

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

«До захисту в ЕК»

«До захисту допущено»

Директор інституту(декан факультету)

Завідувач кафедри

«__» _____ 20__р.

«__» _____ 20__р.

Кваліфікаційна робота

на здобуття освітнього ступеня магістра

зі спеціальності 142 “Енергетичне машинобудування”, освітня програма “Холодильна техніка та технології”,

на тему: Проект ХУ фабрики морозива продуктивністю 30 т/добу у м. Остріг на базі різних схемних рішень

Виконав: студент 2 курсу, групи ЗХМ-2-5М Денисенко В.О.

Керівник: доц. Форсюк А.В.

Рецензент: _____
(прізвище та ініціали)

(підпис)

Засвідчую, що в цій дипломній роботі немає запозичень із праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ - 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

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

Освітній ступінь магістр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування
(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильна техніка та технології

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ТЕХТ

проф. Василенко С.М.

“9” листопада 2020 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Денисенка Владислава Олександровича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. **Тема роботи** Проект ХУ фабрики морозива продуктивністю 30 т/добу у м. Остріг на базі різних схемних рішень

керівник роботи: Форсюк Андрій Васильвич, к.т.н., доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від 09 листопада 2020 р. № 935-кв

2. **Строк подання здобувачем роботи:** 01.02.2021 року

3. **Вихідні дані до роботи:** холодильний агент – аміак; продукція – сировина, морозиво; будівля холодильника – багатоповерхова (5 поверхів), схема – каркасна залізобетонна; місткість камер – за результатами розрахунку; схеми, які порівнюються – централізована насосно-циркуляційна з безпосереднім кипінням – повітроохолодниками та кожухотрубними конденсаторами із системою оборотного водопостачання; друга – з батареями та випарними конденсаторами; вартість електроенергії та води – за місцем розташування заводу

4. **Зміст пояснювальної записки** (перелік питань, які потрібно розробити) Анотація; Вступ; Техніко-економічне обґрунтування; Розрахунок холодильних установок; Електрообладнання та електропостачання; Розрахунок економічних показників аналізованих схем ХУ; Охорона праці; Висновки; Література

5. **Перелік графічного матеріалу:** Схеми холодильних установок для різних рішень, схема електропостачання для однієї із холодильних установок, план та розріз холодильника

Анотація

В представленій кваліфікаційній магістерській роботі розроблено холодильну установку фабрики морозива в м. Остріг Рівненської області з використанням та порівнянням різних схемних рішень.

В кваліфікаційній магістерській роботі передбачено холодильну схему з використанням гвинтових компресорів, насосно-циркуляційної схеми безпосереднього охолодження для камер зберігання та закалювання морозива та технологічних потреб з використанням проміжного холодоносія – льодяної води. Для порівняння розглянуто схему з випарними конденсаторами та батарейним охолодженням камер.

Проведено аналіз ефективності холодильної установки, для випадку коли частково замінено холодильне обладнання з метою підвищення економічної ефективності.

Для розрахунку ХУ та проведено: визначення теплонадходження від технологічних процесів та у приміщення холодильника, розрахунки будівельно-ізоляційних конструкцій, необхідних розмірів камер, основного та допоміжного обладнання холодильної установки.

Магістерська робота складається з графічної частини та розрахунково-пояснювальної записки, яка містить розділи електропостачання та розрахунку економічної ефективності роботи ХУ на різних холодильних агентах.

В роботі додатково розроблено розділи: “Електрообладнання та електропостачання холодильної установки”, “Охорона праці” та “Порівняльний розрахунок економічної ефективності”.

Робота виконана з використанням ПК такими прикладними програмами: “Microsoft Office” та “Mathcad”, “AutoCad 2008”.

Ключові слова: морозиво, аміак, заморожування, зберігання, схемне рішення, холодильна установка, теплове навантаження, холодильна машина, економічна ефективність.

Зміст

Вступ

1. Техніко-економічне обґрунтування.....	
2. Розрахунок холодильних установок.....	
3. Електрообладнання та електропостачання.....	
4. Охорона праці.....	
5. Розрахунок економічних показників аналізованих схем ХУ	
Висновки.....	
Література.....	

1. Техніко-економічне обґрунтування

Статистика свідчить, що обсяги виробництва морозива в Україні зростають. Так у 2019 році було випущено 217,3 тис. Тон морозива, що на 8,3% більше ніж у 2018 році. Проаналізувавши стан за II квартал 2020 року (за даними асоціації “Українське морозиво”) робимо висновок, що попит на даний вид продукції є досить високим. Приріст виробництва у порівнянні з аналогічним періодом склав 4,5%. В 2017 році експорт морозива становить 28080 т, тоді як імпорт –14069 т, тобто в 2 рази експорт українського продукту перевищує імпорт. Об’єм експорту виріс у 2017 році на 61,5% в порівнянні з 2006 роком. В 2007 році за підсумками I кварталу експорт склав 12240 т, тоді як імпорт –лише 2800 т, тобто в майже в 5 разів експорт перевищив імпорт. У той самий час у різних країнах близького та далекого зарубіжжя спостерігається протилежна картина. Це свідчить про те, що українська продукція є якісною, конкурентноспроможною і користується все більшим попитом у країнах близького та далекого зарубіжжя, не дивлячись на обмеження, які ввела проти української молокопереробної промисловості Росія.

На сьогодні лідерами у випуску морозива є Дніпропетровська (23%), Донецька (17%), Житомирська (13%) області. Решта виробництва (47%) припадає на 22 області та АРК. У м Києві переважає морозиво із сусідніх регіонів, а попит постійно зростає. Разом з тим, будівництво у м. Києві є досить дорогим, через високу вартість землі. З цієї причини доцільно розміщувати підприємства у містах супутниках Києва. Проектом передбачається розташувати фабрику морозива у м. Остріг. З метою зменшення вартості будівництва холодильник та виробничі приміщення проектується багатоповерховими.

Споживачами холоду на підприємстві є:

1. Технологічна лінія виробництва морозива, що включає в себе наступні операції:
 - охолодження молока;
 - процес пастеризації та гомогенізації;
 - часткове заморожування суміші морозива в фризери;
 - загартування морозива.

Для накопичення готової продукції проектуємо багатоповерховий холодильний контур, що примикає до виробничого корпусу фабрики. Дане технічне рішення було прийняте в зв'язку з великою собівартістю земельної ділянки в зоні міської забудови.

Для забезпечення параметрів технологічного процесу виготовлення та зберігання продукції була запроєктована холодильна установка на три температури кипіння:

1. $t_0 = -40^\circ\text{C}$ споживачами даної температури є фризери, апарати швидкого заморожування;
2. $t_0 = -36^\circ\text{C}$ для підтримування температурного параметра в камерах до загартування морозива та його зберігання в період міжсезоння;
3. $t_0 = -10^\circ\text{C}$ охолодження та дозрівання сировини, експедиції, зберігання сировини.

Для забезпечення вище наведених режимів роботи була запроєктована насосно циркуляційна схема безпосереднього охолодження для температур кипіння $t_0 = -40^\circ\text{C}$, $t_0 = -36^\circ\text{C}$.

В якості холодильного агенту застосовуємо аміак (R 717), який має значні переваги, порівняно з іншими холодоагентами, а саме:

- добрі термодинамічні властивості;
- висока об'ємна холодопродуктивність;
- відносно невисокий тиск конденсації;
- тиск кипіння близький до атмосферного;
- низька ціна.

водночас існують досить значні недоліки, основними серед них є:

- токсичність;
- вибухо- та пожежо- небезпечність при певній концентрації в повітрі;
- агресивний до більшості кольорових металів та сплавів;
- неможливість ефективного застосування в системах з тепловим насосом.

Проведення таких технологічних параметрів, як: охолодження молока, процес пастеризації та гомогенізації, дозрівання суміші морозива здійснюється за

допомогою проміжного холодоносія, в якості якого застосовується льодяна вода для охолодження якої застосовується холодоагент з температурою кипіння $t_0 = -10^\circ\text{C}$.

Виробництво холоду здійснюється гвинтовими компресорними агрегатами, котрі набули широко застосування в холодильній техніці завдяки відносно високим якісним показникам:

- енергетичним та об'ємним показникам;
- надійності та довговічності;
- добрим масогабаритним показникам;
- повній автоматизації;
- успішній боротьбі з шумом та вібраціями.

Для конденсації холодоагенту в проекті застосовано вертикальні кожухотрубні конденсатори, котрі мають ряд переваг:

- можливість застосування забрудненої води;
- високий коефіцієнт теплопередачі;
- легкість очищення поверхні теплообміну від водяного каменю.

Охолодження льодяної води здійснюється панельним випарником. Його застосування обумовлене простотою конструкції та відносно недорогою вартістю, можливість проводити акумулювання холоду в періоди низької вартості електроенергії (нічні часи).

Недоліком даного обладнання є інтенсивна корозія.

Підтримання температурних параметрів в камерах зберігання здійснюється повітроохолодниками оскільки продукція має герметичну упаковку. Застосування повітроохолодників значно зменшує вміст системи по аміаку.

Детальний опис та розрахунки наведені у розділах проекту.

2. Розрахунок холодильних установок

Для розрахунку холодильної установки необхідно прийняти блок вихідних даних - розрахункові параметри зовнішнього повітря та умови зберігання морозива у холодильнику.

Холодильна установка знаходяться у місті Остріг Рівненської області, для якого розрахункові параметри зовнішнього повітря приймаємо:

географічна широта:	52	
глибина промерзання глиняних і сухоглиняних ґрунтів:	$h_{\text{пр.гр.}} := 1.7\text{м}$	
середньорічна температура:	$t_{\text{ср.річна}} := 7.2^{\circ}\text{C}$	
розрахункова літня температура:	$t_{\text{розр.літо}} := 31^{\circ}\text{C}$	
розрахункова зимова температура:	$t_{\text{розр.зима}} := -22^{\circ}\text{C}$	
розрахункова літня відносна вологість:	$\phi_{\text{розр.літо}} := 52\%$	
розрахункова зимова відносна вологість:	$\phi_{\text{розр.зима}} := 83\%$	
Терміни зберігання морозива:		
Морозиво	Термін зберігання (в місяць) при $t := -24^{\circ}\text{C}$	$t := -26^{\circ}\text{C}$
молочне		
вагове		
без наповнювача	1	1.5
з наповнювачем	1	1
фасоване		
без наповнювача	1.5	2.5
з наповнювачем	1	2
вершкове		
вагове		
без наповнювача	2	3
з наповнювачем	1.5	3
фасоване		
без наповнювача	2	3.5
з наповнювачем	1.5	3.5
морзиво в шоколадній глазури	2	2.5
пломбір		
вагове		
без наповнювача	3	3.5
з наповнювачем	2	3.5
фасоване		
без наповнювача	2	4
з наповнювачем	2	4
плодоягідне та ароматичне	1.5	2.5

Виходячи з наведеної вище таблиці приймаємо середній термін зберігання морозива $z1 := 2$ місяці.

Кількість робочих змін - $z := 2$ по 8 годин кожна.

Продуктивність одної зміни $z2 := 15 \cdot t$.

Кількість днів в місяці $ш := 30$

Загальний вміст холодильного контура: $G_{\text{ХОЛ}} := z2 \cdot z \cdot ш \cdot z1$ $G_{\text{ХОЛ}} = 1800 \text{т}$

Знаходимо умовну місткість камер зберігання:

Згідно рекомендованим технологічним даним, температура в камерах:

Зберігання охолоджених продуктів:

Температура зберігання: $t_{\text{ох.прим.}} := 0^{\circ}\text{C}$

Закалочна заморожених продуктів:

Температура закалки: $t_{\text{зам.прим.}} := -30^{\circ}\text{C}$

Температура в експедиції:

Температура в експедиції та камерах зберігання: $t_{\text{експ.}} := -26^{\circ}\text{C}$

Теплофізичні властивості будівельних матеріалів

Матеріал	Коеф. теплопровідності
Рекомендуючий теплоізоляційний матеріал - плити із пінопласту полістирольного ПСБ-С:	$\lambda_{\text{псбс}} := 0.05 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Монолітне бетонне перекриття із важкого бетону	$\lambda_{\text{м.плити}} := 1.86 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
залізобетонна плита	$\lambda_{\text{зб.пл}} := 2.04 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Гравій	$\lambda_{\text{гр.}} := 2.91 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Декоративна плитка	$\lambda_{\text{дек.пл.}} := 0.85 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Гідроізол на гарячій бітумній мастиці МБК-Г-75 по бітумній ґрунтовці ГБК-70	$\lambda_{\text{г.ізол}} := 0.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Рубероїд	$\lambda_{\text{рубер.}} := 0.15 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Армоцементна стяжка	$\lambda_{\text{армоцем.}} := 2.04 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Цементна стяжка	$\lambda_{\text{цем.ст.}} := 0.98 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Штукатурка по металевій сітці	$\lambda_{\text{шт.сітка}} := 0.98 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$
Штукатурка цементно-піскова	$\lambda_{\text{шт.цем.}} := 0.93 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$

Керамзитобетонна плита

$$\lambda_{\text{кб.пл.}} := 0.79 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

Асиптована бітумна мастика

$$\lambda_{\text{а.бм.}} := 0.18 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$$

2.1. Визначення площ, що охолоджуються та інших приміщень холодуильника

Визначаємо площі камер поверхів та проводимо їх компоновку. В сучасних холодуильниках навантаження на 1 м² пілоги доходить до 1500...2000 кг/м²:

Для камери зберігання охолодженої сировини №11, розташованої на першому поверсі:

Умовне завантаження морозива на стелажах в кортонних ящиках: $g_U := 0.23 \cdot \frac{\text{Т}}{\text{м}^3}$
задаємося навантаженням на підлогу- $g_F := 1.1 \cdot \frac{\text{Т}}{\text{м}^2}$

коєфіцієнт використання будівельної площі камер, який враховує проходи, проїзди в камерах відступи від стін, колон, обладнання, відстань між штабелями.

$\beta_F := 0.7$ вміст камери - $G_{11} := 110 \cdot \text{Т}$

$$F_{\text{зб.11.п}} := \frac{G_{11}}{g_F \cdot \beta_F} \quad F_{\text{зб.11.п}} = 142.857 \text{ м}^2$$

Вантажна висота: $h_{\text{Гр}} := \frac{g_F}{g_U} \quad h_{\text{Гр}} = 4.783 \text{ м}$

Для експедиції морозива (камера №12), розташованої на першому поверсі:

задаємося навантаженням на підлогу- $g_F := 1.1 \cdot \frac{\text{Т}}{\text{м}^2}$

$\beta_F := 0.7$ вміст експедиції - $G_{\text{експ.12}} := 110 \cdot \text{Т}$

$$F_{\text{зб.12.п}} := \frac{G_{\text{експ.12}}}{g_F \cdot \beta_F} \quad F_{\text{зб.12.п}} = 142.857 \text{ м}^2$$

Вантажна висота: $h_{\text{Гр}} := \frac{g_F}{g_U} \quad h_{\text{Гр}} = 4.783 \text{ м}$

Для камери зберігання №13, розташованої на першому поверсі:

задаємося навантаженням на підлогу- $g_F := 1.1 \cdot \frac{\text{Т}}{\text{м}^2}$

$\beta_F := 0.7$ вміст камери - $G_{\text{зб.13.п}} := 110 \cdot \text{Т}$

$$F_{зб.13.п} := \frac{G_{зб.13.п}}{g_F \cdot \beta_F} \quad F_{зб.13.п} = 142.857 \text{ м}^2$$

Вантажна висота: $h_{Гр} := \frac{g_F}{g_U} \quad h_{Гр} = 4.783 \text{ м}$

Загальна будівельна площа камер 1-го поверху:

$$F_{буд.1} := F_{зб.13.п} + F_{зб.12.п} + F_{зб.11.п} \quad F_{буд.1} = 428.571 \text{ м}^2$$

Для камери зберігання №21, розташованої на другому поверсі:

задаємося навантаженням на підлогу - $g_F := 1.12 \cdot \frac{T}{\text{м}^2}$

$\beta_F := 0.7$ вміст камери - $G_{зб.2п.п.} := 370 \cdot T$

$$F_{зб.2п.п.} := \frac{G_{зб.2п.п.}}{g_F \cdot \beta_F} \quad F_{зб.2п.п.} = 471.939 \text{ м}^2$$

Вантажна висота: $h_{Гр} := \frac{g_F}{g_U} \quad h_{Гр} = 4.87 \text{ м}$

Для камери зберігання №31, розташованої на третьому поверсі:

задаємося навантаженням на підлогу - $g_F := 1.12 \cdot \frac{T}{\text{м}^2}$

$\beta_F := 0.7$ вміст камери - $G_{зб.31п.п.} := 370 \cdot T$

$$F_{зб.31п.п.} := \frac{G_{зб.31п.п.}}{g_F \cdot \beta_F} \quad F_{зб.31п.п.} = 471.939 \text{ м}^2$$

Вантажна висота: $h_{Гр} := \frac{g_F}{g_U} \quad h_{Гр} = 4.87 \text{ м}$

Для камери зберігання №41, розташованої на четвертому поверсі:

задаємося навантаженням на підлогу - $g_F := 1.1 \cdot \frac{T}{\text{м}^2}$

$\beta_F := 0.7$ вміст камери - $G_{зб.41п.п.} := 370 \cdot T$

$$F_{зб.41п.п.} := \frac{G_{зб.41п.п.}}{g_F \cdot \beta_F} \quad F_{зб.41п.п.} = 480.519 \text{ м}^2$$

Вантажна висота: $h_{Гр} := \frac{g_F}{g_U} \quad h_{Гр} = 4.783 \text{ м}$

Для камери зберігання №51, розташованої на п'ятому поверсі:

задаємося навантаженням на підлогу - $g_F := 1.1 \cdot \frac{T}{\text{м}^2}$

$\beta_F := 0.7$ вміст камери - $G_{зб.51п.п.} := 370 \cdot T$

$$F_{зб.51п.п.} := \frac{G_{зб.51п.п.}}{g_F \cdot \beta_F} \quad F_{зб.51п.п.} = 480.519 \text{ м}^2$$

Вантажна висота:
$$h_{Гр} := \frac{g_F}{g_U} \quad h_{Гр} = 4.783 \text{ м}$$

Знаходимо площу допоміжних приміщень за формулою:

$$F_{доп} := 0.25 \cdot \Sigma F_{буд} \quad , \text{ м}^2$$

$$\Sigma F_{буд} := F_{буд.1} + F_{зб.2п.п.} + F_{зб.31п.п.} + F_{зб.41п.п.} + F_{зб.51п.п.}$$

$$\Sigma F_{буд} = 2333 \text{ м}^2$$

$$F_{доп} = 583.25 \text{ м}^2$$

Знаходимо площу холодильника в контурі ізоляції за формулою:

$$F'_{хол} := \Sigma F_{буд} + F_{доп} \quad F'_{хол} = 2916.738 \text{ м}^2$$

Знаходимо площу службових приміщень за формулою:

$$F_{сл} := 0.1 \cdot \Sigma F_{буд} \quad , \text{ м}^2 \quad F_{сл} = 233.349 \text{ м}^2$$

Знаходимо площу машинного відділення за формулою:

$$F_{маш} := 0.08 \cdot \Sigma F_{буд} \quad , \text{ м}^2$$

$$F_{маш} = 186.679 \text{ м}^2$$

2.2. Вибір та опис будівельно-ізоляційних матеріалів

До будівельно-ізоляційних матеріалів холодильників є ряд вимог: стійкість до дії низьких температур і високої вологості, одночасно вони повинні бути міцними та довговічними, вогнетривкими і економічними.

Будівля фабрики морозива та холодильника проектується багатоповерховою, за безбалочною каркасною схемою із самонесучими стінами, при використанні яких навантаження від покриття та підвісного обладнання передається на каркас зі збірних елементів (колон, балок). Самонесучі стіни опираються на фундамент. Сітка колон приймається 6х6 м, висота камер 6 м, та одна автомобільна платформа.

Фундаменти будівлі холодильника сприймають все навантаження від будівельних конструкцій, вантажів, обладнання і передають їх на ґрунт. При будівництві холодильника використовується свайний залізобетонний фундамент, з кріпленнями під колони. Підлога проектується відірваною від ґрунту. Колони будівлі холодильника приймаються залізобетонними, перетином 400х400 мм.

Зовнішні стіни будівлі холодильника виконуються з керамзильобетону товщиною 240 мм із подальшою теплоізоляцією та пароізоляцією. Як ізоляцію використовуємо пінопласт полістирольний типу ПСБС, а як пароізоляцію використовуємо гідроізол на бітумній мастиці.

Внутрішні стіни між охолоджуваними приміщеннями і коридорами, тамбурами, перегородки виконуються із тих же матеріалів, що і зовнішні, тільки меншої товщини. Міжповерхові перекриття та підлога виконані із монолітного залізобетону, товщиною 40 мм.

У будівлі використовується загальне безпоришне перекриття. Крівля плоска, пофарбована в світлі кольори.

Підлога повинна мати достатню міцність і витримувати навантаження від вантажів і транспортних засобів. Для безперешкодного завантаження і розвантаження камер, вільного переміщення транспортних засобів у камерах встановлюються двері.

На фабриці встановлюємо відкатні двері тому, що вони забезпечують збільшення площі маневрування транспорту. Двері мають ізоляцію товщиною 150 мм. Коефіцієнт теплопередачі яких 0,4 Вт/(м²К). Захистом дверей від механічних ушкоджень служить металева обшивка, яка одночасно є і пароізоляцією.

2.3. Розрахунок теплоізоляційного шару

2.3.1. Розрахунок теплоізоляційного шару камер першого поверху

Камера зберігання охолоджених грузів № 11.

1) Зовнішня стінка:

Температура в камері $t_{зб11} := 0^{\circ}\text{C}$, охолодження батарейне. Потрібне значення коефіцієнта теплопередачі для камери розміщеного в північній кліматичній зоні,

$K_{зб11} := 0.34 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ згідно табл. 2.9 [1]. Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо по

табл. 2.10 [1]: $\alpha_{зовн.} := 23.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{вн.зб11} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

Визначаємо термічний опір окремих прошарків будівельної конструкції без врахування теплоізоляції:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на бітумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$\delta_{\text{кб.пл.}} := 0.150\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{кб.пл.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.}}}{\lambda_{\text{кб.пл.}}} \quad R_{\text{кб.пл.}} = 0.19 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

є) цементна стяжка:

$\delta_{\text{цем.ст.}} := 0.01\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{цем.ст.}} := \frac{\delta_{\text{цем.ст.}}}{\lambda_{\text{цем.ст.}}} \quad R_{\text{цем.ст.}} = 0.01 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

ж) декоративна плитка:

$\delta_{\text{дк.пл.}} := 0.01 \cdot \text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{дк.пл.}} := \frac{\delta_{\text{дк.пл.}}}{\lambda_{\text{дк.пл.}}} \quad R_{\text{дк.пл.}} = 0.012 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Сумарний термічний опір без врахування теплоізоляції:

$$R_{\text{сум.зб.1}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.}} := R_{\text{сум.зб.1}} + R_{\text{цем.ст.}} + R_{\text{дк.пл.}} \quad R_{\text{сум.зб.}} = 0.289 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.}} := \lambda_{\text{псбс}} \left[\frac{1}{K_{\text{зб11.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб11.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.}} = 124.233 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 125 \text{ мм}$ (один шар 100мм, другий шар 25 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб11.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб11.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб11.дій.}} = 0.338 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

II) Стіна з вестибюлем:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020 \text{ м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004 \text{ м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02 \text{ м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$\delta_{\text{кб.пл.к.}} := 0.100\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{кб.пл.к.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.к.}}}{\lambda_{\text{кб.пл}}} \quad R_{\text{кб.пл.к.}} = 0.127 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.к.}} := 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.зб11.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнта теплопередачі стіни яка відділяє камеру від неохолоджуемого

коридору приймаємо залежно від температури повітря в камері $K_{\text{зб.к.}} := 0.35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$R_{\text{сум.зб.к.}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.к.}} + R_{\text{шт.цем.}}$

$$R_{\text{сум.зб.к.}} = 0.203 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.к.}} := \lambda_{\text{псбс}} \left[\frac{1}{K_{\text{зб.к.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к.}}} + R_{\text{сум.зб.к.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб11.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.к.}} = 120.885\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 125\text{мм}$ (один шар 100мм, другий шар 25 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб.к.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к.}}} + R_{\text{сум.зб.к.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб11.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб.к.дій.}} = 0.34 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

III) Перегородка між камерою №11 та №12:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{Г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$\delta_{\text{кб.пл.п.}} := 0.100\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{кб.пл.п.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.к.}}}{\lambda_{\text{кб.пл}}} \quad R_{\text{кб.пл.п.}} = 0.127 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

є) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.п.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.п.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнт теплопередачі перегородок між камерами приймаємо в залежності від характеру розділяємих приміщень $K_{\text{зб.п.}} := 0.35 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$$R_{\text{сум.зб.п1.}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.п.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.п.}} := R_{\text{сум.зб.п1.}} + R_{\text{шт.сітка}} \quad R_{\text{сум.зб.п.}} = 0.224 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{зб.п.} := \lambda_{псбс} \cdot \left[\frac{1}{K_{зб.п.}} - \left(\frac{1}{\alpha_{зовн.п.}} + R_{сум.зб.п.} + \frac{1}{\alpha_{вн.п.}} \right) \right]$$

$$\delta_{зб.п.} = 119.17 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{зб.} := 125 \text{ мм}$ (один шар 100 мм, другий шар 25 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{зб.п.дій.} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{зовн.п.}} + R_{сум.зб.п.} + \frac{1}{\alpha_{вн.п.}} \right) + \frac{\delta_{зб.}}{\lambda_{псбс}}}$$

$$K_{зб.п.дій.} = 0.336 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \text{К}}$$

IV) Міжповерхове перекриття:

а) монолітне бетонне перекриття із важкого бетону:

$$\delta_{м.плити} := 0.04 \text{ м} \quad - \text{ товщина};$$

$$R_{м.плити} := \frac{\delta_{м.плити}}{\lambda_{м.плити}} \quad R_{м.плити} = 0.022 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$$

б) армована бетонна стяжка:

$$\delta_{ар.ст.} := 0.08 \text{ м} \quad - \text{ товщина};$$

$$R_{ар.ст.} := \frac{\delta_{ар.ст.}}{\lambda_{м.плити}} \quad R_{ар.ст.} = 0.043 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$$

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$$\delta_{пароізол.} := 0.004 \text{ м} \quad - \text{ товщина};$$

$$R_{пароізол.} := \frac{\delta_{пароізол.}}{\lambda_{г.ізол}} \quad R_{пароізол.} = 0.013 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$$

г) теплоізоляція - потрібно визначити;

д) штукатурка цементно-піскова:

$$\delta_{шт.цем.} := 0.025 \text{ м} \quad - \text{ товщина};$$

$$R_{шт.цем.} := \frac{\delta_{шт.цем.}}{\lambda_{шт.цем.}} \quad R_{шт.цем.} = 0.027 \frac{\text{м}^2 \text{К}}{\text{Вт}}$$

е) залізобетонна плита перекриття:

$\delta_{зб.пл.} := 0.15\text{м}$ - товщина;

$$R_{зб.пл.} := \frac{\delta_{зб.пл.}}{\lambda_{зб.пл.}} \quad R_{зб.пл.} = 0.074 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{зовн.пер.} := 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{вн.пер.} := 6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнт теплопередачі перегородок між камерами приймаємо в залежності від характеру розділяємих приміщень $K_{зб.пер.} := 0.28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$R_{сум.пер.} := R_{м.плити} + R_{ар.ст.} + R_{пароізол.} + R_{шт.цем.} + R_{зб.пл.}$

$$R_{сум.пер.} = 0.178 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{зб.пер.} := \lambda_{псбс} \left[\frac{1}{K_{зб.пер.}} - \left(\frac{1}{\alpha_{зовн.пер.}} + R_{сум.пер.} + \frac{1}{\alpha_{вн.пер.}} \right) \right]$$

$$\delta_{зб.пер.} = 154.182\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{зб.} := 160\text{мм}$ (один шар 100мм, другий та третій шари 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{зб.пер.дій.} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{зовн.пер.}} + R_{сум.пер.} + \frac{1}{\alpha_{вн.пер.}} \right) + \frac{\delta_{зб.}}{\lambda_{псбс}}}$$

$$K_{зб.пер.дій.} = 0.271 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

V) Підлога:

а) монолітне бетонне перекриття із важкого бетону:

$\delta_{м.плити} := 0.04\text{м}$ - товщина;

$$R_{м.плити} := \frac{\delta_{м.плити}}{\lambda_{м.плити}} \quad R_{м.плити} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) армована бетонна стяжка:

$\delta_{\text{ар.ст.}} := 0.08\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{ар.ст.}} := \frac{\delta_{\text{ар.ст.}}}{\lambda_{\text{м.плити}}} \quad R_{\text{ар.ст.}} = 0.043 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) теплоізоляція - потрібно визначити;

д) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.025\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.027 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) залізобетонна плита:

$\delta_{\text{зб.пл.}} := 0.15\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{зб.пл.}} := \frac{\delta_{\text{зб.пл.}}}{\lambda_{\text{зб.пл.}}} \quad R_{\text{зб.пл.}} = 0.074 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.}} := 23.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнт теплопередачі $K_{\text{зб.пер.}} := 0.34 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$$R_{\text{сум.п.}} := R_{\text{м.плити}} + R_{\text{ар.ст.}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{зб.пл.}}$$

$$R_{\text{сум.п.}} = 0.178 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.п.}} := \lambda_{\text{псбс}} \left[\frac{1}{K_{\text{зб.пер.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.п.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.п.}} = 129.75\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 130\text{мм}$ (один шар 100мм, другий шар 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{зб.п.дій.} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{зовн.}} + R_{сум.п.} + \frac{1}{\alpha_{вн.}} \right) + \frac{\delta_{зб.}}{\lambda_{псбс}}}$$

$$K_{зб.п.дій.} = 0.339 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Експедиція морозива № 12.

1) Зовнішня стінка:

Температура в камері $t_{зб12} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$, охолодження батареї. Потрібне

значення коефіцієнта теплопередачі для камери розміщеного в північній кліматичній зоні, $K_{зб12.} := 0.24 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ згідно табл. 2.9 (літер. №1). Коефіцієнти

тепловіддачі приймаємо по табл. 2.10 [1]: $\alpha_{зовн.} := 23.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{вн.зб12.} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

врахуванням теплоізоляції:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{шт.сітка} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{шт.сітка} := \frac{\delta_{шт.сітка}}{\lambda_{шт.сітка}} \quad R_{шт.сітка} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{пароізол.} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{пароізол.} := \frac{\delta_{пароізол.}}{\lambda_{г.ізол}} \quad R_{пароізол.} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{шт.цем.} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{шт.цем.} := \frac{\delta_{шт.цем.}}{\lambda_{шт.цем.}} \quad R_{шт.цем.} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$\delta_{кб.пл.} := 0.150\text{м}$ - товщина;

$$R_{кб.пл.} := \frac{\delta_{кб.пл.}}{\lambda_{кб.пл.}} \quad R_{кб.пл.} = 0.19 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

є) цементна стяжка:

$\delta_{\text{цем.ст.}} := 0.01\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{цем.ст.}} := \frac{\delta_{\text{цем.ст.}}}{\lambda_{\text{цем.ст.}}} \quad R_{\text{цем.ст.}} = 0.01 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

ж) декоративна плитка:

$\delta_{\text{дек.пл.}} := 0.01 \cdot \text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{дек.пл.}} := \frac{\delta_{\text{дек.пл.}}}{\lambda_{\text{дек.пл.}}} \quad R_{\text{дек.пл.}} = 0.012 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Сумарний термічний опір без врахування теплоізоляції:

$$R_{\text{сум.зб.1}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.}} := R_{\text{сум.зб.1}} + R_{\text{цем.ст.}} + R_{\text{дек.пл.}} \quad R_{\text{сум.зб.}} = 0.289 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.}} := \lambda_{\text{псбс}} \cdot \left[\frac{1}{K_{\text{зб12.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб12.}}} \right) \right] \quad \delta_{\text{зб.}} = 185.508 \text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 200\text{мм}$ (два шари по 100 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб12.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб12.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб12.дій.}} = 0.224 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

II) Стіна з вестибюлем:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{Г.ІЗОЛ}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзитобетонна плита:

$\delta_{\text{кб.пл.к.}} := 0.100\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{кб.пл.к.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.к.}}}{\lambda_{\text{кб.пл}}} \quad R_{\text{кб.пл.к.}} = 0.127 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.к12.}} := 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.зб12.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнта теплопередачі стіни яка відділяє камеру від неохолоджуемого коридору приймаємо залежно від температури повітря в камері

$$K_{\text{зб.к12.}} := 0.28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$R_{\text{сум.зб.к12.}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.к.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.к12.}} = 0.203 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.к12.}} := \lambda_{\text{псбс}} \left[\frac{1}{K_{\text{зб.к12.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к12.}}} + R_{\text{сум.зб.к12.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб12.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.к12.}} = 156.599\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 160\text{мм}$ (один шар 100мм, два шари по 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то

дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб.к12.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к12.}}} + R_{\text{сум.зб.к12.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб12.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб.к12.дій.}} = 0.275 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

III) Перегородка між камерою №12 та №13:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020\text{м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$$\delta_{\text{кб.пл.п.}} := 0.100\text{м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{кб.пл.п.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.п.}}}{\lambda_{\text{кб.пл}}} \quad R_{\text{кб.пл.п.}} = 0.127 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

є) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.п12.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.п12.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнт теплопередачі перегородок між камерами приймаємо в залежності від характеру розділяємих приміщень $K_{\text{зб.п12.}} := 0.28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$$R_{\text{сум.зб.п1.}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.п.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.п12.}} := R_{\text{сум.зб.п1.}} + R_{\text{шт.сітка}} \quad R_{\text{сум.зб.п12.}} = 0.224 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.п12.}} := \lambda_{\text{псбс}} \left[\frac{1}{K_{\text{зб.п12.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.п12.}}} + R_{\text{сум.зб.п12.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.п12.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.п12.}} = 154.884\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 160\text{мм}$ (один шар 100мм, два шари 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб.п12.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.п12.}}} + R_{\text{сум.зб.п12.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.п12.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб.п12.дій.}} = 0.272 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

IV) Міжповерхове перекриття:

а) монолітне бетонне перекриття із важкого бетону:

$\delta_{\text{м.плити}} := 0.04\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{м.плити}} := \frac{\delta_{\text{м.плити}}}{\lambda_{\text{м.плити}}} \quad R_{\text{м.плити}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) армована бетонна стяжка:

$\delta_{\text{ар.ст.}} := 0.08\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{ар.ст.}} := \frac{\delta_{\text{ар.ст.}}}{\lambda_{\text{м.плити}}} \quad R_{\text{ар.ст.}} = 0.043 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

в) пароізоляція - 2 шари гідроізолау на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{Г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) теплоізоляція - потрібно визначити;
д) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.025\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.027 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) залізобетонна плита перекриття:

$\delta_{\text{зб.пл.}} := 0.15\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{зб.пл.}} := \frac{\delta_{\text{зб.пл.}}}{\lambda_{\text{зб.пл.}}} \quad R_{\text{зб.пл.}} = 0.074 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.пер12.}} := 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.пер12.}} := 6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

, коефіцієнт теплопередачі перегородок між камерами приймаємо в залежності від характеру розділяємих приміщень $K_{\text{зб.пер12.}} := 0.28 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$$R_{\text{сум.пер12.}} := R_{\text{м.плити}} + R_{\text{ар.ст.}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{зб.пл.}}$$

$$R_{\text{сум.пер12.}} = 0.178 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.пер12.}} := \lambda_{\text{псбс}} \cdot \left[\frac{1}{K_{\text{зб.пер12.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.пер12.}}} + R_{\text{сум.пер12.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.пер12.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.пер12.}} = 154.182\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 160\text{мм}$ (один шар 100мм, другий та третій шари 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб.пер12.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.пер12.}}} + R_{\text{сум.пер12.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.пер12.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб.пер12.дій.}} = 0.271 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

V) Підлога:

а) монолітне бетонне перекриття із важкого бетону:

$\delta_{\text{м.плити}} := 0.04\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{м.плити}} := \frac{\delta_{\text{м.плити}}}{\lambda_{\text{м.плити}}} \quad R_{\text{м.плити}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) армована бетонна стяжка:

$\delta_{\text{ар.ст.}} := 0.08\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{ар.ст.}} := \frac{\delta_{\text{ар.ст.}}}{\lambda_{\text{м.плити}}} \quad R_{\text{ар.ст.}} = 0.043 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

в) пароізоляція - 2 шари гідроізолу на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) теплоізоляція - потрібно визначити;

д) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.025\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.027 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) залізобетонна плита:

$\delta_{\text{зб.пл.}} := 0.15\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{зб.пл.}} := \frac{\delta_{\text{зб.пл.}}}{\lambda_{\text{зб.пл.}}} \quad R_{\text{зб.пл.}} = 0.074 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.}} := 23.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнт теплопередачі перегородок між камерами приймаємо в залежності від характеру розділяємих приміщень $K_{\text{зб.п.}} := 0.34 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$$R_{\text{сум.п.}} := R_{\text{м.плити}} + R_{\text{ар.ст.}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{зб.пл.}}$$

$$R_{\text{сум.п.}} = 0.178 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.п.}} := \lambda_{\text{псбс}} \cdot \left[\frac{1}{K_{\text{зб.п.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.п.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{зб.п.} = 129.75 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{зб.} := 130 \text{ мм}$ (один шар 100 мм, другий шар 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{зб.п.дій.} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{зовн.}} + R_{сум.п.} + \frac{1}{\alpha_{вн.}} \right) + \frac{\delta_{зб.}}{\lambda_{псбс}}}$$

$$K_{зб.п.дій.} = 0.339 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Камера зберігання морозива № 13.

