

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ІНІТІ ім. акад. І.С. Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

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

«__» _____ 2022р.

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

«__» _____ 2022р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
НА ЗДОБУТТЯ ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА**

зі спеціальності 142 Енергетичне машинобудування
(код та назва спеціальності)

освітньо-професійної програми Холодильні техніка та технології

на тему: Проект холодильної машини льодової арени спорткомплексу НУХТ у м. Київ

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

Калита Вадим Сергійович
(прізвище, ім'я, по батькові повністю) (підпис)

Керівник Прядко Микола Олексійович
(прізвище, ім'я та по батькові повністю) (підпис)

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

_____ (ім'я та прізвище) (підпис)

_____ (ім'я та прізвище) (підпис)

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

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

Здобувач _____
(підпис)

Київ – 2022 р.

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ ХАРЧОВИХ ТЕХНОЛОГІЙ

Інститут (факультет) ННІТІ ім. акад. І.С. Гулого

Кафедра теплоенергетики та холодильної техніки

Освітній ступінь бакалавр

Спеціальність 142 Енергетичне машинобудування

(код і назва)

Освітньо-професійна програма Холодильні техніка та технології

(назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач

кафедри TEXT

“ 31 ” березня 2022 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Калита Вадим Сергійович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Проект холодильної машини льодової арени спорткомплексу НУХТ у м. Київ

керівник роботи професор Прядко Микола Олексійович,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від “ 31 ” 03 2022 року № 167-к

2. Строк подання здобувачем роботи 03.06.2022р.

3. Вихідні дані до роботи

Холодоагент R507a

Тип продукту

Ізоляційний матеріал

4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1). Розрахунок холодильної машини.

2). Техніко економічні показники

5. Перелік графічного матеріалу

1. Принципова схема холодильної установки

2. План розміщення ковзанки

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання 31 березня 2022р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів виконання кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Отримання завдання на дипломний проект	31.03-04.04	виконано
2	Виконання холодильної частини ДП	15.04-18.05	виконано
3	Вибір обладнання холодильної(их) установок	19.05-20.05	виконано
4	Оформлення креслень та ПЗ	21.05-31.05	виконано
5	Здача готової роботи	03.06.2020р.	виконано

Здобувач _____
(підпис)

Керівник роботи _____
(підпис)

Калита В.С.
(прізвище та ініціали)

Прядко М.О.
(прізвище та ініціали)

Анотація

У дипломному проекті розраховано та спроектовано холодильну машину льодової ариени спорткомплексу НУХТ у м. Київ.

В проекті розроблено холодильну схему з регенеративним теплообмінником на основі хладону R507a, виконано підбір необхідного холодильного обладнання з метою досягнення максимальної ефективності по витраті електроенергії при роботі холодильної установки та досягненні необхідного ефекту в отриманні штучного холоду при мінімальних капітальних та експлуатаційних затратах. Наведено розрахунки теплонадходжень, діаметрів трубопроводів, розрахунку та підбору додаткового обладнання.

У дипломному проекті застосовані сучасні матеріали та сучасні комплектуючі, які вже зарекомендували себе.

Дипломний проект виконано на ПК, для розрахунків та оформлення пояснювальної записки використано “Microsoft Office 2016” та “Mathcad 15”, креслення та схеми виконано за допомогою програми “AutoCad 2019”, для зображення циклу холодильної машини використовувалась програма “CoolPack”, сервіс з надання супутникових знімків “Google Maps” та програми підбору основного і додаткового обладнання: “GPC.EU 2020”, “Danfoss Coolselector 2”, “Bitzer smarTube 2.72”, “BITZER Software 6.17”, “Wilo Select 4”, “Cairo”.

					КР000.142.008.001.2022РПЗ						
		№ докум	Підпис								
Розроб.	Калита В.С.				Проект холодильної машини льодової ариени спорткомплексу НУХТ у м. Київ	Літ.		Лист		Листів	
Перевір.	Прядко М.О.							4			
Реценз.						TEXT HHITI НУХТ					
Н. Контр.	Прядко М.О.										
Затверд.	Петренко В.П.										

