 'fixed' service intervals will slowly be taken over by the new system. Therefore GEA is happy to present this monitoring system to the market. We are convinced that this, together with the GEA Grasso V series compressors, contributes to the reduction of the Total Cost of Ownership.





Read more about BAC's patented Combined Flow Technology



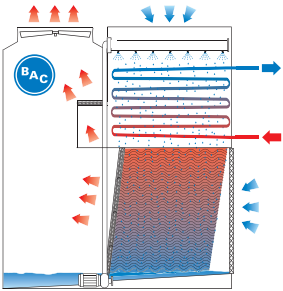
New industry standards for efficient cooling, maximum coil life and easy inspection and maintenance were set with the introduction of **BAC's patented Combined Flow Technology**. Over the years BAC improved the design of the products having this technology enclosed.

As a result e.g. the FXVS closed circuit cooling tower offers the highest capacity per footprint on the market, it's thermal performance is certified by Eurovent.

BAC product with Combined Flow Technology

Closed circuit cooling towers : FXVS, FXVT, HXI

Condensers: CXVE, CXV-D, HXC



Combined Flow Technology

The Combined Flow Technology optimizes the sensible heat transfer of the coil by cooling the spray water (typically 4 to 7°C) over the cross flow fill. In combination with the parallel airflow the FXVS can cool to temperatures below the spray water temperature. This makes it more efficient compared to any other cooler in the market.

How does it work?

The warm process fluid circulates through a heat exchanger coil, which is wetted by a spray system. In parallel with the water spray flow, an axial fan draws air over the coil. The evaporation process cools the fluid inside the coil. The process fluid travels from the bottom to the top resulting in the coldest spray water and air to be in contact with the coldest process fluid. The spray water will then continue over a fill pack where it will be cooled again. The spray pump then recirculates the cooled water to the top of the tower. The warm saturated air leaves the tower through the high efficient drift eliminators which will prevent water droplets from leaving the unit.

➤➤➤ BAC PRODUCTS WITH COMBINED FLOW TECHNOLOGY



CXV-D



FXVS



CXVE



HXI



HXC



FXVS



FXVT

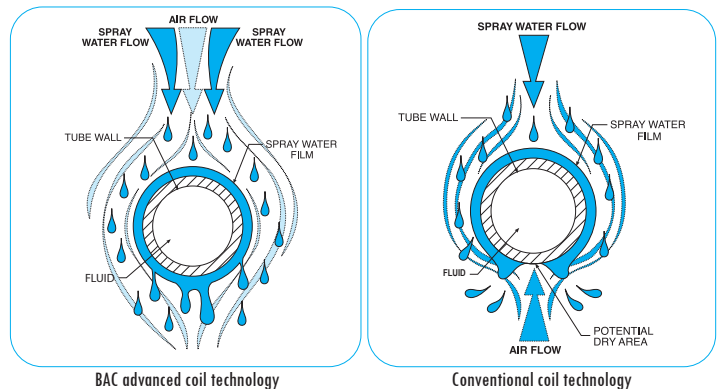
BENEFITS OF COMBINED FLOW TECHNOLOGY

Scale reduction sustains thermal performance and maximum coil life

- ✓ The spray water loading (l/s per m²) over the coil bundle is typically 3 to 4 times higher compared to a conventional fluid cooler; resulting in more sensible and less latent heat transfer.
- ✓ The coil tubes are covered by a thick water film, minimizing the risk for dry spots and drastically reducing the risk for fouling.
- ✓ Air and spray water are in parallel flow resulting in better water coverage.
- ✓ With cold spray water, scale compounds have the tendency to stay in solution rather than depositing as solids on the coil.



The main evaporation occurs over the fill system, ensuring **sensible cooling on the coil**. This **minimizes** scaling of the coil, **safeguarding** the entire system from extensive maintenance or shutdown.



Why is scale prevention so important?

Even minimal amounts of scale on the coil surface will affect the performance of closed circuit cooling towers. The formation of scale is not always noticed by the system operator, but a closed circuit cooling towers with a scaled-up coil must operate at higher fan speeds and forces other system components to work harder to compensate. In a cooling system, this burden is placed on the chiller. With scale build-up on the coil, the chiller consumes greater energy and system capacity is reduced.

1 mm
thick scale
→ 30%
cooling performance
reduction

Easy inspection and maintenance

- ✓ Crossflow units incorporate the combined flow technology which allows **access** to all critical components during operation.
- ✓ **Preventive maintenance inspection** is possible to avoid scaling or severe damages to the unit.
- ✓ Water distribution section, top of coil and fill core are **easily accessible** even during wet operation.
- ✓ FXVS closed circuit cooling towers incorporate BACross patented fill which can easily be **cleaned or replaced**.
- ✓ All the maintenance services can be executed while **standing**, even inside the unit. So regular inspection jobs are no longer a hurdle for maintenance people.

IMPORTANCE

of proper water distribution
Not only does proper water operation guarantee the thermal performance, but it also minimizes scaling of the coil.





CXVE VALUE PACK

Experience lifetime savings and reliable performance



The CXVE value pack offers following benefits

- ✓ Maximum performance in a small footprint saves up to 50 % energy
- ✓ Lifetime expectancy increase of 20%

- ✓ 33% less water and chemical consumption
- ✓ Low environmental impact



Value pack

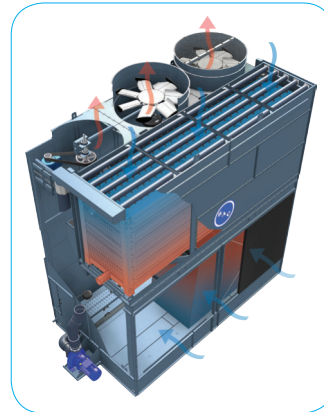
1
CXVE
evaporative
condenser

2
New generation
Baltibond
hybrid coating

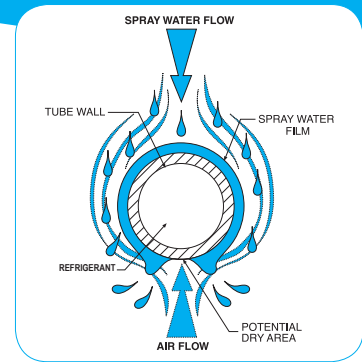
3
Water treatment
control package

Maximum performance in a small footprint saves up to 50 % energy

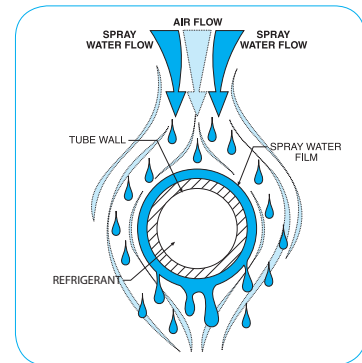
- ✓ **Evaporative cooling** minimizes the energy consumption of the process to be cooled.
- ✓ **CXVE axial fans** use 50% less energy of similar centrifugal fan units.
- ✓ Unique combined **coil on fill technology** for optimal condenser efficiency.
- ✓ **Advanced coil technology** reduces scale tendency, resulting in 9% process energy saving.
- ✓ **Quick delivery of original BAC spare parts** to ensure continuously efficient operation.