І) Зовнішня стіна:

Температура в камері $t_{зб7} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$, охолодження батарейне. Потрібне значення коефіцієнта теплопередачі для камери розміщеного в північній кліматичній зоні,

$K_{зб.} := 0.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ згідно табл. 2.9 (літер. №1). Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо

по табл. 2.10 (літер. №1): $\alpha_{звн.} := 23.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{вн.зб.} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

Визначаємо термічний опір окремих прошарків будівельної конструкції без врахуванням теплоізоляції:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{шт.сітка} := 0.020 \text{ м}$ - товщина;

$$R_{шт.сітка} := \frac{\delta_{шт.сітка}}{\lambda_{шт.сітка}} \quad R_{шт.сітка} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{пароізол.} := 0.004 \text{ м}$ - товщина;

$$R_{пароізол.} := \frac{\delta_{пароізол.}}{\lambda_{г.ізол}} \quad R_{пароізол.} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{шт.цем.} := 0.02 \text{ м}$ - товщина;

$$R_{шт.цем.} := \frac{\delta_{шт.цем.}}{\lambda_{шт.цем.}} \quad R_{шт.цем.} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$\delta_{\text{кб.пл.}} := 0.150\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{кб.пл.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.}}}{\lambda_{\text{кб.пл.}}} \quad R_{\text{кб.пл.}} = 0.19 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

є) цементна стяжка:

$\delta_{\text{цем.ст.}} := 0.01\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{цем.ст.}} := \frac{\delta_{\text{цем.ст.}}}{\lambda_{\text{цем.ст.}}} \quad R_{\text{цем.ст.}} = 0.01 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

ж) декоративна плитка:

$\delta_{\text{дк.пл.}} := 0.01 \cdot \text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{дк.пл.}} := \frac{\delta_{\text{дк.пл.}}}{\lambda_{\text{дк.пл.}}} \quad R_{\text{дк.пл.}} = 0.012 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Сумарний термічний опір без врахування теплоізоляції:

$$R_{\text{сум.зб.1}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.}} := R_{\text{сум.зб.1}} + R_{\text{цем.ст.}} + R_{\text{дк.пл.}} \quad R_{\text{сум.зб.}} = 0.289 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.}} := \lambda_{\text{псбс}} \left[\frac{1}{K_{\text{зб.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.}} = 227.174\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 230\text{мм}$ (два шари по 100 мм та шар товщиною 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб13.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб13.дій.}} = 0.198 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

II) Стіна з вестибулем, апаратним відділенням та складами:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$\delta_{\text{кб.пл.к.}} := 0.100\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{кб.пл.к.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.к.}}}{\lambda_{\text{кб.пл.к.}}} \quad R_{\text{кб.пл.к.}} = 0.127 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.к.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.з.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнта теплопередачі стіни яка відділяє камеру від неохолоджуемого

коридору приймаємо залежно від температури повітря в камері $K_{\text{зб.к.}} := 0.27 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$R_{\text{сум.зб.к13.}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.к.}} + R_{\text{шт.цем.}}$

$$R_{\text{сум.зб.к13.}} = 0.203 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.к.}} := \lambda_{\text{псбс}} \cdot \left[\frac{1}{K_{\text{зб.к.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к.}}} + R_{\text{сум.зб.к13.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.з.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{зб.к.} = 162.518 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{зб.} := 180 \text{ мм}$ (один шар 100 мм, два шари по 50 та 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{зб.к.дій.} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{зовн.к.}} + R_{сум.зб.к13.} + \frac{1}{\alpha_{вн.зб.}} \right) + \frac{\delta_{зб.}}{\lambda_{псбс}}}$$

$$K_{зб.к.дій.} = 0.247 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

2.3.2. Розрахунок теплоізоляційного шару камер другого №21, третього №31, п'ятого №51 поверхів

1) Зовнішня стінка:

Температура в камері $t_{зб.} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$, охолодження батареїне. Потрібне значення коефіцієнта теплопередачі для камери розміщеного в північній кліматичній зоні,

$K_{зб.} := 0.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ згідно табл. 2.9 (літер. №1). Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо

по табл. 2.10 (літер. №1): $\alpha_{зовн.} := 23.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{вн.зб.} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

Визначаємо термічний опір окремих прошарків будівельної конструкції без врахуванням теплоізоляції:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{шт.сітка} := 0.020 \text{ м}$ - товщина;

$$R_{шт.сітка} := \frac{\delta_{шт.сітка}}{\lambda_{шт.сітка}} \quad R_{шт.сітка} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити:

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{пароізол.} := 0.004 \text{ м}$ - товщина;

$$R_{пароізол.} := \frac{\delta_{пароізол.}}{\lambda_{г.ізол}} \quad R_{пароізол.} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{шт.цем.} := 0.02 \text{ м}$ - товщина;

$$R_{шт.цем.} := \frac{\delta_{шт.цем.}}{\lambda_{шт.цем.}} \quad R_{шт.цем.} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзитобетонна плита:

$\delta_{\text{кб.пл.}} := 0.150\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{кб.пл.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.}}}{\lambda_{\text{кб.пл.}}} \quad R_{\text{кб.пл.}} = 0.19 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

є) цементна стяжка:

$\delta_{\text{цем.ст.}} := 0.01\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{цем.ст.}} := \frac{\delta_{\text{цем.ст.}}}{\lambda_{\text{цем.ст.}}} \quad R_{\text{цем.ст.}} = 0.01 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

ж) декоративна плитка:

$\delta_{\text{дк.пл.}} := 0.01 \cdot \text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{дк.пл.}} := \frac{\delta_{\text{дк.пл.}}}{\lambda_{\text{дк.пл.}}} \quad R_{\text{дк.пл.}} = 0.012 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Сумарний термічний опір без врахування теплоізоляції:

$$R_{\text{сум.зб.1}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.}} := R_{\text{сум.зб.1}} + R_{\text{цем.ст.}} + R_{\text{дк.пл.}} \quad R_{\text{сум.зб.}} = 0.289 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.}} := \lambda_{\text{псбс}} \cdot \left[\frac{1}{K_{\text{зб.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.}} = 227.174\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 230\text{мм}$ (два шари по 100мм, тодин шар 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб.дій.}} = 0.198 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

II) Стіна з вестибулюлем:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзитобетонна плита:

$\delta_{\text{кб.пл.к.}} := 0.100\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{кб.пл.к.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.к.}}}{\lambda_{\text{кб.пл}}} \quad R_{\text{кб.пл.к.}} = 0.127 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.к.}} := 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.зб.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнта теплопередачі стіни яка відділяє камеру від неохолоджуемого

коридору приймаємо залежно від температури повітря в камері $K_{\text{зб.к.}} := 0.27 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

$$R_{\text{сум.зб.к.}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.к.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.к.}} = 0.203 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.к.}} := \lambda_{\text{псбс}} \left[\frac{1}{K_{\text{зб.к.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к.}}} + R_{\text{сум.зб.к.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.к.}} = 163.213\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер

зберігання охолодженої сировини $\delta_{зб.} := 180\text{мм}$ (один шар 100мм, другий шар 50 мм третій 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{зб.к.дій.} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{зовн.к.}} + R_{сум.зб.к.} + \frac{1}{\alpha_{вн.зб.}} \right) + \frac{\delta_{зб.}}{\lambda_{псбс}}}$$

$$K_{зб.к.дій.} = 0.248 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Оскільки температурний режим в даних камерах однаковий то теплоізоляцію міжповерхових перекриттів проектом не передбачено.

III) Дах:

а) шар гравію:

$\delta_{гр.} := 0.005\text{м}$ - товщина;

$$R_{гр.} := \frac{\delta_{гр.}}{\lambda_{гр.}} \quad R_{гр.} = 0.002 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) шар асиптованої бітумної мастики:

$\delta_{а.бм.} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{а.бм.} := \frac{\delta_{а.бм.}}{\lambda_{а.бм.}} \quad R_{а.бм.} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

в) 4 шари рубероїду РКМ-330:

$\delta_{рубер.} := 0.012\text{м}$ товщина;

$$R_{рубер.} := \frac{\delta_{рубер.}}{\lambda_{рубер.}} \quad R_{рубер.} = 0.08 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) шар асиптованої бітумної мастики:

$\delta_{а.бм.} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{а.бм.} := \frac{\delta_{а.бм.}}{\lambda_{а.бм.}} \quad R_{а.бм.} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{шт.цем.} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{шт.цем.} := \frac{\delta_{шт.цем.}}{\lambda_{шт.цем.}} \quad R_{шт.цем.} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) теплоізоляція - потрібно визначити;

є) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{Г.ІЗОЛ}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

ж) залізобетонна плита перекриття:

$\delta_{\text{зб.пл.}} := 0.15\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{зб.пл.}} := \frac{\delta_{\text{зб.пл.}}}{\lambda_{\text{зб.пл.}}} \quad R_{\text{зб.пл.}} = 0.074 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: $\alpha_{\text{зовн.к.}} := 23.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{\text{вн.зб.}} := 7 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$,

коефіцієнта теплопередачі стіни яка відділяє камеру від неохолоджуемого

коридору приймаємо залежно від температури повітря в камері $K_{\text{зб.к.}} := 0.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$

Сумарний термічний опір без врахування теплоізоляції:

$$R_{\text{сум.зб.к1.}} := R_{\text{гр.}} + R_{\text{а.бм.}} + R_{\text{рубер.}} + R_{\text{а.бм.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{пароізол.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.к.}} := R_{\text{сум.зб.к1.}} + R_{\text{зб.пл.}} \quad R_{\text{сум.зб.к.}} = 0.235 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.к.}} := \lambda_{\text{псбс}} \cdot \left[\frac{1}{K_{\text{зб.к.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к.}}} + R_{\text{сум.зб.к.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.к.}} = 228.985\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер

зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 230\text{мм}$ (два шари 100мм, один шар

30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб.к.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к.}}} + R_{\text{сум.зб.к.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб.к.дій.}} = 0.199 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

2.3.3. Камера закалки морозива, четвертого поверху №41.

Г) Зовнішня стінка:

Температура в камері $t_{зб} := -30 \cdot ^\circ\text{C}$, охолодження батареїне. Потрібне значення коефіцієнта теплопередачі для камери розміщеного в північній кліматичній зоні, $K_{зб.} := 0.2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$ згідно табл. 2.9 (літер. №1). Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо

по табл. 2.10 (літер. №1): $\alpha_{зовн.} := 23.3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$; $\alpha_{вн.зб.} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$.

Визначаємо термічний опір окремих прошарків будівельної конструкції без врахуванням теплоізоляції:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{шт.сітка} := 0.020\text{м}$ - товщина;

$$R_{шт.сітка} := \frac{\delta_{шт.сітка}}{\lambda_{шт.сітка}} \quad R_{шт.сітка} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{пароізол.} := 0.004\text{м}$ - товщина;

$$R_{пароізол.} := \frac{\delta_{пароізол.}}{\lambda_{г.ізол.}} \quad R_{пароізол.} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{шт.цем.} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{шт.цем.} := \frac{\delta_{шт.цем.}}{\lambda_{шт.цем.}} \quad R_{шт.цем.} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$\delta_{кб.пл.} := 0.150\text{м}$ - товщина;

$$R_{кб.пл.} := \frac{\delta_{кб.пл.}}{\lambda_{кб.пл.}} \quad R_{кб.пл.} = 0.19 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$\delta_{шт.цем.} := 0.02\text{м}$ - товщина;

$$R_{шт.цем.} := \frac{\delta_{шт.цем.}}{\lambda_{шт.цем.}} \quad R_{шт.цем.} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

є) цементна стяжка:

$\delta_{цем.ст.} := 0.01\text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{цем.ст.}} := \frac{\delta_{\text{цем.ст.}}}{\lambda_{\text{цем.ст.}}} \quad R_{\text{цем.ст.}} = 0.01 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

ж) декоративна плитка:

$\delta_{\text{дек.пл.}} := 0.01 \cdot \text{м}$ - товщина;

$$R_{\text{дек.пл.}} := \frac{\delta_{\text{дек.пл.}}}{\lambda_{\text{дек.пл.}}} \quad R_{\text{дек.пл.}} = 0.012 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Сумарний термічний опір без врахування теплоізоляції:

$$R_{\text{сум.зб.1}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.}} := R_{\text{сум.зб.1}} + R_{\text{цем.ст.}} + R_{\text{дек.пл.}} \quad R_{\text{сум.зб.}} = 0.289 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.}} := \lambda_{\text{псбс}} \cdot \left[\frac{1}{K_{\text{зб.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.}} = 227.174 \text{ мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 230 \text{ мм}$ (два шари по 100 мм, тодин шар 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{\text{зб.дій.}} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.}}} + R_{\text{сум.зб.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) + \frac{\delta_{\text{зб.}}}{\lambda_{\text{псбс}}}}$$

$$K_{\text{зб.дій.}} = 0.198 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

II) Стіна з вестибюлем:

а) штукатурка складним розчином по металевій сітці:

$\delta_{\text{шт.сітка}} := 0.020 \text{ м}$ - товщина;

$$R_{\text{шт.сітка}} := \frac{\delta_{\text{шт.сітка}}}{\lambda_{\text{шт.сітка}}} \quad R_{\text{шт.сітка}} = 0.02 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

б) теплоізоляція - потрібно визначити;

в) пароізоляція - 2 шари гідроізола на битумній мастиці:

$\delta_{\text{пароізол.}} := 0.004 \text{ м}$ - товщина;

$$R_{\text{пароізол.}} := \frac{\delta_{\text{пароізол.}}}{\lambda_{\text{Г.ізол}}} \quad R_{\text{пароізол.}} = 0.013 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

г) штукатурка цементно-піскова:

$$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

д) керамзито-бетонна плита:

$$\delta_{\text{кб.пл.к.}} := 0.100\text{м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{кб.пл.к.}} := \frac{\delta_{\text{кб.пл.к.}}}{\lambda_{\text{кб.пл.к.}}} \quad R_{\text{кб.пл.к.}} = 0.127 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

е) штукатурка цементно-піскова:

$$\delta_{\text{шт.цем.}} := 0.02\text{м} \quad \text{- товщина;}$$

$$R_{\text{шт.цем.}} := \frac{\delta_{\text{шт.цем.}}}{\lambda_{\text{шт.цем.}}} \quad R_{\text{шт.цем.}} = 0.022 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$\text{Коефіцієнти тепловіддачі приймаємо: } \alpha_{\text{зовн.к.}} := 9 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}; \alpha_{\text{вн.зб.}} := 8 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}},$$

коефіцієнта теплопередачі стіни яка відділяє камеру від неохолоджуемого

$$\text{коридору приймаємо залежно від температури повітря в камері } K_{\text{зб.к.}} := 0.27 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$R_{\text{сум.зб.к.}} := R_{\text{шт.сітка}} + R_{\text{пароізол.}} + R_{\text{шт.цем.}} + R_{\text{кб.пл.к.}} + R_{\text{шт.цем.}}$$

$$R_{\text{сум.зб.к.}} = 0.203 \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

Потрібна товщина теплоізоляції із плит пінопласту полістирольного ПСБ-С:

$$\delta_{\text{зб.к.}} := \lambda_{\text{псбс}} \cdot \left[\frac{1}{K_{\text{зб.к.}}} - \left(\frac{1}{\alpha_{\text{зовн.к.}}} + R_{\text{сум.зб.к.}} + \frac{1}{\alpha_{\text{вн.зб.}}} \right) \right]$$

$$\delta_{\text{зб.к.}} = 163.213\text{мм}$$

Приймаємо товщину теплоізоляційного шару зовнішнього контуру камер зберігання охолодженої сировини $\delta_{\text{зб.}} := 180\text{мм}$ (один шар 100мм, другий шар 50 мм третій 30 мм). Оскільки прийнята товщина теплоізоляції відрізняється від потрібної, то дійсне значення коефіцієнта теплопередачі:

$$K_{зб.к.дій.} := \frac{1}{\left(\frac{1}{\alpha_{зовн.к.}} + R_{сум.зб.к.} + \frac{1}{\alpha_{вн.зб.}} \right) + \frac{\delta_{зб.}}{\lambda_{псбс}}}$$

$$K_{зб.к.дій.} = 0.248 \frac{Вт}{м^2К}$$

2.4. Перевірка огорожувальних конструкцій на випадання конденсату

Якщо товщина теплоізоляційного шару не достатня, то температура поверхні огороження зі сторони приміщення з більш високою температурою може стати нижчою температури точки роси повітря в цьому приміщенні і на поверхні огороження випадає конденсат у вигляді роси або інею. Це призводить до перезволоження огорожувальних конструкцій і їх прискореному руйнуванню. Тому при різниці температур в сусідніх камерах більше 10°C перегородки перевіряють на випадання конденсату. Таку ж перевірку роблять і для зовнішніх стін і перекриття в камерах з додатніми температурами при розрахунковому зимовому режимі.

Камера зберігання охолодженої сировини №11

Зовнішня стіна:

$t_{ох.прим.} := 0 \cdot ^\circ C$ - температура в камері;

$\phi_{ох.прим.} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{розр.зима.} := -22 \cdot ^\circ C$ - розрахункова зимова температура;

$t_{т.роси.ох.кам.} := -1.5 \cdot ^\circ C$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{вн.ох.прим.} := t_{ох.прим.} - \frac{t_{ох.прим.} - t_{розр.зима.}}{\frac{1}{K_{зб11.дій.}} \cdot \alpha_{вн.зб11.}}$$

$$t_{вн.ох.прим.} = -0.93 \cdot ^\circ C$$

$t_{т.роси.ох.кам.} < t_{вн.ох.прим.}$ тобто випадання конденсату не буде.

Стіна з машинним відділенням:

$t_{ох.прим.} := 0 \cdot ^\circ C$ - температура в камері;

$\phi_{ох.прим.} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{розр.пр.} := 18 \cdot ^\circ C$ - розрахункова температура в даних приміщеннях;

$t_{т.роси.ох.кам.} := -1.5 \cdot ^\circ C$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} := t_{\text{ох.прим.}} - \frac{t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{розр.пр.}}}{\frac{1}{K_{\text{зб.к.дій.}}} \cdot \alpha_{\text{вн.зб11.}}}$$

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} = 0.557^{\circ}\text{C}$$

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} < t_{\text{вн.ох.прим.}}$ тобто випадання конденсату не буде.

Стіна з вестибюлем:

$t_{\text{ох.прим.}} := 0^{\circ}\text{C}$ - температура в камері;

$\phi_{\text{ох.прим.}} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{\text{розр.пр.}} := 10^{\circ}\text{C}$ - розрахункова температура в вестибюлі;

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} := -1.5^{\circ}\text{C}$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} := t_{\text{ох.прим.}} - \frac{t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{розр.пр.}}}{\frac{1}{K_{\text{зб.к.дій.}}} \cdot \alpha_{\text{вн.зб11.}}}$$

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} = 0.309^{\circ}\text{C}$$

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} < t_{\text{вн.ох.прим.}}$ тобто випадання конденсату не буде.

Стіна між камерою №12:

$t_{\text{ох.прим.}} := 0^{\circ}\text{C}$ - температура в камері;

$\phi_{\text{ох.прим.}} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{\text{розр.експ.}} := -26^{\circ}\text{C}$ - розрахункова температура у експедиції;

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} := -4.5^{\circ}\text{C}$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} := t_{\text{ох.прим.}} - \frac{t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{розр.експ.}}}{\frac{1}{K_{\text{зб.п.дій.}}} \cdot \alpha_{\text{вн.п.}}}$$

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} = -1.103^{\circ}\text{C}$$

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} < t_{\text{вн.ох.прим.}}$ тобто випадання конденсату не буде.

Експедиція морозива №12

Зовнішня стіна:

$t_{\text{ох.прим.}} := -26^{\circ}\text{C}$ - температура в камері;

$\phi_{\text{ох.прим.}} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{\text{розр.зима.}} := -22^{\circ}\text{C}$ - розрахункова зимова температура;

$t_{T.роси.ох.кам.} := -23 \cdot ^\circ C$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{вн.ох.прим.} := t_{ох.прим.} - \frac{t_{ох.прим.} - t_{розр.зима.}}{1} \cdot \frac{\alpha_{вн.зб12.}}{K_{зб12.дій.}}$$

$$t_{вн.ох.прим.} = -25.888 \cdot ^\circ C$$

$t_{T.роси.ох.кам.} < t_{вн.ох.прим.}$ тобто випадання конденсату не буде.

Стіна з вестибюлем:

$t_{ох.прим.} := -26 \cdot ^\circ C$ - температура в камері;

$\phi_{ох.прим.} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{розр.пр.} := 4.4 \cdot ^\circ C$ - розрахункова температура в вестибюлі;

$t_{T.роси.ох.кам.} := -23 \cdot ^\circ C$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{вн.ох.прим.} := t_{ох.прим.} - \frac{t_{ох.прим.} - t_{розр.пр.}}{1} \cdot \frac{\alpha_{вн.зб12.}}{K_{зб.к12.дій.}}$$

$$t_{вн.ох.прим.} = -24.956 \cdot ^\circ C$$

$t_{T.роси.ох.кам.} < t_{вн.ох.прим.}$ тобто випадання конденсату не буде.

Камера зберігання морозива №13

Зовнішня стіна:

$t_{ох.прим.} := -26 \cdot ^\circ C$ - температура в камері;

$\phi_{ох.прим.} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{T.роси.зб.кам.} := -25 \cdot ^\circ C$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{вн.ох.прим.} := t_{ох.прим.} - \frac{t_{ох.прим.} - t_{T.роси.зб.кам.}}{1} \cdot \frac{\alpha_{вн.зб.}}{K_{зб13.дій.}}$$

$$t_{вн.ох.прим.} = -25.975 \cdot ^\circ C$$

$t_{T.роси.ох.кам.} < t_{вн.ох.прим.}$ тобто випадання конденсату не буде.

Стіна з вестибюлем:

$t_{\text{ох.прим.}} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура в камері;

$\phi_{\text{ох.прим.}} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{\text{розр.пр.}} := 10 \cdot ^\circ\text{C}$ - розрахункова температура в даних приміщеннях;

$t_{\text{т.роси.зб.кам.}} := -23 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} := t_{\text{ох.прим.}} - \frac{t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{т.роси.зб.кам.}}}{\frac{1}{K_{\text{зб.к.дій.}}} \cdot \alpha_{\text{вн.з.}}}$$

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} = -25.907 \cdot ^\circ\text{C}$$

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} < t_{\text{вн.ох.прим.}}$ тобто випадання конденсату не буде.

Камера зберігання морозива другого, третього, та п'ятого поверхів №№21,31,51

Зовнішня стіна:

$t_{\text{ох.прим.}} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура в камері;

$\phi_{\text{ох.прим.}} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{\text{т.роси.зб.кам.}} := -28 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} := t_{\text{ох.прим.}} - \frac{t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{т.роси.зб.кам.}}}{\frac{1}{K_{\text{зб13.дій.}}} \cdot \alpha_{\text{вн.зб.}}}$$

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} = -26.049 \cdot ^\circ\text{C}$$

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} < t_{\text{вн.ох.прим.}}$ тобто випадання конденсату не буде.

Стіна з вестибюлем:

$t_{\text{ох.прим.}} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура в камері;

$\phi_{\text{ох.прим.}} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{\text{розр.пр.}} := 10 \cdot ^\circ\text{C}$ - розрахункова температура в вестибюлі;

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} := t_{\text{ох.прим.}} - \frac{t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{розр.пр.}}}{\frac{1}{K_{\text{зб.к.дій.}}} \cdot \alpha_{\text{вн.зб.}}}$$

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} = -24.886 \cdot ^\circ\text{C}$$

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} < t_{\text{вн.ох.прим.}}$ тобто випадання конденсату не буде.

Камера закали морозива четвертого поверху №41

Зовнішня стіна:

$t_{\text{ох.прим.}} := -30 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура в камері;

$\phi_{\text{ох.прим.}} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{\text{т.роси.зб.кам.}} := -32 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура точки роси в камері (визначаємо по I-d діаграмі);

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} := t_{\text{ох.прим.}} - \frac{t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{т.роси.зб.кам.}}}{\frac{1}{K_{\text{зб13.дій.}}} \cdot \alpha_{\text{вн.зб.}}}$$

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} = -30.049 \cdot ^\circ\text{C}$$

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} < t_{\text{вн.ох.прим.}}$ тобто випадання конденсату не буде.

Стіна з вестилюлем:

$t_{\text{ох.прим.}} := -30 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура в камері;

$\phi_{\text{ох.прим.}} := 90\%$ - відносна вологість в камері;

$t_{\text{розр.пр.}} := 10 \cdot ^\circ\text{C}$ - розрахункова температура в вестибулі;

Температура внутрішньої поверхні огорожувальної конструкції:

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} := t_{\text{ох.прим.}} - \frac{t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{розр.пр.}}}{\frac{1}{K_{\text{зб.к.дій.}}} \cdot \alpha_{\text{вн.зб.}}}$$

$$t_{\text{вн.ох.прим.}} = -28.762 \cdot ^\circ\text{C}$$

$t_{\text{т.роси.ох.кам.}} < t_{\text{вн.ох.прим.}}$ тобто випадання конденсату не буде.

2.5. Визначення теплонадходжень

Для визначення теплових навантажень на компресори та камерне обладнання виконано розрахунок теплонадходжень. За розрахунковий прийнято період, що відповідає найбільш високій температурі зовнішнього повітря. Загальна кількість теплоти визначена як сума теплонадходжень відповідно через огорожувальні будівельні конструкції, від продуктів під час холодильної обробки, від вентиляції приміщень, пов'язаних з експлуатацією камери.

2.5.1. Теплонадходження через огорожі

Камери розташовані на першому поверсі.

Камера зберігання охолодженої сировини №11.

Довжина камери $L_{зб.11} := 22 \cdot \text{м}$

Ширина камери $B_{зб.11} := 7.87 \cdot \text{м}$

Висота камери $H_{зб.11} := 6 \cdot \text{м}$

Температура в камері $t_{зб.вн.11} := 0 \cdot \text{°C}$

Температура зовні (літня) $t_{зв} := 31 \cdot \text{°C}$

Площа західної,східної стіни $F_{зб.11.зх.} := B_{зб.11} \cdot H_{зб.11}$ $F_{зб.11.зх.} = 47.22 \text{ м}^2$

Площа південної стіни: $F_{зб.11.пд.} := L_{зб.11} \cdot H_{зб.11}$ $F_{зб.11.пд.} = 132 \text{ м}^2$

Площа підлоги та перекриття: $F_{зб.11.п.} := L_{зб.11} \cdot B_{зб.11}$ $F_{зб.11.п.} = 173.14 \text{ м}^2$

Теплопритоки через стіни;

-західна стіна:

$$K_{зб11.дій.} := 0.338 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{зх.11} := K_{зб11.дій.} \cdot F_{зб.11.зх.} \cdot (t_{зв} - t_{зб.вн.11}) \quad Q_{зх.11} = 0.495 \text{ кВт}$$

-південна стіна:

$$K_{зб.к.дій.} := 0.34 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$t_{розр.пр.} := 18 \cdot \text{°C}$ - розрахункова температура в даних приміщеннях;

$$Q_{пд.11} := K_{зб.к.дій.} \cdot F_{зб.11.пд.} \cdot (t_{розр.пр.} - t_{зб.вн.11}) \quad Q_{пд.11} = 0.808 \text{ кВт}$$

-східна стіна:

$t_{розр.пр.} := 10 \cdot \text{°C}$ - розрахункова температура в вестибюлі;

$$K_{зб.к.дій.} := 0.34 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{сх.11} := K_{зб.к.дій.} \cdot F_{зб.11.зх.} \cdot (t_{розр.пр.} - t_{зб.вн.11}) \quad Q_{сх.11} = 0.161 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплонадходжень через ізольовану підлогу без підігрівання ведеться за зонами шириною 2 м

$$\delta_{\text{зон}} := 2\text{м}$$

Для камери має один зовнішній ріг:

$$\text{Площа зони 1} \quad F_{3_1} := \delta_{\text{зон}} \cdot L_{\text{зб.11}} + \delta_{\text{зон}} \cdot B_{\text{зб.11}} \quad F_{3_1} = 59.74 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 2} \quad F_{3_2} := \delta_{\text{зон}} \cdot (L_{\text{зб.11}} - \delta_{\text{зон}}) + \delta_{\text{зон}} \cdot (B_{\text{зб.11}} - 2\delta_{\text{зон}}) \quad F_{3_2} = 47.74 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 3} \quad F_{3_3} := \delta_{\text{зон}} \cdot (L_{\text{зб.11}} - 2\delta_{\text{зон}}) + \delta_{\text{зон}} \cdot (B_{\text{зб.11}} - 3\delta_{\text{зон}}) \quad F_{3_3} = 39.74 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 4} \quad F_{3_4} := L_{\text{зб.11}} \cdot B_{\text{зб.11}} - \left(F_{3_1} - \delta_{\text{зон}}^2 + F_{3_2} + F_{3_3} \right) \quad F_{3_4} = 29.92 \text{ м}^2$$

Умовні коефіцієнти тепловіддачі за зонами:

$$k_{\text{ум}_1} := 0.47 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум}_2} := 0.23 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум}_3} := 0.12 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум}_4} := 0.07 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Умовний коефіцієнт, що враховує вплив ізоляції

$$R_{\text{сум.п.}} := 0.178 \cdot \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$m := \left(1 + 1.25 \cdot R_{\text{сум.п.}} \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right)^{-1} \quad m = 0.818$$

Теплонадходження через підлогу

$$Q_{1\text{підл}_{11}} := \sum_{j=1}^4 k_{\text{ум}_j} \cdot F_{3_j} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.вн.11}}) \cdot m \quad Q_{1\text{підл}_1} = 0 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення

Значення надлишкових температур при різній орієнтації по сторонах світу та географічній широті 52 для стіни, яка облицьована білим кафелем:

$$\Delta t_{\text{ср.11.зх}} := 4.7 \cdot ^\circ\text{С} \quad - \text{ для західної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.11.пд}} := 3.9 \cdot ^\circ\text{С} \quad - \text{ для південної стіни;}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через західну стіну камери № 5:

$$Q_{1\text{с11со}_1} := K_{\text{зб11.дій.}} \cdot F_{\text{зб.11.зх.}} \cdot \Delta t_{\text{ср.11.зх}} \quad Q_{1\text{с11со}_1} = 0.075 \text{ кВт}$$

Сумарне теплонадходження до камери через огорожі

$$Q_{\text{сум.ог}_{11}} := Q_{1\text{с11со}_1} + Q_{1\text{підл}_{11}} + Q_{\text{сх.11}} + Q_{\text{пд.11}} + Q_{\text{зх.11}}$$

$$Q_{\text{сум.ог}_{11}} = 2.703 \text{ кВт}$$

Експедиція морозива №12

$$\text{Довжина камери} \quad L_{\text{експ.12}} := 22 \cdot \text{м}$$

Ширина камери $V_{\text{експ.12}} := 6 \cdot \text{м}$

Висота камери $H_{\text{експ.12}} := 6 \cdot \text{м}$

Температура в камері $t_{\text{експ.12}} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$

Площа західної,східної стіни $F_{\text{зб.12.зх.}} := V_{\text{експ.12}} \cdot H_{\text{експ.12}} \quad F_{\text{зб.12.зх.}} = 36 \text{ м}^2$

Площа південної стіни: $F_{\text{зб.12.пд.}} := L_{\text{експ.12}} \cdot H_{\text{експ.12}} \quad F_{\text{зб.12.пд.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа підлоги та
перекриття: $F_{\text{зб.12.п.}} := L_{\text{експ.12}} \cdot V_{\text{експ.12}} \quad F_{\text{зб.12.п.}} = 132 \text{ м}^2$

Теплопритоки через стіни;

-західна стіна:

$$K_{\text{збб.дій.}} := 0.224 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{\text{зх.12}} := K_{\text{зб12.дій.}} \cdot F_{\text{зб.12.зх.}} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{експ.12}}) \quad Q_{\text{зх.12}} = 0.46 \text{ кВт}$$

-східна стіна:

$t_{\text{розр.пр.}} := 10 \cdot ^\circ\text{C}$ - розрахункова температура в вестибюлі;

$$K_{\text{зб.к12.дій.}} := 0.275 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{\text{сх.12}} := K_{\text{зб.к12.дій.}} \cdot F_{\text{зб.12.зх.}} \cdot (t_{\text{розр.пр.}} - t_{\text{експ.12}}) \quad Q_{\text{сх.12}} = 0.356 \text{ кВт}$$

-південна стіна:

$$K_{\text{зб.п11.дій.}} := 0.272 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{\text{пд.12}} := K_{\text{зб.п11.дій.}} \cdot F_{\text{зб.12.пд.}} \cdot (t_{\text{зб.вн.11}} - t_{\text{експ.12}}) \quad Q_{\text{пд.12}} = 0.934 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплонадходжень через ізольовану підлогу без підігрівання ведеться за зонами шириною 2 м

$$\delta_{\text{зон}} := 2 \text{ м}$$

Для експедиції №6:

$$\text{Площа зони 1} \quad F_{\text{з1}} := \delta_{\text{зон}} \cdot L_{\text{експ.12}} \quad F_{\text{з1}} = 44 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 2} \quad F_{\text{з2}} := \delta_{\text{зон}} \cdot L_{\text{експ.12}} \quad F_{\text{з2}} = 44 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 3} \quad F_{\text{з3}} := \delta_{\text{зон}} \cdot L_{\text{експ.12}} \quad F_{\text{з3}} = 44 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 4} \quad F_{\text{з4}} := L_{\text{експ.12}} \cdot V_{\text{експ.12}} - (F_{\text{з1}} + F_{\text{з2}} + F_{\text{з3}}) \quad F_{\text{з4}} = 0 \text{ м}^2$$

Умовні коефіцієнти тепловіддачі за зонами:

$$k_{\text{ум1}} = 0.47 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум2}} = 0.23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум3}} = 0.12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум4}} = 0.07 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Умовний коефіцієнт, що враховує вплив ізоляції

$$R_{\text{сум.п.}} := 0.178 \cdot \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$m := \left(1 + 1.25 \cdot R_{\text{сум.п.}} \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right)^{-1} \quad m = 0.818$$

Теплонадходження через підлогу

$$Q_{1\text{підл}_{12}} := \sum_{j=1}^4 k_{\text{ум.}j} \cdot F_{з.} \cdot (t_{зв} - t_{\text{експ.}12}) \cdot m \quad Q_{1\text{підл}_{12}} = 1.682 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення

Значення надлишкових температур при різній орієнтації по сторонах світу та географічній широті 52 для стіни, яка облицьована білим кафелем:

$$\Delta t_{\text{ср.}12.зх} := 4.7 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{- для західної стіни;}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через західну стіну експедиції № 12:

$$K_{збб.дій.} := 0.224 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{1с12со_1} := K_{збб.дій.} \cdot F_{зб.12.зх} \cdot \Delta t_{\text{ср.}12.зх} \quad Q_{1с12со_1} = 0.038 \text{ кВт}$$

Сумарне теплонадходження до камери через огорожі:

$$Q_{\text{сум.ог}_{12}} := Q_{1с12со_1} + Q_{1\text{підл}_{12}} + Q_{\text{пд.}12} + Q_{\text{сх.}12} + Q_{\text{зх.}12}$$

$$Q_{\text{сум.ог}_{12}} = 3.471 \text{ кВт}$$

Камера зберігання морозива №13

Довжина камери $L_{зб.13} := 22 \cdot \text{м}$

Ширина камери $B_{зб.13} := 7.87 \cdot \text{м}$

Висота камери $H_{зб.13} := 6 \cdot \text{м}$

Температура в камері $t_{зб.13} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$

Площа західної,східної стіни: $F_{зб.13.зх.} := B_{зб.13} \cdot H_{зб.13} \quad F_{зб.13.зх.} = 47.22 \text{ м}^2$

Площа південної стіни: $F_{зб.13.пд.} := L_{зб.13} \cdot H_{зб.13} \quad F_{зб.13.пд.} = 132 \text{ м}^2$

Площа північної стіни: $F_{зб.13.пн.} := L_{зб.13} \cdot H_{зб.13} \quad F_{зб.13.пн.} = 132 \text{ м}^2$

Площа підлоги та перекриття: $F_{зб.13.п.} := L_{зб.13} \cdot B_{зб.13} \quad F_{зб.13.п.} = 173.14 \text{ м}^2$

Теплопритоки через стіни;

-західна стіна:

$$K_{зб13.дій.} := 0.198 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{зх.13} := K_{зб.13.дій.} \cdot F_{зб.13.зх.} \cdot (t_{зв} - t_{зб.13}) \quad Q_{зх.13} = 0.533 \text{ кВт}$$