Зміст

Вступ.....	6
1. Техніко-економічне обґрунтування.....	8
2. Розрахунок холодильної машини.....	15
2.1. Теплонадходження.....	15
2.2. Вибір розрахункового режиму роботи холодильної машини.....	21
2.3. Визначення діаметрів основних трубопроводів холодильної установки та гідравлічних втрат у мережах.	33
2.4. Вибір додаткового обладнання.....	40
2.5. Розрахунок техніко-економічних показників.....	57
Список використаної літератури.....	63
Специфікація обладнання.....	64

					КР000.142.008.001.2022РПЗ						
		№ докум	Підпис								
Розроб.	Калита В.С.				Проект холодильної машини льодової арили спорткомплексу НУХТ у м. Київ	Літ.		Лист		Листів	
Перевір.	Прядко М.О.							5			
Реценз.						ТЕХТ ННІТІ НУХТ					
Н. Контр.	Прядко М.О.										
Затверд.	Петренко В.П.										

Вступ

Розважальна інфраструктура сучасного світу має низку своїх переваг і недоліків. На разі є велика кількість розважальних центрів, але вони майже не мають зони активного відпочинку, котрі так необхідні мешканцям міст, через їх недостатню активність в зв'язку з використанням різних транспортних засобів: електросамокати, автобуси, маршрутні таксі, автомобілі, тощо.

Проблему можна частково вирішити встановленням: спортивних майданчиків, футбольних і баскетбольних полів, спортзалів, ковзанок та інше. Саме ковзанки (льодові арени) є найбільш актуальними у зимовий період. Це спричинено великою завантаженістю спортивних залів, в яких недостатньо якісно відбувається обмін повітря, а як наслідком великим вмістом вуглекислого газу в приміщенні – цей недолік відсутній в ковзанці – свіже та чисте повітря і як приємний бонус можна провести час не одному.

Тому проектування та будівництво ковзанки буде приносити як користь для відвідувачів так і для спорткомплексу, на території якого і буде планується зведення конструкції, а саме: відкриття сезонних секцій в спорткомплексі і дохід для нього ж, який зумовлений оплатою за катання на льодовій арені.

Великий попит на ковзанку зумовлений великою кількістю фанатів цього виду спорту та секцій які вимагають наявності льодової арени: фігурне катання на льоді, хокей, ковзанярський спорт. Котрі можуть орендувати даний об'єкт.

Під час проектування льодової арени повинні бути зважені наступні задачі:

- забезпечення високої енергоефективності за мінімальної вартості холоду;

					<i>KP000.142.008.001.2022РПЗ</i>			
		<i>. № докум</i>	<i>Підпис</i>					
<i>Розроб.</i>		<i>Калита В.С.</i>			<i>Проект холодильної машини льодової арени спорткомплексу НУХТ у м. Київ</i>	<i>Літ.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Прядко М.О.</i>					6	
<i>Реценз.</i>						<i>ТЕХТ ННІТІ НУХТ</i>		
<i>Н. Контр.</i>		<i>Прядко М.О.</i>						
<i>Затверд.</i>		<i>Петренко В.П.</i>						

- застосування сучасного технічного обладнання;
- дотримання усіх діючих норм на льодовій арені.

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Техніко-економічне обґрунтування.

Розглядаємо можливість розміщення ковзанки на території Спорткомплексу НУХТ.

Відповідно до знімку отриманого з сервісу Google Maps є чотири зони (див. рис 1.1.), за для розміщення льодової арени (ковзанки) на території.



Рис. 1. Зони спорткомплексу НУХТ

Вільних від споруд – чотири зони, а саме: територія спереду (зона №1), справа (зона №2) та позаду (зона №3) і на території поля (зона №4).

Маючи для розгляду чотири зони - використати можна лише одну тому, що на зонах: 1, 2, 3 неможливо встановити ковзанку через наявність на цих територіях люків, котрі використовуються в випадках необхідності доступу до підземних комунікацій.

					КР000.142.008.001.2022РПЗ		
		№ докум	Підпис				
Розроб.	Калита В.С.				Проект холодильної машини льодової арени спорткомплексу НУХТ у м. Київ	Літ.	Лист
Перевір.	Прядко М.О.						8
Реценз.						ТЕХТ ННІТІ НУХТ	
Н. Контр.	Прядко М.О.						
Затверд.	Петренко В.П.						

А саме будемо розглядати площадку №4 (див. рис 1.2.).