Patented coil on fill technology



Conventional coil technology



CXVE advanced coil technology

33% less water and chemical consumption

- ✓ The new generation **Baltibond** hybrid coating allows operation at higher cycles of concentration compared to galvanized units. This results in lower water and chemical usage with an average **33% yearly saving**.
- ✓ The water treatment package BCP (2) C with optimal and **automatic bleed control** reduces water usage up to 50% compared to continuous bleed systems for a typical refrigeration load profile.

Life time expectancy increase of 20%

- ✓ The CXVE design allows **easy inspection** of all critical components (drives, coil, fill). This results in faster maintenance response and prevents premature deterioration.
- ✓ The new generation **Baltibond** hybrid coating offers superior corrosion protection of the equipment resulting in a typical lifetime expectancy increase of 20 %.
- ✓ The **automatic water treatment package BCP** helps control corrosion, scaling and fouling.
- ✓ **Quick delivery of original BAC spare parts** for year-round reliable operation.



Individually Baltibond hybrid coated components

Low environmental impact



- ✓ The patented combined flow technology (coil on fill) provides the highest capacity at the **lowest refrigerant charge** in the industry.
- ✓ CXVE units include low noise axial fans for **minimal surrounding noise** and have a single-side air inlet, and a quieter tower rear for more noise-sensitive areas. Factory designed, tested and rated sound attenuation is available on air inlet to cut operation noise even further.
- ✓ The new generation Baltibond hybrid coating allows operation at higher cycles of concentration and results in **lower water and chemical usage and rejection**.



Maintenance and service expertise

Experience lifetime savings and reliable performance



**BALTIMORE
AIRCOIL COMPANY**

For more information contact:

Baltimore Aircoil International nv

info@BaltimoreAircoil.eu - www.BaltimoreAircoil.eu

info@balticare.com - www.Balticare.com



Alfa Laval AlfaCubic

Commercial air coolers - Single discharge



Alfa Laval AlfaCubic – Simply fresh, today and tomorrow

AlfaCubic is the Alfa Laval platform for commercial air cooler ranges. Common distinctive features for all Alfa Laval air coolers are the highly efficient cooler coil in combination with many other features, options and benefits.



Energy efficient



Expert reliability



Simple and available

AlfaCubic coolers are commercial single discharge unit coolers for general application in small to medium-sized cooling, freezing and working rooms. A wide range of models make them especially suitable for refrigerated working, processing and storage rooms. Available for both HFC DX and brine refrigerant systems. Dedicated ranges for different application areas. AlfaCubic coolers are available from stock.



Benefits AlfaCubic

- Sufficient space for expansion valve inside casing.
- Eurovent certified performance (CCE models only).
- Easy-install and maintenance. Vertically adjustable drip tray & removable inner drip tray. Hinged side panels.
- Hot-gas defrost ready.
- Energy efficient EC fans available.
- Two-year product guarantee.
- Easy access to on-line product information.

Application areas

AlfaCubic offers dedicated cooler ranges for some common application areas.

Series	GL	RL	BL
Product	Fruit/vegetables	Meat/fish	Frozen food
Room temperature	+10 to 0 °C	0 to -7 °C	-18 to -25 °C
Fins spacing (mm)	4	5.5, 6	7, 8, 10, 11

Other Alfa Laval air cooler ranges

In addition to AlfaCubic commercial single discharge unit coolers, Alfa Laval also offers Optigo CS slim line coolers and highly versatile Airmax II industrial air coolers.



Optigo CS



Airmax II

Alfa Laval AlfaCubic at a glance

- Suitable for all HFC DX and brine refrigerants.
- Triangular (staggered) coil pitch.
- Fin spacings 4, 5.5, 6, 7, 8, 10 & 11 mm.
- 1 to 4 fans, drawing through the coil.
- Room temperatures +10 to -30 °C.
- Capacity range 1.5 up to 60 kW (SC2).
- Air volumes 1527 up to 30350 m³/h.

Standard features

Coil

Internally grooved Cu tubes ø 12 mm and corrugated aluminium fins, smooth tubing for brine applications. Fin spacings 4, 5.5, 6, 7, 8, 10 and 11 mm. Tube pitch is staggered. The coil is fitted with schröder valve on the suction connection for testing purposes.

Casing

Cooler casing is made from corrosion resistant materials. Coil frame AluZinc, casing pre-galvanized sheet steel, powder coated RAL 9002. AlfaCubic coolers are fitted with a hinged drip tray and side covers for easy installation and maintenance. Sufficient space for mounting of expansion valve inside casing. Mounting brackets allow flush ceiling mounting.

Packing

AlfaCubic 250/350 models are delivered in wood-reinforced cardboard boxes, CC 400/500 models in wooden crates. All packings suitable for safe stacking.

Design pressure

Each heat exchanger is leak tested with dry air and finally supplied with a nitrogen pre-charge (DX models).

Model	Refrigerant	Design pressure	Test pressure
AlfaCubic E	HFC DX	33 bar	47 bar
AlfaCubic W	Brine	6 bar	9 bar

Fan motors

1 to 4 fans fitted with AC fan motors, fan diameters 250, 350 mm, 400 or 500 mm drawing through the coil. Power supply 230/50-60/1 or 400/50-60/3 in two noise levels (H/L). Detailed fan data on page 4.



Airsock adapter ring **SR**

Available for fan diameters 400 and 500 mm only.

Drip tray insulation **IS**

Not to be combined with electric defrost HG.

Fan ring heater **FRH**

Re-heating coil **RH**

Central terminal box **CB**

Fan motors wired to central terminal box.