-східна стіна:

$$t_{розр.пр.} := 10 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ розрахункова температура в вестибюлі;}$$

$$K_{зб.к.дій.} := 0.253 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{сх.13} := K_{зб.к.дій.} \cdot F_{зб.13.зх.} \cdot (t_{розр.пр.} - t_{зб.13}) \quad Q_{сх.13} = 0.43 \text{ кВт}$$

-південна стіна:

$$K_{зб.п12.дій.} = 0.272 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

$$Q_{пд.13} := K_{зб.п12.дій.} \cdot F_{зб.13.пд.} \cdot (t_{зб.13} - t_{експ.12}) \quad Q_{пд.13} = 0 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплонадходжень через ізольовану підлогу без підігрівання ведеться за зонами шириною 2 м

$$\delta_{зон} := 2 \text{ м}$$

Для камери №13:

$$\text{Площа зони 1 } F_{з1} := \delta_{зон} \cdot L_{зб.13} \quad F_{з1} = 44 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 2 } F_{з2} := \delta_{зон} \cdot L_{зб.13} \quad F_{з2} = 44 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 3 } F_{з3} := \delta_{зон} \cdot L_{зб.13} \quad F_{з3} = 44 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 4 } F_{з4} := L_{зб.13} \cdot V_{зб.13} - (F_{з1} + F_{з2} + F_{з3}) \quad F_{з4} = 41.14 \text{ м}^2$$

Умовні коефіцієнти тепловіддачі за зонами:

Умовні коефіцієнти тепловіддачі за зонами:

$$k_{ум1} = 0.47 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{ум2} = 0.23 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{ум3} = 0.12 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{ум4} = 0.07 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Умовний коефіцієнт, що враховує вплив ізоляції

$$R_{сум.п.} := 0.178 \cdot \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$m := \left(1 + 1.25 \cdot R_{сум.п.} \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right)^{-1} \quad m = 0.818$$

Теплонадходження через підлогу

$$Q_{1підл13} := \sum_{j=1}^4 k_{умj} \cdot F_{зj} \cdot (t_{зв} - t_{зб.13}) \cdot m \quad Q_{1підл13} = 1.817 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення

Значення надлишкових температур при різній орієнтації по сторонах світу та

географічній широті 52 для стіни, яка облицьована білим кафелем:

$$\Delta t_{\text{ср.13.зх}} := 4.7 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для західної стіни;}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через західну стіну камери № 7:

$$Q_{1\text{сбсо}_1} := K_{\text{зб13.дій}} \cdot F_{\text{зб.13.зх}} \cdot \Delta t_{\text{ср.13.зх}} \quad Q_{1\text{сбсо}_1} = 0.044 \text{ кВт}$$

Сумарне теплонадходження до камери через огорожі:

$$Q_{\text{сум.ог}_{13}} := Q_{1\text{сбсо}_1} + Q_{1\text{підл}_{13}} + Q_{\text{пд.13}} + Q_{\text{сх.13}} + Q_{\text{зх.13}}$$

$$Q_{\text{сум.ог}_{13}} = 2.823 \text{ кВт}$$

Камера розташована на другому поверсі

Камера зберігання морозива №21

Довжина камери $L_{\text{зб.2п}} := 22 \cdot \text{м}$

Ширина камери $B_{\text{зб.2п}} := 22 \cdot \text{м}$

Висота камери $H_{\text{зб.2п}} := 6 \cdot \text{м}$

Температура в камері $t_{\text{зб.2п}} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$

Площа північної стіни: $F_{\text{зб.2п.пн.}} := L_{\text{зб.2п}} \cdot H_{\text{зб.2п}} \quad F_{\text{зб.2п.пн.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа південної стіни: $F_{\text{зб.2п.пд.}} := L_{\text{зб.2п}} \cdot H_{\text{зб.2п}} \quad F_{\text{зб.2п.пд.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа західної стіни: $F_{\text{зб.2п.зх.}} := B_{\text{зб.2п}} \cdot H_{\text{зб.2п}} \quad F_{\text{зб.2п.зх.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа східної стіни: $F_{\text{зб.2п.сх.}} := B_{\text{зб.2п}} \cdot H_{\text{зб.2п}} \quad F_{\text{зб.2п.сх.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа підлоги та перекриття: $F_{\text{зб.2п.п.}} := L_{\text{зб.2п}} \cdot B_{\text{зб.2п}} \quad F_{\text{зб.2п.п.}} = 484 \text{ м}^2$

Теплопритоки через стіни;
-західна стіна:

$$Q_{\text{зх.2п}} := K_{\text{зб.дій}} \cdot F_{\text{зб.2п.зх.}} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.2п}}) \quad Q_{\text{зх.2п}} = 1.592 \text{ кВт}$$

-східна стіна:

$$Q_{\text{сх.2п}} := K_{\text{зб.к.дій}} \cdot F_{\text{зб.2п.сх.}} \cdot (t_{\text{розр.пр.}} - t_{\text{зб.2п}}) \quad Q_{\text{сх.2п}} = 1.015 \text{ кВт}$$

-північна стіна:

$$Q_{\text{пн.2п}} := K_{\text{зб.дій}} \cdot F_{\text{зб.2п.пн.}} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.2п}}) \quad Q_{\text{пн.2п}} = 1.592 \text{ кВт}$$

-південна стіна:

$$Q_{\text{пд.2п}} := K_{\text{зб.дій}} \cdot F_{\text{зб.2п.пд.}} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.2п}}) \quad Q_{\text{пд.2п}} = 1.592 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплонадходжень через ізольовану підлогу без підігрівання ведеться за зонами шириною 2 м

$$\delta_{\text{зон}} := 2 \text{ м}$$

Для камери має два зовнішніх кути:

$$\text{Площа зони 1} \quad F_{\text{з}_1} := 2 \cdot \delta_{\text{зон}} \cdot L_{\text{зб.2п}} + \delta_{\text{зон}} \cdot B_{\text{зб.2п}} \quad F_{\text{з}_1} = 132 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 2} \quad F_{3_2} := 2\delta_{\text{зОН}} \cdot (L_{\text{зб.2п}} - 2\delta_{\text{зОН}}) + \delta_{\text{зОН}} \cdot (B_{\text{зб.2п}} - 4\delta_{\text{зОН}})$$

$$F_{3_2} = 100 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 3} \quad F_{3_3} := 2\delta_{\text{зОН}} \cdot (L_{\text{зб.2п}} - 2\delta_{\text{зОН}}) + \delta_{\text{зОН}} \cdot (B_{\text{зб.2п}} - 6\delta_{\text{зОН}})$$

$$F_{3_3} = 92 \text{ м}^2$$

$$\text{Площа зони 4} \quad F_{3_4} := L_{\text{зб.2п}} \cdot B_{\text{зб.2п}} - \left(F_{3_1} - 2\delta_{\text{зОН}}^2 + F_{3_2} + F_{3_3} \right)$$

$$F_{3_4} = 168 \text{ м}^2$$

Умовні коефіцієнти тепловіддачі за зонами:

$$k_{\text{ум}1} := 0.47 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум}2} := 0.23 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум}3} := 0.12 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \quad k_{\text{ум}4} := 0.07 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}}$$

Умовний коефіцієнт, що враховує вплив ізоляції

$$R_{\text{сум.п.}} := 0.178 \cdot \frac{\text{м}^2\text{К}}{\text{Вт}}$$

$$m := \left(1 + 1.25 \cdot R_{\text{сум.п.}} \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2\text{К}} \right)^{-1} \quad m = 0.818$$

Теплонадходження через підлогу

$$Q_{1\text{підл}1} := \sum_{j=1}^4 k_{\text{ум}j} \cdot F_{3_j} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.2п}}) \cdot m \quad Q_{1\text{підл}1} = 5.381 \text{ кВт}$$

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення

Значення надлишкових температур при різній орієнтації по сторонах світу та географічній широті 52 для стіни, яка облицьована білим кафелем:

$$\Delta t_{\text{ср.зх}} := 4.7 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{- для західної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.пд}} := 3.9 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{- для південної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.пн}} := 0 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{- для північної стіни;}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через західну, південну стіни (теплонадходження від сонячної радіації через північну стіну відсутні) до камери зберігання морозива:

$$Q_{1\text{с.со}1} := K_{\text{зб.дій}} \cdot F_{\text{зб.2п.зх}} \cdot \Delta t_{\text{ср.зх}} \quad Q_{1\text{с.со}1} = 0.123 \text{ кВт}$$

$$Q_{2\text{с.со}1} := K_{\text{зб.дій}} \cdot \left(\frac{F_{\text{зб.2п.пд}}}{2} \right) \cdot \Delta t_{\text{ср.пд}} \quad Q_{2\text{с.со}1} = 0.051 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через південну стіну- $\frac{F_{зб.2п.пд.}}{2}$

Сумарне теплонадходження до камери через огорожі:

$$Q_{сум.ог.2п.} := Q_{1сбсо_1} + Q_{2с.со_1} + Q_{1підл_1} + Q_{зх.2п} + Q_{сх.2п} + Q_{пд.2п} + Q_{пн.2п}$$

$$Q_{сум.ог.2п.} = 11.268 \text{ кВт}$$

Теплонадходження до камери розташованої на третьому поверсі

Довжина камери $L_{зб.3п} := 22 \cdot \text{м}$

Ширина камери $B_{зб.3п} := 22 \cdot \text{м}$

Висота камери $H_{зб.3п} := 6 \cdot \text{м}$

Температура в камері $t_{зб.3п} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$

Площа північної стіни: $F_{зб.3п.пн.} := L_{зб.3п} \cdot H_{зб.3п}$ $F_{зб.3п.пн.} = 132 \text{ м}^2$

Площа південної стіни: $F_{зб.3.п.пд.} := L_{зб.3п} \cdot H_{зб.3п}$ $F_{зб.3.п.пд.} = 132 \text{ м}^2$

Площа західної стіни: $F_{зб.3.п.зх.} := B_{зб.3п} \cdot H_{зб.3п}$ $F_{зб.3.п.зх.} = 132 \text{ м}^2$

Площа східної стіни $F_{зб.3.п.сх.} := B_{зб.3п} \cdot H_{зб.3п}$ $F_{зб.3.п.сх.} = 132 \text{ м}^2$

Площа підлоги та перекриття: $F_{зб.3.п.п.} := L_{зб.3п} \cdot B_{зб.3п}$ $F_{зб.3.п.п.} = 484 \text{ м}^2$

Теплопритоки через стіни;

-західна стіна:

$$Q_{зх.3.п} := K_{зб.дій.} \cdot F_{зб.3.п.зх.} \cdot (t_{зв} - t_{зб.3п}) \quad Q_{зх.3.п} = 1.592 \text{ кВт}$$

-східна стіна:

$$Q_{сх.3.п} := K_{зб.к.дій.} \cdot F_{зб.3.п.сх.} \cdot (t_{розр.пр.} - t_{зб.3п}) \quad Q_{сх.3.п} = 1.469 \text{ кВт}$$

-північна стіна:

$$Q_{пн.3.п} := K_{зб.дій.} \cdot F_{зб.3п.пн.} \cdot (t_{зв} - t_{зб.3п}) \quad Q_{пн.3.п} = 1.592 \text{ кВт}$$

-південна стіна:

$$Q_{пд.3.п} := K_{зб.дій.} \cdot F_{зб.3.п.пд.} \cdot (t_{зв} - t_{зб.3п}) \quad Q_{пд.3.п} = 1.592 \text{ кВт}$$

Теплонадхоженнями через між поверхові перекриття нехтуємо, оскільки температура в камерах однакова.

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення

Значення надлишкових температур при різній орієнтації по сторонах світу та географічній широті 52 для стіни, яка облицьована білим кафелем:

$$\Delta t_{ср.зх} := 4.7 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{- для західної стіни;}$$

$$\Delta t_{ср.пд} := 3.9 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{- для південної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.пн}} := 0 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для північної стіни;}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через західну, південну стіни (теплонадходження від сонячної радіації через північну стіну відсутні) до камери зберігання морозива:

$$Q_{3.с.со_1} := K_{зб.дій.} \cdot F_{зб.3.п.зх.} \cdot \Delta t_{\text{ср.зх}} \quad Q_{3.с.со_1} = 0.123 \text{ кВт}$$

$$Q_{3.с.со_2} := K_{зб.дій.} \cdot \left(\frac{F_{зб.3.п.пд.}}{2} \right) \cdot \Delta t_{\text{ср.пд}} \quad Q_{3.с.со_1} = 0.123 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через південну стіну- $\frac{F_{зб.3.4п.пд.}}{2}$

Сумарне теплонадходження до камери через огорожі:

$$Q_{\text{сум.ог.3.п.}} := 2 \cdot (Q_{3.с.со_2} + Q_{3.с.со_1} + Q_{\text{пд.3.п}} + Q_{\text{пн.3.п}} + Q_{\text{зх.3.п}} + Q_{\text{сх.3.п}})$$

$$Q_{\text{сум.ог.3.п.}} = 12.84 \text{ кВт}$$

Теплонадходження до камери розташованої на четвертому поверсі

Довжина камери $L_{зб.4п} := 22 \cdot \text{м}$

Ширина камери $B_{зб.4п} := 22 \cdot \text{м}$

Висота камери $H_{зб.4п} := 6 \cdot \text{м}$

Температура в камері $t_{зб.4п} := -30 \cdot ^\circ\text{C}$

Площа північної стіни: $F_{зб.4п.пн.} := L_{зб.4п} \cdot H_{зб.4п} \quad F_{зб.4п.пн.} = 132 \text{ м}^2$

Площа південної стіни: $F_{зб.4п.пд.} := L_{зб.4п} \cdot H_{зб.4п} \quad F_{зб.4п.пд.} = 132 \text{ м}^2$

Площа західної стіни: $F_{зб.4п.зх.} := B_{зб.4п} \cdot H_{зб.4п} \quad F_{зб.4п.зх.} = 132 \text{ м}^2$

Площа східної стіни $F_{зб.4п.сх.} := B_{зб.4п} \cdot H_{зб.4п} \quad F_{зб.4п.сх.} = 132 \text{ м}^2$

Площа підлоги та перекриття: $F_{зб.4п.п.} := L_{зб.4п} \cdot B_{зб.4п} \quad F_{зб.4п.п.} = 484 \text{ м}^2$

Теплопритоки через стіни;

-західна стіна:

$$Q_{зх.4п} := K_{зб.дій.} \cdot F_{зб.4п.зх.} \cdot (t_{зв} - t_{зб.4п}) \quad Q_{зх.4п} = 1.697 \text{ кВт}$$

-східна стіна:

$$Q_{сх.4п} := K_{зб.к.дій.} \cdot F_{зб.4п.сх.} \cdot (t_{\text{розр.пр.}} - t_{зб.4п}) \quad Q_{сх.4п} = 1.603 \text{ кВт}$$

-північна стіна:

$$Q_{\text{пн.4п}} := K_{зб.дій.} \cdot F_{зб.4п.пн.} \cdot (t_{зв} - t_{зб.4п}) \quad Q_{\text{пн.4п}} = 1.697 \text{ кВт}$$

-південна стіна:

$$Q_{\text{пд.4п}} := K_{зб.дій.} \cdot F_{зб.4п.пд.} \cdot (t_{зв} - t_{зб.4п}) \quad Q_{\text{пд.4п}} = 1.697 \text{ кВт}$$

Теплонадходженнями через між поверхові перекриття нехтуємо, оскільки

температура в камерах однакова.

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення

Значення надлишкових температур при різній орієнтації по сторонах світу та географічній широті 52 для стіни, яка облицьована білим кафелем:

$$\Delta t_{\text{ср.зх}} := 4.7 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для західної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.пд}} := 3.9 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для південної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.пн}} := 0 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для північної стіни;}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через західну, південну стіни (теплонадходження від сонячної радіації через північну стіну відсутні) до камери зберігання морозива:

$$Q_{4\text{с.со}_1} := K_{\text{зб.дій.}} \cdot F_{\text{зб.4п.зх.}} \cdot \Delta t_{\text{ср.зх}} \quad Q_{4\text{с.со}_1} = 0.123 \text{ кВт}$$

$$Q_{4\text{с.со}_2} := K_{\text{зб.дій.}} \cdot \left(\frac{F_{\text{зб.4п.пд.}}}{2} \right) \cdot \Delta t_{\text{ср.пд}} \quad Q_{4\text{с.со}_1} = 0.123 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через південну стіну- $\frac{F_{\text{зб.4п.пд.}}}{2}$

Сумарне теплонадходження до камери через огорожі:

$$Q_{\text{сум.ог.4п.}} := 2 \cdot (Q_{4\text{с.со}_2} + Q_{4\text{с.со}_1} + Q_{\text{пд.4п}} + Q_{\text{пн.4п}} + Q_{\text{зх.4п}} + Q_{\text{сх.4п}})$$

$$Q_{\text{сум.ог.4п.}} = 13.734 \text{ кВт}$$

Теплонадходження до камери розташованої на п'ятому поверсі

Довжина камери $L_{\text{зб.5п}} := 22 \cdot \text{м}$

Ширина камери $B_{\text{зб.5п}} := 22 \cdot \text{м}$

Висота камери $H_{\text{зб.5п}} := 6 \cdot \text{м}$

Температура в камері $t_{\text{зб.5п}} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$

Площа північної стіни: $F_{\text{зб.5п.пн.}} := L_{\text{зб.5п}} \cdot H_{\text{зб.5п}} \quad F_{\text{зб.5п.пн.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа південної стіни: $F_{\text{зб.5п.пд.}} := L_{\text{зб.5п}} \cdot H_{\text{зб.5п}} \quad F_{\text{зб.5п.пд.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа західної стіни: $F_{\text{зб.5п.зх.}} := B_{\text{зб.5п}} \cdot H_{\text{зб.5п}} \quad F_{\text{зб.5п.зх.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа східної стіни $F_{\text{зб.5п.сх.}} := B_{\text{зб.5п}} \cdot H_{\text{зб.5п}} \quad F_{\text{зб.5п.сх.}} = 132 \text{ м}^2$

Площа підлоги та перекриття: $F_{\text{зб.5п.п.}} := L_{\text{зб.5п}} \cdot B_{\text{зб.5п}} \quad F_{\text{зб.5п.п.}} = 484 \text{ м}^2$

Теплопритоки через стіни;

-західна стіна:

$$Q_{\text{зх.5п}} := K_{\text{зб.дій.}} \cdot F_{\text{зб.5п.зх.}} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.5п}}) \quad Q_{\text{зх.5п}} = 1.592 \text{ кВт}$$

-східна стіна:

$$Q_{\text{сх.5п}} := K_{\text{зб.к.дій.}} \cdot F_{\text{зб.5п.сх.}} \cdot (t_{\text{розр.пр.}} - t_{\text{зб.5п}}) \quad Q_{\text{сх.5п}} = 1.469 \text{ кВт}$$

-північна стіна:

$$Q_{\text{пн.5п}} := K_{\text{зб.дій}} \cdot F_{\text{зб.5п.пн}} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.5п}}) \quad Q_{\text{пн.5п}} = 1.592 \text{ кВт}$$

-південна стіна:

$$Q_{\text{пд.5п}} := K_{\text{зб.дій}} \cdot F_{\text{зб.5п.пд}} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.5п}}) \quad Q_{\text{пд.5п}} = 1.592 \text{ кВт}$$

Теплонадходженнями через між поверхові перекриття нехтуємо, оскільки температура в камерах однакова.

Розрахунок теплонадходжень від сонячного опромінення

Значення надлишкових температур при різній орієнтації по сторонах світу та географічній широті 52 для стіни, яка облицьована білим кафелем:

$$\Delta t_{\text{ср.зх}} := 4.7 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для західної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.пд}} := 3.9 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для південної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.пн}} := 0 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для північної стіни;}$$

$$\Delta t_{\text{ср.дах}} := 14.7 \cdot ^\circ\text{C} \quad - \text{ для покрівлі світлих тонів;}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через західну, південну стіни (теплонадходження від сонячної радіації через північну стіну відсутні) до камери зберігання морозива:

$$Q_{5\text{с.со}_1} := K_{\text{зб.дій}} \cdot F_{\text{зб.5п.зх}} \cdot \Delta t_{\text{ср.зх}} \quad Q_{5\text{с.со}_1} = 0.123 \text{ кВт}$$

$$Q_{5\text{с.со}_2} := K_{\text{зб.дій}} \cdot F_{\text{зб.5п.пд}} \cdot \Delta t_{\text{ср.пд}} \quad Q_{5\text{с.со}_2} = 0.102 \text{ кВт}$$

$$Q_{5\text{с.со}_3} := K_{\text{зб.к.дій}} \cdot F_{\text{зб.5п.п}} \cdot \Delta t_{\text{ср.дах}} \quad Q_{5\text{с.со}_3} = 1.8 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від сонячного опромінення через південну стіну-
Теплонадходження через покрівлю: $\frac{F_{\text{зб.5п.пд.}}}{2}$

$$Q_{1\text{покр5}} := K_{\text{зб.к.дій}} \cdot F_{\text{зб.5п.п}} \cdot (t_{\text{зв}} - t_{\text{зб.5п}}) \quad Q_{1\text{покр5}} = 7.47 \text{ кВт}$$

Сумарне теплонадходження до камери через огорожі:

$$Q_{\text{сум.ог.5п.}} := Q_{1\text{покр5}} + Q_{5\text{с.со}_2} + Q_{5\text{с.со}_1} + Q_{5\text{с.со}_3} + Q_{\text{пн.5п}} + Q_{\text{зх.5п}} \dots \\ + Q_{\text{сх.5п}} + Q_{\text{пд.5п}}$$

$$Q_{\text{сум.ог.5п.}} = 15.741 \text{ кВт}$$

2.5.2. Теплонадходження пов'язані з експлуатацією камер

Ці теплопритоки виникають внаслідок освітлення камер, перебування в них людей, роботи електродвигунів, відкриванні дверей. Теплопритоки визначають по кожному пункту окремо.

Камера №11.

Надходження теплоти в камеру від освітлення:

Потужність встановлених освітлювальних приладів у камері $N_{\text{осв}_1} := 200\text{Вт}$

Тривалість роботи освітлення $\tau_{\text{осв}_1} := 3 \cdot \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$$Q_{\text{осв}_1} := N_{\text{осв}_1} \cdot \tau_{\text{осв}_1} \quad Q_{\text{осв}_1} = 25\text{Вт}$$

Надходження теплоти в камеру від перебування людей:

Кількість теплоти, що виділяє один працівник: $Q_{\text{люд.}} := 300\text{Вт}$

Кількість людей, що працюють у камері, приймаємо в залежності від площі камери:

$n_{\text{пр}_1} := 2$ Тривалість роботи: $\tau_{\text{пр}_1} := \tau_{\text{осв}_1}$ $\tau_{\text{пр}_1} = 3 \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$$Q_{\text{люд.}_1} := Q_{\text{люд.}} \cdot n_{\text{пр}_1} \cdot \tau_{\text{пр}_1} \quad Q_{\text{люд.}_1} = 0.075\text{кВт}$$

Надходження теплоти в камеру від працюючих електродвигунів.

Приймаємо:

$$Q_{\text{двиг.}_1} := 0\text{кВт}$$

Надходження теплоти від відчинення дверей:

Питоме надходження теплоти від відчинення дверей:

Приток тепла при відкриванні дверей (приймаємо по табл.3.3, [1])-

$$B := 15 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad Q_{\text{двер}_1} := B \cdot F_{\text{зб.11.п.}} \quad Q_{\text{двер}_1} = 2.597\text{кВт}$$

Експлуатаційні теплопритоки визначаються, як сума теплопритоків окремих видів:

$$Q_{5.4} := Q_{\text{двер}_1} + Q_{\text{осв}_1} + Q_{\text{люд.}_1} + Q_{\text{двиг.}_1} \quad Q_{5.4} = 2.697\text{кВт}$$

Експедиція морозива №12.

Кількість теплоти, що виділяється освітлювальними приладами:

Потужність встановлених освітлювальних приладів у камері $N_{\text{осв}_1} := 200\text{Вт}$

Тривалість роботи освітлення $\tau_{\text{осв}_1} := 3 \cdot \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$$Q_{\text{осв}_1} := N_{\text{осв}_1} \cdot \tau_{\text{осв}_1} \quad Q_{\text{осв}_1} = 25\text{Вт}$$

Надходження теплоти в експедицію від перебування людей:

Кількість теплоти, що виділяє один працівник: $q_{\text{люд.}} := 300\text{Вт}$

Кількість людей, що працюють у камері, приймаємо в залежності від площі камери:

$n_{\text{пр}_1} := 2$ Тривалість роботи: $\tau_{\text{пр}_1} := \tau_{\text{осв}_1}$ $\tau_{\text{пр}_1} = 3 \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$q_{\text{люд.}_1} := q_{\text{люд.}} \cdot n_{\text{пр}_1} \cdot \tau_{\text{пр}_1}$ $q_{\text{люд.}_1} = 0.075\text{кВт}$

Надходження теплоти в камеру від працюючих електродвигунів.

Приймаємо:

$q_{\text{двиг.}_1} := 0\text{кВт}$

Надходження теплоти від відчинення дверей:

Питоме надходження теплоти від відчинення дверей:

Приток тепла при відкриванні дверей (приймаємо по табл.3.3, [1])-

$V := 38 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$ $q_{\text{двер1}_2} := V \cdot F_{\text{зб.12.п.}}$ $q_{\text{двер1}_2} = 5.016\text{кВт}$

Експлуатаційні теплопритоки визначаються, як сума теплопритоків окремих видів:

$Q_{6.4} := q_{\text{двер1}_2} + q_{\text{осв}_1} + q_{\text{люд.}_1} + q_{\text{двиг.}_1}$ $Q_{6.4} = 5.116\text{кВт}$

Камера №13.

Кількість теплоти, що виділяється освітлювальними приладами:

Потужність встановлених освітлювальних приладів у камері $N_{\text{осв}_1} := 200\text{Вт}$

Тривалість роботи освітлення $\tau_{\text{осв}_1} := 3 \cdot \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$q_{\text{осв}_1} := N_{\text{осв}_1} \cdot \tau_{\text{осв}_1}$ $q_{\text{осв}_1} = 25\text{Вт}$

Надходження теплоти в експедицію від перебування людей:

Кількість теплоти, що виділяє один працівник: $q_{\text{люд.}} := 300\text{Вт}$

Кількість людей, що працюють у камері, приймаємо в залежності від площі камери:

$n_{\text{пр}_1} := 2$ Тривалість роботи: $\tau_{\text{пр}_1} := \tau_{\text{осв}_1}$ $\tau_{\text{пр}_1} = 3 \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$q_{\text{люд.}_1} := q_{\text{люд.}} \cdot n_{\text{пр}_1} \cdot \tau_{\text{пр}_1}$ $q_{\text{люд.}_1} = 0.075\text{кВт}$

Надходження теплоти в камеру від працюючих електродвигунів.

Приймаємо:

$q_{\text{двиг.}_1} := 0\text{кВт}$

Надходження теплоти від відчинення дверей:

Питоме надходження теплоти від відчинення дверей:

Приток тепла при відкриванні дверей (приймаємо по табл.3.3, [1])-

$$V := 12 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad q_{\text{двер}1_2} := V \cdot F_{\text{зб.13.п.}} \quad q_{\text{двер}1_2} = 2.078 \text{ кВт}$$

Експлуатаційні теплопритоки визначаються, як сума теплопритоків окремих видів:

$$Q_{7.4} := q_{\text{двер}1_2} + q_{\text{осв}1} + q_{\text{люд.1}} + q_{\text{двиг.1}} \quad Q_{7.4} = 2.178 \text{ кВт}$$

Камера зберігання другого поверху №21.

Кількість теплоти, що виділяється освітлювальними приладами:

Потужність встановлених освітлювальних приладів у камері $N_{\text{осв}1} := 200 \text{ Вт}$

Тривалість роботи освітлення $\tau_{\text{осв}1} := 3 \cdot \frac{\text{год}}{\text{доб}}$

$$q_{\text{осв}1} := N_{\text{осв}1} \cdot \tau_{\text{осв}1} \quad q_{\text{осв}1} = 25 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти в експедицію від перебування людей:

Кількість теплоти, що виділяє один працівник: $q_{\text{люд.}} := 300 \text{ Вт}$

Кількість людей, що працюють у камері, приймаємо в залежності від площі камери:

$$n_{\text{пр}1} := 4 \quad \text{Тривалість роботи: } \tau_{\text{пр}1} := \tau_{\text{осв}1} \quad \tau_{\text{пр}1} = 3 \frac{\text{год}}{\text{доб}}$$

$$q_{\text{люд.1}} := q_{\text{люд.}} \cdot n_{\text{пр}1} \cdot \tau_{\text{пр}1} \quad q_{\text{люд.1}} = 0.15 \text{ кВт}$$

Надходження теплоти в камеру від працюючих електродвигунів.

Приймаємо:

$$q_{\text{двиг.1}} := 0 \text{ кВт}$$

Надходження теплоти від відчинення дверей:

Питоме надходження теплоти від відчинення дверей:

Приток тепла при відкриванні дверей (приймаємо по табл.3.3, [1])-

$$V := 12 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad q_{\text{двер}1_2} := V \cdot F_{\text{зб.2п.п.}} \quad q_{\text{двер}1_2} = 5.808 \text{ кВт}$$

Експлуатаційні теплопритоки визначаються, як сума теплопритоків окремих видів:

$$Q_{21.4} := q_{\text{двер}1_2} + q_{\text{осв}1} + q_{\text{люд.1}} + q_{\text{двиг.1}} \quad Q_{21.4} = 5.983 \text{ кВт}$$

Камера зберігання третього поверху №31.

Кількість теплоти, що виділяється освітлювальними приладами:

Потужність встановлених освітлювальних приладів у камері $N_{\text{осв}1} := 200 \text{ Вт}$

Тривалість роботи освітлення $\tau_{\text{осв}_1} := 3 \cdot \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$$q_{\text{осв}_1} := N_{\text{осв}_1} \cdot \tau_{\text{осв}_1} \quad q_{\text{осв}_1} = 25 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти в експедицію від перебування людей:

Кількість теплоти, що виділяє один працівник: $q_{\text{люд.}} := 300 \text{ Вт}$

Кількість людей, що працюють у камері, приймаємо в залежності від площі камери:

$$n_{\text{пр}_1} := 4 \quad \text{Тривалість роботи: } \tau_{\text{пр}_1} := \tau_{\text{осв}_1} \quad \tau_{\text{пр}_1} = 3 \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$$

$$q_{\text{люд.}_1} := q_{\text{люд.}} \cdot n_{\text{пр}_1} \cdot \tau_{\text{пр}_1} \quad q_{\text{люд.}_1} = 0.15 \text{ кВт}$$

Надходження теплоти в камеру від працюючих електродвигунів.

Приймаємо:

$$q_{\text{двиг.}_1} := 0 \text{ кВт}$$

Надходження теплоти від відчинення дверей:

Питоме надходження теплоти від відчинення дверей:

Приток тепла при відкриванні дверей (приймаємо по табл.3.3, [1])-

$$V := 12 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad q_{\text{двер}_1} := V \cdot F_{\text{зб.3.п.п.}} \quad q_{\text{двер}_1} = 5.808 \text{ кВт}$$

Експлуатаційні теплопритоки визначаються, як сума теплопритоків окремих видів:

$$Q_{31.4} := q_{\text{двер}_1} + q_{\text{осв}_1} + q_{\text{люд.}_1} + q_{\text{двиг.}_1} \quad Q_{31.4} = 5.983 \text{ кВт}$$

Камера зберігання четвертого поверху №41.

Кількість теплоти, що виділяється освітлювальними приладами:

Потужність встановлених освітлювальних приладів у камері $N_{\text{осв}_1} := 200 \text{ Вт}$

Тривалість роботи освітлення $\tau_{\text{осв}_1} := 3 \cdot \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$$q_{\text{осв}_1} := N_{\text{осв}_1} \cdot \tau_{\text{осв}_1} \quad q_{\text{осв}_1} = 25 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти в експедицію від перебування людей:

Кількість теплоти, що виділяє один працівник: $q_{\text{люд.}} := 300 \text{ Вт}$

Кількість людей, що працюють у камері, приймаємо в залежності від площі камери:

$$n_{\text{пр}_1} := 4 \quad \text{Тривалість роботи: } \tau_{\text{пр}_1} := \tau_{\text{осв}_1} \quad \tau_{\text{пр}_1} = 3 \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$$

$$q_{\text{люд.}_1} := q_{\text{люд.}} \cdot n_{\text{пр}_1} \cdot \tau_{\text{пр}_1} \quad q_{\text{люд.}_1} = 0.15 \text{ кВт}$$

Надходження теплоти в камеру від працюючих електродвигунів.

Приймаємо:

$$q_{\text{двиг.1}} := 0 \text{ кВт}$$

Надходження теплоти від відчинення дверей:

Питоме надходження теплоти від відчинення дверей:

Приток тепла при відкриванні дверей (приймаємо по табл.3.3, літ. (1)-

$$V := 12 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad q_{\text{двер1}_2} := V \cdot F_{\text{зб.4 п.п.}} \quad q_{\text{двер1}_2} = 5.808 \text{ кВт}$$

Експлуатаційні теплопритоки визначаються, як сума теплопритоків окремих видів:

$$Q_{41.4} := q_{\text{двер1}_2} + q_{\text{осв}_1} + q_{\text{люд.1}} + q_{\text{двиг.1}} \quad Q_{41.4} = 5.983 \text{ кВт}$$

Камера зберігання п'ятого поверху №51.

Кількість теплоти, що виділяється освітлювальними приладами:

Потужність встановлених освітлювальних приладів у камері $N_{\text{осв}_1} := 200 \text{ Вт}$

Тривалість роботи освітлення $\tau_{\text{осв}_1} := 3 \cdot \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$

$$q_{\text{осв}_1} := N_{\text{осв}_1} \cdot \tau_{\text{осв}_1} \quad q_{\text{осв}_1} = 25 \text{ Вт}$$

Надходження теплоти в експедицію від перебування людей:

Кількість теплоти, що виділяє один працівник: $q_{\text{люд.}} := 300 \text{ Вт}$

Кількість людей, що працюють у камері, приймаємо в залежності від площі камери:

$$n_{\text{пр}_1} := 4 \quad \text{Тривалість роботи: } \tau_{\text{пр}_1} := \tau_{\text{осв}_1} \quad \tau_{\text{пр}_1} = 3 \frac{\text{ГОД}}{\text{ДОБ}}$$

$$q_{\text{люд.1}} := q_{\text{люд.}} \cdot n_{\text{пр}_1} \cdot \tau_{\text{пр}_1} \quad q_{\text{люд.1}} = 0.15 \text{ кВт}$$

Надходження теплоти в камеру від працюючих електродвигунів.

Приймаємо:

$$q_{\text{двиг.1}} := 0 \text{ кВт}$$

Надходження теплоти від відчинення дверей:

Питоме надходження теплоти від відчинення дверей:

Приток тепла при відкриванні дверей (приймаємо по табл.3.3, [1])-

$$V := 12 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2} \quad q_{\text{двер1}_2} := V \cdot F_{\text{зб.5 п.п.}} \quad q_{\text{двер1}_2} = 5.808 \text{ кВт}$$

Експлуатаційні теплопритоки визначаються, як сума теплопритоків окремих видів:

$$Q_{51.4} := q_{\text{двер1}_2} + q_{\text{осв}_1} + q_{\text{люд.1}} + q_{\text{двиг.1}} \quad Q_{51.4} = 5.983 \text{ кВт}$$

2.5.3. Надходження теплоти від вантажів під час холодильного оброблення.

Приймаємо добове надходження продукції у камери у розмірі 10 т/добу для камер зберігання №11, 13, 21, 31, 51 та 20т/добу для камери закалювання №41.

Камера №11.

Добове надходження охолодженої сировини: $G_{\text{надх}11} := 0.417 \cdot \frac{T}{\text{год}}$ (10 тон на добу)

Температура сировини, що надходить $t_{\text{надх.сир.зб}} := 10 \cdot ^\circ\text{C}$

Температура сировини, після охолодження $t_{\text{охол.сир.}} := 6 \cdot ^\circ\text{C}$

Питома ентальпія сировини, що надходить $i_{\text{сир.0}} := 33.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Питома ентальпія сировини після охолодження $i_{\text{сир.1}} := 19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Теплонадходження від продукту

$$Q_{2\text{п}11} := G_{\text{надх}11} \cdot (i_{\text{сир.0}} - i_{\text{сир.1}}) \quad Q_{2\text{п}11} = 1.714 \text{ кВт}$$

Тара - картонні коробки та дерев'яні піддони.

Приймаємо масу тари рівною відповідно 10% та 15% від маси продукту:

$$\alpha_{\text{T1}} := 0.1 \quad \alpha_{\text{T2}} := 0.15$$

Теплонадходження з тарою

$$c_{\text{дер}} := 2.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad c_{\text{карт}} := 1.46 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \text{ -теплоємність тари}$$

$$Q_{2\text{T}11} := G_{\text{надх}11} \cdot (\alpha_{\text{T1}} \cdot c_{\text{карт}} + \alpha_{\text{T2}} \cdot c_{\text{дер}}) \cdot (t_{\text{надх.сир.зб}} - t_{\text{охол.сир.}})$$

$$Q_{2\text{T}11} = 0.241 \text{ кВт}$$

$$\text{Теплонадходження від вантажів} \quad Q_{211} := Q_{2\text{п}11} + Q_{2\text{T}11} \quad Q_{211} = 1.956 \text{ кВт}$$

Камера №13.