Рис. 1.2. Площадка №4

Для розміщення на футбольному полі є обмеження , оскільки по краю поля проходить тепломагістраль відповідно до діючих норм ми не можемо будувати на ній та по 3 метри від неї (див. рис 1.3.).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КР000.142.008.001.2022РПЗ

Лист

9



Рис. 3. Тепломагістраль.

Варіанту №1 (див. рис 1.4.).

					<i>КР000.142.008.001.2022РПЗ</i>	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

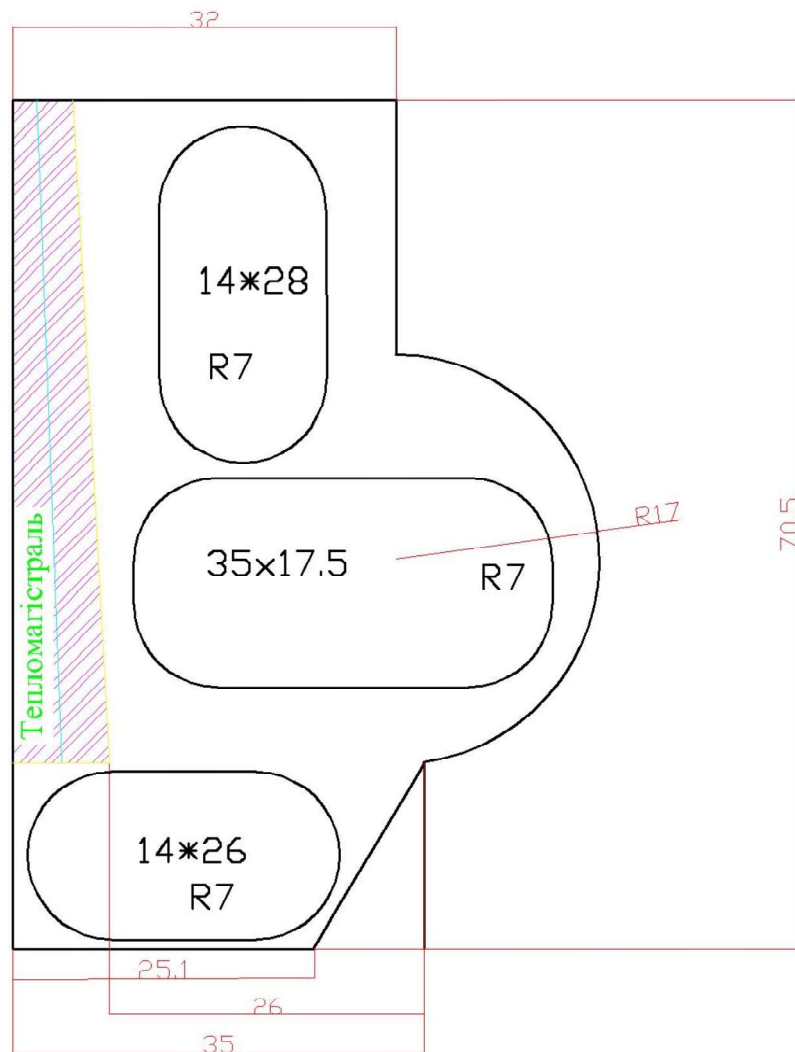


Рис. 4. Варіант №1

Присутні три ковзанки з розмірами: 14м x 28м, 14м x 26м, 17.5м x 35м з заокругленнями 7м.

Даний спосіб має декілька переваг, а саме: під час початкового заморожування льоду - необхідна найбільша потужність установки, але за даного варіанту - можливо почергове пікове навантаження і як наслідок: менша потужність установки та більш розмірено надавати тепло у систему тепlopостачання спорткомплексу НУХТ. З недоліків: малі розміри ковзанок, що призводить до малої кількості відвідувачів - згідно з витягу «Санітарних правил устрою та утримання місць занять по фізичній культурі і спорту» № 1567-76 від 30.12.1976 року затверджених Головним санітарним лікарем СРСР

діючій на теперішній час розмір льодовій поверхні катка повинен бути для масового катання та навчання на ковзанах не визначається нормативами та повинна бути не менш 15 м² на одного чоловіка. І будівництво трьох ковзанок потребує одноразових більших капіталовкладень на монтаж каркасу та трубопроводів і подальший демонтаж.