Repair switch **SW**

Stainless steel 304 casing & frame **SS**

Fin protection **EP CA**

Epoxy coated fins are available for more aggressive climate conditions.

AlfaStreamer **ST**

Fan streamer to increase air throw by more than 50%. Available for fan diameters 400 and 500 mm only.



Optional features

Defrost systems **E LE HG HD**

For cold rooms with room temperatures below 4 °C and where frost build-up is likely, the application of a defrosting system is advised. The following defrost systems are available for AlfaCubic:

- Electric defrost in coil and drip tray (E)
- Electric defrost in coil and drip tray light (LE)
- Hotgas defrost in coil & drip tray (HG)
- Hotgas defrost + electric in drip tray (HG + HD)
- Heater element in drip tray (HD)

Electric defrost for AlfaCubic consists of stainless steel heater elements. The defrost elements are connected to separate terminals in the terminal box. Electric defrost capacities on page 6.

Code description

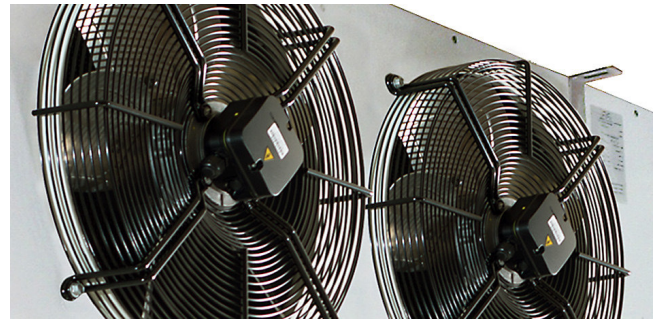
BL	W	H	25	1	A	S	230V	2	CR	AP	E	-	AL	7.0	Cu	IS
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12		13	14	15	16

- AlfaCubic series (BL, GL, RL)
- Refrigerant system (E = dry expansion, W=water/glycol)
- Noise level (H=high, L=low)
- Fan diameter (25=250, 35=350, 40=400, 50=500 mm)
- Number of fans (1 to 4)
- No. of tube rows (A=4, B=6, C=8)
- Phases (S= single phase, D= 3 phases Δ connection)
- Motor voltage (230V, 400V)
- No. of circuits
- Packing (CR=crate)
- Casing material (AP= powder coated, SS= stainless steel)
- Defrost system (A= air, E= electric defrost, HG= hotgas)
- Fin material/coating (AL=aluminium, EP= epoxy coated aluminium)
- Fin spacing (4, 5.5, 6, 7, 8, 10 and 11 mm)
- Tube material (Cu=copper)
- Options

Fan motors

AlfaCubic coolers are available with 1 to 4 fans fitted with AC fan motors, fan diameters 250, 350 mm, 400 or 500 mm drawing through the coil.

Power supply 230/50-60/1 or 400/50-60/3 in two noise levels (H/L). All motors with dynamically and statically balanced external rotors, manufactured in accordance with VDE 0530/12.84.



Fan specifications

Fan motor article nr.	Fan diameter mm	Motor type	Volt V	Phases nr.	Fan speed code	Freq. Hz	*Fan speed rpm	*Nominal power W	*Max. current A
AC fans 230-400/50-60/3									
41101242SP	250	AC	230	1	H	50-60	2500	150	0.72
41101179SP	350	AC	230	1	H	50-60	1370	170	0.77
41101165SP	400	AC	230	1	H	50-60	1430	320	1.75
41103249SP	400	AC	400	3	H	50-60	1340	280	0.66
41103249SP	400	AC	400	3	L	50-60	900	120	0.34
41103237SP	500	AC	400	3	H	50-60	1390	720	1.69
41103237SP	500	AC	400	3	L	50-60	870	290	0.89

* Specifications for 50Hz. Maximum current at t = -30 °C.

Quality and certifications

All Alfa Laval air heat exchanger production sites are certified according to ISO 9001 (Quality). Alfa Laval AlfaCubic units are built according to the strictest international standards in terms of safety, energy efficiency and environmental sustainability. All units are given an 18 months guarantee.

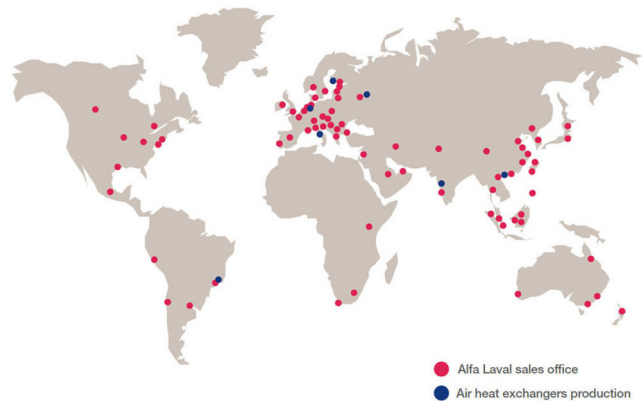
Alfa Laval is participant in the Eurovent Certify All programme for air-cooled condensers, dry coolers and DX air coolers. AlfaCubic products are manufactured according to CE and PED regulations.



Worldwide support

Alfa Laval offers worldwide support from product and application specialists via 103 sales offices in 53 countries.

Alfa Laval offers a comprehensive portfolio of parts and services including quality spare parts delivery via channel partners, reconditioning, on-site services, performance agreements, exclusive stock stored, upgrades, consulting services and training.



Product selection and information

Our easy-to-use selection software AlfaSelect Air helps you select the most suitable air cooler solution for your specific application. The software provides separate modules for thermal and mechanical design. The data sheet printout provides all relevant technical specifications for the selected cooler model, including detailed dimensional drawings. Additional product information like user manuals, CAD drawings and electrical connections is available for download on the AlfaCubic product page on our website www.alfalaval.com.