Добове надходження: $G_{\text{надх}13} := 0.417 \cdot \frac{T}{\text{год}}$

Температура морозива, що надходить після закалки $t_{\text{надх.сир.зб}} := -16 \cdot ^\circ\text{C}$

Температура морозива, після дозакалки $t_{\text{охол.сир.}} := -18 \cdot ^\circ\text{C}$

Питома ентальпія сировини, що надходить $i_{\text{сир.13}} := 19.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Питома ентальпія сировини після доохолодження $i_{\text{сир.к.13}} := 16.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$

Теплонадходження від продукту

$$Q_{2п13} := G_{надх13} \cdot (i_{сир.13} - i_{сир.к.13}) \quad Q_{2п13} = 0.324 \text{ кВт}$$

Тара - картонні коробки та дерев'яні піддони.

Приймаємо масу тари рівною відповідно 10% та 15% від маси продукту:

$$\alpha_{Т1} := 0.1 \quad \alpha_{Т2} := 0.15$$

Теплонадходження з тарою

$$c_{дер} := 2.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad c_{карт} := 1.46 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ -теплоємність тари}$$

$$Q_{2Т13} := G_{надх13} \cdot (\alpha_{Т1} \cdot c_{карт} + \alpha_{Т2} \cdot c_{дер}) \cdot (t_{надх.сир.зб} - t_{охол.сир.})$$

$$Q_{2Т13} = 0.121 \text{ кВт}$$

$$\text{Теплонадходження від вантажів} \quad Q_{213} := Q_{2п13} + Q_{2Т13} \quad Q_{213} = 0.445 \text{ кВт}$$

Камера зберігання другого поверху №21.

Добове надходження:

$$G_{надх21} := 0.417 \cdot \frac{\text{Т}}{\text{год}}$$

Температура морозива,
що надходить після закалки

$$t_{надх.сир.зб} := -16 \cdot ^\circ\text{С}$$

Температура морозива,
після дозакалки

$$t_{охол.сир.} := -18 \cdot ^\circ\text{С}$$

Питома ентальпія сировини,
що надходить

$$i_{сир.21} := 19.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ентальпія сировини
після доохолодження

$$i_{сир.к.21} := 16.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теплонадходження від продукту

$$Q_{2п21} := G_{надх21} \cdot (i_{сир.21} - i_{сир.к.21}) \quad Q_{2п21} = 0.324 \text{ кВт}$$

Тара - картонні коробки та дерев'яні піддони.

Приймаємо масу тари рівною відповідно 10% та 15% від маси продукту:

$$\alpha_{Т1} := 0.1 \quad \alpha_{Т2} := 0.15$$

Теплонадходження з тарою

$$c_{дер} := 2.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad c_{карт} := 1.46 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ -теплоємність тари}$$

$$Q_{2Т21} := G_{надх21} \cdot (\alpha_{Т1} \cdot c_{карт} + \alpha_{Т2} \cdot c_{дер}) \cdot (t_{надх.сир.зб} - t_{охол.сир.})$$

$$Q_{2Т21} = 0.121 \text{ кВт}$$

$$\text{Теплонадходження від вантажів} \quad Q_{221} := Q_{2п21} + Q_{2Т21} \quad Q_{221} = 0.445 \text{ кВт}$$

Камера зберігання третього поверху №3.

Добове надходження
оохоложеної сировини:

$$G_{надх31} := 0.417 \cdot \frac{\text{Т}}{\text{год}}$$

Температура морозива,
що надходить після закалки
Температура морозива,
після дозакалки

$$t_{\text{надх.сир.зб}} := -16 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{охол.сир.}} := -18 \cdot ^\circ\text{C}$$

Питома ентальпія сировини,
що надходить

$$i_{\text{сир.31}} := 19.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ентальпія сировини
після доохолодження

$$i_{\text{сир.к.31}} := 16.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теплонадходження від продукту

$$Q_{2\text{п}31} := G_{\text{надх}31} \cdot (i_{\text{сир.31}} - i_{\text{сир.к.31}}) \quad Q_{2\text{п}31} = 0.324 \text{ кВт}$$

Тара - картонні коробки та дерев'яні піддони.

Приймаємо масу тари рівною відповідно 10% та 15% від маси продукту:

$$\alpha_{\text{T1}} := 0.1 \quad \alpha_{\text{T2}} := 0.15$$

Теплонадходження з тарою

$$c_{\text{дер}} := 2.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad c_{\text{карт}} := 1.46 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ - теплоємність тари}$$

$$Q_{2\text{T}31} := G_{\text{надх}31} \cdot (\alpha_{\text{T1}} \cdot c_{\text{карт}} + \alpha_{\text{T2}} \cdot c_{\text{дер}}) \cdot (t_{\text{надх.сир.зб}} - t_{\text{охол.сир.}})$$

$$Q_{2\text{T}31} = 0.121 \text{ кВт}$$

Теплонадходження від вантажів

$$Q_{231} := Q_{2\text{п}31} + Q_{2\text{T}31} \quad Q_{231} = 0.445 \text{ кВт}$$

Камера закалювання четвертого поверху №41.

Добове надходження:

$$G_{\text{надх}41} := 0.834 \cdot \frac{\text{Т}}{\text{год}}$$

Температура морозива,
що надходить після закалки
Температура морозива,
після дозакалки

$$t_{\text{надх.сир.зб}} := -12 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{охол.сир.}} := -16 \cdot ^\circ\text{C}$$

Питома ентальпія сировини,
що надходить

$$i_{\text{сир.41}} := 19.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома ентальпія сировини
після доохолодження

$$i_{\text{сир.к.41}} := 16.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Теплонадходження від продукту

$$Q_{2\text{п}41} := G_{\text{надх}41} \cdot (i_{\text{сир.41}} - i_{\text{сир.к.41}}) \quad Q_{2\text{п}41} = 0.649 \text{ кВт}$$

Тара - картонні коробки та дерев'яні піддони.

Приймаємо масу тари рівною відповідно 10% та 15% від маси продукту:

$$\alpha_{\text{T1}} := 0.1 \quad \alpha_{\text{T2}} := 0.15$$

Теплонадходження з тарою

$$c_{\text{дер}} := 2.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad c_{\text{карт}} := 1.46 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ - теплоємність тари}$$

$$Q_{2T_{41}} := G_{\text{надх}_{41}} \cdot (\alpha_{T1} \cdot c_{\text{карт}} + \alpha_{T2} \cdot c_{\text{дер}}) \cdot (t_{\text{надх.сир.зб}} - t_{\text{охол.сир.}})$$

$$Q_{2T_{41}} = 0.483 \text{ кВт}$$

$$\text{Теплонадходження від вантажів} \quad Q_{2_{41}} := Q_{2P_{41}} + Q_{2T_{41}} \quad Q_{2_{41}} = 1.131 \text{ кВт}$$

Камера зберігання п'ятого поверху №51.

$$\text{Добове надходження:} \quad G_{\text{надх}_{51}} := 0.417 \cdot \frac{\text{Т}}{\text{год}}$$

$$\text{Температура морозива, що надходить після закалки} \quad t_{\text{надх.сир.зб}} := -16 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{Температура морозива, після дозакалки} \quad t_{\text{охол.сир.}} := -18 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\text{Питома ентальпія сировини, що надходить} \quad i_{\text{сир.51}} := 19.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\text{Питома ентальпія сировини після доохолодження} \quad i_{\text{сир.к.51}} := 16.9 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\text{Теплонадходження від продукту} \quad Q_{2P_{51}} := G_{\text{надх}_{51}} \cdot (i_{\text{сир.51}} - i_{\text{сир.к.51}}) \quad Q_{2P_{51}} = 0.324 \text{ кВт}$$

Тара - картонні коробки та дерев'яні піддони.
Приймаємо масу тари рівною відповідно 10% та 15% від маси продукту:

$$\alpha_{T2} := 0.15$$

Теплонадходження з тарою

$$c_{\text{дер}} := 2.5 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad c_{\text{карт}} := 1.46 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \text{ - теплоємність тари}$$

$$Q_{2T_{51}} := G_{\text{надх}_{51}} \cdot (\alpha_{T1} \cdot c_{\text{карт}} + \alpha_{T2} \cdot c_{\text{дер}}) \cdot (t_{\text{надх.сир.зб}} - t_{\text{охол.сир.}})$$

$$Q_{2T_{51}} = 0.121 \text{ кВт}$$

$$\text{Теплонадходження від вантажів} \quad Q_{2_{51}} := Q_{2P_{51}} + Q_{2T_{51}}$$

2.5.4. Визначення продуктивності та норм витрати холода на виробництво морозива

$$G_{\text{мор}} := 10 \cdot \text{т} \text{ - маса морозива продуктивність фабрики за зміну.}$$

$$\tau_{\text{змін}} := 8 \cdot \text{год} \text{ - кількість годин робочої зміни:}$$

Фабрика працює в дві зміни:

Витрата холода на охолодження молока:

$$I_{\text{П}} := 350.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \text{ - початкова ентальпія молока при яке надходить в автоцестерні з температурою } t_{\text{МОЛ}} := 6 \cdot ^\circ\text{C} [5];$$

$$I_K := 317.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{-кінцева ентальпія молока після охолодження до температури } t_{\text{МОЛ}} := 2 \cdot ^\circ\text{C} [5];$$

Для виробництва 1-ї тони морозива необхідно $G_{\text{МОЛ}} := 500 \cdot \text{кг}$ цільного молока (жирністю 3,2%, СОМО 4,8%) [5];

Час охолодження молока [5]; $\tau_{\text{МОЛ}} := 12 \cdot \text{год}$

$$Q_{\text{МОЛ}} := \frac{G_{\text{МОЛ}} \cdot 10}{\tau_{\text{МОЛ}}} \cdot (I_{\text{П}} - I_K) \quad Q_{\text{МОЛ}} = 3.819 \text{ кВт}$$

Витрата холода після пастерезації та гомогенізації [5]:

$$I_{\text{П.1}} := 477.6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія суміші на початку процесу пастеризації яка надходить до пастерезатора з ванн температуру } t_{\text{СУМ}} := 37 \cdot ^\circ\text{C} [5];$$

$$I_{\text{П}} := 996.6 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- ентальпія суміші в процесі пастеризації який, температура пастеризації } t_{\text{СУМ}} := 82 \cdot ^\circ\text{C} [5];$$

$$I_K := 350.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{-кінцева ентальпія суміші після охолодження до температури } t_{\text{МОЛ}} := 4 \cdot ^\circ\text{C} [5];$$

Час необхідний для охолодження дозрівання зберігання суміші [5]; $\tau_{\text{ПАС}} := 24 \cdot \text{год}$

Маса суміші для приготування 1 тони морозива (молочне);

маса цільного молока- $G_{\text{МОЛ}} := 500 \cdot \text{кг}$

маса вершків- $G_{\text{Вер}} := 35.5 \cdot \text{кг}$

маса масла вершкового (несолоного)- $G_{\text{Масл}} := 12.8 \cdot \text{кг}$

маса молока згущеного зцукром- $G_{\text{ЗГ}} := 100 \cdot \text{кг}$

маса сухого молока- $G_{\text{СУХ}} := 18.6 \cdot \text{кг}$

маса цукру піску- $G_{\text{ЦУК}} := 77.8 \cdot \text{кг}$

маса ванільного цукру- $G_{\text{ВАН}} := 0.1 \cdot \text{кг}$

маса стабілізатора- $G_{\text{СТАБ}} := 5.5 \cdot \text{кг}$

маса води- $G_{\text{ВОД}} := 118.7 \cdot \text{кг}$

$$G_{\text{СУМ}} := G_{\text{МОЛ}} + G_{\text{Вер}} + G_{\text{Масл}} + G_{\text{ЗГ}} + G_{\text{СУХ}} + G_{\text{ЦУК}} + G_{\text{ВАН}} + G_{\text{СТАБ}} + G_{\text{ВОД}}$$

$$G_{\text{СУМ}} = 869 \text{ кг}$$

$$Q_{\text{СУМ}} := \frac{G_{\text{СУМ}} \cdot 10}{\tau_{\text{ПАС}}} \cdot (I_{\text{П}} - I_K) \quad Q_{\text{СУМ}} = 64.964 \text{ кВт}$$

Для процесу пастеризації використовуємо ємність ТУМ-1200.

Робоча ємність ТУМ-1200 1200 кг. Встановлюємо 9 штук.

Витрата холода:

$$v_{\text{ТУМ}} := 5000 \cdot \frac{\text{Л}}{\text{ГОД}} \quad \text{-витрата води;}$$

$$t_{\text{ТУМ.ВХ}} := 2 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура води на вході;}$$

$$t_{\text{ТУМ.ВИХ}} := 6 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура води на виході;}$$

$$c_p := 4.212 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \rho := 999.9 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$Q_{\text{ТУМ}} := 9v_{\text{ТУМ}} \cdot c_p \cdot \rho \cdot (t_{\text{ТУМ.ВИХ}} - t_{\text{ТУМ.ВХ}}) \quad Q_{\text{ТУМ}} = 210.579 \text{ кВт}$$

$$Q_{\text{Пр.В}} := Q_{\text{СУМ}} + Q_{\text{МОЛ}} + Q_{\text{ТУМ}} \quad Q_{\text{Пр.В}} = 279.362 \text{ кВт}$$

Витрата холода на часткове заморожування суміші в фрізері:

Маса морозива (продуктивність фрізерів за годину):

$$G_M := \frac{2G_{\text{МОР}}}{2\tau_{\text{ЗМІН}}} \quad G_M = 1250 \frac{\text{кг}}{\text{ГОД}}$$

Для виробництва морозива підбираємо [4]:

- фрізер морозива ОФШ-2М для охолодження насиченої повітрям суміші та отримання морозива двох кольорів;

Продуктивність одного циліндра-

$$h_{2M} := 380 \cdot \frac{\text{ГК}}{\text{ГОД}}$$

Кількість циліндрів-

$$z_{2M} := 2$$

Температура суміші на вході-

$$t_{\text{ВХ}} := 6 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура морозива на виході-

$$t_{\text{ВИХ}} := -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

Загальна витрата холоду-

$$Q_{2M} := 44 \cdot \text{кВт}$$

Взбитість морозива-

$$e_{2M} := 40 \dots 120 \cdot \%$$

Загальна потужність-

$$Q_{\text{ЗАГ.2М}} := 25 \cdot \text{кВт}$$

Габаритні розміри-

$$2150 \times 950 \times 1990$$

Маса-

$$m_{2M} := 1600 \cdot \text{кг}$$

-2 фрізера морозива ОФШ-1М для охолодження насиченої повітрям суміші морозива перед фасуванням [4];

Продуктивність одного циліндра-

$$h_{1M} := 500 \cdot \frac{\text{ГК}}{\text{ГОД}}$$

Кількість циліндрів-

$$z_{1M} := 1$$

Температура суміші на вході-

$$t_{\text{ВХ}} := 6 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура морозива на виході-

$$t_{\text{ВИХ}} := -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

Загальна витрата холоду-

$$Q_{1M} := 29 \cdot \text{кВт}$$

Взбитість морозива-

$$e_{1M} := 40 \dots 120 \cdot \%$$

Загальна потужність-

$$Q_{\text{ЗАГ.1М}} := 15 \cdot \text{кВт}$$

Габаритні розміри-

$$2150 \times 1200 \times 1600$$

Маса-

$$m_{1M} := 1400 \cdot \text{кг}$$

Загальна витрата холода:

$$Q_{\text{пр.ф}} := Q_{2\text{М}} + 2 \cdot Q_{2\text{М}}$$

$$Q_{\text{пр.ф}} = 87 \text{ кВт}$$

Витрата холода, необхідна для закалки морозива:

$$I_{\text{К}} := 19.7 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{-кінцева ентальпія морозива при температурі } t_{\text{мор.к}} := -12 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$I_{\text{П}} := 105.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{-початкова ентальпія морозива при температурі } t_{\text{мор.к}} := -5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$Q_{\text{пр.ск}} := G_{\text{М}} \cdot (I_{\text{П}} - I_{\text{К}}) \quad Q_{\text{пр.ск}} = 29.722 \text{ кВт}$$

2.6. Навантаження на камерне обладнання та компресори

Камера №11:

$$Q_{\text{вент}} := 0.4 \cdot \text{кВт} \quad \text{-потужність споживаєма одним вентилятором}$$

$$Q_{\text{сум.кам.11}} := Q_{\text{сум.ог}_{11}} + Q_{5.4} + Q_{2_{11}} + 2Q_{\text{вент}}$$

$$Q_{\text{сум.кам.11}} = 8.155 \text{ кВт}$$

Камера №12:

$$Q_{\text{вент}} := 0.75 \cdot \text{кВт} \quad \text{-потужність споживаєма одним вентилятором}$$

$$Q_{\text{сум.кам.12}} := Q_{\text{сум.ог}_{12}} + Q_{6.4} + 2Q_{\text{вент}}$$

$$Q_{\text{сум.кам.12}} = 10.087 \text{ кВт}$$

Камера №13:

$$Q_{\text{вент}} := 1.5 \cdot \text{кВт} \quad \text{-потужність споживаєма одним вентилятором}$$

$$Q_{\text{сум.кам.13}} := Q_{\text{сум.ог}_{13}} + Q_{6.4} + 2Q_{\text{вент}}$$

$$Q_{\text{сум.кам.13}} = 10.939 \text{ кВт}$$

Камера №21:

$$Q_{\text{вент}} := 1.5 \cdot \text{кВт} \quad \text{-потужність споживаєма одним вентилятором}$$

$$Q_{\text{сум.кам.21}} := Q_{\text{сум.ог.2п.}} + Q_{21.4} + Q_{2_{21}} + 2Q_{\text{вент}}$$

$$Q_{\text{сум.кам.21}} = 20.696 \text{ кВт}$$

Камера №31:

$$Q_{\text{вент}} := 1.1 \cdot \text{кВт} \quad \text{-потужність споживаєма одним вентилятором}$$

$$Q_{\text{сум.кам.31}} := Q_{\text{сум.ог.3.п.}} + Q_{31.4} + Q_{2_{31}} + 2Q_{\text{вент}}$$

$$Q_{\text{сум.кам.31}} = 21.468 \text{ кВт}$$

Камера №41:

$$Q_{\text{вент}} := 0.75 \cdot \text{кВт} \quad \text{-потужність споживаєма одним вентилятором}$$

$$Q_{\text{сум.кам.41}} := Q_{\text{сум.ог.4п.}} + Q_{41.4} + Q_{2_{41}} + 2Q_{\text{вент}}$$

$$Q_{\text{сум.кам.41}} = 22.349 \text{ кВт}$$

Камера №51:

$$Q_{\text{вент}} := 1.5 \cdot \text{кВт} \quad \text{-потужність споживаєма одним вентилятором}$$

$$Q_{\text{сум.кам.51}} := Q_{\text{сум.ог.5п.}} + Q_{51.4} + Q_{2_{51}} + 2Q_{\text{вент}}$$

$$Q_{\text{сум.кам.51}} = 25.169 \text{ кВт}$$

Холодопродуктивність компресорів (на кожну температуру кипіння окремо):

$k_1 := 1.12$ $k_2 := 1.1$ -коефіцієнт, який враховує втрати в рубопроводах та апаратах холодильної установки, який приймають в залежності від температури кипіння холодоагента [1] ст.71:

$k_3 := 1.07$

$$Q_{0.1} := \frac{[k_1 \cdot (Q_{\text{сум.кам.11}} + Q_{\text{пр.в}})]}{b} \quad Q_{0.1} = 357.8 \text{ кВт}$$

$$\Sigma Q_{0.2} := Q_{\text{сум.кам.12}} + Q_{\text{пр.ф}} + Q_{\text{сум.кам.13}} + Q_{\text{сум.кам.21}} \dots + Q_{\text{сум.кам.31}} + Q_{\text{сум.кам.51}}$$

$$Q_{0.2} := \frac{(k_3 \cdot \Sigma Q_{0.2})}{b} \quad Q_{0.2} = 208.483 \text{ кВт}$$

$$Q_{0.3} := \frac{k_1 \cdot (Q_{\text{сум.кам.41}} + Q_{\text{пр.ф}} + Q_{\text{пр.ск}})}{b} \quad Q_{0.3} = 173.066 \text{ кВт}$$

2.7. Визначення розрахункового режиму роботи холодильної машини та підбір компресорів

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

Правильно вибраний температурний режим роботи холодильної установки визначає її економічність.

Визначаємо температуру кипіння холодоагента в **камері заправки, скороморозилках та фрізерах.**

Температура кипіння холодоагента приймаємо в залежності від температури повітря в охолоджуючому об'єкті.

$t_{\text{в}} := -30 \cdot ^\circ\text{C}$ -температура в охолоджуючому об'єкті:

$$t_0 := t_{\text{в}} - 10 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_0 = -40 \cdot ^\circ\text{C} \quad P_0 := 0.0731 \cdot \text{МПа} \quad h_8 := 199.56 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо температуру всмоктування парів холодильного агента за формулою [1] ст 88:

Для машин, працюючих на R717, безпечність роботи забезпечується при перегріві пара на 5-15 °С.

$$t_{\text{вс}} := t_0 + 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\text{вс}} = -35 \cdot ^\circ\text{C} \quad v_1 := 1.5 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad h_1 := 1421.05 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{1'} := 1406.565 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{-для сухого на сиченого пару при } t_0:$$

Характеристики холодоагенту після адіабатичного стиснення в ступені низького тиску:

$$h_2 := 1628.59 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad t_2 := 62.3 \cdot ^\circ\text{C}$$

Характеристики холодоагенту після повного проміжного охолодження пару після С.Н.Д. в проміжній посудині киплячим аміаком.

$$t_3 := -8.3 \cdot ^\circ\text{C} \quad h_3 := 1453.95 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad v_3 := 0.391 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Характеристики холодоагенту після адіабатичного стиснення в ступені високого тиску:

$$t_4 := 96.5 \cdot ^\circ\text{C} \quad h_4 := 1663.88 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Характеристика холодоагенту після відвода тепла в конденсаторі:

$$t_5 := 35 \cdot ^\circ\text{C} \quad h_5 := 368.42 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо температуру води на вході в конденсатор за формулою:

В аміачних холодильних установках з кожухотрубними вертикальними конденсаторами температуру води на вході в конденсатор приймають в залежності від температури навколишнього повітря по мокрому термометру $t_{\text{м.т.}} := 23 \cdot ^\circ\text{C}$.

$\Delta t_{\omega\text{гр}} := 4 \cdot ^\circ\text{C}$ - охолодження оборотної води у вентиляторній градирні;

$$t_{\omega 1} := t_{\text{м.т.}} + \Delta t_{\omega\text{гр}} \quad t_{\omega 1} = 27 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру води на виході з конденсатора за формулою:

$\Delta t_{\omega\text{к}} := 5 \cdot ^\circ\text{C}$ - нагрів оборотної води у вертикальному кожухотрубному конденсаторі;

$$t_{\omega 2} := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\text{к}} \quad t_{\omega 2} = 32 \cdot ^\circ\text{C}$$

Визначаємо температуру конденсації холодильного агента по формулі:

$$t_{\text{к}} := t_{\omega 1} + \Delta t_{\omega\text{к}} + 3 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\text{к}} = 35 \cdot ^\circ\text{C} \quad P_{\text{к}} := 1.3493 \cdot \text{МПа}$$

Визначаємо температуру переохолодження холодильного агента по формулі:

$$t_{\text{п}} := t_{\text{к}} - 2 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{\text{п}} = 33 \cdot ^\circ\text{C} \quad h_5 := 346.29 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Характеристика холодоагенту після його часткового дроселювання до проміжного тиску в регулюючому вентилі:

$$h_6 := h_5$$

Визначаємо відношення тисків:

$$p_{\text{п}} := \frac{P_{\text{к}}}{P_0} \quad p_{\text{п}} = 18.458$$

оскільки $\frac{P_{\text{к}}}{P_0} > 9$ - то встановлюємо холодильну машину, яка працює по циклу двоступеневого стиснення.

Визначаємо проміжний тиск і температуру:

$$P_{\text{пр}} := \sqrt{P_{\text{к}} \cdot P_0} \quad P_{\text{пр}} = 0.314 \text{ МПа} \quad t_{\text{пр}} := -8.3 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура переохолодження аміака на виході із змієвика проміжної посудини:

$$t_7 := t_{\text{пр}} + 3 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_7 = -5.3 \cdot ^\circ\text{C} \quad h_7 := h_8$$

Розраховуємо питому масову продуктивність 1 кг R717 за формулою 5.1 [1] ст.95:

$$q_0 := h_{1'} - h_8 \qquad q_0 = 1207.005 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора С.Н.Д:

$$L_{\text{С.Н.Д}} := h_2 - h_1 \qquad L_{\text{С.Н.Д}} = 207.54 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора С.В.Д:

$$L_{\text{С.В.Д}} := h_4 - h_3 \qquad L_{\text{С.В.Д}} = 209.93 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_K := h_4 - h_5 \qquad q_K = 1317.59 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора:

$$Q_0 := Q_{0.3} \qquad Q_0 = 173.066 \text{ кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента в С.Н.Д за формулою 5.15 (1):

$$M_1 := \frac{Q_0}{q_0} \qquad M_1 = 0.143 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента в С.В.Д за формулою 5.16 (1):

$$M := M_1 \cdot \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \qquad M = 0.185 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо об'ємну витрату пара:

$$V_{\text{д.н.д}} := M_1 \cdot v_1 \qquad V_{\text{д.н.д}} = 0.215 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad \text{-в С.Н.Д.} \qquad V_{\text{д.н.д}} = 774.277 \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}}$$

$$V_{\text{д.в.д}} := M \cdot v_3 \qquad V_{\text{д.в.д}} = 0.072 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad \text{-в С.В.Д.} \qquad V_{\text{д.в.д}} = 260.385 \frac{\text{м}^3}{\text{ГОД}}$$

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора визначаємо в залежності від ступеня стиснення в кожній ступені граф.3 (3) ст.23.

$$p_\pi := \frac{P_K}{P_{\text{пр}}} \qquad p_\pi = 4.296$$

$$p_\pi := \frac{P_{\text{пр}}}{P_0} \qquad p_\pi = 4.296$$

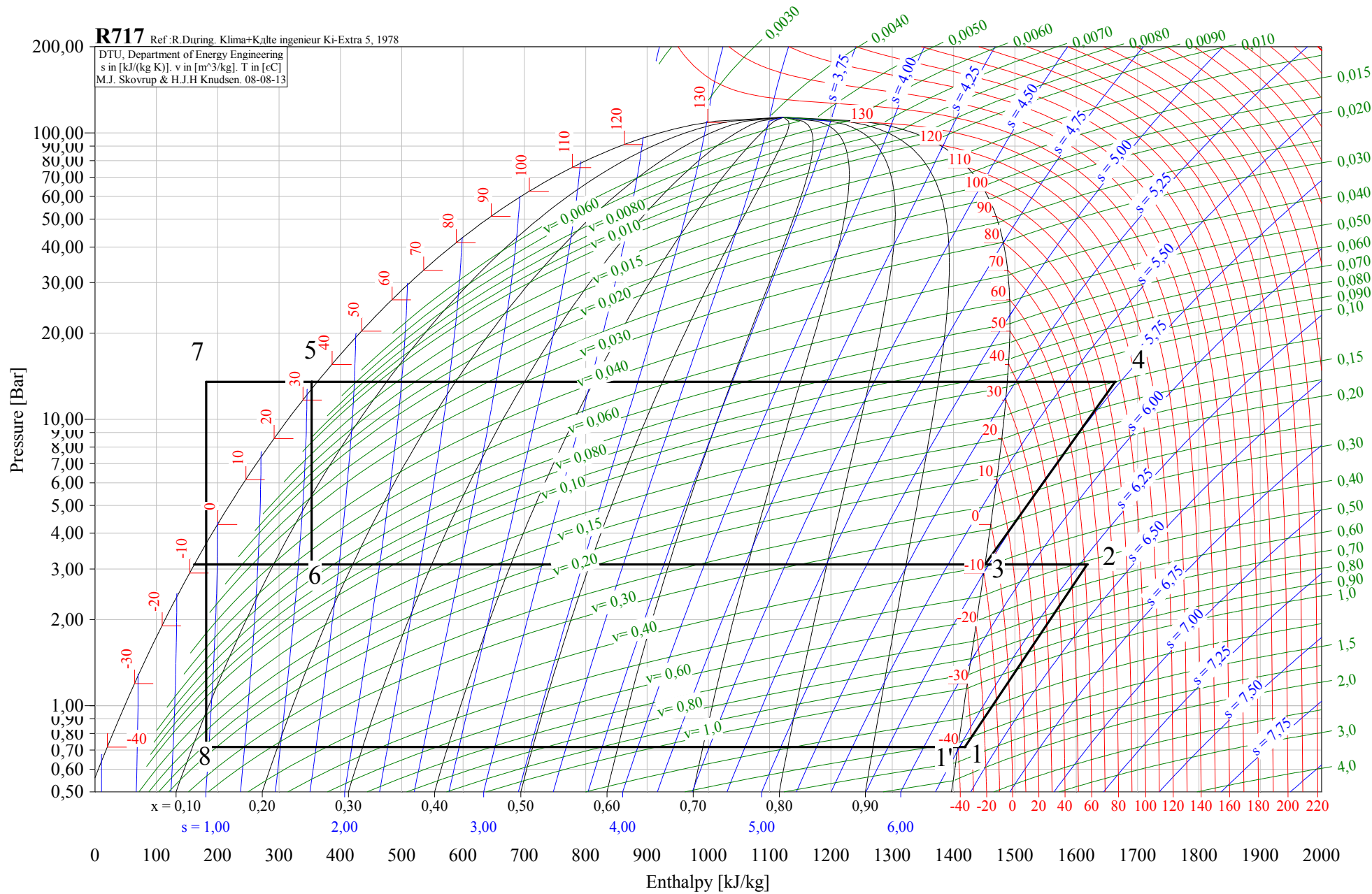
$$\lambda_{\text{н.д}} := 0.9 \qquad \lambda_{\text{в.д}} := 0.9$$

Визначаємо описаний об'єм:

$$V_{\text{н.д}} := \frac{V_{\text{д.н.д}}}{\lambda_{\text{н.д}}} \qquad V_{\text{н.д}} = 0.239 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

200,00
100,00
90,00
80,00
70,00
60,00
50,00
40,00
30,00
20,00
10,00
9,00
8,00
7,00
6,00
5,00
4,00
3,00
2,00
1,00
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 08-08-13



$$V_{\text{в.д}} := \frac{V_{\text{д.в.д}}}{\lambda_{\text{в.д}}} \quad V_{\text{в.д}} = 0.08 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N_{\text{т.н.д}} := M_1 \cdot L_{\text{с.н.д}} \quad N_{\text{т.н.д}} = 29.758 \text{ кВт} \quad \text{-в С.Н.Д.}$$

$$N_{\text{т.в.д}} := M \cdot L_{\text{с.в.д}} \quad N_{\text{т.в.д}} = 38.834 \text{ кВт} \quad \text{-в С.В.Д.}$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

- де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$\eta_{\text{i.н.д}} := 0.87 \quad \eta_{\text{i.в.д}} := 0.87$$

$$N_{\text{i.н.д}} := \frac{N_{\text{т.н.д}}}{\eta_{\text{i.н.д}}} \quad N_{\text{i.н.д}} = 34.205 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{i.в.д}} := \frac{N_{\text{т.в.д}}}{\eta_{\text{i.в.д}}} \quad N_{\text{i.в.д}} = 44.637 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора, що враховує витрату потужності в парах тертя:

- де механічний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.6 [3] ст.24.

$$\eta_{\text{м.н.д}} := 0.94 \quad \eta_{\text{м.в.д}} := 0.94$$

$$N_{\text{е.н.д}} := \frac{N_{\text{i.н.д}}}{\eta_{\text{м.н.д}}} \quad N_{\text{е.н.д}} = 36.388 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{е.в.д}} := \frac{N_{\text{i.в.д}}}{\eta_{\text{м.в.д}}} \quad N_{\text{е.в.д}} = 47.486 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна:

- де електричний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.6 [3] ст.24.

$$\eta_{\text{ел.н.д}} := 0.77 \quad \eta_{\text{ел.в.д}} := 0.77$$

$$N_{\text{ел.н.д}} := \frac{N_{\text{е.н.д}}}{\eta_{\text{ел.н.д}}} \quad N_{\text{ел.н.д}} = 47.257 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{ел.в.д}} := \frac{N_{\text{е.в.д}}}{\eta_{\text{ел.в.д}}} \quad N_{\text{ел.в.д}} = 61.67 \text{ кВт}$$

Витрата води на охолодження мастила компресора СНТ

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила:

$$\eta_i := \lambda_{\text{н.д}} \quad \eta_i := 0.9 \quad \text{індикаторний ККД};$$

$$h_{2c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \quad h_{2c} = 1651.65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} := 80 \cdot ^\circ\text{C}$ $t_1 := -35 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{2c} := 273 \cdot \text{K} + t_{2c} \quad T_{2c} = 353 \text{K}$$

$$T_1 := t_1 + 273 \cdot \text{K} \quad T_1 = 238 \text{K}$$

$$c_M := 2.05 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила}; \quad \rho_B := 997 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_B := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність води};$$

$$\pi := \frac{P_{\text{пр}}}{P_0} \quad \pi = 4.296 \quad \text{відношення тисків у компресорі};$$

$$k := 1.4 \quad \text{показник адіабати для R717}$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{2M} := 60 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{2M} := t_{2M} + 273 \cdot \text{K} \quad T_{2M} = 333 \text{K}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2c}}{T_1}\right)} \quad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2M}}{T_1}\right)}$$

$$n_1 = 1.371$$

$$n_2 = 1.299$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{M_40_1} := \frac{M_1 \cdot T_1 \cdot c_M}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{M_40_1} = 12.025 \text{кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник $t_{\omega 1} = 27 \cdot ^\circ\text{C}$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо $5 \cdot ^\circ\text{C}$. Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{\text{в.км40_1}} := \frac{Q_{M_40_1}}{c_B \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad G_{\text{в.км40_1}} = 0.574 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{\text{В.КМ40}_1} := \frac{G_{\text{В.КМ40}_1}}{\rho_{\text{В}}}$$

$$V_{\text{В.КМ40}_1} = 2.073 \frac{\text{М}^3}{\text{ГОД}} \quad V_{\text{В.КМ40}_1} = 0.001 \frac{\text{М}^3}{\text{с}}$$

Витрата води на охолодження мастила компресора СВТ

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила:

$$\eta_i := \lambda_{\text{В.Д}} \quad \eta_i := 0.9 \quad \text{індикаторний ККД};$$

$$h_{4\text{с}} := h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_i} \quad h_{4\text{с}} = 1687.206 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.4с: $t_{4\text{с}} := 108 \cdot ^\circ\text{C}$ $t_1 := -8.3 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{4\text{с}} := 273 \cdot \text{К} + t_{4\text{с}} \quad T_{4\text{с}} = 381 \text{К}$$

$$T_3 := t_3 + 273 \cdot \text{К} \quad T_3 = 264.7 \text{К}$$

$$c_{\text{М}} := 2.05 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{-теплоємність мастила}; \quad \rho_{\text{В}} := 997 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{М}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_{\text{В}} := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{-теплоємність води};$$

$$\pi := \frac{P_{\text{К}}}{P_{\text{пр}}} \quad \pi = 4.296 \quad \text{відношення тисків у компресорі};$$

$$k := 1.4 \quad \text{показник адіабати для R717}$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{4\text{М}} := 90 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{4\text{М}} := t_{4\text{М}} + 273 \cdot \text{К} \quad T_{4\text{М}} = 363 \text{К}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4\text{с}}}{T_3}\right)} \quad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4\text{М}}}{T_3}\right)}$$

$$n_1 = 1.333$$

$$n_2 = 1.277$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{М}_40_2} := \frac{M \cdot T_3 \cdot c_{\text{М}}}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{\text{М}_40_2} = 14.318 \text{кВт}$$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо 5°C. Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{В.км40_2} := \frac{Q_{М_40_2}}{c_{В} \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad G_{В.км40_2} = 0.683 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{В.км40_2} := \frac{G_{В.км40_2}}{\rho_{В}} \quad V_{В.км40_2} = 2.468 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{В.км40_2} = 0.001 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для камер зберігання №13, 21, 31, 41, 51 та експедиції №12.