Розрахувавши площі можна визначити кількість відвідувачів, які одночасно можуть бути присутні на ковзанці.

$$S = a \cdot b - [(2r)^2 - \pi r^2] = 14 \cdot 28 - [(2 \cdot 7)^2 - 3.14 \cdot 7^2] = 349.938 \text{ м}^2 (23 \text{ відвідувачів}),$$

$$S = a \cdot b - [(2r)^2 - \pi r^2] = 14 \cdot 26 - [(2 \cdot 7)^2 - 3.14 \cdot 7^2] = 321.938 \text{ м}^2 (21 \text{ відвідувачів}),$$

$$S = a \cdot b - [(2r)^2 - \pi r^2] = 17.5 \cdot 35 - [(2 \cdot 7)^2 - 3.14 \cdot 7^2] = 570.438 \text{ м}^2 (38 \text{ відвідувачів}),$$

де а-ширина майданчика, (м); b-довжина майданчика, (м);

r-радіус заокруглення майданчика, (м).

Отже, виходить що на даній компоновці можуть бути присутні одночасно 82 відвідувачів.

Також до недоліків будівництво трьох ковзанок потребує одноразових більших капіталовкладень на будівництвота монтаж каркасута трубопроводів.

Варіанту №2 (див. рис 1.5.).

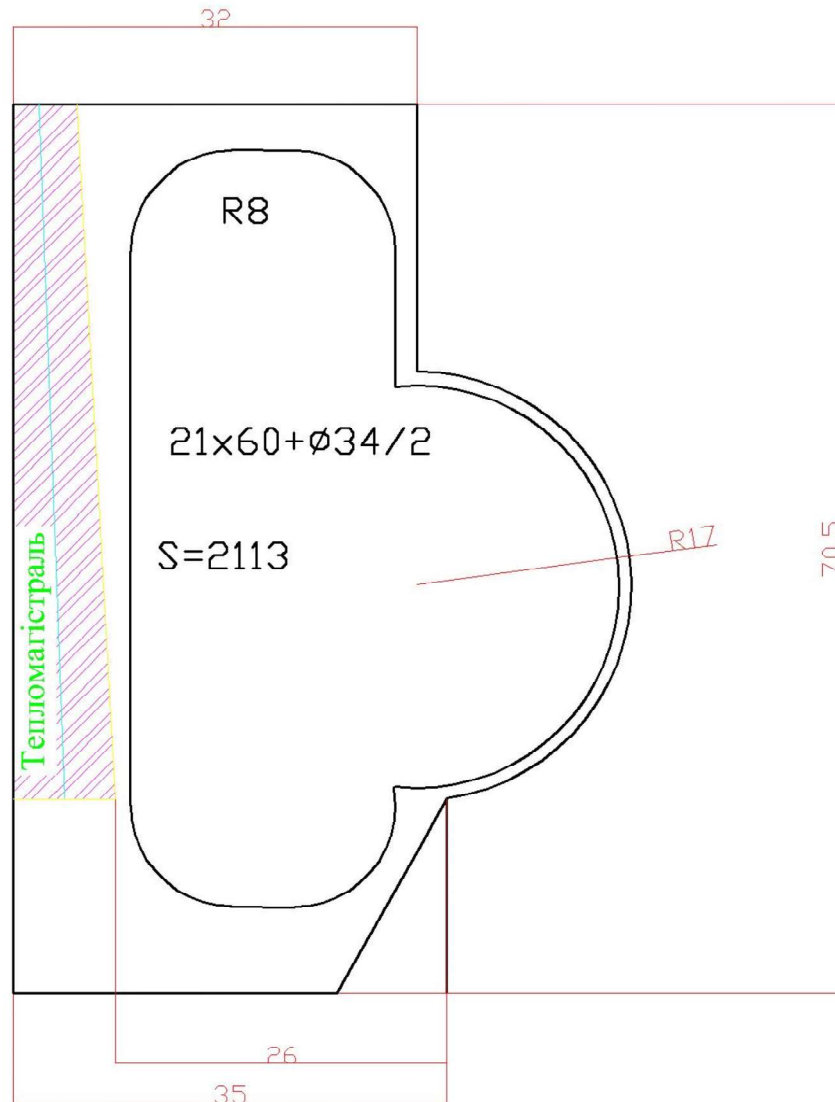


Рис. 5. Варіант №2

$$S = a \cdot b - [(2r)^2 - \pi r^2] + \frac{\pi R^2}{2} = 21 \cdot 60 - [(2 \cdot 8)^2 - 3.14 \cdot 8^2] + \frac{3.14 \times 17.5^2}{2} = 1686 \text{ м}^2 \text{ (112 відвідувачів).}$$

де R- радіус півкруга, (м).