The screenshot shows the AlfaSelect AIR software interface. The main window displays the 'AlfaCubic' product selection screen. The 'Design' dropdown is set to 'AlfaCubic'. The 'Type' dropdown is set to 'BL'. The 'Series' dropdown is set to 'RL'. The 'Calculation' section shows a capacity of 14.00 kW, air temperature of 0.0 °C, evaporator temperature of -8.0 °C, relative humidity of 85.0%, and temperature difference of 8.0 °C. The 'Fan Input' section shows a power supply of 50Hz, noise level of H, and blade material of Auto Selection. The 'Coil Input' section shows a minimum fin spacing of 7.0 mm, fin material of Aluminium, and tube material of Copper. The 'Air Coolers Single air flow - 50 Hz' table shows the following specifications:

Parameter	Value	Unit
DTM	6.74	[K]
ErP 2015 compliant		
Length	2110.0	[mm]
Height	685.0	[mm]
Depth	630.0	[mm]
Dry weight (approx +/- 5%)	125.1	[kg]
Fin Spacing	7.0	[mm]
Fin Material	Aluminium	
Tube Material	Copper	
Sound power LWA	79	[dB(A)]
Number of fans	3	
Fan diameter	400.0	[mm]
Fan Connection	D	
Voltage	400V	
Rotation speed	1370	[rpm]
Nom. power consumption	1260.0	[W]
Nominal current	2.16	[A]
Full load current (L30%)	2.59	[A]

The 'Selected unit' is BLEH403BD 400V BO APA AL 7.0 CU, with a total price (RCPL) of 2417 EUR. The software also displays a table of model specifications at the bottom:

Model	Capacity [kW]	Surface Area [m²]	Fin Spacing [mm]	Margin [%]	Air Flow [m³/s]	Air Throw [m]	Sound Pressure [dB(A)]	Sound Power [LWA]	Fan Conn	Motor [Speed(rpm)]	Tot Power Cons [W]	Tot Curr. Abs [A]	Price	Note
BLH403BS	13.41	80.05	7.0	-4.20	2.722	23.81	56	77	-	1430	480.0	2.19	2417	
BLH403BT	14.50	80.05	7.0	3.58	3.299	26.99	58	79	D	1370	1260.0	2.16	2417	

Capacities and technical data

On the next pages you will find capacities and other selection data for air cooler models with 4 and 7 mm fin spacing fitted with AC fan motor types. To select other cooler models please use our AlfaSelect selection software.

Capacity values as given in the left column in the tables on pages 7 and 8 are DT values from room temperature to evaporating temperature. SC cooling capacities are nominal capacities for frosted conditions (Q_n) in compliance with Eurovent regulations and EN328. These nominal values have been calculated from the standard (dry) condition Q_{st} with the following formula: Q_n = Q_{st} x correction factor.

Standard Condition	Air inlet temp. (°C)	Evaporating temp. (°C)	Relative humidity	Correction factor
SC1	10	0	85%	1.35
SC2	0	-8	85%	1.15
SC3	-18	-25	95%	1.05
SC4	-25	-31	95%	1.01

Nominal capacities are calculated with refrigerant R404A. For other refrigerants the following correction factors following the Eurovent Standard Conditions should be applied:

Refrigerant	SC1	SC2	SC3	SC4
R134a	0.93	0.91	0.85	-
R507	0.97	0.97	0.97	0.97
R407F	1.19	1.24	1.29	1.35
R407A	1.19	1.24	1.28	1.32
R22	-	0.97	0.97	-

Air throw

The values given in the tables are for ceiling mounted coolers at t=20°C, an unrestrained air flow in the cold room and a minimal air velocity of 0.25 m/s at the given air throw distance. The height and air circulation of the room may influence the air throw.

Sound pressure dB(A)

Table tables are sound pressure levels in dB(A) at 3 m distance in free field conditions according to EN13487. Values may deviate depending on situations at site.

Electric defrost capacities

Model	Alfa Cubic	Tube rows no.	Standard electric defrost (E)				Light electric defrost (LE)				
			coil heaters no.	power per heater W	total power W	drip tray heaters no.	power drip tray W	coil heaters no.	power per heater W	total power W	drip tray heaters no.
251A	4	2	390	780	1	270	1	390	390	1	270
251B	6	3	390	1170	1	270	2	390	780	1	270
252A	4	2	780	1560	1	540	1	780	780	1	540
252B	6	3	780	2340	1	540	2	780	1560	1	540
253A	4	2	1180	2360	1	800	1	1180	1180	1	800
253B	6	3	1180	3540	1	800	2	1180	2360	1	800
351A	4	3	390	1170	1	270	2	390	780	1	270
351B	6	4	390	1560	1	270	2	390	780	1	270
352A	4	3	780	2340	1	540	2	780	1560	1	540
352B	6	4	780	3120	1	540	2	780	1560	1	540
353A	4	3	1180	3540	1	800	2	1180	2360	1	800
353B	6	4	1180	4720	1	800	2	1180	2360	1	800
354A	4	3	1570	4710	1	1000	2	1570	3140	1	1000
354B	6	4	1570	6280	1	1000	2	1570	3140	1	1000
401B	6	7	450	3150	1	450	4	450	1800	1	450
401C	8	9	450	4050	1	450	5	450	2250	1	450
402B	6	7	900	6300	1	900	4	900	3600	1	900
402C	8	9	900	8100	1	900	5	900	4500	1	900
403B	6	7	1250	8750	1	1250	4	1250	5000	1	1250
403C	8	9	1250	11250	1	1250	5	1250	6250	1	1250
502A	4	4	1600	6400	1	1600	2	1600	3200	1	1600
502B	6	6	1600	9600	1	1600	3	1600	4800	1	1600
502C	8	8	1600	12800	1	1600	4	1600	6400	1	1600
503B	6	6	2800	16800	1	2800	3	2800	8400	1	2800
503C	8	8	2800	22400	1	2800	4	2800	11200	1	2800
504B	6	7	2600	18200	1	2600	4	2600	10400	1	2600
504C	8	10	2600	26000	1	2600	5	2600	13000	1	2600