$t_{В} := -26 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура в охолоджуючому об'єкті:

$$t_0 := t_{В} - 10 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_0 = -36 \cdot ^\circ\text{C} \quad P_0 := 0.1 \cdot \text{МПа} \quad h_8 := 174.172 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо температуру всмоктування парів холодильного агента за формулою [1] ст 88:

Для машин, працюючих на R717, безпечність роботи забезпечується при перегріві пари на 5-15°C.

$$t_{вс} := t_0 + 5 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_{вс} = -31 \cdot ^\circ\text{C} \quad v_1 := 1.5 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}} \quad h_1 := 1454.392 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{1'} := 1435.863 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad \text{- для сухого на сиченого пару при } t_0:$$

Характеристики холодоагенту після адіабатичного стиснення в ступені низького тиску:

$$h_2 := 1650.053 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad t_2 := 91.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

Характеристики холодоагенту після повного проміжного охолодження пари після С.Н.Д. в проміжній посудині киплячим аміаком.

$$t_3 := -5.6 \cdot ^\circ\text{C} \quad h_3 := 1454.392 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad v_3 := 0.354 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Характеристики холодоагенту після адіабатичного стиснення в ступені високого тиску:

$$t_4 := 64.5 \cdot ^\circ\text{C} \quad h_4 := 1625.35 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначаємо відношення тисків:

$$p_{\pi} := \frac{P_{к}}{P_0} \quad p_{\pi} = 13.493$$

оскільки $\frac{P_{к}}{P_0} > 9$ -то встановлюємо холодильну машину, яка працює по циклу двоступеневого стиснення.

Визначаємо проміжний тиск і температуру:

$$P_{пр} := \sqrt{P_{к} \cdot P_0} \quad P_{пр} = 0.367 \text{ МПа} \quad t_{пр} := -8.3 \cdot ^\circ\text{C}$$

Температура переохолодження аміаку на виході із змієвика проміжної посудини:

$$t_7 := t_{пр} + 3 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_7 = -5.3 \cdot ^\circ\text{C} \quad h_7 := h_8$$

Розраховуємо питому масову продуктивність 1кг R717 за формулою 5.1 [1]

ст.95:

$$q_0 := h_1' - h_8 \qquad q_0 = 1261.691 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора С.Н.Д:

$$L_{\text{С.Н.Д}} := h_2 - h_1 \qquad L_{\text{С.Н.Д}} = 195.661 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора С.В.Д:

$$L_{\text{С.В.Д}} := h_4 - h_3 \qquad L_{\text{С.В.Д}} = 170.958 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_K := h_4 - h_5 \qquad q_K = 1279.06 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора:

$$Q_2 := Q_{0.2} \qquad Q_2 = 208.483 \text{ кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента в С.Н.Д за формулою 5.15 (1):

$$M_1 := \frac{Q_2}{q_0} \qquad M_1 = 0.165 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента в С.В.Д за формулою 5.16 (1):

$$M := M_1 \cdot \frac{h_2 - h_7}{h_3 - h_6} \qquad M = 0.22 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначаємо об'ємну витрату пара:

$$V_{\text{д.н.д}} := M_1 \cdot v_1 \qquad V_{\text{д.н.д}} = 0.248 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad \text{-в С.Н.Д.} \qquad V_{\text{д.н.д}} = 892.301 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$V_{\text{д.в.д}} := M \cdot v_3 \qquad V_{\text{д.в.д}} = 0.078 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad \text{-в С.В.Д.} \qquad V_{\text{д.в.д}} = 260.385 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Коефіцієнт подачі гвинтового компресора визначаємо в залежності від ступеня стиснення в кожній ступені граф.3 (3) ст.23.

$$p_\pi := \frac{P_K}{P_{\text{пр}}} \qquad p_\pi = 3.673$$

$$p_\pi := \frac{P_{\text{пр}}}{P_0} \qquad p_\pi = 3.673$$

$$\lambda_{\text{Н.Д}} := 0.9 \qquad \lambda_{\text{В.Д}} := 0.9$$

Визначаємо описаний об'єм:

$$V_{\text{н.д}} := \frac{V_{\text{д.н.д}}}{\lambda_{\text{н.д}}} \quad V_{\text{н.д}} = 0.275 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{\text{в.д}} := \frac{V_{\text{д.в.д}}}{\lambda_{\text{в.д}}} \quad V_{\text{в.д}} = 0.087 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N_{\text{т.н.д}} := M_1 \cdot L_{\text{с.н.д}} \quad N_{\text{т.н.д}} = 32.331 \text{ кВт} \quad \text{-в С.Н.Д.}$$

$$N_{\text{т.в.д}} := M \cdot L_{\text{с.в.д}} \quad N_{\text{т.в.д}} = 37.625 \text{ кВт} \quad \text{-в С.В.Д.}$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

- де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$\eta_{\text{i.н.д}} := 0.87 \quad \eta_{\text{i.в.д}} := 0.87$$

$$N_{\text{i.н.д}2} := \frac{N_{\text{т.н.д}}}{\eta_{\text{i.н.д}}} \quad N_{\text{i.н.д}2} = 37.162 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{i.в.д}2} := \frac{N_{\text{т.в.д}}}{\eta_{\text{i.в.д}}} \quad N_{\text{i.в.д}2} = 43.247 \text{ кВт}$$

Ефективна потужність компресора, що враховує витрату потужності в парах тертя:

- де механічний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.6 [3] ст.24.

$$\eta_{\text{м.н.д}} := 0.94 \quad \eta_{\text{м.в.д}} := 0.94$$

$$N_{\text{е.н.д}} := \frac{N_{\text{i.н.д}}}{\eta_{\text{м.н.д}}} \quad N_{\text{е.н.д}} = 36.388 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{е.в.д}} := \frac{N_{\text{i.в.д}}}{\eta_{\text{м.в.д}}} \quad N_{\text{е.в.д}} = 47.486 \text{ кВт}$$

Необхідна потужність електродвигуна:

- де електричний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.6 [3] ст.24.

$$\eta_{\text{ел.н.д}} := 0.77 \quad \eta_{\text{ел.в.д}} := 0.77$$

$$N_{\text{ел.н.д}} := \frac{N_{\text{е.н.д}}}{\eta_{\text{ел.н.д}}} \quad N_{\text{ел.н.д}} = 47.257 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{ел.в.д}} := \frac{N_{\text{е.в.д}}}{\eta_{\text{ел.в.д}}} \quad N_{\text{ел.в.д}} = 61.67 \text{ кВт}$$

Витрата води на охолодження мастила компресора СНТ

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила:

$$\eta_i := \lambda_{\text{н.д}} \quad \eta_i := 0.9 \quad \text{індикаторний ККД};$$

$$h_{2c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \quad h_{2c} = 1671.793 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} := 80 \cdot ^\circ\text{C}$ $t_1 := -35 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{2c} := 273 \cdot \text{K} + t_{2c} \quad T_{2c} = 353 \text{K}$$

$$T_1 := t_1 + 273 \cdot \text{K} \quad T_1 = 238 \text{K}$$

$$c_M := 2.05 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила}; \quad \rho_B := 997 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_B := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність води};$$

$$\pi := \frac{P_{\text{пр}}}{P_0} \quad \pi = 3.673 \quad \text{відношення тисків у компресорі};$$

$$k := 1.4 \quad \text{показник адіабати для R717}$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{2M} := 60 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{2M} := t_{2M} + 273 \cdot \text{K} \quad T_{2M} = 333 \text{K}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2c}}{T_1}\right)} \quad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2M}}{T_1}\right)}$$

$$n_1 = 1.435$$

$$n_2 = 1.348$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{M_36_1} := \frac{M_1 \cdot T_1 \cdot c_M}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{M_36_1} = 13.276 \text{кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник $t_{\omega 1} = 27 \cdot ^\circ\text{C}$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо $5 \cdot ^\circ\text{C}$. Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{\text{в.км36_1}} := \frac{Q_{M_36_1}}{c_B \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad G_{\text{в.км36_1}} = 0.634 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{\text{В.КМ36}_1} := \frac{G_{\text{В.КМ36}_1}}{\rho_{\text{В}}}$$

$$V_{\text{В.КМ36}_1} = 2.288 \frac{\text{М}^3}{\text{ГОД}} \quad V_{\text{В.КМ36}_1} = 0.001 \frac{\text{М}^3}{\text{с}}$$

Витрата води на охолодження мастила компресора СВТ

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила:

$$\eta_i := \lambda_{\text{В.Д}} \quad \eta_i := 0.9 \quad \text{індикаторний ККД};$$

$$h_{4\text{с}} := h_3 + \frac{h_4 - h_3}{\eta_i} \quad h_{4\text{с}} = 1644.345 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.4с: $t_{4\text{с}} := 108 \cdot ^\circ\text{C}$ $t_1 := -8.3 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{4\text{с}} := 273 \cdot \text{К} + t_{4\text{с}} \quad T_{4\text{с}} = 381 \text{К}$$

$$T_3 := t_3 + 273 \cdot \text{К} \quad T_3 = 267.4 \text{К}$$

$$c_{\text{М}} := 2.05 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{-теплоємність мастила}; \quad \rho_{\text{В}} := 997 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{М}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_{\text{В}} := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{-теплоємність води};$$

$$\pi := \frac{P_{\text{К}}}{P_{\text{пр}}} \quad \pi = 3.673 \quad \text{відношення тисків у компресорі};$$

$$k := 1.4 \quad \text{показник адіабати для R717}$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{4\text{М}} := 90 \cdot ^\circ\text{C}$

$$T_{4\text{М}} := t_{4\text{М}} + 273 \cdot \text{К} \quad T_{4\text{М}} = 363 \text{К}$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4\text{с}}}{T_3}\right)} \quad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{4\text{М}}}{T_3}\right)}$$

$$n_1 = 1.374$$

$$n_2 = 1.307$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{М}_36_2} := \frac{M \cdot T_3 \cdot c_{\text{М}}}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{\text{М}_36_2} = 16.484 \text{кВт}$$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо $5 \cdot ^\circ\text{C}$. Витрата води у теплообміннику

становитиме:

$$G_{\text{В.км36}_2} := \frac{Q_{\text{М}_36_2}}{c_{\text{В}} \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad G_{\text{В.км36}_2} = 0.787 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{\text{В.км36}_2} := \frac{G_{\text{В.км36}_2}}{\rho_{\text{В}}} \quad V_{\text{В.км36}_2} = 2.841 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{\text{В.км36}_2} = 0.001 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Враховуючи, що камери мають близькі температури кипіння у приладах охолодження (-36°C та -40°C) приймаємо рішення охолоджувати ці приміщення використовуючи двоступеневу холодильну машину з температурою кипіння -40°C. Для забезпечення необхідної температури кипіння -36°C на виході з приладів охолодження встановлюємо регулятори тиску кипіння.

Це рішення з точки зору витрати роботи на стискання є не вигідним, однак дозволяє значно зменшити капітальні на будівництво та експлуатаційні затрати протягом усього часу роботи, адже немає необхідності встановлювати, ще одну двоступеневу холодильну машину та все обладнання до неї.

Для виробництва холоду підбираємо гвинтові компресорні агрегати (один робочий інший резервний) "Grasso", марки SP1.

Технічні характеристики компресорних агрегатів:

LT – R

довжина	965
ширина	660
висота	570
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	175
нагнітання	100
Маса, кг.	595
Об'єм стискання холодоагента м3/год	1040

SH – E

довжина	1004
ширина	675
висота	670
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	100
нагнітання	65
Маса, кг.	460
Об'єм стискання холодоагента м3/год	321

Агрегати комплектуються електродвигунами потужністю 55 та 75 кВт відповідно для компресорів першого та другого ступеня.

Для охолодження льодяної води та підтримання температури в камері № 11 встановлюємо окрему холодильну машинну. Визначаємо температуру.

$t_{\text{В}} := 0 \cdot ^\circ\text{C}$ - температура в охолоджуючому об'єкті:

$$t_0 := t_{\text{В}} - 10 \cdot ^\circ\text{C} \quad t_0 = -10 \cdot ^\circ\text{C} \quad P_0 := 0.264 \cdot \text{МПа} \quad h_6 := 1681 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо та заносимо до таблиці характеристики вузлових точок циклу:

Точка	Тиск	Температура	Ентальпія	Питомий об'єм
1	$p_1 := 0.264 \cdot \text{МПа}$	$t_1 := -5 \cdot ^\circ\text{C}$	$i_1 := 1461 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$v_1 := 0.48 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
2	$p_2 := 1.3 \cdot \text{МПа}$	$t_2 := 110 \cdot ^\circ\text{C}$	$i_2 := 1690 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	$v_2 := 0.125 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$
3	$p_3 := 1.3 \cdot \text{МПа}$	$t_3 := 35 \cdot ^\circ\text{C}$	$i_3 := 358 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	
4	$p_4 := 1.3 \cdot \text{МПа}$	$t_4 := 33 \cdot ^\circ\text{C}$	$i_4 := 353 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	
5	$p_5 := 0.264 \cdot \text{МПа}$	$t_5 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$	$i_5 := 353 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	
6	$p_6 := 0.264 \cdot \text{МПа}$	$t_6 := -10 \cdot ^\circ\text{C}$	$i_6 := 1450 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	

Розраховуємо питому масову продуктивність R717 за формулою:

$$q_0 := i_6 - i_5 \quad q_0 = 1097 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знаходимо питому теоретичну (адіабатну) роботу компресора за формулою:

$$q_k := i_2 - i_3 \quad q_k = 1332 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Необхідна теоретична холодопродуктивність компресора:

$$Q_{0,1} = 357.8 \text{ кВт}$$

Розраховуємо необхідну масову витрату холодоагента за формулою:

$$M_T := \frac{Q_{0,1}}{q_0} \quad M_T = 0.326 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Знаходимо необхідну теоретичну об'ємну продуктивність компресора:

$\lambda := 0.82$ - коефіцієнт подачі компресора, визначається в залежності від відношення тисків P_k/P_0 , для гвинтових компресорів (з рис.11.2 [1]).

$$V_T := \frac{M_T \cdot v_1}{\lambda} \quad V_T = 0.191 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad V_T = 687.327 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

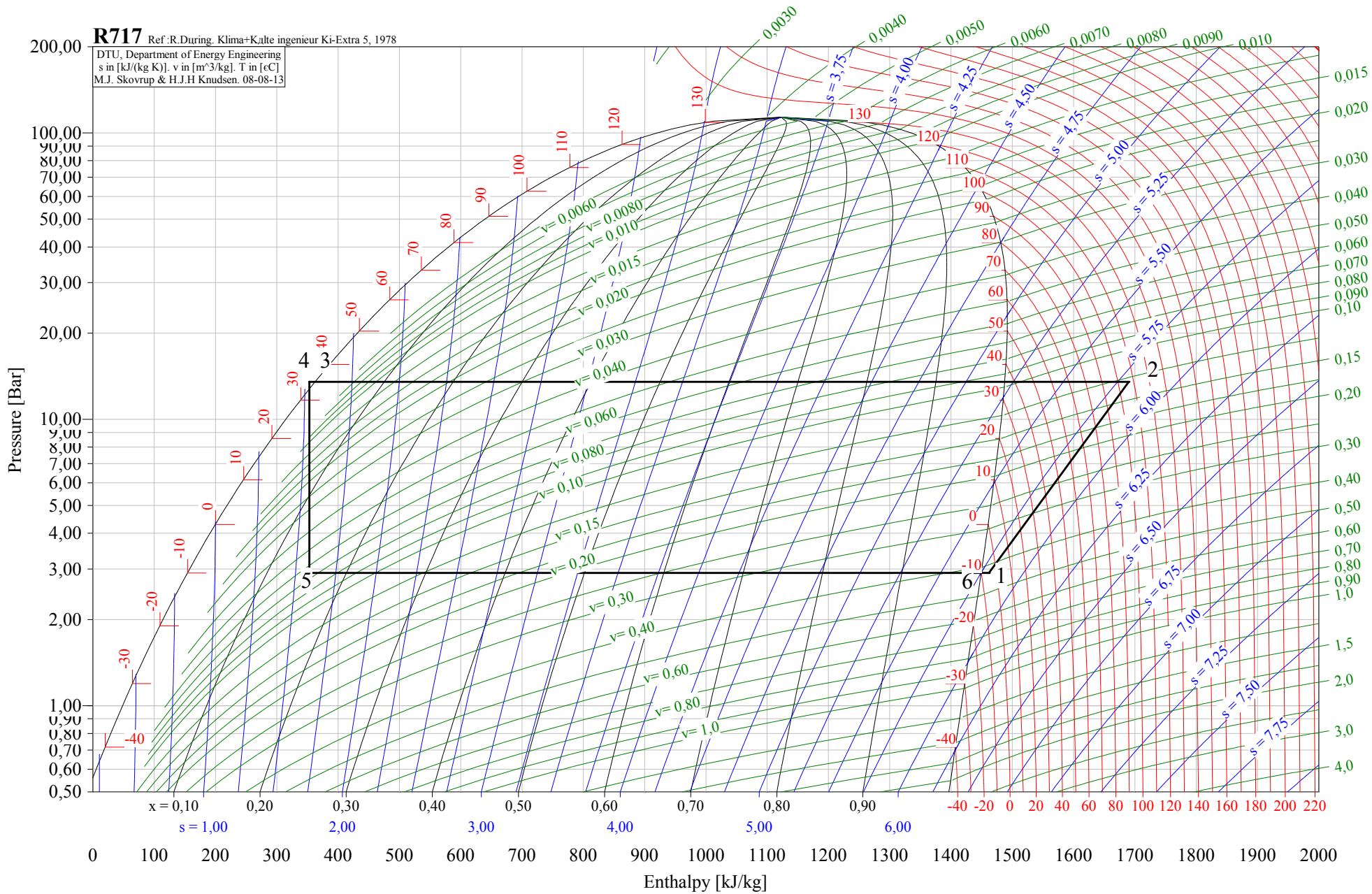
Визначаємо теоретичну потужність компресора:

$$N := M_T \cdot (i_2 - i_1) \quad N = 74.691 \text{ кВт}$$

Дійсна (індикаторна) потужність:

200,00
100,00
90,00
80,00
70,00
60,00
50,00
40,00
30,00
20,00
10,00
9,00
8,00
7,00
6,00
5,00
4,00
3,00
2,00
1,00
0,90
0,80
0,70
0,60
0,50

R717 Ref: R.During, Klima+Kälte ingenieur Ki-Extra 5, 1978
DTU, Department of Energy Engineering
s in [kJ/(kg K)], v in [m³/kg], T in [°C]
M.J. Skovrup & H.J.H Knudsen, 08-08-13



- де індикаторний ККД компресора визначений від ступеня стискання за граф.1 [3] ст.21.

$$\eta_i := 0.75 \quad N_i := \frac{N}{\eta_i} \quad N_i = 99.588 \text{ кВт}$$

Розраховуємо потужність на валу компресора за формулою:

$$\eta_M := 0.9 \quad N_e := \frac{N_i}{\eta_M} \quad N_e = 110.653 \text{ кВт}$$

Розраховуємо електричну потужність (споживану з мережі):

$$\eta_{ел} := 0.95 \quad N_{ел} := \frac{N_e}{\eta_{ел}} \quad N_{ел} = 116.477 \text{ кВт}$$

Для виробництва холоду підбираємо одноступеневий гвинтовий компресор "Grasso", марки МС-М технічні данні якого заносімо до таблиці.

довжина	3540
ширина	1170
висота	1890
Діаметр патрубків, мм:	
всмоктування	125
нагнітання	65
Маса, кг.	2400
Об'єм стискання холодоагента м3/год	690

Агрегат комплектується електродвигуном потужністю 132 кВт.

Витрата води на охолодження мастила компресора

Температура холодильного агента в реальному процесі стискання за відсутності мастила:

$$\eta_i := \lambda_{н.д} \quad \eta_i := 0.75 \quad \text{індикаторний ККД;}$$

$$h_{2c} := h_1 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} \quad h_{2c} = 1766.333 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

За ентальпією знаходимо температуру в т.2с: $t_{2c} := 134.^\circ\text{C} \quad t_1 := -5.^\circ\text{C}$

$$T_{2c} := 273 \cdot \text{K} + t_{2c} \quad T_{2c} = 407 \text{ K}$$

$$T_1 := t_1 + 273 \cdot \text{K} \quad T_1 = 268 \text{ K}$$

$$c_M := 2.05 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність мастила;} \quad \rho_B := 997 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{густина води}$$

$$c_B := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{K}} \quad \text{-теплоємність води;}$$

$$\pi := \frac{P_K}{P_0} \quad \pi = 5.111 \quad \text{відношення тисків у компресорі;}$$

$$k := 1.4 \quad \text{показник адіабати для R717}$$

Приймаємо температуру в кінці стискання за наявності мастила $t_{2M} := 95.^\circ\text{C}$

$$T_{2M} := t_{2M} + 273 \cdot K \quad T_{2M} = 368 K$$

Знаходимо показники політропи сухого та з мастилом стискання у гвинтовому компресорі:

$$n_1 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2c}}{T_1}\right)} \quad n_2 := \frac{\log(\pi)}{\log(\pi) - \log\left(\frac{T_{2M}}{T_1}\right)}$$

$$n_1 = 1.344$$

$$n_2 = 1.241$$

Кількість теплоти, яке відводить мастило визначаємо за формулою:

$$Q_{M_10} := \frac{M_T \cdot T_1 \cdot c_M}{k} \cdot \left[\frac{n_1 - k}{n_1 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_1 - 1)}{n_1} \right] + \frac{k - n_2}{n_2 - 1} \cdot \left[\pi \cdot \frac{(n_2 - 1)}{n_2} \right] \right]$$

$$Q_{M_10} = 56.549 \text{ кВт}$$

Температура води на вході у теплообмінник $t_{\omega 1} = 27^\circ C$

Нагрівання води у теплообміннику приймаємо $5^\circ C$. Витрата води у теплообміннику становитиме:

$$G_{B.KM10} := \frac{Q_{M_10}}{c_B \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad G_{B.KM10} = 2.699 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$V_{B.KM10} := \frac{G_{B.KM10}}{\rho_B}$$

$$V_{B.KM10} = 9.747 \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \quad V_{B.KM10} = 0.003 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Загальна витрата води на охолодження мастила:

$$V_{B.KM} := V_{B.KM40_1} + V_{B.KM40_2} + V_{B.KM36_1} + V_{B.KM36_2} + V_{B.KM10}$$

$$V_{B.KM} = 19.416 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

2.8. Розрахунок і вибір теплообмінних апаратів

2.8.1. Розрахунок і вибір кожухотрубних вертикальних конденсаторів

Розраховуємо дійсне навантаження на конденсатор за формулою 5.27 [1] ст.106:

$$Q_K := Q_{0.1} + (N_{i.н.д} + N_{i.в.д}) + Q_{0.2} + N_i + Q_{0.3} + (N_{i.н.д2} + N_{i.в.д2})$$

$$Q_K = 998.188 \text{ кВт}$$

Тип конденсатора вибирають в залежності від призначення установки, умов водозабезпечення та якості води з урахуванням кліматологічних даних.

Середня логарифмічна різниця температур:

$$\Delta t_M := t_K - t_{\omega 2} \quad \Delta t_M = 3 \text{ К}$$

$$\Delta t_{\bar{\theta}} := t_K - t_{\omega 1} \quad \Delta t_{\bar{\theta}} = 8^\circ \text{C}$$

$$\Delta t_{cp} := \frac{(t_{\omega 2} - t_{\omega 1})}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{\theta}}}{\Delta t_M}\right)} \quad \Delta t_{cp} = 5.098^\circ \text{C}$$

Витрата холодної води визначаємо із рівняння теплового балансу конденсатора:
-де теплоємність води:

$$c_p := 4.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{-густина} \quad \rho := 999.7 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$m_B := \frac{Q_K}{c_p \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad m_B = 47.646 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Об'ємна витрата води:

$$V_B := \frac{Q_K}{\rho \cdot c_p \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad V_B = 0.048 \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad V_B = 171.578 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

k-кофіцієнт теплопередачі конденсатора. Орієнтовні значення k для вертикальних кожухотрубних конденсаторів, що встановлюються за оборотної системи водопостачання:

$$k := 800 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

Площа поверхні теплопередачі:

$$F_{кд} := \frac{Q_K}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad F_{кд} = 244.763 \text{ м}^2$$

Виходячи з розрахунку площа поверхні теплопередачі підбираємо три конденсатори:

- Марка 100КВ;
- Площа поверхні 100 м^2 ;
- Габаритні розміри:
 - діаметр (D) 1000 мм;
 - висота (H) 5000 мм;
- Число труб 150;

- Діаметр прохода
- пара 80 мм;
- рідини 40 мм;
- Об'єм міжтрубного простору 1,8 м³;
- Діаметр водорозподільного бака (D1) 1220 мм;
- Маса 4650 кг.

2.8.2. Розрахунок і вибір випарника для охолодження проміжного холодоносія

Вибір випарника визначений прийнятою відкритою системою охолодження: панельний.

Апарат складається із сталюого бака, в якому розміщуються панкльні випарникові секції та мішалка для циркуляції холодоносія. Секції об'єднані рідинним та паровим колекторами.

Перевагою панельних випарників є їх простота виготовлення, невелика витрата безшовних труб, малий аміаковміст, доступність холодоносія для спостереження та контролю, відсутність небезпеки руйнування апарата при замаєрзанні холодоносія, а також можливість використання як акамулятора холода.

Середня різниця температур між проміжним холодоносієм та киплячим холодоагентом:

$$t_{\text{хл.н.вих}} := 1 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура холодоносія на виході з випарника;}$$

$$t_{\text{хл.н.вход}} := 6 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура холодоносія на вході в випарник;}$$

Температуру капіння холодоагента приймаєм нижче температури холодоносія на виході з випарника:

$$\Delta t := 6 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{\text{хл.н}} := \frac{t_{\text{хл.н.вих}} - \Delta t}{2} - t_{\text{пр}} \quad \Delta t_{\text{хл.н}} = 5.8 \cdot ^\circ\text{C}$$

Відповідно тепловий потік приймаємо літ.(1) ст.116

$$q_F := 2300 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Площа теплопередаючої поверхні випарника :

$$F_B := \frac{Q_{0.1}}{q_F} \quad F_B = 155.565 \text{ м}^2$$

Витрата холодоносія необхідна для відведення теплопритоків від охолоджуємого об'єкта:

$$c_p := 4.191 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{-теплоємність холодоносія при середній робочій температурі:}$$

$$\rho_p := 999.9 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{-густина холодоносія:}$$

$$V_p := \frac{Q_{0.1}}{c_p \cdot \rho_p \cdot \Delta t_{\text{хл.н}}} \quad V_p := 2.264 \times 10^{-3} \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad V_p = 8.15 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Виходячи із розрахунку площі теплопередаючої поверхні випарника встановлюємо панельний випарник марки 180ИП, який має наступні характеристики:

- площа поверхні випарника (F) 180 м^2 ;
- кількість секцій (R) 18;
- розміри бака;
 - довжина (L) 6100 мм;
 - ширина (B) 1625 мм;
 - висота (H) 1200 мм;
- вміст по аміаку $V_{\text{ИП}} := 0.744 \cdot \text{м}^3$
- перелив холодоносія - 100 мм;
- злив холодоносія - 50 мм;
- виход аміака - d 70 мм;
- вхід аміака - 20 мм.

2.8.3. Розрахунок і вибір камерного обладнання

Камерне обладнання підбираємо до відповідності з прийнятим способом охолодження. Оскільки продукція зберігається в поліотеленовій упаковці то процес усушки відсутній. Встановлюємо сухі повітроохолодники. Площа теплопередаючої поверхні повітроохолодників.

Камера №11:

Різниця температур повітря в камері та холодоагенту при безпосередньому охолодженні:

$$\Delta t_{\text{ср.5}} := t_{\text{ох.прим.}} - t_{\text{пр}} \qquad \Delta t_{\text{ср.5}} = 8.3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Кофіцент теплопередачі повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 5 м/с визначаєм в залежності від температури кипіння холодоагента (3) ст.27. Значення кофіцента теплопередачі враховує термічний опір снігової шуби завтовшки 6 мм.

$$k_{\text{п.ох}} := 17.5 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$F_{\text{п.ох.5}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.11}}}{k_{\text{п.ох}} \cdot \Delta t_{\text{ср.5}}} \qquad F_{\text{п.ох.5}} = 56.148 \text{ м}^2$$

Потрібна об'ємна подача повітря вентиляторів:

$$t_{\text{п.вх}} := t_{\text{ох.прим.}} + 1.5 \cdot ^\circ\text{C} \qquad \text{-температура повітря на вході в повітроохолодник;}$$

$$t_{\text{п.вх}} = 1.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - 4 \cdot ^\circ\text{C} \qquad \text{-температура повітря на виході з повітроохолодника;}$$

$$t_0 = -10 \text{ } ^\circ\text{C} \qquad \text{-температура кипіння холодильного агента;}$$

Безрозмірні температурні параметри:

$$R' := \frac{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{п.вих}}}{t_0 - t_{\text{пр}}} \qquad R' = -2.353$$

$$A := \frac{1}{R'} \quad A = -0.425$$

$$p := \frac{t_0 - t_{\text{пр}}}{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}} \quad p = -0.173$$

$$\text{Функція ефективності апарата:} \quad \Phi_e := p \cdot R' \quad \Phi_e = 0.408$$

Перевіряємо прийняті температурни

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - (t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}) \cdot \Phi_e \quad t_{\text{п.вих}} = -2.5^\circ\text{C}$$

З таблиці 19 літ.(2) ст.267 приймаємо ентальпію повітря на вході та виході із повітроохолодника:

$$I_1 := 11.3 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad I_2 := 6.06 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\rho := 1.286 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{-густина повітря, що виходить із повітроохолодника:}$$

Потрібна об'ємна подача:

$$V_{\text{пв.11}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.11}}}{\rho \cdot (I_1 - I_2)} \quad V_{\text{пв.11}} := 0.837 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для даної камери в залежності від площі та об'ємної подачі підбираємо повітроохолодник:

- Марка Я10-АВ2-75;

- Площа поверхні охолодження 75 м^2 ;

- Габаріти 1900x1000x730 мм;

- Кількість вентиляторів 2 шт;

- Частота обертання електродвигуна $16,7 \text{ с}^{-1}$

- Потужність споживана одним вентилятором 0,4 кВт;

- Вміст по аміаку $V_{11} := 22 \cdot \text{л}$;

- Маса 340 кг.

Експедиція морозива №12.

Різниця температур повітря в камері та холодоагенту при безпосередньому охолодженні:

$$\Delta t_{\text{ср.12}} := t_{\text{ох.прим.}} - t_0 \quad \Delta t_{\text{ср.12}} = 10^\circ\text{C}$$

Кофіцент теплопередачі повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 5 м/с визначаєм в залежності від температури кипіння холодоагента (3) ст.27. Значення кофіцента теплопередачі враховує термічний опір снігової шуби завтовшки 6 мм.

$$k_{\text{п.ох}} := 11.6 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$F_{\text{п.ох.12}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.12}}}{k_{\text{п.ох}} \cdot \Delta t_{\text{ср.12}}} \quad F_{\text{п.ох.12}} = 86.953 \text{ м}^2$$

Потрібна об'ємна подача повітря вентиляторів:

$$t_{\text{п.вх}} := t_{\text{ох.прим.}} + 1.5 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на вході в повітроохолодник;}$$

$$t_{\text{п.вх}} = -24.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - 4 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на виході з повітроохолодника;}$$

$$t_{\text{п.вих}} = -28.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_0 = -36 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура кипіння холодильного агента;}$$

Безрозмірні температурні параметри:

$$R' := \frac{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{п.вих}}}{t_0 - t_{\text{пр}}} \quad R' = -0.144$$

$$A := \frac{1}{R'} \quad A = -6.925$$

$$p := \frac{t_0 - t_{\text{пр}}}{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}} \quad p = 1.71$$

$$\text{Функція ефективності апарата:} \quad \Phi_e := p \cdot R' \quad \Phi_e = -0.247$$

Перевіряємо прийняті температури

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - (t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}) \cdot \Phi_e \quad t_{\text{п.вих}} = -28.5 \cdot ^\circ\text{C}$$

З таблиці 19 літ.(2) ст.267 приймаємо ентальпію повітря на вході та виході із повітроохолодника:

$$I_1 := -16.19 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad I_2 := -20.83 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\rho := 1.388 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{-густина повітря, що виходить із повітроохолодника:}$$

Потрібна об'ємна подача:

$$V_{\text{пв.13}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.13}}}{\rho \cdot (I_1 - I_2)} \quad V_{\text{пв.13}} := 1.247 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для даної камери в залежності від площі та об'ємної подачі підбираєм повітроохолодник X-100;

- Площа поверхні охолодження 100 м^2 ;
- Габаріти 1210x1800x1030 мм;
- Кількість вентиляторів 2 шт;
- Частота обертання електродвигуна 24 с^{-1}
- Потужність споживаєма одним вентилятором 0,75 кВт;
- Вміст по аміаку $V_{12} := 30 \cdot \text{л}$;
- Маса 500 кг.

Камера №13:

Різниця температур повітря в камері та холодоагенту при безпосередньому охолодженні:

$$\Delta t_{\text{ср.13}} := t_{\text{ох.прим.}} - t_0 \quad \Delta t_{\text{ср.13}} = 10 \cdot ^\circ\text{C}$$

Кофіцент теплопередачі повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 5 м/с визначаєм в залежності від температури кипіння холодоагента (3) ст.27. Значення кофіцента теплопередачі враховує термічний опір снігової шуби завтовшки 6 мм.

$$k_{п.ох} := 11.6 \cdot \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$$

$$F_{п.ох.13} := \frac{Q_{сум.кам.13}}{k_{п.ох} \cdot \Delta t_{ср.13}} \quad F_{п.ох.13} = 94.306 м^2$$

Потрібна об'ємна подача повітря вентеляторів:

$$t_{п.вх} := t_{ох.прим.} + 1.5 \cdot ^\circ C \quad \text{-температура повітря на вході в повітроохолодник;}$$

$$t_{п.вх} = -24.5 \cdot ^\circ C$$

$$t_{п.вих} := t_{п.вх} - 4 \cdot ^\circ C \quad \text{-температура повітря на виході з повітроохолодника;}$$

$$t_{п.вих} = -28.5 \cdot ^\circ C$$

Безрозмірні температурні параметри:

$$R' := \frac{t_{п.вх} - t_{п.вих}}{t_0 - t_{пр}} \quad R' = -0.144$$

$$A := \frac{1}{R'} \quad A = -6.925$$

$$p := \frac{t_0 - t_{пр}}{t_{п.вх} - t_{пр}} \quad p = 1.71$$

$$\text{Функція ефективності апарата:} \quad \Phi_e := p \cdot R' \quad \Phi_e = -0.247$$

Перевіряємо прийняті температури

$$t_{п.вих} := t_{п.вх} - (t_{п.вх} - t_{пр}) \cdot \Phi_e \quad t_{п.вих} = -28.5 \cdot ^\circ C$$

З таблиці 19 літ.(2) ст.267 приймаємо ентальпію повітря на вході та виході із повітроохолодника:

$$I_1 := -27.47 \cdot \frac{кДж}{кг} \quad I_2 := -29.61 \cdot \frac{кДж}{кг}$$

$$\rho := 1.434 \cdot \frac{кг}{м^3} \quad \text{-густина повітря, що виходить із повітроохолодника:}$$

Потрібна об'ємна подача:

$$V_{пв.13} := \frac{Q_{сум.кам.13}}{\rho \cdot (I_1 - I_2)} \quad V_{пв.13} := 2.765 \cdot \frac{м^3}{с}$$

Для даної камери в залежності від площі та об'ємної подачі підбираємо повітроохолодник Х-100.

Камера №21:

Різниця температур повітря в камері та холодоагенту при безпосередньому охолодженні:

$$\Delta t_{\text{ср.21}} := t_{\text{ох.прим.}} - t_0 \quad \Delta t_{\text{ср.21}} = 10^\circ\text{C}$$

Кофіцент теплопередачі повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 5 м/с визначаєм в залежності від температури кипіння холодоагента (3) ст.27. Значення кофіцента теплопередачі враховує термічний опір снігової шуби завтовшки 6 мм.

$$k_{\text{п.ох}} := 11.6 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$F_{\text{п.ох.21}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.21}}}{k_{\text{п.ох}} \cdot \Delta t_{\text{ср.21}}} \quad F_{\text{п.ох.21}} = 178.416 \text{ м}^2$$

Потрібна об'ємна подача повітря вентиляторів:

$$t_{\text{п.вх}} := t_{\text{ох.прим.}} + 1.5 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на вході в повітроохолодник;}$$

$$t_{\text{п.вх}} = -24.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - 4 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на виході з повітроохолодника;}$$

$$t_{\text{п.вих}} = -28.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Безрозмірні температурні параметри:

$$R' := \frac{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{п.вих}}}{t_0 - t_{\text{пр}}} \quad R' = -0.144$$

$$A := \frac{1}{R'} \quad A = -6.925$$

$$p := \frac{t_0 - t_{\text{пр}}}{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}} \quad p = 1.71$$

$$\text{Функція ефективності апарата:} \quad \Phi_e := p \cdot R' \quad \Phi_e = -0.247$$

Перевіряємо прийняті температурни

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - (t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}) \cdot \Phi_e \quad t_{\text{п.вих}} = -28.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

З таблиці 19 літ.(2) ст.267 приймаємо ентальпію повітря на вході та виході із повітроохолодника:

$$I_1 := -27.47 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad I_2 := -29.61 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\rho := 1.434 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{-густина повітря, що виходить із повітроохолодника:}$$

Потрібна об'ємна подача:

$$V_{\text{пв.21}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.21}}}{\rho \cdot (I_1 - I_2)} \quad V_{\text{пв.21}} := 5.883 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для даної камери в залежності від площі та об'ємної подачі підбираємо два повітроохолодники Х100.