З мінусів: при побудові ковзанки необхідно розраховувати гідравліку проходження проміжного теплоносія (етиленгліколю), але в півкрузі - довжина магістралей буде не рівною і тому гідравлічний опір і як наслідок теплообмін буде не рівномірний, а аби це обіграти - необхідно робити змінний крок труб і

встановити високо вартісне обладнання, яке регулює подачу проміжного теплоносія. Тому цей варіант не буде розглядатися.

Варіанту №3 (див. рис 1.6.).

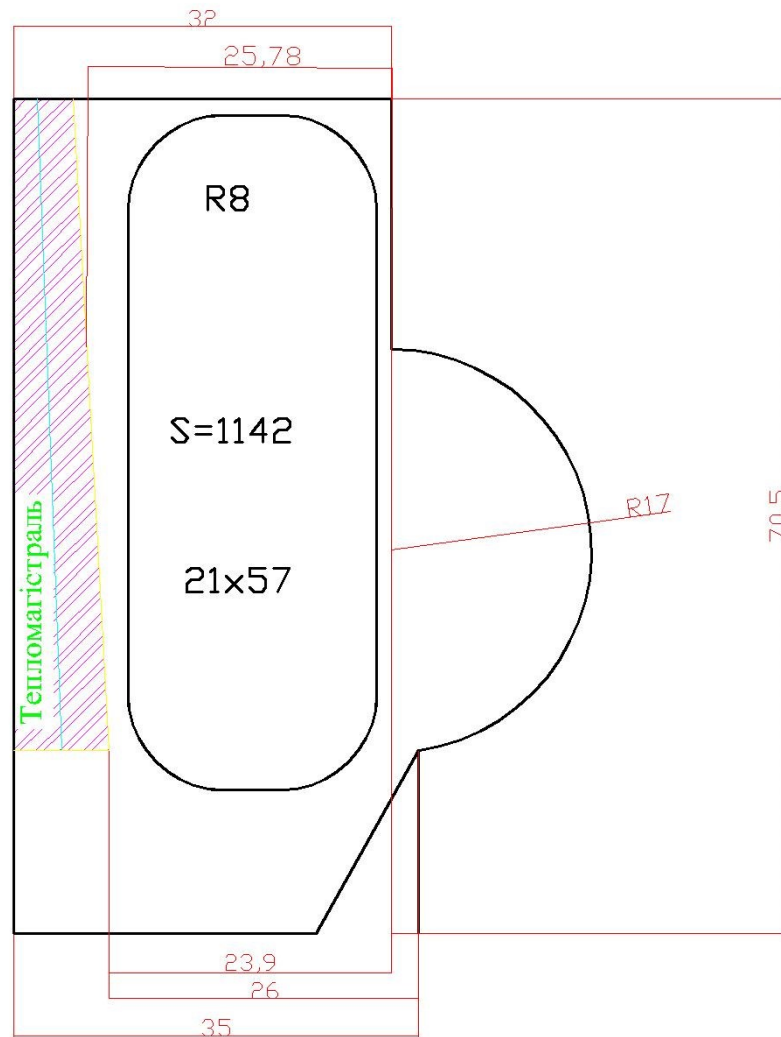


Рис. 6. Варіант №3

$$S = a \cdot b - \left[(2r)^2 - \pi r^2 \right] = 21 \cdot 57 - \left[(2 \cdot 8)^2 - 3.14 \cdot 8^2 \right] = 1142 \text{ м}^2 \text{ (76 відвідувачів)}.$$

Переваги даного варіанту: використовується однаковий крок труб і однаковий діаметр, зручне встановлення колекторів.

Враховуючи всі недоліки та переваги представлених варіантів – обрано Варіант №3.

2. Розрахунок холодильної машини.

2.1 . Теплонадходження .

Теплонадходження присутні завжди і не враховувати їх - це велика помилка , до теплонадходжень відносимо такі види теплонадходжень : від оточуючого повітря , від сонячної інсоляції , від відвідувачів, від освітлення , від конденсації та заморожування вологи , котра знаходиться в повітрі.