Model	Capacities R404A DX		Fan data								Connections	
	room temp. 0 °C evap. temp. -8 °C	SC2*	nr.	power supply V/ph	fan power W	air throw m	sound press. dB(A)	air flow m ³ /h	coil surface m ²	Int. volume dm ³	in	out mm
GLEH												
Fin spacing 4 mm												
251A	2.5	2.0	1	230/1	150	13.3	56	1435	12.8	1.3	½"	12
251B	3.4	2.5	1	230/1	150	12.8	56	1371	19.2	2	½"	12
252A	5.0	4.0	2	230/1	300	15.0	59	2870	25.6	2.7	½"	22
252B	6.9	5.1	2	230/1	300	14.6	59	2742	38.4	4	½"	22
253A	7.3	6.0	3	230/1	450	16.1	61	4306	38.4	4	½"	22
253B	10.2	7.7	3	230/1	450	15.6	61	4113	57.7	6	½"	22
351A	4.0	3.2	1	230/1	150	16.3	49	2375	21.4	2.2	½"	22
351B	5.5	4.2	1	230/1	150	15.5	49	2219	32.0	3.4	½"	22
352A	8.3	6.6	2	230/1	300	18.8	52	4749	42.7	4.5	½"	28
352B	10.6	8.3	2	230/1	300	17.9	52	4438	64.1	6.7	½"	28
353A	12.4	10.0	3	230/1	450	20.2	54	7124	64.1	6.7	½"	28
353B	16.5	12.7	3	230/1	450	19.4	54	6657	96.1	10.1	5/8"	28
354A	16.4	13.3	4	230/1	600	21.2	55	9498	85.4	9	5/8"	35
354B	21.6	16.7	4	230/1	600	20.4	55	8876	128.1	13.4	5/8"	35
401B	7.8	5.9	1	230/1	160	19.0	51	3178	43.8	4.6	½"	28
401C	9.1	6.7	1	230/1	160	18.3	51	3014	58.4	6.1	½"	28
402B	15.9	12.1	2	230/1	320	21.9	54	6403	90.0	9.4	5/8"	35
402C	18.9	13.8	2	230/1	320	21.2	54	6081	119.9	12.6	5/8"	35
403B	23.8	18.2	3	230/1	480	23.5	56	9626	136.1	14.3	22	42
403C	28.0	20.7	3	230/1	480	22.8	56	9148	181.5	19	22	42
401B	8.4	6.5	1	400/3	420	22.0	53	3830	43.8	4.6	½"	28
401C	9.7	7.4	1	400/3	420	21.0	53	3607	58.4	6.1	½"	28
402B	16.9	13.3	2	400/3	840	24.9	56	7722	90.0	9.4	5/8"	35
402C	20.4	15.3	2	400/3	840	23.9	56	7285	119.9	12.6	5/8"	35
403B	25.3	20.0	3	400/3	1260	26.6	58	11610	136.1	14.3	22	42
403C	30.0	22.9	3	400/3	1260	25.6	58	10960	181.5	19	22	42
502A	20.9	18.3	2	400/3	1440	38.0	58	15780	107.0	11.2	16	35
502B	30.6	24.5	2	400/3	1440	36.6	58	15050	160.5	16.8	22	35
502C	37.2	28.6	2	400/3	1440	35.4	58	14390	214.0	22.4	22	42
503B	45.0	36.6	3	400/3	2160	38.7	60	22600	242.2	25.4	22	42
503C	56.4	43.2	3	400/3	2160	37.5	60	21620	322.9	33.9	28	42
504B	60.6	49.1	4	400/3	2880	40.2	61	30160	323.9	34	28	54
504C	75.5	57.8	4	400/3	2880	39.0	61	28850	431.9	45.3	28	54