Камера №31:

Різниця температур повітря в камері та холодоагенту при безпосередньому охолодженні:

$$\Delta t_{\text{ср.31}} := t_{\text{ох.прим.}} - t_0 \quad \Delta t_{\text{ср.31}} = 10^\circ\text{C}$$

Кофіцент теплопередачі повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 5 м/с визначаєм в залежності від температури кипіння холодоагента (3) ст.27. Значення кофіцента теплопередачі враховує термічний опір снігової шуби завтовшки 6 мм.

$$k_{\text{п.ох}} := 11.6 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$F_{\text{п.ох.31}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.31}}}{k_{\text{п.ох}} \cdot \Delta t_{\text{ср.31}}} \quad F_{\text{п.ох.31}} = 185.073 \text{ м}^2$$

Потрібна об'ємна подача повітря вентеляторів:

$$t_{\text{п.вх}} := t_{\text{ох.прим.}} + 1.5 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на вході в повітроохолодник;}$$

$$t_{\text{п.вх}} = -24.5^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - 4 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на виході з повітроохолодника;}$$

$$t_{\text{п.вих}} = -28.5^\circ\text{C}$$

Безрозмірні температурні параметри:

$$R' := \frac{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{п.вих}}}{t_0 - t_{\text{пр}}} \quad R' = -0.144$$

$$A := \frac{1}{R'} \quad A = -6.925$$

$$p := \frac{t_0 - t_{\text{пр}}}{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}} \quad p = 1.71$$

$$\text{Функція ефективності апарата:} \quad \Phi_e := p \cdot R' \quad \Phi_e = -0.247$$

Перевіряємо прийняті температурни

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - (t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}) \cdot \Phi_e \quad t_{\text{п.вих}} = -28.5^\circ\text{C}$$

З таблиці 19 літ.(2) ст.267 приймаємо ентальпію повітря на вході та виході із повітроохолодника:

$$I_1 := -27.47 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad I_2 := -29.61 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\rho := 1.434 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{-густина повітря, що виходить із повітроохолодника:}$$

Потрібна об'ємна подача:

$$V_{\text{пв.31}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.31}}}{\rho \cdot (I_1 - I_2)} \quad V_{\text{пв.31}} := 6.426 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для даної камери в залежності від площі та об'ємної подачі підбираємо два повітроохолодники X100.

Камера №41:

Різниця температур повітря в камері та холодоагенту при безпосередньому охолодженні:

$$\Delta t_{\text{ср.41}} := t_{\text{ох.прим.}} - t_0 \quad \Delta t_{\text{ср.41}} = 10^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт теплопередачі повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 5 м/с визначаємо в залежності від температури кипіння холодоагента (3) ст.27. Значення коефіцієнта теплопередачі враховує термічний опір снігової шуби завтовшки 6 мм.

$$k_{\text{п.ох}} := 11.6 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$F_{\text{п.ох.41}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.41}}}{k_{\text{п.ох}} \cdot \Delta t_{\text{ср.41}}} \quad F_{\text{п.ох.41}} = 192.66 \text{ м}^2$$

Потрібна об'ємна подача повітря вентиляторів:

$$t_{\text{п.вх}} := t_{\text{ох.прим.}} + 1.5 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на вході в повітроохолодник;}$$

$$t_{\text{п.вх}} = -28.5^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - 4 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на виході з повітроохолодника;}$$

$$t_{\text{п.вих}} = -32.5^\circ\text{C}$$

Безрозмірні температурні параметри:

$$R' := \frac{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{п.вих}}}{t_0 - t_{\text{пр}}} \quad R' = -0.126$$

$$A := \frac{1}{R'} \quad A = -7.925$$

$$p := \frac{t_0 - t_{\text{пр}}}{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}} \quad p = 1.569$$

$$\text{Функція ефективності апарата:} \quad \Phi_e := p \cdot R' \quad \Phi_e = -0.198$$

Перевіряємо прийняті температурні

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - (t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}) \cdot \Phi_e \quad t_{\text{п.вих}} = -32.5^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вих.ха}} := t_{\text{пр}} + (t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}) \cdot A \cdot \Phi_e \quad t_{\text{вих.ха}} = -40^\circ\text{C}$$

З таблиці 19 літ.(2) ст.267 приймаємо ентальпію повітря на вході та виході із повітроохолодника:

$$I_1 := -27.47 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad I_2 := -29.61 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\rho := 1.434 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{-густина повітря, що виходить із повітроохолодника:}$$

Потрібна об'ємна подача:

$$V_{\text{пв.41}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.41}}}{\rho \cdot (I1 - I2)} \quad V_{\text{пв.41}} := 6.426 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для даної камери в залежності від площі та об'ємної подачі підбираємо два повітроохолодники X100.

Камера №51:

Різниця температур повітря в камері та холодоагенту при безпосередньому охолодженні:

$$\Delta t_{\text{ср.51}} := t_{\text{ох.прим.}} - t_0 \quad \Delta t_{\text{ср.51}} = 10^\circ\text{C}$$

Коефіцієнт теплопередачі повітроохолодників із оребрених труб при поперечному русі повітря із швидкістю 5 м/с визначаємо в залежності від температури кипіння холодоагента (3) ст.27. Значення коефіцієнта теплопередачі враховує термічний опір снігової шуби завтовшки 6 мм.

$$k_{\text{п.ох}} := 11.6 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$F_{\text{п.ох.51}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.51}}}{k_{\text{п.ох}} \cdot \Delta t_{\text{ср.51}}} \quad F_{\text{п.ох.51}} = 216.972 \text{ м}^2$$

Потрібна об'ємна подача повітря вентиляторів:

$$t_{\text{п.вх}} := t_{\text{ох.прим.}} + 1.5 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на вході в повітроохолодник;}$$

$$t_{\text{п.вх}} = -24.5^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - 4 \cdot ^\circ\text{C} \quad \text{-температура повітря на виході з повітроохолодника;}$$

$$t_{\text{п.вих}} = -28.5^\circ\text{C}$$

Безрозмірні температурні параметри:

$$R' := \frac{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{п.вих}}}{t_0 - t_{\text{пр}}} \quad R' = -0.144$$

$$A := \frac{1}{R'} \quad A = -6.925$$

$$p := \frac{t_0 - t_{\text{пр}}}{t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}} \quad p = 1.71$$

$$\text{Функція ефективності апарата:} \quad \Phi_e := p \cdot R' \quad \Phi_e = -0.247$$

Перевіряємо прийняті температури

$$t_{\text{п.вих}} := t_{\text{п.вх}} - (t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}) \cdot \Phi_e \quad t_{\text{п.вих}} = -28.5^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{вих.ха}} := t_{\text{пр}} + (t_{\text{п.вх}} - t_{\text{пр}}) \cdot A \cdot \Phi_e \quad t_{\text{вих.ха}} = -36^\circ\text{C}$$

З таблиці 19 літ.(2) ст.267 приймаємо ентальпію повітря на вході та виході із повітроохолодника:

$$I_1 := -27.47 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad I_2 := -29.93 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$\rho := 1.434 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad \text{-густина повітря, що виходить із повітроохолодника:}$$

Потрібна об'ємна подача:

$$V_{\text{пв.51}} := \frac{Q_{\text{сум.кам.51}}}{\rho \cdot (I_1 - I_2)} \quad V_{\text{пв.51}} := 6.782 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Для даної камери в залежності від площі та об'ємної подачі підбираємо три повітроохолодники X100.

Загальний вміст випарної системи по аміаку:

$$\Sigma V_{\text{вип}} := V_{11} + 12V_{12} + V_{\text{ип}} \quad \Sigma V_{\text{вип}} = 1.126 \text{ м}^3$$

2.9. Підбір допоміжного обладнання

В схему холодильної установки включено циркуляційний, лінійний, дренажний ресивери.

Схема живлення повітроохолодників рідким холодоагентом по напрямленню руху рідини: з нижньою подачею. Цей вибір зумовлений тим, що коефіцієнт теплопередачі з верхньою подачею на (30-50%) нижче, чим у повітроохолодників з нижньою подачею.

2.9.1. Розрахунок і вибір лінійного ресивера.

Потрібний об'єм лінійного ресивера при умові його заповнення при експлуатації на 50% і не більше 80%, для систем з нижньою подачею холодоагенту визначаємо по формулі 5.41 [1]:

$$V_{\text{л.р}} := 1.45 \cdot \Sigma V_{\text{вип}} \quad V_{\text{л.р}} = 1.633 \text{ м}^3$$

Встановлюємо три ресивери марки 0,75В:

- DхS 600х8 мм;
- L 3190 мм;
- H 500 мм;
- маса 500 кг.

2.9.2. Розрахунок і вибір циркуляційних ресиверів.

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_0 := -10^\circ\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єму, для систем з нижньою подачею холодильного агента визначаємо по формулі 5.42 [1]:

$K_2 := 0.7$ -коефіцієнт заповнення труб повітроохолодника:

$K_3 := 0.3$ -коефіцієнт кількості аміака, яка викидається із приладів охолодження:

$K_4 := 1.2$ -коефіцієнт який враховує вміст колекторів та трубопроводів:

$K_5 := 1.55$ -коефіцієнт який враховує робоче заповнення ресиверів для забезпечення стабільної роботи насосів (вертикальних):

$K_6 := 1.45$ -коефіцієнт допустимого заповнення вертикальних ресиверів:

$K_7 := 1.2$ - коефіцієнт запасу місткості:

$$V_{\text{цр.10}} := (V_{\text{ип}} \cdot K_2 + V_{11} \cdot K_2) \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \quad V_{\text{цр.10}} = 0.521 \text{ м}^3$$

Встановлюємо ресивер марки 1,5РДВ:

- діаметр корпусу 800 мм;
- висота 3300 мм;
- Діаметри патрубків мм;
- входу для пара 150 мм;
- виходу для пара 150 мм;
- входу для рідини 80 мм;
- виходу для рідини 60 мм;
- входу для паро-рідинної суміші 150 мм;
- дренажного 10 мм.

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_0 := -36^\circ\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачою холодильного агенту визначаємо по формулі 5.42 [1]:

$$\Sigma V_{\text{пов36}} := 9V_{12}$$

$$V_{\text{цр.36}} := (\Sigma V_{\text{пов36}} \cdot K_2) \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \quad V_{\text{цр.36}} = 0.184 \text{ м}^3$$

Встановлюємо ресивер марки 1,5РДВ:

- діаметр корпусу 800 мм;
- висота 3300 мм;
- Діаметри патрубків мм;
- входу для пара 150 мм;
- виходу для пара 150 мм;
- входу для рідини 80 мм;
- виходу для рідини 60 мм;
- входу для паро-рідинної суміші 150 мм;
- дренажного 10 мм.

Потрібний об'єм циркуляційного ресивера на температуру кипіння $t_0 := -40^\circ\text{C}$ при умові його заповнення при експлуатації на 30% від об'єма, для систем з нижньою подачою холодильного агенту визначаємо по формулі 5.42 [1]:

$$V_{\text{цр.40}} := (2 \cdot V_{12} \cdot K_2) \cdot K_3 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_6 \cdot K_7 \quad V_{\text{цр.40}} = 0.041 \text{ м}^3$$

Приймаємо рішення про встановлення одного циркуляційного ресивера на дві температури кипіння, оскільки вони близькі.

2.9.3. Розрахунок і вибір дренажного ресивера.

Вибираємо дренажний ресивер таким, щоб при умові заповнення не більше чим на 80% він вмистив рідкий аміак із найбільшого циркуляційного ресивера або приладів охолодження найбільшої випарної системи. Вибираємо дренажний ресивер по найбільшій випарній системі за формулою 5.43 [1]:

1.2 - коефіцієнт запасу;

$$V_{д.р} := \frac{V_{11} + V_{ип}}{0.8} \cdot 1.2 \quad V_{д.р} = 1.149 \text{ м}^3$$

Встановлюємо ресивер марки 1,5РДВ:

- діаметр корпусу 1000 мм;
- висота 3990 мм;
- Діаметри патрубків мм;
- входу для пара 150 мм;
- виходу для пара 150 мм;
- входу для рідини 80 мм;
- виходу для рідини 60 мм;
- входу для паро-рідинної суміші 150 мм;
- дренажного 10 мм.

2.9.4. Розрахунок плівкової вентеляторної градирні

У вентиляторній градирні охолоджується вода після мастилоохолодника та конденсаторів.

Кількість циркулюючої води:

$$c_p = 4.191 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}} \quad \text{-теплоємність води} \quad \rho := 992 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$V_{в.км} = 0.005 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V_{вод} := \frac{Q_k}{c_p \cdot \rho \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})} \quad V_{вод} = 0.048 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$q_f := 45 \cdot \frac{\text{кВт}}{\text{м}^2} \quad \text{-теплове навантаження вентеляторної градирні табл.5.32 [1]}$$

Теплове навантаження градирні:

$$Q_{гр} := (V_{вод} + V_{в.км}) \cdot c_p \cdot \rho \cdot (t_{\omega 2} - t_{\omega 1})$$

Потрібна площа поперечного перерізу:

$$F_{п.гр} := \frac{Q_{гр}}{q_f} \quad F_{п.гр} = 24.673 \text{ м}^2$$

По таблиці 39 ст.122 [6] для установки вибираємо градирню:

Марка - проект "Союзводоканалпроект";

- кількість секцій 3;

- площа поперечного перерізу $F_{п.гр} := 26 \cdot \text{м}^2$;

- потужність вентиляторів 9 кВт;

- габаріти 4000x4000x6800 мм.

2.9.5. Визначення діаметрів трубопроводів та гідравлічних втрат в трубопроводах

Розрахунок аміачних трубопроводів

Всмоктувальний трубопровід компресорів одноступеневої холодильної машини за формулою 7.2 [1]:

$$d_{вн.вс.10} := 125 \cdot \text{мм}$$

$$\omega_{\text{вс.10}} := \frac{4 \cdot V_T}{\pi \cdot d_{\text{вн.вс.10}}^2} \quad \omega_{\text{вс.10}} = 9.563 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=125 мм, зовнішній діаметр dз=133 мм, внутрішній діаметр dв=125 мм (таблиця 7.5 [1]).

Всмоктувальний трубопровід компресорів СНТ двоступеневої холодильної машини за формулою 7.2 [1]:

$$d_{\text{вн.вс.40.снт}} := 125 \cdot \text{мм}$$

$$\omega_{\text{вс.40}} := \frac{4 \cdot V_{\text{н.д}}}{\pi \cdot d_{\text{вн.вс.40.снт}}^2} \quad \omega_{\text{вс.40}} = 13.794 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Зливний трубопровід від конденсаторів до ресивера за формулою 7.2 [1]:

$$\omega_{\text{зл}} := 0.5 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad - \text{ швидкість рідкого аміаку після конденсатора із таблиці 7.4 [1];}$$

$$\rho := 590.667 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad - \text{ густина рідкого аміаку (програма "Catt2");}$$

$$d_{\text{вн.зл}} := \sqrt{\frac{4 \cdot (M_1 + M + M_T)}{\rho \cdot \pi \cdot \omega_{\text{зл}}}} \quad d_{\text{вн.зл}} = 43.422 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=50 мм, зовнішній діаметр dз=57 мм, внутрішній діаметр dв=50 мм (таблиця 7.5 [1]).

Рідинний аміачний трубопровід від циркуляційних ресиверів на температуру кипіння -10 °С до аміачних циркуляційних насосів за формулою 7.2 [1]:

$$\omega_{\text{цр}} := 0.5 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad - \text{ швидкість рідкого аміаку після ЦР із таблиці 7.2 [1];}$$

$$d_{\text{вн.цр}_10} := \sqrt{\frac{4 \cdot (M_T)}{\rho \cdot \pi \cdot \omega_{\text{цр}}}} \quad d_{\text{вн.цр}_10} = 29.399 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=15 мм, зовнішній діаметр dз=18 мм, внутрішній діаметр dв=14 мм (таблиця 7.5 [1]).

Рідинний аміачний трубопровід від циркуляційного насоса до випарної системи на температуру кипіння -10 °С за формулою 7.2 [1]:

$$\omega_{\text{рн}} := 1 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad - \text{ швидкість рідкого аміаку після насосів із таблиці 7.4 [1];}$$

$$d_{\text{вн.вп}_10} := \sqrt{\frac{4 \cdot (M_T)}{\rho \cdot \pi \cdot \omega_{\text{рн}}}} \quad d_{\text{вн.вп}_10} = 20.788 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу Ду=15 мм, зовнішній діаметр dз=18 мм, внутрішній діаметр dв=14 мм (таблиця 7.5 [1]).

Рідинний аміачний трубопровід від циркуляційного ресивера на температуру

кипіння -40°C до аміачних циркуляційних насосів за формулою 7.2 [1]:

$$d_{\text{вн.цр}_{-40}} := \sqrt{\frac{4 \cdot (M_1 + M)}{\rho \cdot \pi \cdot \omega_{\text{цр}}}} \quad d_{\text{вн.цр}_{-40}} = 31.955 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=50$ мм, зовнішній діаметр $d_z=57$ мм, внутрішній діаметр $d_v=50$ мм (таблиця 7.5 [1]).

Рідинний аміачний трубопровід від циркуляційного насоса до випарної системи на температуру кипіння -40°C за формулою 7.2 [1]:

$$d_{\text{вн.цр}_{-40}} := \sqrt{\frac{4 \cdot (M_1 + M)}{\rho \cdot \pi \cdot \omega_{\text{рн}}}} \quad d_{\text{вн.цр}_{-40}} = 22.595 \text{ мм}$$

Приймаємо сталю безшовну трубу $D_u=32$ мм, зовнішній діаметр $d_z=38$ мм, внутрішній діаметр $d_v=33,5$ мм (таблиця 7.5 [1]).

2.9.6. Розрахунок водяних трубопроводів

$$\omega_{\text{в.вс}} := 1.2 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad - \text{ швидкість води на стороні всмоктування із таблиці 7.1 [1];}$$

$$\omega_{\text{в.н}} := 1.5 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad - \text{ швидкість води на стороні нагнітання із таблиці 7.1 [1];}$$

Водяний трубопровід на стороні всмоктування водяних насосів (з конденсаторів) за формулою 7.2 [1]:

$$d_{\text{в.вс.к}} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{в}}}{\pi \cdot \omega_{\text{в.вс}}}} \quad d_{\text{в.вс.к}} = 176.306 \text{ мм}$$

Приймаємо 2 сталі електрозварні труби $D_u=150$ мм, зовнішній діаметр $d_z=159$ мм, внутрішній діаметр $d_v=151$ мм (таблиця 7.2 [1]).

Водяний трубопровід на стороні нагнітання водяних насосів (з конденсаторів) за формулою 7.2 [1]:

$$d_{\text{в.н.к}} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{в}}}{\pi \cdot \omega_{\text{в.н}}}} \quad d_{\text{в.н.к}} = 157.693 \text{ мм}$$

Приймаємо 2 сталі електрозварні труби $D_u=80$ мм, зовнішній діаметр $d_z=88,5$ мм, внутрішній діаметр $d_v=80,5$ мм (таблиця 7.2 [1]).

$$\mu_{\text{в}} := 0.8 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с} \quad - \text{ динамічна в'язкість води (таблиця 16.5 [1]);}$$

$$\rho_{\text{в}} := 996 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad - \text{ густина води (таблиця 16.5 [1]);}$$

Число Рейнольдса за формулою 7.10 [1]:

$$\text{Re}_{\text{в}} := \frac{\omega_{\text{в.н}} \cdot d_{\text{в.н.к}} \cdot \rho_{\text{в}}}{\mu_{\text{в}}} \quad \text{Re}_{\text{в}} = 294490.954$$

$$k := 0.2 \text{ мм} \quad - \text{ шорсткість труб (для сталі труби с.152 [1]);}$$

Коефіцієнт тертя за формулою 16.6 [1]:

$$\lambda_{\text{тр.в}} := 0.11 \cdot \left(\frac{\kappa}{d_{\text{в.н.к}}} + \frac{64}{\text{Re}_{\text{в}}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{\text{тр.в}} = 0.022$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

$l_{\text{тр.в}} := 20\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводів;

$$\Delta P_{\text{тр.в}} := \frac{\lambda_{\text{тр.в}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в.н}}^2}{d_{\text{в.н.к}}} \cdot l_{\text{тр.в}} \quad \Delta P_{\text{тр.в}} = 3.069 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1]:

$$\Sigma \xi_{\text{м}} := 0.5 + 5 + 5 + 1 + 1 + 1.5 + 2 + 0.5 + 10 + 10 \quad \Sigma \xi_{\text{м}} = 36.5$$

$$Z_{\text{в}} := \Sigma \xi_{\text{м}} \cdot \frac{\rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в.н}}^2}{2} \quad Z_{\text{в}} = 40.898 \text{кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\text{в}} := \Delta P_{\text{тр.в}} + Z_{\text{в}} \quad \Delta P_{\text{в}} = 43.967 \text{кПа}$$

Водяний трубопровід на стороні нагнітання водяних насосів(з панельного випарника) за формулою 7.2 [1]:

$$d_{\text{в.н.п.в}} := \sqrt{\frac{4 \cdot V_{\text{р}}}{\pi \cdot \omega_{\text{в.н}}}} \quad d_{\text{в.н.п.в}} = 34.369 \text{мм}$$

Приймаємо сталю електрозварну трубу $D_{\text{у}}=50$ мм, зовнішній діаметр $d_{\text{з}}=60$ мм, внутрішній діаметр $d_{\text{в}}=53$ мм (таблиця 7.2 [1]).

$\mu_{\text{вод}} := 1.4 \cdot 10^{-3} \text{Па} \cdot \text{с}$ - динамічна в'язкість води (таблиця 16.5 [1]);

$\rho_{\text{вод}} := 1000 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$ - густина води (таблиця 16.5 [1]);

Число Рейнольдса за формулою 7.10 [1]:

$$\text{Re}_{\text{вод}} := \frac{\omega_{\text{в.н}} \cdot d_{\text{в.н.п.в}} \cdot \rho_{\text{вод}}}{\mu_{\text{вод}}} \quad \text{Re}_{\text{вод}} = 36824.216$$

$\kappa := 0.2 \text{мм}$ - шорсткість труб (для сталених труб с.152 [1]);

Коефіцієнт тертя за формулою 16.6 [1]:

$$\lambda_{\text{тр.вод}} := 0.11 \cdot \left(\frac{\kappa}{d_{\text{в.н.п.в}}} + \frac{64}{\text{Re}_{\text{вод}}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{\text{тр.вод}} = 0.032$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

$l_{\text{тр.вод}} := 150\text{м}$ - прийнята довжина трубопроводів;

$$\Delta P_{\text{тр.вод}} := \frac{\lambda_{\text{тр.вод}} \cdot \rho_{\text{вод}} \cdot \omega_{\text{в.н}}^2}{d_{\text{в.н.п.в}}} \cdot l_{\text{тр.вод}} \quad \Delta P_{\text{тр.вод}} = 159.241 \text{кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1]:

$$\Sigma \xi_M := 0.5 + 5 + 5 + 1 + 1 + 1.5 + 2 + 0.5 + 10 + 10 \quad \Sigma \xi_M = 36.5$$

$$Z_{\text{вод}} := \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho_{\text{вод}} \cdot \omega_{\text{в.н}}^2}{2} \quad Z_{\text{вод}} = 41.063 \text{ кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\text{вод}} := \Delta P_{\text{тр.вод}} + Z_{\text{вод}} \quad \Delta P_{\text{вод}} = 200.304 \text{ кПа}$$

Водяний трубопровід на стороні нагнітання водяних насосів (на рубашки охолодження компресора) за формулою 7.2 [1]:

$$G_{\text{вод.км}} := 8 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$d_{\text{в.н.р.к}} := \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{G_{\text{вод.км}}}{\rho_{\text{в}}}}{\pi \cdot \omega_{\text{в.н}}}} \quad d_{\text{в.н.р.к}} = 64.736 \text{ мм}$$

Приймаємо 3 сталеві електрозварні труби Ду=32 мм, зовнішній діаметр dз=42,3 мм, внутрішній діаметр dв=35,9 мм (таблиця 7.2 [1]).

Число Рейнольдса за формулою 7.10 [1]:

$$Re_{\text{в}} := \frac{\omega_{\text{в.н}} \cdot d_{\text{в.н.р.к}} \cdot \rho_{\text{в}}}{\mu_{\text{в}}} \quad Re_{\text{в}} = 120894.907$$

k := 0.2 мм - шорсткість труб (для сталевих труб с.152 [1]);

Коефіцієнт тертя за формулою 16.6 [1]:

$$\lambda_{\text{тр.в}} := 0.11 \cdot \left(\frac{k}{d_{\text{в.н.р.к}}} + \frac{64}{Re_{\text{в}}} \right)^{0.25} \quad \lambda_{\text{тр.в}} = 0.027$$

Втрати тиску на тертя за формулою 16.4 [1]:

l_{тр.в} := 40 м - прийнята довжина трубопроводів;

$$\Delta P_{\text{тр.в}} := \frac{\lambda_{\text{тр.в}}}{d_{\text{в.н.р.к}}} \cdot \frac{\rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в.н}}^2}{2} \cdot l_{\text{тр.в}} \quad \Delta P_{\text{тр.в}} = 18.679 \text{ кПа}$$

Втрати тиску на місцевих опорах за формулою 16.7 [1]:

$$\Sigma \xi_M := 0.5 + 5 + 5 + 1 + 1 + 1.5 + 2 + 0.5 + 10 + 10 \quad \Sigma \xi_M = 36.5$$

$$Z_{\text{в}} := \Sigma \xi_M \cdot \frac{\rho_{\text{в}} \cdot \omega_{\text{в.н}}^2}{2} \quad Z_{\text{в}} = 40.898 \text{ кПа}$$

Сумарні втрати тиску за формулою 16.9 [1]:

$$\Delta P_{\text{в}} := \Delta P_{\text{тр.в}} + Z_{\text{в}} \quad \Delta P_{\text{в}} = 59.578 \text{ кПа}$$

2.9.7. Вибір маслозбірника

Маслозбірник призначений для зменшення небезпеки при випуску мастила і зменшення втрат аміака.

Вибираємо маслозбірник марки 60МЗС.

2.9.8. Вибір вентиляторів і насосів

Вибір аміачних насосів.

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на -10°C температуру кипіння за формулою 16.3 [1]:

$n_{\text{Ц}} := 5$ - кратність циркуляції;

$$G_{\text{Н}_10} := n_{\text{Ц}} \cdot \frac{M_{\text{T}}}{\rho} \qquad G_{\text{Н}_10} = 9.939 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 7.8 [1] вибираємо 2-а аміачних циркуляційних насоси типу 1,25ХГ-6-2,8 (ЦНГ-70М-1) з характеристиками:

Подача: 5,5 - 12 м³/год;

Напір: 19 - 15 м ст.

рідкого аміака;

Число ступеней: 1

Частота обертання: 49,5 об/с;

Потужність: 2,8кВт

Знаходимо потрібну подачу циркуляційного насосу випарної системи на температуру кипіння -40°C за формулою 16.3 [1]:

$n_{\text{Ц}} := 5$ - кратність циркуляції;

$$G_{\text{Н}_40} := n_{\text{Ц}} \cdot \frac{M_1 + M}{\rho_{\text{р}}} \qquad G_{\text{Н}_40} = 6.937 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 7.8 [1] вибираємо 2-а аміачних циркуляційних насоси типу 1,25ХГ-6-2,8 (ЦНГ-70М-1) з характеристиками:

Подача: 5,5 - 12 м³/год;

Напір: 19 - 15 м ст.

рідкого аміака;

Число ступеней: 1

Частота обертання: 49,5 об/с;

Потужність: 2,8кВт

Вибір водяних насосів.

Насос подачі води на **конденсатор**:

Сумарний гідравлічний опір водяного кільця $\Sigma\Delta P := 27.5\text{кПа}$;

Напір насосу:

$$H := \Sigma\Delta P \qquad H = 27.5 \text{ кПа}$$

Подача насосу:

$$G_{\text{Н.к}} := V_{\text{вод}} \qquad G_{\text{Н.к}} = 172.868 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 7.7 [1] підбираємо 3-ри консольних насоси типу 4К-90/20 з наступними характеристиками кожного:

Подача: 88м³/год;

Повний напір: 220кПа;

Частота обертання: 48,3 об/с;

Марка електродвигуна: АО2-51-2;

Потужність електродвигуна: 6,3 кВт;

Маса: 68 кг.

Насос подачі води на **охолодження мастила сорочки компресорів**:

Сумарний гідравлічний опір $\Sigma\Delta P := 100\text{кПа}$;

Напір насосу:

$$H := \Sigma\Delta P$$

$$H = 100\text{кПа}$$

$$V_{\text{вод}} + V_{\text{в.км}}$$

Подача насосу:

$$V_{\text{в.км}} = 19.416 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 7.7 [1] підбираємо два консольних насоси типу 4К-20/306 з наступними характеристиками кожного (один резервний):

Подача: 22,4м³/год;

Повний напір: 250кПа;

Частота обертання: 48,3 об/с;

Марка електродвигуна: АО2-51-2;

Потужність електродвигуна: 2,5 кВт;

Маса: 25 кг.

Насос подачі води **на градирню**:

Сумарний гідравлічний опір $\Sigma\Delta P := 100\text{кПа}$;

Напір насосу:

$$H := \Sigma\Delta P$$

$$H = 100\text{кПа}$$

Подача насосу:

$$V_{\text{гр}} := V_{\text{вод}} + V_{\text{в.км}}$$

$$V_{\text{гр}} = 192.285 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 7.7 [1] підбираємо два консольних насоси типу 8К-12 з наступними характеристиками кожного (один резервний):

Подача: 220м³/год;

Повний напір: 330кПа;

Частота обертання: 22,4 об/с;

Марка електродвигуна: АО2-51-2;

Потужність електродвигуна: 30 кВт;

Маса: 335 кг.

Насос подачі **льодяної води на виробництво**:

Сумарний гідравлічний опір $\Sigma\Delta P := 200\text{кПа}$;

Напір насосу:

$$H := \Sigma\Delta P$$

$$H = 200\text{кПа}$$

Подача насосу:

$$V_{\text{гр}} := V_{\text{вод}} + V_{\text{в.км}}$$

$$V_{\text{р}} = 8.15 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

По таблиці 7.7 [1] підбираємо два консольних насоси типу 1,5К-8/196 з наступними характеристиками кожного (один резервний):

Подача: 13,0м³/год;

Повний напір: 203кПа;

Частота обертання: 48 об/с;

Марка електродвигуна: АО2-51-2;

Потужність електродвигуна: 4 кВт;

Маса: 31 кг.

3. Електрообладнання та електропостачання

3.1. Загальні положення

Схеми електропостачання комбінатів та підприємств переробної галузі з холодильною установкою (ХУ) централізованого типу мають не менше двох незалежних ліній електроживлення: увід №1 робочий, від районної трансформаторної підстанції (ТП РЕМ) з $U_{ном} = 10,5 (38,5)$ кВ; увід №2 від трансформаторної підстанції (ТП) сусіднього підприємства з $U_{ном} = 10,5$ кВ.

На підприємстві розподіл електроенергії за проектними рішеннями передбачено по кабельним лініям. Лінії живлення підприємств переробної галузі, які знаходяться на значній відстані від ТП РЕМ, виконуються, найчастіше, повітряного типу. Енергія приймається на підприємстві через ТП зв'язку з енергосистемою. При наявності декількох цехових ТП, що характерно для комбінатів, електроенергія приймається і розподіляється між цеховими ТП з допомогою центрального розподільного пункту (ЦРП). На трансформаторах встановлюють захисти: відсічення диференціальне, струмове, максимальнострумове, від замикань на землю.

На ХУ з заданою холодопродуктивністю встановлені з відповідною потужністю $P_{ном}$ компресорні агрегати і інше допоміжне електрообладнання ХУ (електродвигуни приводу насосів, вентиляторів та ін.), яке розраховується на цілодобову роботу. Робота електроприводу допоміжного обладнання ХУ після пуску основного технологічного устаткування характеризується довготривалим малозмінним (в межах 10% $P_{ном}$) режимом: режимом **SI** (за ДОСТ -183).

Розподіл електричної енергії на фабриці виконується на наступних рівнях напруги: 10,0 кВ - для живлення ТП всіх виробничих підрозділів заводу та окремих потужних електродвигунів від 160кВт і більше; 380/220 В - для споживання електроенергії основним цеховим електрообладнанням, враховуючи електроосвітлення (робоче і аварійне); 36 (12) В – в мережі живлення місцевих трансформаторів для ремонтних робіт.

Основними електроприймачами ХУ є асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором і система електричного освітлення. По ступені

надійності електропостачання електроприймачів ХУ з небезпечними холодоагентами їх відносять, частково, до 1-ої і, в основному, до 2-ої категорії.

Надійність живлення електроприймачів 1-ої і 2-ої категорії забезпечують проведенням наступних заходів:

1 – вибором відповідної структури схеми електропостачання: власні потреби ХУ живлять на стороні високої напруги від незалежних джерел живлення не менш чим двома трансформаторами, які підключають до індивідуальних шаф і до різних секцій розподільного пристрою РПр – 10кВ (при наявності двосекційного пристрою);

2 - на стороні низької напруги джерела живлення резервують, передбачаючи “потайний резерв” шляхом комутаційної перемички між двома секціями РПр ТП; перемичка має для комутації з двох сторін два роз’єднувачі і між ними один автомат (або тільки один межсекційний роз’єднувач);

3 - потужність кожного трансформатора ТП вибирають із розрахунку забезпечення одночасного живлення як власних електроприймачів, так і електроприймачів аварійновідключеного джерела; у цьому випадку ушкоджений трансформатор відключають власним перемикачем від його секції РПр на стороні низької напруги і через міжсекційну перемичку її підключають відповідним перемикачем до другої секції працюючого трансформатора.

З метою підвищення надійності і на перспективу розвитку мережі підприємства на кожній секції розподільного пристрою ТП для групи електроприймачів, а також для окремих приймачів передбачають резервні ланки з відповідними апаратами. Аналогічно, в цехових шафах силових розподільних пунктів (РП) передбачають резервні електроапарати.

Структуру схеми електропостачання підприємства з ХУ визначають за такими умовами :

1. Виділяють найбільш потужні електроприймачі 1 – ої категорії:

- насоси компресорних агрегатів ХУ, пожежні насоси, аварійну вентиляцію та інш., схема електричних з’єднань яких здійснюється за радіальною схемою живлення з урахуванням номінальної напруги та потужності.

2. Формують групи приймачів, що одержують електричну енергію від шаф розподільних пунктів (РП) за ознаками:

- технологічного призначення: машзалу компресорних агрегатів, приміщень для насосів конденсатора, насосів циркуляції холодоагенту; холодильні камери для охолодження продукції; допоміжні приміщення з шафами КВПіА та ін.;

- номінальної напруги та потужності.

3. Потужні електроприводи і РП окремих технологічних ділянок з'єднують силовими кабелями з РПр ТП – 0,4кВ, з допомогою якого здійснюється прийом електричної енергії від трансформаторів і її розподіл до електроприймачів.

Необхідна продуктивність ХУ централізованого типу забезпечується відповідною кількістю компресорних агрегатів (гвинтових агрегатів фірми “GRASSO”) з відповідним електрообладнанням для роботи насосів, вентиляторів та іншого допоміжного обладнання холодильних камер, як окремої технологічної ділянки.

Електропостачання здійснюється за I категорією — два вводи та секційний автомат між секціями розподільного пристрою (РПр) двотрансформаторної підстанції ХУ, режим роботи - безперервний.

Схема електричних з'єднань у межах “шафи цехових РП-РПр ТП” може здійснюватися за наступними схемами: радіальній, магістральній або змішаній.

Викладені основні положення в проектуванні схеми електропостачання для окремої технологічної ділянки, як елемента системи, знайшли відповідне відображення і наведені на графічному листі – “Схема електропостачання ХУ однолінійна”.

РПр ТП розміщують у приміщенні цехової трансформаторної підстанції. Щити РПр на стороні низької напруги – панелі відповідного типу, складаються з панелей вводу електричної енергії від трансформатора (увідної) і панелей лінійних, від яких відходять лінії живлення шаф РП для технологічних ділянок ХУ. Панелі укомплектовані відповідним комутаційними, захистними електроапаратами та вимірювальними приладами. Силкові шафи РП з електроапаратами призначені для розподілу електричної енергії і захисту електроустановок при перевантаженнях і

к.з., для нечастих оперативних комутацій електричної схеми і пуску асинхронних двигунів.

Вибір типу увідної або лінійної панелі РПр ТП і шафи цехових РП проводять, відповідно, до числа електроприймачів, що приєднуються до данної ланки пристрою (пункту), у відповідності встановлених і необхідної кількості електричних апаратів керування та захисту.

Для захисту трансформаторів ТП, ліній і електроустаткування застосовують автоматичні повітряні вимикачі (автомати), які узгоджують з комплектом шафи РП або ланки РПр ХУ. Рубильники, які входять в комплект цих пристроїв, використовують як роз'єднувачі, показавши розрахунком їх придатність до такого функціонального призначення. Для дистанційного керування електродвигунами зазвичай застосовують магнітні пускачі (МП), що встановлюють на пультах керування або за місцем розташування електродвигуна.