2 .1.1. Теплонадходження від оточуючого повітря . Для початку задаємося температурами повітря: +3 °С, +5 °С, +8 °С, +10 °С. Та розраховуємо тепловий потік в кожному випадку.

Температура +3 °С. Коефіцієнт теплопередачі α складає від 6-8 ккал/(м²*год) [1], в не залежності від температури повітря, за для переведення в систему СІ - необхідно помножити на коефіцієнт $k_1 = 1,163 \text{ (Вт*год)/(ккал*°С)}$.

$$t_{v_3} = 3 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$t_l = -3 \cdot ^\circ\text{C}$$

де t_{v_3} -температура повітря(°С); t_l - температура льоду, однак ця температура постійна для усіх випадків.

$$k_1 = 1.163 \cdot \frac{\text{Вт} \cdot \text{год}}{\text{ккал} \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_1 = k_1 \cdot 6 \cdot \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год}} = 6.978 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\alpha_2 = k_1 \cdot 8 \cdot \frac{\text{ккал}}{\text{м}^2 \cdot \text{год}} = 9.304 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

де α_1 та α_2 - коефіцієнти теплопередачі, відповідно від мінімального до максимально значення, (Вт/(м²*°С)).

Мінімальний та максимальний тепловий потік для температури повітря +3 °С визначається за даними формулами:

$$q_{3_1} = \alpha_1 \cdot (t_{v_3} - t_l) = 41.868 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

					КР000.142.008.001.2022РПЗ			
		№ докум	Підпис					
Розроб.	Калита В.С.				Проект холодильної машини льодової арили спорткомплексу НУХТ у м. Київ	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	Прядко М.О.						15	
Реценз.						ТЕХТ ННІТІ НУХТ		
Н. Контр.	Прядко М.О.							
Затверд.	Петренко В.П.							

$$q_{3_2} = \alpha_2 \cdot (t_{v_3} - t_l) = 55.824 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

де q_{3_1} та q_{3_2} мінімальне та максимальне значення теплового потоку, (Вт/м²).

Температура +5 °С.

$$t_{v_5} = 5 \cdot ^\circ\text{С}$$

де t_{v_5} -температура повітря(°С).

Мінімальний та максимальний тепловий потік для температури повітря +5 °С визначається за даними формулами:

$$q_{5_1} = \alpha_1 \cdot (t_{v_5} - t_l) = 55.824 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{5_2} = \alpha_2 \cdot (t_{v_5} - t_l) = 74.432 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Температура + 8 °С.

$$t_{v_8} = 8 \cdot ^\circ\text{С}$$

де t_{v_8} -температура повітря(°С).

Мінімальний та максимальний тепловий потік для температури повітря +8 °С визначається за даними формулами:

$$q_{8_1} = \alpha_1 \cdot (t_{v_8} - t_l) = 76.758 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{8_2} = \alpha_2 \cdot (t_{v_8} - t_l) = 102.344 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

Температура +10 °С.

$$t_{v_10} = 10 \cdot ^\circ\text{С}$$

де t_{v_10} -температура повітря(°С).

Мінімальний та максимальний тепловий потік для температури повітря +10 °С визначається за даними формулами:

$$q_{10_1} = \alpha_1 \cdot (t_{v_10} - t_l) = 90.714 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{10_2} = \alpha_2 \cdot (t_{v_10} - t_l) = 120.952 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.1.2. Теплонадходження від освітлення . Освітленість льодової арени [2] має бути рівномірним по всій площині та складати не менш як 100 лк .

Розглянемо джерело світла на прикладі - прожектора Sitieso MSXI R3 з лампою Oram HQITS 1000W/D/S при потужності 1000 Вт, створює світловий потік 90000 люмен та має віддачу 90 лм/Вт [3].