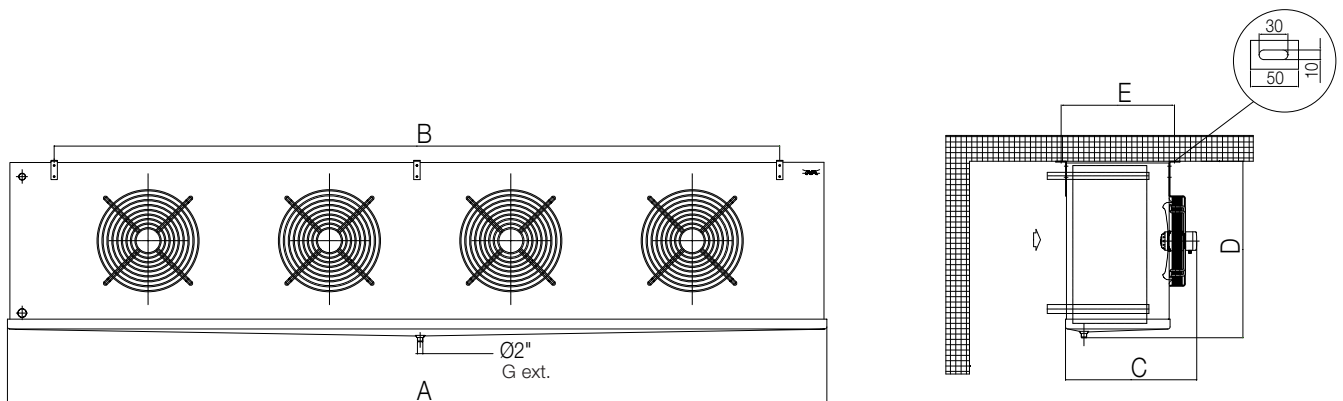
* Eurovent standard condition SC2

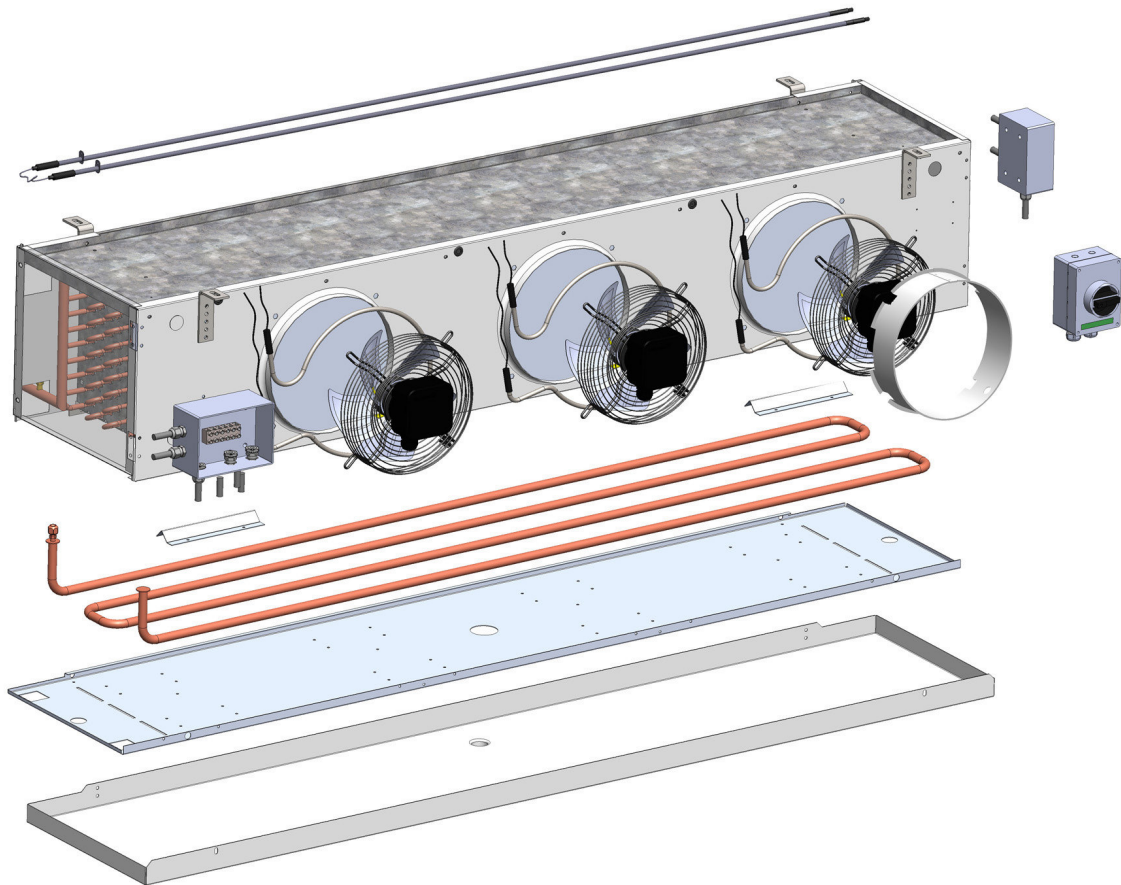
Model	Capacities R404A DX		nr.	Fan data						Connections		
	room temp. -18 °C evap. temp. -25 °C	SC3*		power supply V/ph	fan power W	air throw m	sound press. dB(A)	air flow m ³ /h	coil surface m ²	Int. volume dm ³	OD in out mm	
BLEH	kW	kW										
Fin spacing 7 mm												
251A	1.3	1.1	1	230/1	150	13.5	56	1461	7.5	1.3	½"	12
251B	1.8	1.5	1	230/1	150	13.1	56	1413	11.3	2	½"	12
252A	2.6	2.3	2	230/1	300	15.2	59	2923	15.1	2.7	½"	22
252B	3.7	3.1	2	230/1	300	14.9	59	2826	22.6	4	½"	22
253A	3.7	3.4	3	230/1	450	16.2	61	4384	22.6	4	½"	22
253B	5.4	4.7	3	230/1	450	15.9	61	4239	33.9	6	½"	22
351A	2.1	1.9	1	230/1	150	16.7	49	2442	12.6	2.2	½"	22
351B	2.9	2.5	1	230/1	150	16.0	49	2319	18.9	3.4	½"	22
352A	4.2	3.8	2	230/1	300	19.1	52	4885	25.1	4.5	½"	28
352B	5.7	5.0	2	230/1	300	18.5	52	4638	37.7	6.7	½"	28
353A	6.3	5.7	3	230/1	450	20.5	54	7327	37.7	6.7	½"	28
353B	8.8	7.6	3	230/1	450	19.9	54	6957	56.5	10.1	5/8"	28
354A	8.4	7.6	4	230/1	600	21.5	55	9770	50.3	9	5/8"	35
354B	11.5	10.1	4	230/1	600	20.9	55	9276	75.4	13.4	5/8"	35
401B	4.2	3.6	1	230/1	160	19.6	51	3297	25.8	4.6	½"	28
401C	5.0	4.2	1	230/1	160	18.9	51	3155	34.4	6.1	½"	28
402B	8.4	7.3	2	230/1	320	22.4	54	6634	52.9	9.4	5/8"	35
402C	10.5	8.7	2	230/1	320	21.8	54	6356	70.6	12.6	5/8"	35
403B	12.6	10.9	3	230/1	480	24.1	56	9969	80.1	14.3	22	42
403C	15.6	13.0	3	230/1	480	23.4	56	9557	106.7	19	22	42
401B	4.4	3.9	1	400/3	420	22.8	53	3996	25.8	4.6	½"	28
401C	5.4	4.6	1	400/3	420	21.9	53	3797	34.4	6.1	½"	28
402B	9.0	7.9	2	400/3	840	25.7	56	8047	52.9	9.4	5/8"	35
402C	11.2	9.5	2	400/3	840	24.8	56	7659	70.6	12.6	5/8"	35
403B	13.4	11.9	3	400/3	1260	27.3	58	12100	80.1	14.3	22	42
403C	16.5	14.2	3	400/3	1260	26.4	58	11520	106.7	19	22	42
502A	11.3	10.5	2	400/3	1440	38.6	58	16120	62.9	11.2	16	35
502B	16.5	14.6	2	400/3	1440	37.5	58	15510	94.4	16.8	22	35
502C	20.2	17.5	2	400/3	1440	36.5	58	14950	125.9	22.4	22	42
503B	23.7	21.4	3	400/3	2160	39.6	60	23300	142.5	25.4	22	42
503C	30.6	26.4	3	400/3	2160	38.5	60	22460	190.0	33.9	28	42
504B	31.9	28.7	4	400/3	2880	41.0	61	31080	190.5	34	28	54
504C	41.0	35.4	4	400/3	2880	40.0	61	29970	254.0	45.3	28	54

* Eurovent standard condition SC3

Dimensions

Model	Dimensions					Shipping volume m ³	Weights (fin spacing 7 mm)		
	AlfaCubic	A	B	C	D		E	Model A kg	Model B kg
251	970	530	460	395	410	0.43	17	19	-
252	1470	1030	460	395	410	0.63	28	33	-
253	1970	1530	460	395	410	0.84	42	47	-
351	970	530	460	585	410	0.57	32	39	-
352	1470	1030	460	585	410	0.84	48	55	-
353	1970	1530	460	585	410	1.10	69	78	-
354	2470	2030	460	585	410	1.37	100	102	-
401	1040	600	630	685	530	0.90	-	44	48
402	1640	1200	630	685	530	1.33	-	87	96
403	2240	1800	630	685	530	1.90	-	125	135
502	2140	1700	650	830	530	2.20	174	188	201
503	2990	2550	650	830	530	3.10	-	249	258
504	3840	3400	650	830	530	3.90	-	321	359





Spare parts AlfaCubic		Article no.
AC fan motors	∅	
1ph/230V/50-60Hz	250	41101242SP
1ph/230V/50-60Hz	350	41101179SP
1ph/230V/50-60Hz	400	41101165SP
3ph/400V/50-60Hz H/L	400	41103249SP
3ph/400V/50-60Hz H/L	500	41103237SP