Розподілення електроенергії у відділеннях цеху з ХУ. РП варто розміщати в місцях, що відповідають:

1 - центру електричних навантажень струмоприймачів – найбільш вагомий економічний показник (або в місцях, близьких до нього за місцевими умовами – біля колон, стін і т.д.);

2 - мінімальній довжині магістралей і живильних ліній (варто уникати живлення електроприймачів у зворотньому напрямку по відношенню до основного потоку електроенергії в кабельних каналах); 3 - умовам безпеки і не заважають виробничій роботі; 4 - зручному обслуговуванню, не захащають проходи і проїзди.

3.1.1. Низьковольтна мережа

Основне цехове споживання електричної енергії здійснюють при напрузі 380/220В. Основними електроприймачами ХУ є асинхронні двигуни з короткозамкнутим ротором і система електричного освітлення. При об'єднанні приймачів у групи варто враховувати однотипність, рід навантаження, потужність споживання.

Для підвищення коефіцієнта активної потужності до нормованого значення 0,92 встановлюються на кожній секції РПр ТП батареї статичних конденсаторів КУ1, КУ2.

Розподілення електроенергії між приймачами передбачено на напругу 380/220В від шаф РПр - 0,4кВ трансформаторної підстанції через РП.

Освітлення приміщень виробничого характеру (ХУ забезпечує ОУ з газорозрядними лампами типу ДРЛ (машинна зала) та з лампами розжарювання (аварійне освітлення). Для приміщень РПр машзали, лабораторій, а також перед фасадом шаф КВПіА, передбачене освітлення газорозрядними лампами низького тиску (люмінесцентними).

Відповідно вимогам ПУЕ передбачаються наступні види освітлення: робоче, аварійне і місцеве (мірне скло контролю рівня аміаку, манометри аміачних насосів і ін.). Крім того, запроектована мережа зниженої напруги 12В при проведенні ремонтних робіт, а також вентиляційні установки. Живлення мереж робочого і аварійного освітлення для надійної їх роботи здійснюється від різних секцій трансформаторної підстанції. Мережі місцевого освітлення і ремонтного живляться відповідно від мереж аварійного і робочого освітлення через стаціонарні знижувальні трансформатори 220/12 В.

3.1.2. Високовольтна мережа

Приймання електроенергії на заводі від джерел живлення і її розподіл між цеховими трансформаторними підстанціями виконує розподільний пристрій (РПр) із відповідним числом ланок. РПр встановлюється в місці, що відповідає найменшій відстані від центру електричних навантажень або поруч з цехом, який має найпотужніше електроустаткування. РПр виконується, згідно сучасних вимог до проектних рішень, як конструктивно комплектний набір шаф відповідного заводу - виробника. Електролінія зв'язку підприємства з РЕМ (від шаф РПр ТП до шаф районної ТП; загальноприйнятий термін - "лінія зв'язку з системою") підключається до своїх шаф комплектного розподільного пристрою КРПр -- 10 кВ силовими кабелями, відповідно, через роз'єднувач і масляний вимикач (або високовольтний запобіжник). Наявністю ліній та відповідних комутаційних апаратів, які показані на лист: "Схема електропостачання ХУ однолінійна",

забезпечується як автономний, так і паралельний режим роботи джерел живлення заводу.

Трансформаторна підстанція цеху з ХУ, як і інші ТП підприємства, і потужні високовольтні двигуни підключені силовими кабелями, відповідно, до своїх шаф КРІр – 10кВ. На високій стороні цехової трансформаторної підстанції встановлений масляні вимикачі (або високовольтні запобіжники), роз'єднувачі і вимірювальні трансформатори струму.

Вибір високовольтного електрообладнання в лінії живлення трансформаторної підстанції може бути проведеним тільки на основі порівняння паспортних параметрів апаратів та результатів розрахунку струмів короткого замкнення.

3.2. Розрахунок номінальної потужності електричних двигунів приводу компресорів, вентиляторів, насосів.

Номінальна потужність електричних двигунів приводу вентиляторів:

$$P_{\text{ном}} = \frac{1,1 \cdot Q_{\text{н}} \cdot H_{\text{н}} \cdot 10^{-2}}{3670 \cdot \eta}, \text{ кВт},$$

де $Q_{\text{н}}$ - продуктивність вентилятора, м³/год; $H_{\text{н}}$ - напір вентилятора; $H_{\text{н}}=285$ мм.вд.ст. (числовий еквівалент вентиляційних труб); η - ККД вентилятора, $\eta = 0,7$.

Залежно від потужності вибираємо електродвигуни до приводу компресорів, вентиляторів, насосів . Умова вибору: $P > P_{\text{дв}}$. Результати розрахунків та відомі паспортні дані зводимо до табл.3.1 та табл.3.2.

3.3. Розрахунок та вибір низьковольтного обладнання

3.3.1. Вибір магнітних пускатів

Магнітні пускачі вибирають і застосовують для дистанційної управління електричними приймачами різної потужності. Їх використовують на пультах управління або безпосередньо біля двигунів.

Для захисту електричних двигунів від режимів перевантаження в магнітних пускачах встановлено теплове реле захисту.

Магнітні пускачі вибираються з умов:

1. $I_{мп} > I_{н.дв.}$
2. $U_{мп} = U_{н.дв.}$
3. $I_{спр.т.р.} > 1,1I_{м}$

де $I_{мп}$ і $I_{н}$ - номінальний струм машин,

$I_{спр.т.р.}$ - струм спрацьовування теплового реле.

Результати вибору зводимо в табл.3.3

Таблица 3.1. Потужності електродвигунів приводу вентиляторів

№ пор.	Назва вентилятора	К-ть	$Q_{н},$ м ³ /год	$H_{н},$ мм.вд.ст	$\eta_{дв}$	$P_{дв},$ кВт
1	Робочий вентилятор притоку	2	1080	285	0,7	1,3
2	Робочий вентилятор відбір	2	1680	285	0,7	2
3	Аварійний вентилятор відбір	2	4320	285	0,7	5,3

Таблица 3.2. Електротехнічні характеристики електричних двигунів обладнання

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	$P_{н},$ кВт	$n,$ об/хв	η	$\cos \phi$
1	Компресорний агрегат низького ступеня 1-го агрегату Grasso	2	55	2945	91	0,92
2	Компресорний агрегат високого ступеня 1-го агрегату Grasso	2	75	2960	91	0,89
3	Компресорний агрегат Grasso MC-H	1	132	2960	91	0,89
4	Насос 4К-90/20	3	6,3	2910	81	0,89
5	Насос 4К-20/30б (2 шт)	2	2,5	2862	65	0,8
6	Насос 8К-12 (2 шт)	2	30	1450	84,5	0,8
7	Насос 1,5К-8/19б (2 шт)	2	4	2880	55	0,8
8	Насос аміачний (4 шт)	4	2,8	2915	84,5	0,87
9	Фрізер ОФШ-2М	1	30	2915	90	0,9
10	Фрізер ОФШ-1М (2 шт)	2	15	1500	88,5	0,89
11	Мішалка панельного випарника	1	1,7	1500	88,5	0,89
12	Насос ТУМ – 1200 (9 шт)	9	0,6	1500	88,5	0,89
13	Мішалка ТУМ – 1200 (9 шт)	9	0,6	1500	88,5	0,89
14	Вентилятор градирні	1	9	500	70	0,91
15	Повітроохолодник Я10-АВ-2-75	1	0,4	1000	70	0,89
16	Повітроохолодник Х100 (11 шт)	11	0,75	1440	70	0,89
17	Робочий вентилятор притоку	2	1,3	1440	70	0,91
18	Робочий вентилятор відбір	2	2	1440	70	0,91
19	Аварійний вентилятор відбір	1	5,3	1440	70	0,91

Таблиця 3.3. Технічні характеристики магнітних пускачів та контакторів

№ пор.	I _н , А	1,1I _н , А	Магнітний пускач		Теплове реле	
			Тип	I _н , А	Тип	I _н , А
1	95	105	КТП6023	160	ТРТП-155	360
2	134	148	КТП6023	160	ТРТП-155	360
3	236	260	КТП6043	400	ТРТП-155	360
4	13	15	ПМА	40	ТРТП-121	20
5	7	8	ПМА	10	ТРТП-121	9
6	65	72	ПМА	100	ТРТП-139	90
7	14	16	ПМА	40	ТРТП-121	20
8	6	6,6	ПМА	10	ТРТП-121	9
9	54	60	ПМА	63	ТРТП-137	63
10	28	31	ПМА	40	ТРТП-121	35
11	4	4,4	ПМА	4	ТРТП-121	5
12	2	2,2	ПМА	4	ТРТП-121	5
13	2	2,2	ПМА	4	ТРТП-121	5
14	21	23,1	ПМА	40	ТРТП-121	25
15	1	1,1	ПМА	3	ТРТП-121	4
16	2	2,2	ПМА	3	ТРТП-121	4
17	3	3,3	ПМА	4	ТРТП-121	5
18	5	5,5	ПМА	10	ТРТП-121	11,5
19	13	14,3	ПМА	40	ТРТП-121	20

3.3.2. Розрахунок та вибір автоматичних повітряних вимикачів

Автоматичні повітряні вимикачі (автомати) застосовують і для захисту мереж електричних приймачів від пошкоджень, які вимикають під впливом струму, що перевищує допустимі значення, в тому числі струмів КЗ.

Вони виробляються з електромагнітними і комбінованими роз'єднувачами. Вибір автоматів виконується згідно умов:

$$1. I_{н.а.} > I_{л}; 2. U_{н.а.} > U_{л}; 3.$$

$$\sum I_{с.р.} > 1,25 \cdot I_{пуск} - \text{доля ланцюгів з одним двигуном};$$

$$4. I_{т.р.} > \beta \cdot I_{н},$$

де I_{н.а.} і U_{н.а.} - номінальний струм і напруга автоматів,

I_{л.} і U_{л.} - струм і напруга лінії,

I_{с.р.} - струм спрацювання роз'єднувача,

I_{пуск} - пусковий струм двигуна;

I_{т.р.} - струм спрацювання теплового роз'єднувача.

Результати виборів автоматичних повітряних вимикачів зводимо в табл.3.4.

Таблиця 3.4. Технічні характеристики автоматичних вимикачів

№ пор.	Назва	I _н , А	I _{пуск} , А	1,25I _{пуск} , А	Автомати		
					I _н , А	I _{т.р.} , А	I _{с.р.} , А
1	A3144	95	618	733	600	400	2800
2	A3144	134	871	1089	600	400	2800
3	A3144	236	1534	1918	600	400	2800
4	A3114	13	85	107	100	25	125
5	АП50-3МТ	7	46	58	50	6,1-10	75
6	A3144	65	423	529	600	400	2800
7	АП50-3МТ	4	28	35	50	6,1-10	50
8	АП50-3МТ	6	39	49	50	6,1-10	90
9	A3114	54	351	439	100	80	450
10	A3114	28	182	228	100	60	250
11	АП50-3МТ	4	26	33	50	6,1-10	40
12	АП50-3МТ	2	13	17	50	2,5-4	20
13	АП50-3МТ	2	13	17	50	2,5-4	20
14	A3114	21	137	172	100	60	200
15	АП50-3МТ	1	7	9	50	1,6-2,5	10
16	АП50-3МТ	2	13	17	50	2,5-4	20
17	АП50-3МТ	3	20	25	50	2,5-4	27
18	АП50-3МТ	5	33	42	50	6,1-10	45
19	A3114	13	85	107	100	60	125

3.3.3. Розрахунок та вибір шаф розподільного пункту

Розрахунок навантаження на шини шафи розподільного пункту №1.

Значення середньої потужності за максимально навантаженою зміну :

$$P_{см} = K_{в} \cdot P_{н},$$

де $K_{в}$ — коефіцієнт використання,

$P_{н}$ — номінальна потужність.

Значення середньої реактивної потужності за максимально навантаженою зміну:

$$Q_{см} = P_{см} \cdot \operatorname{tg}\varphi.$$

Результати розрахунків зводимо до табл. 3.1.

Таблиця 3.5. Характеристики електричних приймачів РП-1.

№ п/п	Приймач	P _н , кВт	P _{см} , кВт	Q _{см} , кВар	K _в	cosφ	tgφ
1	Насос аміачний (-40°C)	2,8	1,96	1,12	0,7	0,87	0,57
2	Насос аміачний (-36°C)	2,8	1,96	1,12	0,7	0,87	0,57
	Сума	11,2	8	4,47			

Визначаємо значення розрахункової потужності: $m = \frac{P_{н\max}}{P_{н\min}} = 1,96/1,96=1$

$K_u \approx 0,696$ - ефективна кількість приймачів $n=8$.

Коефіцієнт максимуму: $K_M = f(n_c ; K_u) = 1,03$

Розрахункове значення потужностей:

1) активної: $P_p = K_M \cdot \sum P_{cm} = 1,03(2 \cdot 1,96 + 2 \cdot 1,96) = 8,034$ кВт

2) реактивної: $Q_p = 1,1 \cdot \sum Q_{cm} = 1,1 \cdot (2 \cdot 1,12 + 2 \cdot 1,12) = 4,92$ квар

3) повної: $S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = 9,42$ кВА

Коефіцієнт потужності РП: $\cos \varphi = \frac{P_p}{S_p} = 0,853$

Значення розрахункового і короткочасного струму: $I_{рп} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} = 13,6$ А.

Максимальне значення пускового струму одного із споживачів $I_{п.маx} = 56,9$ А.

Значення короткочасного максимального струму

$$I_{маx} = I_{р.п} + I_{п.маx} = 13,6 + 56,9 = 70,495 \text{ А.}$$

Приймаємо шину ШРА – 73, розраховану на: $I_H = 250$ А,

Для обладнання вибираємо стандартну шафу типу ПР9131 (виконання 128)

Розрахунок навантаження на шинах шафи розподільного пункту №2.

Таблиця 3.6. Характеристики електричних приймачів РП-2.

№ п/п	Приймач	P_H , кВт	P_{cm} , кВт	Q_{cm} , квар	K_B	$\cos \varphi$	$\operatorname{tg} \varphi$
1	Насос 4К-90/20	6,3	4,41	2,25	0,7	0,89	0,51
2	Насос 4К-20/30б (2 шт)	2,5	1,75	1,31	0,7	0,80	0,75
3	Насос 8К-12 (2 шт)	30	21	15,75	0,7	0,8	0,75
4	Вентилятор градирні	9	6,3	2,87	0,7	0,91	0,46
	Сума	92,9	65	43,7			

Визначаємо значення розрахункової потужності: $m = \frac{P_{H \max}}{P_{H \min}} = 30/2,5 = 12$

$m > 3$, $K_u \geq 0,2$ ($K_u \approx 0,7$, ефективна кількість приймачів $n=74$)

Розрахункове значення потужностей:

2) активної: $P_p = K_M \cdot \sum P_{cm} = 66,95$ кВт

2) реактивної: $Q_p = 1,1 \cdot \sum Q_{cm} = 48,07$ квар

$$3) \text{ повної: } S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = 82,42 \text{ кВА}$$

$$\text{Коефіцієнт потужності РП: } \cos\varphi = \frac{P_p}{S_p} = 0,812$$

$$\text{Значення розрахункового і короткочасного струму: } I_{p\pi} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} = 118,96 \text{ А.}$$

Максимальне значення пускового струму одного із споживачів $I_{п.маx}=423 \text{ А.}$

Значення короткочасного максимального струму

$$I_{маx}=I_{p,\pi} + I_{п.маx}=118,96+423=542 \text{ А.}$$

Приймаємо шину ШРА –74, розраховану на: $I_H=630 \text{ А,}$

Вибираємо стандартну шафу типу ПР9131 (виконання 314). Встановлюємо в шафу вибране обладнання.

Розрахунок навантаження на шинах шафи розподільного пункту №3.

Таблиця 3.7. Характеристики електричних приймачів РП-3.

№ п/п	Приймач	P_H , кВт	P_{cm} , кВт	Q_{cm} , кВар	K_b	$\cos\varphi$	$\text{tg}\varphi$
1	Робочий вентилятор притоку	1,3	0,91	0,42	0,7	0,91	0,46
2	Робочий вентилятор відбір	2	1,4	0,64	0,7	0,91	0,46
3	Аварійний вентилятор відбір	5,3	3,71	1,71	0,7	0,91	0,46
	Сума	11,9	8,3	3,8			

$$\text{Визначаємо значення розрахункової потужності: } m = \frac{P_{H \max}}{P_{H \min}} = 5,3/1,3=4,08$$

$$m > 3, K_u \geq 0,2 (K_u \approx 0,697, \text{ ефективна кількість приймачів } n=18)$$

Розрахункове значення потужностей:

$$3) \text{ активної: } P_p = K_m \cdot \sum P_{cm} = 8,55 \text{ кВт}$$

$$2) \text{ реактивної: } Q_p = 1,1 \cdot \sum Q_{cm} = 4,18 \text{ квар}$$

$$3) \text{ повної: } S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = 9,52 \text{ кВА}$$

$$\text{Коефіцієнт потужності РП: } \cos\varphi = \frac{P_p}{S_p} = 0,898$$

Значення розрахункового і короткочасного струму: $I_{рп} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} = 13,74 \text{ А.}$

Максимальне значення пускового струму одного із споживачів $I_{п.маx}=13 \text{ А.}$

Значення короткочасного максимального струму

$$I_{маx}=I_{р.п}+ I_{п.маx}=13,74+13=26,74 \text{ А.}$$

Приймаємо шину ШРА –73, розраховану на: $I_H=250 \text{ А,}$

Вибираємо стандартну шафу типу ПР9131 (виконання 314). Встановлюємо в шафу вибране обладнання.

Розрахунок навантаження на шинах шафи розподільного пункту №4.

Таблиця 3.7. Характеристики електричних приймачів РП-4.

№ п/п	Приймач	P_H , кВт	$P_{см}$, кВт	$Q_{см}$, кВар	K_b	$\cos\varphi$	$\operatorname{tg}\varphi$
1	Насос 1,5К-8/196 (2 шт)	4	2,8	2,77	0,7	0,55	0,99
2	Фрізер ОФШ-2М	30	21	9,45	0,7	0,9	0,45
3	Фрізер ОФШ-1М (2 шт)	15	10,5	5,04	0,7	0,885	0,48
4	Мішалка панельного випарника	1,7	1,19	0,57	0,7	0,885	0,48
5	Насос ТУМ – 1200 (9 шт)	0,6	0,42	0,2	0,7	0,885	0,48
6	Насос ТУМ – 1200 (9 шт)	0,6	0,42	0,2	0,7	0,885	0,48
	Сума	85,9	56,4	29,3			

Визначаємо значення розрахункової потужності: $m = \frac{P_{H \max}}{P_{H \min}} = 30/0,6=50$

$m>3$, $K_u \geq 0,2$ ($K_u \approx 0,657$, ефективна кількість приймачів $n=286$)

Розрахункове значення потужностей:

4) активної: $P_p = K_M \cdot \sum P_{см} = 58,1 \text{ кВт}$

2) реактивної: $Q_p = 1,1 \cdot \sum Q_{см} = 32,23 \text{ квар}$

3) повної: $S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = 66,43 \text{ кВА}$

Коефіцієнт потужності РП: $\cos\varphi = \frac{P_p}{S_p} = 0,874$

Значення розрахункового і короткочасного струму: $I_{рп} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} = 95,89 \text{ А}$.

Максимальне значення пускового струму одного із споживачів $I_{п.маx}=351 \text{ А}$.

Значення короткочасного максимального струму

$$I_{маx}=I_{р.п}+ I_{п.маx}=95,89+351=446,9 \text{ А}.$$

Приймаємо шину ШРА –74, розраховану на: $I_H=600 \text{ А}$,

Вибираємо стандартну шафу типу ПР9131 (виконання 314). Встановлюємо в шафу вибране обладнання.

Розрахунок навантаження на шинах шафи розподільного пункту №5.

Таблиця 3.7. Характеристики електричних приймачів РП-5.

№ п/п	Приймач	P_H , кВт	$P_{см}$, кВт	$Q_{см}$, кВар	K_b	$\cos\varphi$	$\operatorname{tg}\varphi$
1	Повітроохолодник Я10-АВ-2-75	0,4	0,28	2,77	0,7	0,7	1,02
2	Повітроохолодник Х100 (11 шт)	0,75	0,53	9,45	0,7	0,7	1,02
	Сума	8,7	6,1	6,2			

Визначаємо значення розрахункової потужності: $m = \frac{P_{H \max}}{P_{H \min}} = 0,75/0,4=1,875$

$m>3$, $K_u \geq 0,2$ ($K_u \approx 0,7$, ефективна кількість приймачів $n=43,5$)

Розрахункове значення потужностей:

5) активної: $P_p = K_M \cdot \sum P_{см} = 6,28 \text{ кВт}$

2) реактивної: $Q_p = 1,1 \cdot \sum Q_{см} = 6,82 \text{ квар}$

3) повної: $S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = 9,27 \text{ кВА}$

Коефіцієнт потужності РП: $\cos\varphi = \frac{P_p}{S_p} = 0,678$

Значення розрахункового і короткочасного струму: $I_{рп} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} = 13,38 \text{ А}$.

Максимальне значення пускового струму одного із споживачів $I_{п.маx}=13 \text{ А}$.

Значення короткочасного максимального струму

$$I_{маx}=I_{р.п}+ I_{п.маx}=13,38+13=26,38 \text{ А}.$$

Приймаємо шину ШРА –73, розраховану на: $I_H=250 \text{ А}$,

Вибираємо стандартну шафу типу ПР9131 (виконання 314). Встановлюємо в шафу вибране обладнання.

3.4. Розрахунок та вибір РПТТ

В якості РпТТ панелі серії ПАР з'єднаний кабелем з лінійною панеллю типу ПАР11-525412, $I_H=1600A$, $U=380 V$.

Розрахунок електричних навантажень на шинах РпТТ машинного відділення використовується для подальшого вибору трансформатора. Електроприймачі, приєднані до РпТТ занесено у таблицю 3.8.

Таблиця 3.8. Характеристики приймачів приєднаних до РпТТ

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	P_H , кВт	K_u	$P_{зм}$, кВт	$\cos\varphi$	$\operatorname{tg}\varphi$	$Q_{зм}$, квар
1	РП 1	1	11,2	0,70	7,8	0,85	0,61	4,8
2	РП 2	1	92,9	0,70	65,0	0,81	0,72	46,8
3	РП 3	1	11,9	0,70	8,3	0,90	0,49	4,1
4	РП 4	1	85,9	0,70	50,6	0,87	0,56	28,3
5	РП 5	1	8,7	0,70	50,7	0,68	1,08	54,7
7	Освітлення		3,0	0,95	2,9	0,70	1,02	2,9
8	Освітлення аварійне		0,5	0,20	0,1	1,00	0,00	0,0
9	Компресорний агрегат Gea Grasso SP-1 MC-M	1	132	0,90	118,8	0,89	0,51	60,6
10	Компресорний агрегат Gea Grasso SP-1 LT-R	2	55,0	0,70	38,5	0,92	0,43	16,6
11	Компресорний агрегат Gea Grasso SP-1 SH-E	2	75,0	0,70	52,5	0,89	0,51	26,8
	Сума	10	661,1		415,3			288,9

Визначаємо значення розрахункової потужності: $m = \frac{P_{Hmax}}{P_{Hmin}} = 132/3=44$

$m > 3$, $K_u \geq 0,2$ ($K_u \approx 0,63$, ефективна кількість приймачів $n=440$)

Розрахункове значення потужностей:

б) активної: $P_p = K_M \cdot \sum P_{cm} = 428 \text{ кВт}$

2) реактивної: $Q_p = 1,1 \cdot \sum Q_{cm} = 318 \text{ квар}$

3) повної: $S_p = \sqrt{P_p^2 + Q_p^2} = 533 \text{ кВА}$

Значення розрахункового і короткочасного струму на стороні низької та

високої напруги: $I_{pH} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U} = 809,6 \text{ А}$; $I_{pB} = \frac{S_p}{\sqrt{3} \cdot U_B} = 30,8 \text{ А}$.

3.5. Вибір кількості та розрахунок потужності трансформаторів для трансформаторної підстанції

Для надійного і безперервного забезпечення приймачів I та II категорії вибрано двотрансформаторну підстанцію. При виході з ладу одного трансформатора трансформатору - той, що залишився забезпечить (з урахуванням допустимих навантажень) живлення включається в роботу другий трансформатор, що знаходиться у резерві. Така схема забезпечує надійне живлення всіх споживачів. Потужність силових трансформаторів вибрана з умов:

а) економічного, доцільного режиму роботи;

б) необхідного забезпечення резервування живлення споживачів з урахуванням допустимих перевантажень трансформаторів: $K_T = 1,15 < 1,4$.

Номинальна потужність трансформаторів вибрана за розрахунками максимумом навантаження S_p . Згідно ПУЕ номинальна потужність трансформатора вибрана не більше, ніж 0,75 від прогнозованого максимуму навантаження, тобто $K_1=0.75$. Величина допустимого перевантаження $K_2(t)=1,1$.

де $t = 12$ год/добу., кВт

Умови вибору: $S_n \geq S_p / (\beta_u(t) * K_1)$

де S_p - розрахункова потужність трансформатора, $\beta_u(t) = K_2$.

$S_p = 532,9$ кВА

$S_n \geq 532 / (1,1 * 0,75) = 646$ кВА

До встановлення приймаємо 2 трансформатори типу ТМ-1000/10 врахувавши перспективу розширення виробництва.

Параметри встановлених трансформаторів зводимо в табл. 3.9:

Таблиця 3.9. Технічні параметри для трансформатора.

Тип трансформатора	$U_k, \%$	Втрати, кВт		Повна маса ,т	Габарити ,мм		
		P_x	P_k		Н	L	В
ТМ 1000 /10	5,5	2,45	12,2	5,0	3000	2700	1750

3.6. Розподілення електроенергії

Проводи і кабелі повинні задовольнити умовам, мати ізоляцію, яка відповідає умовам напруги, умовам прокладки ліній. Приймаємо прокладку кабелю у трубах у землі, а проводи - у трубах. Приймаємо марку кабелю ААВГ. По величині розрахункового струму лінії визначаємо переріз кабелю. Обраний переріз необхідно перевірити на відповідність прийнятим вимогам до установки апаратам захисту. Для автоматичного вимикача:

$$I_{\text{доп}} > 0,22I_3,$$

де $I_{\text{доп}}$ - тривало допустимі навантаження, I_3 - струм спрацювання захисту. Переріз кабелів перевіряємо на втрату напруги за формулою:

$$\Delta U = \frac{105rP_n L}{U_n^2 S},$$

де r - питомий опір кабелю, Ом/мм² (для алюмінію 0,03), S - переріз кабелю, мм²; L - довжина кабелю, м; U_n , P_n – номінальна напруга та потужність підключеного споживача. Втрати напруги не повинні перевищувати 5% від номінальної.

Результати розрахунку параметрів та вибору кабелю зводимо до табл.3.10.

Таблиця 3.10. Характеристика вибраних кабелів

№ п/п	Найменування обладнання	Довжина, м	Ін, А	Тип кабелю	S, мм ²	К-ть і переріз	ΔU, %
1	Компресорний агрегат низького ступеня 1-го агрегату Grasso	48	95	АВВГ	35,0	4*35	1,65
2	Компресорний агрегат високого ступеня 1-го агрегату Grasso	42	134	АВВГ	35,0	4*35	1,96
3	Компресорний агрегат Grasso МС-Н	54	236	АВВГ	70,0	4*70	2,22
4	Насос 4К-90/20	6	13	АВВГ	2,5	4*2,5	0,33
5	Насос 4К-20/30б (2 шт)	6	7	АВВГ	2,5	4*2,5	0,13
6	Насос 8К-12 (2 шт)	6	65	АВВГ	10	4*10	0,57
7	Насос 1,5К-8/19б (2 шт)	4	14	АВВГ	2,5	4*2,5	0,14
8	Насос аміачний (4 шт)	12	6	АВВГ	2,5	4*2,5	0,29
9	Фрізер ОФШ-2М	12	54	АВВГ	10	4*10	0,63
10	Фрізер ОФШ-1М (2 шт)	12	28	АВВГ	6	4*6	0,57
11	Мішалка панельного випарника	6	4	АВВГ	2,5	4*2,5	0,09
12	Насос ТУМ – 1200 (9 шт)	24	2	АВВГ	2,5	4*2,5	0,13
13	Мішалка ТУМ – 1200 (9 шт)	24	2	АВВГ	2,5	4*2,5	0,13
14	Вентилятор градирні	6	21	АВВГ	2,5	4*2,5	0,47
15	Повітроохолодник Я10-АВ-2-75	24	1	АВВГ	2,5	4*2,5	0,08
16	Повітроохолодник Х100 (11 шт)	24	2	АВВГ	2,5	4*2,5	0,16
17	Освітлення	48	9	ПВС	2,5	3*2,5	1,09
18	Робочий вентилятор притоку	12	3	АВВГ	2,5	4*2,5	0,14
19	Робочий вентилятор відбір	18	5	АВВГ	2,5	4*2,5	0,31
20	Аварійний вентилятор відбір	18	13	АВВГ	2,5	4*2,5	0,83
21	РП1	36	14	АВВГ	6,0	4*6	1,47
22	РП2	66	119	АВВГ	70,0	4*70	1,91
23	РП3	24	14	АВВГ	10,0	4*10	0,62
24	РП4	30	96	АВВГ	35,0	4*35	1,61
25	РП5	24	13	АВВГ	10,0	4*10	0,46

4. Охорона праці

Вступ

Фабрика морозива продуктивністю 15 тон за зміну проектується з застосування сучасного холодильного обладнання, що має високий рівень автоматизації. Це дозволяє зменшити рівень впливу шкідливих та небезпечних факторів на людину, підвищити ступінь безпеки його експлуатації й обслуговування та покращити умови праці виробничого персоналу.

При проектуванні враховано вимоги нормативного документа галузі [19].

Законодавство з охорони праці в Україні

Усі розділи проекту розроблені з урахуванням сучасної законодавчої бази. Основними законами та підзаконними актами, які регулюють правові відносини у сфері охорони праці в умовах виробництва і загалом в суспільстві, є:

- 1) Конституція України;
- 2) Кодекс законів про працю (КЗпП);
- 3) Закони: “Про охорону праці” (прийнято 14 жовтня 1992 року, нова редакція діє з 21 листопада 2002 року), “Про охорону здоров’я”, “Про пожежну безпеку”, “Про використання ядерної енергії та радіаційний захист”, “Про забезпечення санітарного та епідемічного благополуччя населення”.

Ці закони доповнюють державні міжгалузеві та галузеві нормативні акти про охорону праці – це стандарти, правила, норми, положення, статuti, інструкції та інші документи, яким надано чинність правових норм, обов’язкових для виконання усіма установами і працівниками України, а саме: “Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок”, ДНАОП, ДСТУ, СН, СНиП тощо.

Коло питань щодо охорони праці розглядається в Цивільному, Кримінальному та Адміністративному кодексах України, в указах Верховної Ради, постановах Кабміну, постановах Президента. Правове поле в Україні ґрунтується на засадах, відповідно до яких нікого не можна примусити робити те, що не передбачено в законі.

Фінансування заходів з охорони праці

Для забезпечення належного стану охорони праці проектом передбачається фінансування заходів з техніки безпеки та охорони праці на фабриці морозива за рахунок коштів підприємства у розмірі 0,5% від суми реалізованої продукції, оскільки підприємство планується зводити за рахунок приватних інвесторів. Форма власності підприємства – приватна.

Інструктажі з техніки безпеки

За типовими правилами внутрішнього трудового розпорядку при прийомі на роботу робітників або переведенні їх на іншу роботу роботодавець зобов'язаний ознайомити їх з порядком виконання виробничих процесів та технологічним обладнанням або машинами, з правилами трудової і технологічної дисципліни; проінструктувати з техніки безпеки, виробничої санітарії і протипожежної охорони. Із цією метою на підприємствах проводяться різні види інструктажів. За характером та часом проведення інструктажі з питань охорони праці поділяються на вступний, первинний, повторний, позаплановий та цільовий.

На фабриці морозива, що проектується, передбачається проводити усі види інструктажів: вступний, первинний, повторний, запланований та цільовий.

Умови праці

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

- шк – параметри мікроклімату;
- шк – наявність у повітрі парів аміаку;
- шк – недостатній рівень освітленості;
- шк – шум і вібрація;
- неб – наявність компресорів; посудин, що працюють під тиском;
- неб – електро-, пожежо- та вибухонебезпека.

Схема компресорного відділення із відмітками про наявність шкідливих та небезпечних факторів наведена на рис.4.1.

Нормативно-технічна документація на робочому місці

В компресорному цеху його працівниками ведеться добовий журнал роботи холодильної установки. А в машинному відділенні та пункті управління на видному місці затверджені головним інженером інструкції із:

- Будови й експлуатації аміачних холодильних установок;
- Обслуговування машин, апаратів (посудин), охолодних пристроїв;
- Обслуговування контрольно-вимірювальних приладів і пристроїв автоматики;
- Пожежної безпеки;
- Охорони праці (надання долікарської допомоги при отруєнні аміаком і враженні електрострумом, дії персоналу по ліквідації прориву аміаку і при виникненні аварійної ситуації тощо);

Приведені вище інструкції доведені до кожного машиніста компресорного цеху (під розписку у журналі проведення інструктажу).

Також у пункті управління холодною установкою знаходяться:

- Річні і місячні графіки проведення планово –попереджувального ремонту;
- Схеми аміачних, масляних і водяних трубопроводів із пронумерованою зопірно–регулювальною арматурою і приладами автоматики;
- Показники розташування засобів індивідуального захисту (протигази, захисні костюми);
- Номери телефонів швидкої допомоги, пожежної команди, диспетчера електромережі, штабу цивільної оборони, міліції, начальника компресорного цеха, старших зміни (домашні телефони);
- Номера телефонів і адреса організації, що обслуговує автоматику холодною установкою.

Санітарні вимоги до виробничих приміщень та розташування обладнання

Приміщення машинного відділення розташоване в окремій будівлі у відповідності до вимог [20,21].

Огороджуючі конструкції машинного відділення (площа 216 м², висота до перекриття 6 м) мають легкоскідні елементи (вікна, двері та ін.) 0,046 м² на 1 м³ об'єму будівлі (норма не менше 0,03). Вікна – однорядні із звичайного скла. Над та під машинним відділенням не має побутових та допоміжних приміщень. З машинного відділення є один вихід на зовні та один в побутові та допоміжні приміщення. Двері відчиняються у бік виходу. Виходи з приміщення облаштовуємо таким чином, щоб шлях евакуації у випадку аварійної евакуації не перевищував 20 м.

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

Для обслуговування обладнання чи арматури на рівні вище 1,8 м від підлоги встановлено один технологічний майданчик по всій довжині машинного відділення з огорожею та драбинами з обох кінців. Технологічний майданчик та драбини мають поручні, висотою 1,1 м відстань між стійками поручнів не перевищує 2 м.

З метою безпеки експлуатації холодильної установки конденсатори та лінійні ресивери розміщені зовні, поблизу машинного відділення.

В компресорному цеху розміщено: п'ять гвинтових компресорних агрегати марки Grasso.

Ширина основного проходу складає 2,5 м, прохід між виступаючими частинами компресорів – 1,5 м. Прохід між стіною і компресором становить –

1,5 м. Циркуляційні і дренажний ресивери встановлені в апаратному відділенні біля стіни без проходу.

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

Мікроклімат виробничого середовища та чистота повітря

Параметри повітря в машинному відділенні та ПУ повинні відповідати вимогам ДСН 3.3.6.042-99 “Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень”.

	Компресорне відділення	ПУ
У теплий період року		
Температура	18...20 °С	22...24°С
Відносна вологість	не вище $\leq 75\%$	не вище $\leq 75\%$
Швидкість руху повітря	не більше 0,4 м/с	не більше 0,1 м/с
У холодний період року		
	16...18 °С	20...21°С
	не вище $\leq 75\%$	не вище $\leq 75\%$
	не більше 0,3 м/с	не більше 0,1 м/с

Параметри мікроклімату підтримуються в машинному і апаратному відділенні за рахунок системи опалення, компресорів, трубопроводів, а також за допомогою загально обмінної механічної вентиляції. Повітря яке викидається в атмосферу не очищується. Система постійнодіючої припливно-витяжної вентиляції машинного та апаратного відділення забезпечує наступну кратність повітрообміну за годину:

- Приплив – за розрахунком, але не менше 2;
- Витяжка – за розрахунком, але не менше 3.

Система опалення, опалювальні прилади, теплоносій та його граничні показники температури прийняті згідно до вимог СНиП 2.04.05–91 “Отопление, вентиляция и кондиционирование”.

Для контролю за концентрацією аміаку, та виявлення місць витoku аміаку використовується газоаналізатори УГ-2 та лакмусовий папір. Контроль здійснюється 3 рази на зміну.

Проведемо **розрахунок обсягу повітря на вентиляцію** машинного відділення.

Визначення кількості вентиляційного повітря при розбавленні свіжим повітрям шкідливих газів, парів та пилу проводимо для таких вихідних даних:

$G=30$ грам/год - інтенсивність виділення парів аміаку в машинному відділенні;

$C_1 = 0,02$ мг/м³ - концентрація парів аміаку у припливному повітрі,(природній вміст аміаку в повітрі);

$C_2 = 20$ мг/м³ - концентрація парів аміаку у повітрі машинного відділення, (не більше ГДК в повітрі робочої зони);

$V=1296$ м³ – об’єм машинного відділення.