Spare parts AlfaCubic	Article number	
	230V	400V
Terminal box 251/351/401	41018185	41018190
Terminal box 252/352/402	41018186	41018191
Terminal box 253/353/403	41018187	41018192
Terminal box 354	41002139	41018193
Terminal box 502		41018194
Terminal box 503		41018195
Terminal box 504		41018196

Spare parts AlfaCubic	Article number	
	coil	drip tray
Electric defrost heaters		
Defrost heater 251	41001002SP	41001028SP
Defrost heater 252	41001003SP	41001029SP
Defrost heater 253	41001004SP	41001030SP
Defrost heater 351	41001002SP	41001028SP
Defrost heater 352	41001003SP	41001029SP
Defrost heater 353	41001004SP	41001030SP
Defrost heater 354	41001240SP	41001031SP
Defrost heater 401	41001005SP	41001005SP
Defrost heater 402	41001054SP	41001054SP
Defrost heater 403	41001055SP	41001055SP
Defrost heater 502	41001058SP	41001058SP
Defrost heater 503	41001059SP	41001059SP
Defrost heater 504	41001060SP	41001060SP

Spare parts AlfaCubic	Article number
Drip trays	
Drip tray AlfaCubic 251	60104088SP
Drip tray AlfaCubic 252	60104089SP
Drip tray AlfaCubic 253	60104090SP
Drip tray AlfaCubic 351	60104088SP
Drip tray AlfaCubic 352	60104089SP
Drip tray AlfaCubic 353	60104090SP
Drip tray AlfaCubic 354	60104091SP
Drip tray AlfaCubic 401	60104092SP
Drip tray AlfaCubic 402	60104093SP
Drip tray AlfaCubic 403	60104094SP
Drip tray AlfaCubic 502	60104116SP
Drip tray AlfaCubic 503	60104117SP
Drip tray AlfaCubic 504	60104118SP

Spare parts AlfaCubic	Article no.
Fan ring heaters	
Fan ring heaters AlfaCubic 250 models	41001077SP
Fan ring heaters AlfaCubic 350 models	41001071SP
Fan ring heaters AlfaCubic 400 models	41001066SP
Fan ring heaters AlfaCubic 500 models	41001067SP
Supports, stainless steel (4 per fan)	60112015SP
Air streamer	
Air streamer AlfaCubic 400 models	41199107SP
Air streamer AlfaCubic 500 models	41199136SP
Defrost heater connection box	
Connection box 250/350 models	41002162SP
Connection box 400/500 models	41002193SP

Alfa Laval in brief

Alfa Laval is a leading global provider of specialized products and engineered solutions.

Our equipment, systems and services are dedicated to helping customers optimize the performance of their processes. Time and time again.

We help our customers to heat, cool, separate and transport products such as oil, water, chemicals, beverages, food-stuffs, starch and pharmaceuticals.

Our worldwide organization works closely with customers in almost 100 countries to help them stay ahead.

How to contact Alfa Laval

Up-to-date contact details for all countries are always available on our corporate website at www.alfalaval.com. You can also download product information and selection software.



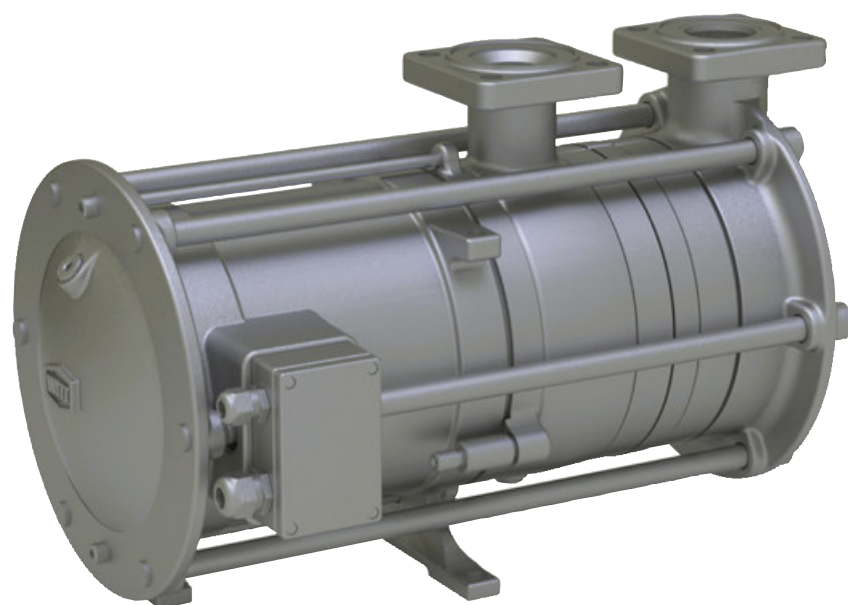
AlfaCubic

Alfa Laval channel partner



HRP

Hermetic refrigerant pump



HRP

Hermetic refrigerant pump

Applications

HRP refrigerant pumps with integrated canned motor are chosen whenever a maintenance-free execution is needed or high operating pressures are required.

Advantages

Easy handling

WITT refrigerant pumps are designed solely for use in refrigeration systems therefore everything has been thought out: integrated vent line, top connections so gas can escape, good oil drain possibility and broad operating range. There is no need for additional piping such as motor cooling lines or Q_{min}/Q_{max} orifices (Exception CO_2). The pump may be installed suspended, so that there is sufficient space for a condensate drip pan underneath.

Reliability

The good delivery properties of this pump make sure the volume flow is not interrupted by varying pressures (which cannot be avoided during load changes at the compressor). The pump keeps delivering dependably.

Maintenance-free

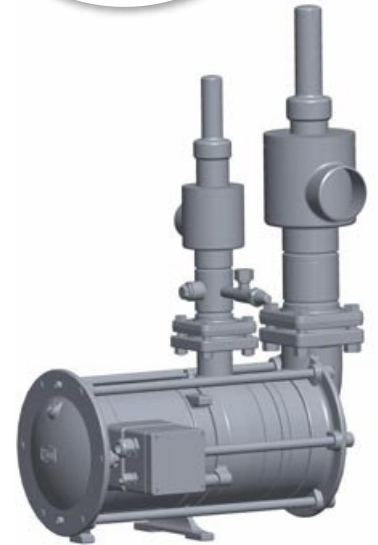
Hermetic refrigerant pumps do not require maintenance, but installation should be executed carefully to make sure there is always sufficient liquid refrigerant to lubricate the bearings and cool the motor. Too high gas intake, lack of refrigerant or operation against too high pressure will shorten a life time.

Availability

WITT HRP refrigerant pumps are delivered from stock and suitable for nearly all refrigerants.

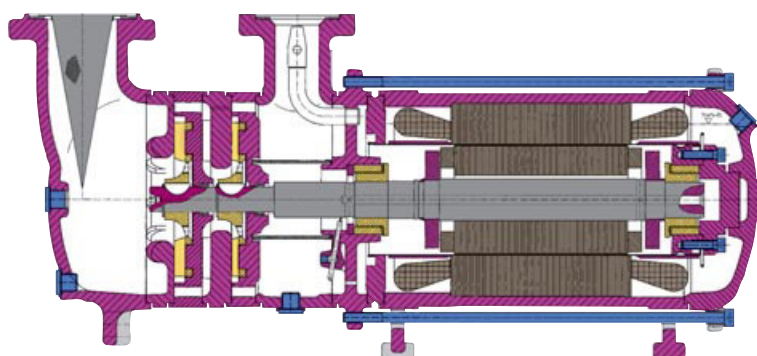
Easy selection

Volume flow and delivery head are sufficient to select a correct pump, either with the selection program **WITT select** or at a glance with our diagram. The broad operating range makes it easy to find a suitable pump. Additional equipment is not necessary, we have already thought of everything.



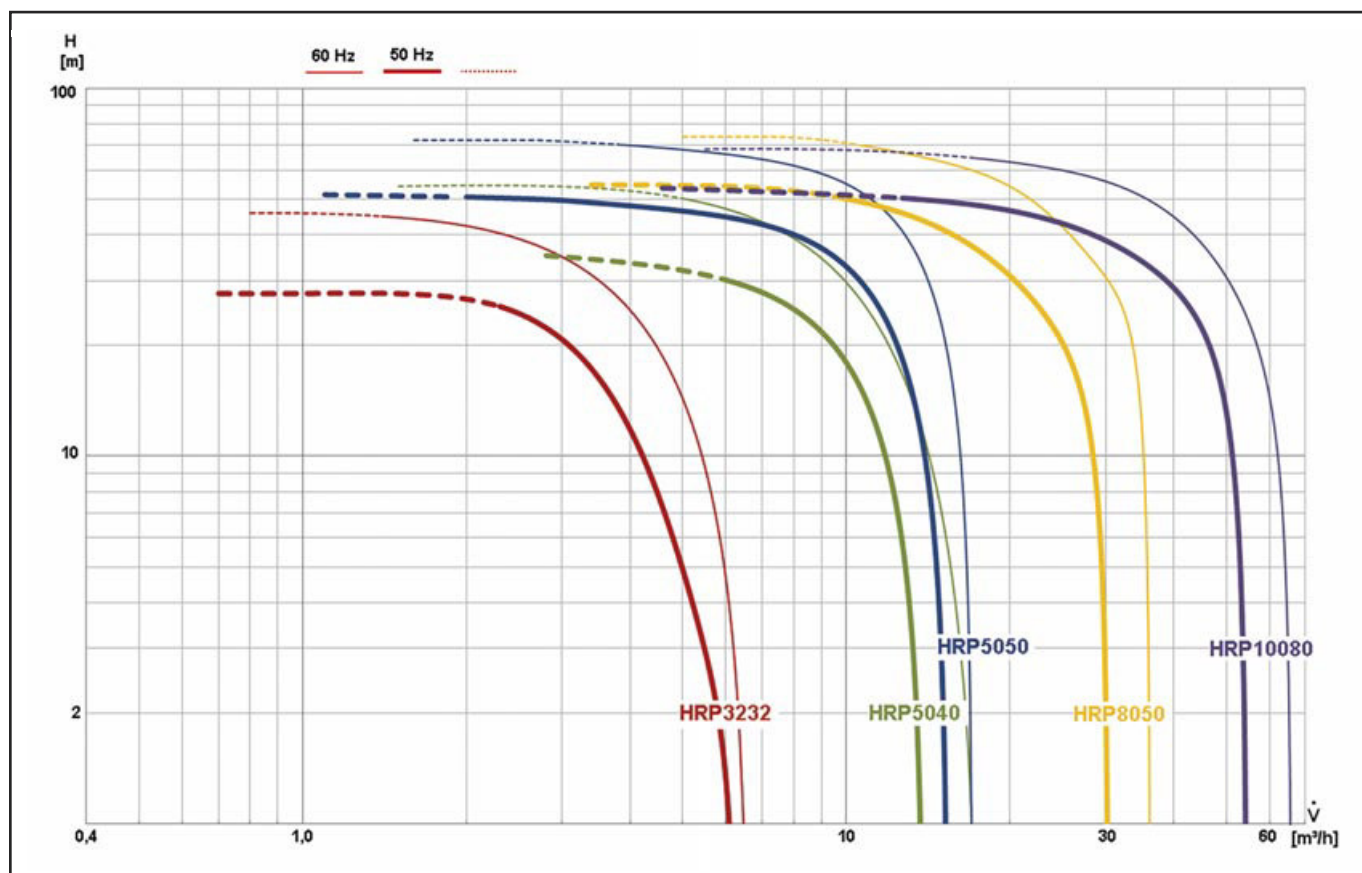
	max. delivery height*	max. capacity*	suction-/delivery connection	PN _{max}	material	weight**
	(m)	(m ³ /h)	(DN)	(bar)		
HRP3232	28/45	5,2/5,6	32/32	25/40	GGG	50
HRP5040	35/50	13,2/13,9	50/40	25/-	GGG	68
HRP5050	50/70	15/16,4	50/50	25/40	GGG	98
HRP8050	50/70	30/35	30/50	25/40	GGG	107
HRP10080	50/65	55/66	100/80	25/40	GGG	175

* 50 Hz/60 Hz at 2900/3600 1/min ** EA + ERA



Optional equipment scope of supply

- **GF** counter flanges
- **EA** stop valves suction side
- **ERA** stop/non-return valve on the delivery side
- **Motor protection**





TH. WITT Kältemaschinenfabrik GmbH

Lukasstraße 32

52070 Aachen, Germany

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