Необхідна кількість вентиляційного повітря:

$$L = \frac{1000G}{c_2 - c_1} = \frac{1000 \cdot 30}{20 - 2} = 1502 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Визначаємо кратність припливного повітря, що подається в машинне відділення:

$$n = \frac{L}{V} = \frac{1502}{1296} = 1,16.$$

Приймаємо кратність припливного повітря рівною 2.

Шум і вібрація

У галузі гігієнічного нормування перші норми щодо обмеження шуму були затверджені в 1956 році. Чинні норми шуму на робочих місцях регламентовані такими документами, як ДСН 3.3.6.037-99 “Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку”.

Допустимий рівень шуму в машинному відділенні та на робочому місці в ПУ не перевищує встановлених норм [21] ДСН 3.3.6.037-99 “Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку”.: в машинному відділенні – 78 ...80 дБ, на ПУ – 50 ...55 дБ.

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

Для зниження шуму в ПУ застосовуються будівельні конструкції із звукоізоляцією стін.

Рівень вібрації на робочих місцях не перевищує гранично допустимої величини, передбаченої ДСН 3.3.6.039-99 “Державні санітарні норми виробничої, загальної та локальної вібрації”. – 85...88 дБ, на ПУ – 75...77 дБ.

Зменшення загальної вібрації від роботи компресорів досягається за рахунок:

- не жорсткого кріплення до конструкцій будівлі трубопроводів, які приєднуються до холодильної машини;
- встановлення компресорів на спеціальних фундаментальних плитах, відокремлених від несучих конструкцій будівлі.

Розрахунок вібрації електродвигуна приводу компресора

Електродвигун одноступеневого компресора SCYORCH тип KN7155FSO16.

Швидкість обертання:

$$N=2945 \text{ об/хв}; f=2970/60=49,08 \text{ Гц.}$$

Амплітуда віброзміщення: $A=0,05 \text{ мм}$,

Віброшвидкість: $v=2 \cdot \pi \cdot f \cdot A=2 \cdot 3,14 \cdot 49,08 \cdot 0,005=1,542 \text{ мм/с}$.

Логарифмічний рівень віброшвидкості;

$$L_v=20 \cdot \lg \cdot (v/v_0)=20 \cdot \lg \cdot (1,542 \cdot 10^{-3}/5 \cdot 10^{-8})=89,782 \text{ дБ.}$$

Рівень вібрації приводу компресорів у компресорному відділенні не перевищує нормативне значення 92 дБ при середньгеометричній частоті окремих смуг 24Гц (ГОСТ 12.10.01-90.ССБТ. Вибрационная безопасность.Общин требования).

$v_0=5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с}$ – порогове значення віброшвидкості.

Виробниче освітлення

Рівень освітленості в приміщенні машинного відділення та ПУ відповідає вимогам ДБН В.2.5.-28-206 “Природне і штучне освітлення”.

У машинному відділенні й ПУ присутнє як природне, так і штучне освітлення. Природне освітлення здійснюється через односторонні бічні прорізи. Коефіцієнт природного освітлення у машинному відділенні становить 20% , у ПУ – 20%.

Штучне освітлення здійснюється лампами розжарювання. Загальний рівень робочого освітлення у машинному відділенні становить 30 лк , у ПУ – 75 лк, крім того біля щита управління передбачається місцеве освітлення (лампа розжарювання, рівень комбінованого освітлення 500 лк). Рівень аварійного освітлення не менше 5 лк.

Проведемо розрахунок кількості світильників для забезпечення необхідного рівня освітлення у машинному відділенні.

Штучне освітлення нормуєть залежно від характеру зорової роботи, яскравості фону, контрасту об'єкту та фону, типу джерела світла і системи освітлення.

Метою даного розрахунку є визначення потрібної кількості ламп.

Вихідними даними для розрахунку є:

$L = 18$ м - довжина машинного відділення, м;

$B = 12$ м - ширина машинного відділення, м;

$H = 6$ м- висота машинного відділення до балок перекриття, м

$E = 100$ лк - нормована мінімальна освітленість, лк;

$P = 80$ Вт - прийнята потужність люмінесцентних світильників (ПВЛМ);

$K_3 = 1,3$ - коефіцієнт запаса освітлення;

$Z=1,15$ - коефіцієнт нерівномірності освітлення;

$\Phi = 3980$ лк - світловий потік світильника (ПВЛМ);

$n = 2$ - кількість ламп в одному світильнику;

$\eta = 0.85$ - коефіцієнт використання ламп.

Площа машинного відділення – 216м².

Знаходимо необхідну кількість ламп:

$$n = \frac{E_{к3} S_n Z}{\Phi n \eta} = \frac{100 \cdot 1,3 \cdot 216 \cdot 1,15}{3980 \cdot 2 \cdot 0,85} = 5,4.$$

Приймаємо 6 світильників. Розміщуємо їх рівномірно по машинному відділенню в 2 ряди (через 6 м) і по 3 шт в ряду (через 6 м).

Електробезпека

Компресорне відділення відноситься до приміщень з підвищеною небезпекою (ДНАОП 0.00–1.32.–01. Правила будови електроустановок. Електрообладнання спеціальних установок).

Електроустановки, що експлуатуються, відповідають вимогам ДНАОП 0.00–1.32–01, ДНАОП 0.00.–1.21–98 “Правила безпечної експлуатації електроустановок споживачів,” а також діючим стандартам безпеки праці та іншим нормативним документам.

У приміщенні компресорного цеху електроустаткування має ступінь захисту оболонок –IP–44 (ДНАОП 00.0 –1.32 –01).

Заходи з безпечної експлуатації електрообладнання регламентує документ ДБН 8.2.5-27-2006 “Захисні заходи електробезпеки в електроустановках будинків та споруд”.

Безпечна експлуатація електрообладнання досягається такими заходами та засобами:

- недоступність струмоведучих частин досягається за допомогою огорож, закритих щитів, розташуванням на недоступній висоті;
- надійною ізоляцією струмоведучих частин, опір якої повинен становити не менше 0,5 МОм;
- електрообладнання у виробничому приміщенні та щит управління в ПУ мають захисне заземлення із ізольованою нейтралі типу IT. Опір заземлюючого пристрою не перевищує 4 Ом;
- в якості допоміжного заходу захисту повинне застосовуватися захисне відключення.

Фабрика і машинне відділення має пристрій захисту від блискавки – блискавковідвід по 2 категорії у відповідності з вимогами РД 34.21.122–87. ”Инструкция по защите от молнии зданий и сооружений”.

Пожежна безпека

У відповідності із СНиП 2.11.02–87. ”Холодильники машинне відділення відноситься до вибухо- та пожежонебезпечної категорії Б, згідно з ОНТП24–86. ”Определение категорий и зданий по взрывопожарной и пожарной опасности”, а ПУ – до пожежонебезпечної категорії Д.

В процесі експлуатації холодильної установки робітники дотримуються вимог ”Типові правила пожежної безпеки для промислових підприємств”, ГОСТ12.1.004–85.ССБТ. ”Пожарная безопасность. Общие требования”, ДНАОП 0.01–1.01–95. ”Правила пожежної безпеки в Україні”.

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

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

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

Система запобігання пожежі і вибуху передбачає:

- наявність в огороджуючих конструкціях будівлі машинного відділення, легко скидних елементів (вікна, двері);
- контроль нижнього і верхнього рівнів концентрації аміаку в приміщенні компресорного відділення, наявність аварійної витяжної вентиляції, табла над входом у машинне відділення, світлозвукової сигналізації;
- надійне приєднання провідників від обладнання до заземлюючого контуру без іскріння;
- наявність захисту від атмосферної електрики;

- застосування аварійного та витяжного вентиляторів машинного відділення у іскро-, а їх електродвигунів – у вибухозахищеному виконанні; припливного вентилятора – у звичайному, а його електродвигуна – в закритому виконанні;
- наявність протипожежних інструкцій, атестацій обслуговуючого персоналу;
- роботу на електрообладнанні без перевантажень;
- дотримання правил пожежної безпеки при виконанні вогняних робіт;
- заборону куріння на робочих місцях.

Система пожежного захисту включає:

- наявність у приміщенні машинного відділення двох евакуаційних виходів, причому двері повинні відчинятися у бік виходу;
- застосування в машинному відділенні будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнестійкості (СНиП 2.11.02.–87, СНиП 2.01.02–85.”Протипожарные нормы”);
- наявність системи оповіщення про пожежу;
- наявність аварійного відключення обладнання;
- забезпечення первинними засобами пожежегасіння: пожежним щитом; двома лопатами, сокирами, ломами, металевим багром;
- азбестовим полотном, ящиком з піском;
- повітряно-пінні вогнегасники ОВП-5-1 шт.; порошкові вогнегасники ОП-5С-1 шт.

ПУ виконаний з будівельних матеріалів не нижче II ступеня вогнестійкості та оснащений порошковим вогнегасником ВП-4.

Техніка безпеки

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

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 автоматиці .

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.

Інструктаж по охороні праці обов'язковий для всіх, хто поступив на роботу і працюючих, не залежно від їх стажу і кваліфікації.

Інструктаж проводить начальник цеху. Періодичну перевірку знань персоналом інструкцій по обслуговуванню холодильної установки, техніці безпеки, по експлуатації обладнання і практичним діям по наданню до лікарської допомоги проводять не рідше одного разу в 12 місяців комісією, яка складається із спеціалістів по холодильній техніці, електротехніці, приборах автоматики і техніці безпеки.

Перевірку знань по техніці 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“.

Персонал, що постійно працює в приміщеннях холодильника, проходить усі види інструктажу і курсове навчання по техніці безпеки, пов'язаної із застосуванням на виробництві аміачної системи безпосереднього охолодження.

Контрольно-запобіжні пристрої

В розділі автоматизація детально наведено опис системи захисту компресорів від небезпечних та аварійних режимів роботи на перераховано контрольно-запобіжні пристрої, що використовуються для цього.

Дренажний, циркуляційні, лінійні ресивери оснащені манометрами типу МПЗА–У та пристроями безпеки: запобіжними клапанами типу E29139, захисними реле рівня ПРУ-5. Захисне автоматичне реле рівня контролює і сигналізує досягнення максимального та мінімальний рівня аміаку в ресивері.

Випуск парів аміаку в атмосферу від запобіжних клапанів здійснюється за допомогою труби, виведеної на 1 м вище конька даху найбільш високої будівлі підприємства в радіусі 50 м.

У приміщенні машинного відділення встановлено два незалежно діючих сигналізатори аварійної концентрації аміаку нижнього рівня ДОЗОР-4-АМІАК-Т-500-1500 і два незалежно діючих сигналізатори аварійної концентрації аміаку верхнього рівня ДОЗОР-4-АМІАК-Т-500-1500. При досягненні концентрації 500 мг/м^3 (0,07%) сигналізатори аварійної концентрації аміаку нижнього рівня дають попереджувальний сигнал у приміщення чергового персоналу. Якщо концентрація аміаку досягає 1500 мг/м^3 (0,21%) сигналізатори аварійної концентрації аміаку верхнього рівня вимикають електроспоживання всієї холодильної установки та одночасно вмикають аварійну вентиляцію. Аварійна вентиляція має кратність обміну повітря за годину не менше 8.

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

Протигази зберігаються в машинному відділенні в спеціальному застеленому шкафу біля виходу. Крім цього ззовні машинного та апаратного

відділення, поруч з вхідними дверима, в шафу знаходяться запасні протигази типу КД.

Для індивідуального захисту обслуговуючого персоналу від дії аміаку використовується захисний спецодяг, спецвзуття та протигази типу КД. У випадку аварійних робіт у загазованому приміщенні передбачено 5 захисних костюмів Л-1.

Для надання долі карської допомоги в машинному відділенні є в наявності аптечка; в якій міститься:

- 1 –2% розчин лимонної кислоти;
- 2 –4% розчин борної кислоти;
- % розчин новокаїну, етиловий спирт, сода, бинти, вата, марлеві салфетки, мазь Вишневського, йод;
- % розчин молочної кислоти.

5. Розрахунок економічних показників аналізованих схем ХУ

Вступ

Мета економічного розрахунку полягає у визначенні вартості холодильної установки фабрики морозива продуктивністю 30 тон на дробу у м.Остріг, витрат на електроенергію, воду та матеріали, витрат з оплати праці виробничого персоналу, визначення амортизаційних відрахувань. Завершується розрахунок визначення основних показників економічної ефективності від реалізації проекту.

При будівництві та введенні в експлуатацію холодильної установки виконуються наступні етапи робіт:

- дослідницькі, геологічно-розвідувальні роботи;
- проектні роботи;
- нульовий цикл будівництва;
- будівництво комунікацій;
- надземний цикл будівництва;
- оздоблювально-ізоляційні роботи;
- закупівля і монтаж обладнання;
- укомплектування штату виробничого персоналу компресорного цеху;
- інше.

5.1. Вихідні дані

Вихідними даними слугують паспортні дані підбраного обладнання та розрахункові витрати електроенергії та води визначені у розділі 3 даного проекту. Проектні показники споживання електроенергії та води холодильним обладнанням компресорного цеху (наведено в табл.5.1), вартість закупованого обладнання та витратних матеріалів (табл. 5.3), а також вартість споживаної електроенергії та води. Також вихідними даними є розмір заробітної плати та чисельність виробничого персоналу (табл.5.4).

Вартість 1 кВт*год електроенергії прийнято $C_{ел} := 0.7 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кВт_год}}$.

Вартість 1 м³ води прийнято: $C_{вод} := 3.34 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$

Вартість 1 кг аміаку прийнято: $C_{ам} := 2.40 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$

Вартість 1 кг мастила прийнято: $C_{м} := 25 \cdot \frac{\text{грн}}{\text{кг}}$

Таблиця 5.1. Проектні річні витрати електроенергії та води

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Рн, кВт	Разом, кВт	Рік, кВт год
1	Компресорний агрегат Gea Grasso SP-1 LT	2	55	110	415 800
2	Компресорний агрегат Gea Grasso SP-1 SH	2	75	150	567 000
3	Компресорний агрегат Gea Grasso SP-1 MC	1	132	132	498 960
4	Насоси 4К-20/30б	2	2,5	5	10 500
5	Насоси 4К-90/20	3	6,3	18,9	39 690
6	Насоси 8К-12	2	30	60	126 000
7	Насоси 1,5К-8/19б	2	4	8	16 800
8	Витяжний вентилятор КМ-цеху (робочий)	2	2	4	8 400
9	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	5,3	5,3	11 130
10	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	1,3	2,6	5 460
11	Насос аміачний	4	2,8	11,2	39 200
12	Випарник панельний ИП180	1	1,7	1,7	3 570
13	Вентилятор градирні	1	9	9	18 900
14	Фрізер ОФШ-2М	1	30	30	105 000
15	Фрізер ОФШ-1М	2	15	30	105 000
16	ГУМ (насос+мішалка)	9	1,2	10,8	37 800
17	Повітроохолодник Я10-АВ-2-75	1	0,4	0,4	840
18	Повітроохолодник Х100	11	0,75	8,25	17 325
19	Пожежна сигналізація	1	0,2	0,2	1 226
20	Освітлення	1	3	3	15 330
	Річна витрати електроенергії				2 043 931

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	V _{вод} , м ³ /год	Всього за рік, м ³
1	Підживлення градирні водою	1	4,8	20 814,50
	Річне споживання води			20 814,50

5.2. Розрахунок капітальних витрат

Визначаємо капітальні витрати на реалізацію проекту:

$$K := V_{п.р} + V_{буд} + V_{обл} + V_{т.з} + V_{т.у} + V_{н.р} + V_{м} + V_{ін}$$

де $V_{п.р}$ - витрати на проектні роботи (4-5% загальної кошторисної вартості об'єкта;

$V_{\text{буд}}$ - витрати на будівельні роботи;

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

$V_{\text{т.з}}$ - транспортно-заготівельні витрати (транспортні 4-5%, заготівельні 1-1,25% від вартості обладнання);

$V_{\text{т.у}}$ - вартість тари і упаковки;

$V_{\text{н.р}}$ - витрати на навантажувально-розвантажувальні роботи;

$V_{\text{м}}$ - витрати на монтажні роботи (8-10% від вартості обладнання);

$V_{\text{ін}}$ - інші витрати (0,5-2% від загальних витрат).

Розрахунок витрат на будівництво компресорного цеху холодильних камер, службових та допоміжних приміщень (табл. 5.2.) проводимо скориставшись цінником на промислове панельне будівництво виданий "Центром моніторингу та експертизи цін" за серпень 2017 року. Згідно розрахунків проведених у розділі 3 проекту, площа холодильних камер з машинним та допоміжними приміщеннями становить 3350 м²

Таблиця 5.2. Вартість будівництва будівлі холодильника

№ п/п	Назва робіт	Вартість грн/м ²	Загальна вартість, тис.грн
1	Нульовий цикл	500	1675,0
2	Наземний цикл	1400	4690,0
3	Оздоблювальні та ізоляційні роботи	180	603,0
4	Комунікації	350	1172,5
8	Загальна вартість		8140,5

Розрахунок витрат на придбання та монтаж обладнання наведено в табл. 5.3.

Витрати на придбання обладнання:

$$\Sigma V_{\text{обл}} = 4648.81 \text{ тис_грн}$$

Визначаємо витрати на проектні роботи прийнявши їх у розмірі 5% від кошторисної об'єкта:

$$V_{\text{п.р}} := 0.05(V_{\text{буд}} + \Sigma V_{\text{обл}}) = 0.05 \cdot (8140.5 + 4648.81) = 639.47 \text{ тис_грн}$$

Розраховуємо інші витрати в розмірі 1,5% від загальних витрат:

$$V_{ін} := 0.015(V_{б\text{уд}} + \Sigma V_{обл} + V_{п.р}) = 0.015 \cdot (8140.5 + 4648.81 + 639.47) = 201.43 \text{ тис_грн}$$

Таблиця 5.3. Витрати на придбання обладнання

№ п/п	Найменування обладнання	К-ть	Витрати на одиницю обладнання, тис. грн.					Загальні витрати, тис. грн.
			Придбання обладнання	Монтажні роботи	Тара і упаковка	Транспортно- заготівельні	Вантажні	
1	Гвитовий агрегат Grasso MC-H	1	755,0	75,50	7,55	45,30	37,75	921,10
2	Гвитовий агрегат Grasso LT-R	1	1025,0	102,50	10,25	61,50	51,25	1250,50
3	Гвитовий агрегат Grasso SH-E	1	590,0	59,00	5,90	35,40	29,50	719,80
4	Насоси 4К-20/30б	1	7,3	0,73	0,07	0,44	0,37	8,91
5	Насоси 4К-90/20	7	8,9	0,89	0,09	0,53	0,45	76,01
6	Насоси 8К-12	2	12,4	1,24	0,12	0,74	0,62	30,26
7	Насоси 1,5К-8/19б	4	4,3	0,43	0,04	0,26	0,22	20,98
8	Панельний випарник ИП-180	1	83,0	8,30	0,83	4,98	4,15	101,26
9	Насос аміачний 1,25ХГ-6-2,8	4	1,8	0,18	0,02	0,11	0,09	8,78
10	Ресивер лінійний 0,75РВ	3	4,2	0,42	0,04	0,25	0,21	15,37
11	Ресивер дренажний 1,5РДВ	1	8,4	0,84	0,08	0,50	0,42	10,25
12	Ресивер циркуляційний 1,5РДВ	2	8,4	0,84	0,08	0,50	0,42	20,50
13	Конденсатор 100КВ	3	37,5	3,75	0,38	2,25	1,88	137,25
14	Мастиловіддільники	2	7,1	0,71	0,07	0,43	0,36	17,32
15	Мастилозбірник	1	2,8	0,28	0,03	0,17	0,14	3,42
16	Проміжна посудина	1	9,3	0,93	0,09	0,56	0,47	11,35
17	Градирня	1	47,0	4,70	0,47	2,82	2,35	57,34
18	Фрізери ОФШ-2М	1	75,0	7,50	0,75	4,50	3,75	91,50
19	Фрізери ОФШ-1М	2	52,0	5,20	0,52	3,12	2,60	126,88
20	Витяжний вентилятор КМ-цеху	2	2,3	0,23	0,02	0,14	0,12	5,61
21	Витяжний вентилятор КМ-цеху (аварійний)	1	2,3	0,23	0,02	0,14	0,12	2,81
22	Приточний вентилятор КМ-цеху	2	2,3	0,23	0,02	0,14	0,12	5,61
23	ГУМ	12	23,0	2,30	0,23	1,38	1,15	336,72
24	Повітроохолодник Я10-АВ-2-75	1	4,3	0,43	0,04	0,26	0,22	5,25
25	Повітроохолодник Х100	11	5,3	0,53	0,05	0,32	0,27	71,13
26	Запірно-запобіжна арматура		414,0	41,40	4,14	24,84	20,70	505,08
27	Аміак	3000	0,024	0,002	0,000	0,001	0,001	87,84
	Разом			319,3	31,9	191,6	159,6	4648,81

Загальна сума капітальних затрат становитиме:

$$K := V_{п.р} + V_{б\text{уд}} + \Sigma V_{обл} + V_{ін}$$

$$K = 8140.5 + 4648.81 + 639.47 + 201.43 = 13630.21 \text{ тис_грн}$$

Сума капітальних затрат з урахуванням ПДВ:

$$K_{п\text{ДВ}} := 1.2(V_{п.р} + V_{б\text{уд}} + \Sigma V_{обл} + V_{ін})$$

$$K_{п\text{ДВ}} = 1.2(8140.5 + 4648.81 + 639.47 + 201.43) = 16356.25 \text{ тис_грн}$$

5.3. Виробництво і використання енергії

Річне споживання електроенергії холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$W_p := \Sigma N_H \cdot K_c \cdot n$$

де ΣN_H - номінальна потужність встановленого електродвигуна, кВт (табл.7.1);

K_c - коефіцієнт попиту (для компресорів та насосів $K_c=0,7$);

n - час роботи обладнання при відповідних режимах роботи, год.

Приймається з табл.16.2[1] і становить для компресорів - 5400, насосів водяних -3000, насосів аміачних - 5000, вентиляторів - 3000.

За результатами розрахунку, зведеного до табл.8.1, річне споживання електроенергії холодильною установкою становить $W_p := 2043.93 \cdot 1000 \cdot \text{кВт_год}$

Визначаємо витрати коштів на споживання електричної енергії за проектними розрахунками:

$$V_{ел.р} := W_p \cdot C_{ел} = 2043.931 \cdot 0.7 = 1430.75 \text{ тис_грн}$$

Річне споживання води холодильною установкою можна визначити за формулою:

$$V_p := \frac{\Sigma g_{вд} \cdot Q_0 \cdot z \cdot n}{4.187}$$

де $\Sigma g_{вд}$ - питома витрата свіжої води м³ на умовну одиницю холоду: може бути прийнята з рекомендацій [1, стр.245] рівною 0,01-0,02 для вентиляторної градирні, 0,004-0,005 для випарного конденсатора;

Q_0 - холодопродуктивність компресора в робочих умовах на визначену температуру кипіння, кВт (приймається з розрахунку (розділ 3) даного проекту: для температури кипіння -10 - 357,8кВт; -36 -208,48кВт; -40 - 173,1);

z - число одночасно працюючих компресорів;

n - час роботи компресорів у рік. Приймається з табл.16.2[1] і становить 19440 кс.

За результатами розрахунку, зведеного до табл.7.1. річне споживання води холодильною установкою становить:

$$V_p := 46.946 \cdot 1000 \cdot \text{м}^3$$

Визначаємо витрати коштів на споживання води за проектними розрахунками:

$$V_{\text{вод.р}} := V_p \cdot C_{\text{вод}} = 46.946 \cdot 3.34 = 156.8 \text{ тис_грн}$$

Визначаємо витрати на поповнення системи аміаком. Норма витрати аміаку в рік становить 3,1 кг на 1 кВт встановленої потужності при безпосередньому охолодженні та 1,8 кг при охолодженні промідним теплоносієм. Встановлена потужність холодильної установки (з розділу 3) 750 кВт. Отже:

$$V_{\text{ам}} := \Sigma Q \cdot C_{\text{ам}} \cdot g_{\text{ам}} = 750 \cdot 2.4 \cdot 3.1 = 5580 \text{ грн}$$

Визначаємо витрати на мастило. Норма витрати мастила кг на годину для гвинтових компресорів становить 0,12 кг/год. При числі годин роботи компресорів 5400 годин на рік витрата на мастило становитиме:

$$V_M := C_M \cdot g_M \cdot n \cdot z = 25 \cdot 0.12 \cdot 5400 \cdot 5 = 81000 \text{ грн}$$

Загальні затрати на аміак, воду та мастило:

$$V_{\text{вм}} := V_{\text{вод.р}} + V_{\text{ам}} + V_M = 156.8 + 5.58 + 81 = 243.38 \text{ грн}$$

5.4. Розрахунок витрати на оплату праці

Фонд основної заробітної плати робітників компресорного цеху наведено в табл. 5.4.

Таблиця 5.4. Фонд заробітної плати робітників компресорного цеху

№ п/п	Професія	Розряд	Посадовий оклад	Чисельність, чол	Місячний фонд, грн.	Річний фонд, грн.
			грн.			
1	Машиніст ХУ	III	1870	2	3740	44880
2	Машиніст ХУ	IV	2100	2	4200	50400
3	Слюсар-ремонтник	-	1750	2	3500	42000
	Разом			6	0	137280

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати за формулою:

$$\PhiЗП_{\text{д.р}} := \PhiЗП_{\text{осн}} \cdot Д = 137280 \cdot 0.08 = 10982.4 \text{ грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 8%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати за формулою:

$$\PhiЗП_{\text{п.р}} := \PhiЗП_{\text{осн}} + \PhiЗП_{\text{д.р}} = 137280 + 10982.4 = 148262.4 \text{ грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$НЗП := \PhiЗП_{\text{п.р}} \cdot в = 148262.4 \cdot 0.3708 = 54975.7 \text{ грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 37.08%).

Витрати на оплату праці визначаємо за формулою:

$$\text{ВОП}_p := \text{ФЗП}_{п.р} + \text{НЗП} = 148262.4 + 54975.7 = 203238.1 \text{ грн}$$

Фонд основної заробітної плати апарату управління наведено в таблиці 5.5.

Таблиця 5.5. Фонд основної заробітної плати апарату управління

№ п/п	Професія	Посадовий оклад	Чисельність, чол	Місячний фонд, грн.	Річний фонд, грн.
		грн.			
1	Механік	2500	1	2500	30000
2	Начальник цеху	2800	1	2800	33600
	Разом		2	5300	63600

Визначаємо додатковий фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\text{ФЗП}_{д.у} := \text{ФЗП}_{осн.у} \cdot Д = 63600 \cdot 0.12 = 7632 \text{ грн}$$

де Д - прийнятий коефіцієнт доплат (приймаємо Д = 12%).

Розраховуємо повний фонд заробітної плати апарату управління за формулою:

$$\text{ФЗП}_{п.у} := \text{ФЗП}_{осн.у} + \text{ФЗП}_{д.у} = 63600 + 7632 = 71232 \text{ грн}$$

Визначаємо нарахування на заробітну плату за формулою:

$$\text{НЗПУ} := \text{ФЗП}_{п.у} \cdot в = 71232 \cdot 0.3708 = 26412.83 \text{ грн}$$

де в - коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (в = 37.08%).

Витрати на оплату праці визначаємо за формулою:

$$\text{ВОП}_у := \text{ФЗП}_{п.у} + \text{НЗПУ} = 71232 + 26412.83 = 97644.83 \text{ грн}$$

Загальні витрати на оплату праці по компресорному цеху визначаємо за формулою:

$$\text{ВОП}_{заг} := \text{ВОП}_p + \text{ВОП}_у = 203238.1 + 97644.83 = 300882.93 \text{ грн}$$

5.5. Визначення амортизаційних відрахувань

Стаття амортизаційних відрахувань розраховується як елемент собівартості. Приймаємо норми амортизаційних відрахувань:

для основного обладнання - 21,925% від вартості обладнання;
для будівель - 7,763% від вартості будівель.

Витрати на амортизацію будівель складають:

для будівлі:

$$A_{\text{хол}} := V_{\text{буд}} \cdot 7.763\% = 8140.5 \cdot 0.07763 = 631.95 \quad \text{тис_грн}$$

Витрати на амортизацію основного технологічного обладнання:
для обладнання:

$$A_{\text{обл}} := (\Sigma V_{\text{обл}} + V_{\text{п.р}} + V_{\text{ін}}) \cdot 21.925\% = (4648.81 + 639.47 + 201.43) \cdot 0.21925 = 1203.62$$

Загальна сума амортизаційних витрат: тис_грн

$$\Sigma A := A_{\text{хол}} + A_{\text{обл}} = 631.95 + 1203.62 = 1835.57 \quad \text{тис_грн}$$

5.6. Визначення інших видів витрат

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

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

$$V_{\text{i.рем}} := A_{\text{обл}} \cdot 20\% = 1203.62 \cdot 0.2 = 240.72 \quad \text{тис_грн}$$

Пускові витрати приймаємо 2% від вартості обладнання:

$$V_{\text{i.пуск}} := \Sigma V_{\text{обл}} \cdot 2\% = 4648.81 \cdot 0.02 = 92.98 \quad \text{тис_грн}$$

Інші витрати приймаємо 3% від загальної суми амортизаційних відрахувань:

$$V_{\text{i.ін}} := \Sigma A \cdot 3\% = 1835.57 \cdot 0.03 = 55.07 \quad \text{тис_грн}$$

Загальна сума інших витрат складає:

$$\Sigma V_{\text{i}} := V_{\text{i.рем}} + V_{\text{i.пуск}} + V_{\text{i.ін}} = 240.72 + 92.98 + 55.07 = 388.77 \quad \text{тис_грн}$$

5.7. Визначення основних показників економічної ефективності проекту

Результати розрахунків проведених у попередніх пунктах розділу зводимо у порівняльну таблицю собівартості енергії (таблиця 5.6).

Таблиця 5.6. Основні показники економічної ефективності

№ п/п	Статі витрат	Значення показників, тис. грн.
1	Електроенергія	1430,75
2	Вода, масло, аміак	243,38
3	Оплата праці	300,88
4	Амортизація	1835,57
5	Інші витрати	388,77
	Разом	4199,35

Собівартість вироблення штучного холоду компресорним цехом фабрики морозива становить $C_1 = 4199.35$ тис_грн. Рентабельність роботи фабрики морозива, складовою частиною якої є холодильна установка, приймаємо у розмірі 120%. Отже прибуток від реалізації, який припадає на холодильну установку становитиме:

$$\Delta C := C_1 \cdot R = 4199.35 \cdot 1.2 = 5039.22 \text{ тис_грн}$$

Чистий грошовий потік дорівнює:

$$\text{ЧГП} := \Delta C \cdot 0.75 + \Sigma A = 5039.22 \cdot 0.75 + 1835.57 = 5614.97 \text{ тис_грн}$$

Термін служби проекту (життєвий цикл):

$$T_{\text{сл}} := \frac{100}{21.925} \quad T_{\text{сл}} = 4.56$$

Теперішня вартість за весь життєвий цикл проекту:

$$T_B := \sum_{t=1}^5 \frac{\text{ЧГП}}{(1+P)^t}$$

Приймаємо дисконтну ставку $P = 0.2$ ($P = 20\%$).

Розрахунок теперішньої вартості грошового потоку проводимо в таблиці 5.7.

Таблиця 5.7. Розрахунок теперішньої вартості грошового потоку

Роки	Чистий грошовий потік, ЧГП	ЧГП з наростаючим підсумком	Коефіцієнт приведення при ставці НБУ $P=20\%$	Теперішня вартість, ТВ	ТВ з наростаючим підсумком
	тис. грн.	тис. грн.	-	тис. грн.	тис. грн.
1	5614,977	5614,977	0,833	4679,147	4679,147
2	5614,977	11229,953	0,694	3899,289	8578,437
3	5614,977	16844,930	0,579	3249,408	11827,845
4	5614,977	22459,907	0,482	2707,840	14535,684
5	5614,977	28074,884	0,402	2256,533	16792,218

Чиста теперішня вартість:

$$\text{ЧТВ} := \Sigma T_B - K_{\text{ПДВ}} = 16792.218 - 16356.25 = 435.97 \text{ тис_грн}$$

Середньорічна теперішня вартість:

$$T_{B\text{ср}} := \frac{\Sigma T_B}{t} = \frac{16792.218}{5} = 3358.44 \text{ тис_грн}$$

Дисконтний період повернення інвестицій (гарантований):

$$T_{\text{д}} := \frac{K_{\text{ПДВ}}}{T_{B\text{ср}}} = \frac{16356.25}{3358.44} = 4.87 < T_{\text{сл}} := 5$$

Індекс дохідності визначаємо за формулою:

$$Д := \frac{\Sigma TV}{K_{\text{ПДВ}}} = \frac{16792.218}{16356.25} = 1.03 > 1$$

Індекс прибутковості визначається за формулою:

$$П := \frac{\Delta C \cdot 0.75}{K_{\text{ПДВ}}} = \frac{5039.22}{16356.25} = 0.31 > 0$$

Висновок: На основі проведених розрахунків робимо висновок, що проект доцільно та економічно вигідно здійснювати.

Література

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. Л.В.Голубева и др. *Пректирование предприятий молочной отрасли с основами промстроительства: Учеб.пос./* Л.В.Голубева, Л.Э.Глаголева, В.М.Степанов, Н.А.Тихомирова.– СПб.: ГИОРД, 2006.– 288 с.: ил.
3. Масліков М.М. *Холодильна технологія харчових продуктів: Навч. посіб.* – К.: НУХТ, 2007 –245с.
4. *Справочник технолога молочного производства. Технология и рецептуры. В трех томах. Т1. Цельномолочные продукты.* – СПб: ГИОРД, 1999. – 384 с.
5. *Справочник технолога молочного производства. Технология и рецептуры. В трех томах. Т2. Масло коровье и комбинированное.* – СПб: ГИОРД, 2002. – 336с.
6. В.С. Ильясов и др. *Холодильная технология продуктов в мясной и молочной промышленности /Ильясов В.С., Полушкин В.И., Васильева Н.Л.* – М.: Легкая и пищевая пром-сть, 1983. – 216 с.
7. 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).
8. Б.П. Якшаров , И.В. Смирнова. *Справочник механика по холодильным установкам.* Агропромиздат, 1989.
9. Н.К. Ростроса, П.В. Мордвинцева. *Курсовое и дипломное проектирование предприятий молочной промышленности.* – 2-е изд., перераб. и допол. – М.: Агропромиздат, 1989. – 303 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для учащихся техникумов).

10. *И.Г. Чумак, Д.Г. Никульшина. Холодильные установки.* – Проектирование: Учеб. Пособие для вузов. – К.: Выща шк.. Головное изд-во, 1988. – 280 с., 97 ил. – Библиогр.: 44 назв.
11. *Курьлёв Е.С., Герасимов Н.А. Холодильные установки. Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Холодильные и компрессорные машины и установки».* - Л.: Машиностроение, 1980. - 622 с.
12. “Правила устройства и безопасной эксплуатации аммиачных холодильных установок”, М., 1991.
13. *Охорона праці в галузі. Методичні вказівки до вивчення дисципліни, виконання контрольної роботи та розділу дипломного проекту проекту №7195 / Укладачі Фалес В.М. Литвиненко А.М.* – К.: УДУХТ, 2009. – 58 с.
14. *Методичні вказівки до виконання економічної частини дипломного проекту для студентів спеціальностей 7.090510 “Теплоенергетика”, 7.090520 “Холодильні машини та установки”, 7.090600 “Електротехнічні системи електроспоживання” денної та заочної форм навчання / Ю.М. Ухналевський* – К.:УДУХТ, 2002. – 16 с.
15. *Примеры расчетов по курсу “Холодильная техника” / Г.Д.Аверин, А.М.Бражников и др.*– М.:Агропромиздат, 1986.– 183с.
16. *Хладоснабжение предприятий м’ясний и молочной промышленности. Справочное пособие./ Под ред.. проф.. Чумака И.Г.*– К.: Вища школа, Головное узд-во, 1979.– 192 с.
17. *Методичні рекомендації до викон. магістерської роботи для студ. спец. 142 «Енергетичне машинобудування», спеціалізація «Холодильні машини і установки» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, Я.І. Засядько, М.М.Масліков.* – К.: НУХТ, 2017.– 23с.
18. *Методичні рекомендації до викон. магістерського дипломного проекту для студ. спец. 142 «Енергетичне машинобудування», спеціалізація «Холодильні машини і установки» ден. та заоч. форм навчання [Електронний ресурс]: уклад. А.В.Форсюк, О.Ю. Пилипенко, Я.І. Засядько, М.М.Масліков.* – К.: НУХТ, 2017.– 24с.

19. Оцінка економічної ефективності інвестиційних проектів: методичні вказівки до виконання розділу курсового проекту, випускової та дипломної роботи (проекту) з використанням комп'ютерної техніки для студентів економічних та технічних спеціальностей денної та заочної форми навчання.
/ уклад.: Л.Г. Цимбалюк, О.Г. Дерев'янку. – К.: УДУХТ, 1998.– 16 с.