Кількість необхідних світильників можна визначити за формулою:

$$\Phi_H = 100 \cdot \text{лм}$$

Φ_H - світловий потік необхідний за нормативами.

$$\Phi_{\text{прожектора}} = 90000 \cdot \text{лм}$$

$\Phi_{\text{прожектора}}$ - світловий потік прожектора.

$$F = 1142 \cdot \text{м}^2$$

$$K_2 = 1.7$$

$$n = \frac{\Phi_H \cdot F \cdot K_2}{\Phi_{\text{прожектора}} \cdot \text{м}^2} = 2.157 \cdot \text{шт}$$

$$n = 3 \cdot \text{шт}$$

де n - кількість необхідних світильників, округлюється у більшу сторону.

$$N_{\text{прожектора}} = 1000 \cdot \text{Вт}$$

де $N_{\text{прожектора}}$ - електрична потужність світильника.

$$A_{\text{осв}} = 0.8$$

де $A_{\text{осв}}$ - коефіцієнт котрий приймається в залежності від поверхні , на якій безпосередньо буде наморозуватись лід $A_{\text{осв}}=0,6-0,8$.

$$K = 0.9$$

де K - коефіцієнт котрий враховує частку променистої енергії котра визначається налаштуваннями системи освітлення $K=0,8-0,9$.

$$\eta_{\Pi} = 0.87$$

де η_{Π} - коефіцієнт корисної дії лампи.

$$N_{\text{осв}} = N_{\text{прожектора}} \cdot n = 3 \times 10^3 \cdot \text{Вт}$$

де $N_{\text{осв}}$ електрична потужність світильників.

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						17
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q_{\text{осв}} = A_{\text{осв}} \cdot K \cdot \eta_{\text{п}} \cdot N_{\text{осв}} = 1.879 \times 10^3 \cdot \text{Вт}$$

де $Q_{\text{осв}}$ - тепловий потік від прожекторів.

За таблицею сонячної інсоляції України [4]. Інсоляція в м. Київ відповідає значенню $1.02 \text{ (кВт*год)/(м}^2\text{*день)}$ для листопада, що складає 43 Вт/м^2 .

$$q_2 = 43 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

q - значення теплового потоку від сонячної інсоляції, (Вт/м^2) .

2.1.3. Теплонадходження від відвідувачів. За ще одним з теплонадходжень є самі відвідувачі ковзанки. Тому приймаємо, що кожен відвідувач виділяє 100 Вт теплоти.

$$q_B = 100 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{особу}}$$

де q_B - значення теплового потоку від відвідувача, (Вт/м^2) .

$$F = 1.142 \times 10^3 \cdot \text{м}^2$$

$$K_3 = 15 \cdot \frac{\text{м}^2}{\text{Відвідувачів}}$$

$$n_3 = \frac{F}{K_3} = 76.133$$

приймаємо $n=76$ відвідувачів, де n кількість відвідувачів, котрі можуть одночасно знаходитись на ковзанці.

K_3 - коефіцієнт котрий вказує на мінімальну площу льоду на 1 особу, $(\text{м}^2/\text{відвідувачів})$ [5]; F - площа поверхні ковзанки, (м^2) ;

Теплонадходження від відвідувачів знайдемо за формулою :

$$Q_3 = q_B \cdot n_3 = 7.613 \cdot \text{кВт}$$

2.1.4. Теплонадходження від конденсації та заморожування вологи з повітря. За графіками температур по Києву за 2021-2020 років [6], можна зробити висновок, що початок роботи ковзанки буде відбуватися на початок листопаду.

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Значення температури в листопаді складає 8°C , а відносна вологість складає 85% . Параметри повітря в прикордонному прошарку: $\phi_1 = 1\%$, $t_1 = -3^{\circ}\text{C}$. Подальші розрахунки проводяться аналогічно.

$$x = 5.8 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

$$x'' = 6.3 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\text{кг}}{\text{кг}}$$

$$\delta_{4_1} = 25 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{год}}$$

$$r = 680 \cdot \frac{\text{ккал}}{\text{кг}}$$

$$\delta_{4_2} = 30 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^2 \cdot \text{год}}$$

де x - вологовміст повітря за середніми показниками повітря для листопада, (кг/кг); x'' середній вологовміст в прикордонному прошарку біля льоду, (кг/кг); δ_{4_1} та δ_{4_2} коефіцієнт обернений до величини випаровування, (кг/м²*год); r питома теплота конденсації та заморожування води з повітря, (ккал/кг);

$$q_{4_1} = r \cdot \delta_{4_1} \cdot (x - x'') = 113.426 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

$$q_{4_2} = r \cdot \delta_{4_2} \cdot (x - x'') = 136.111 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2}$$

2.1.5. Загальні теплонадходження ковзанки. Теплонадходження по освітленню та сонячній інсоляції одночасно не можуть бути присутні, тому обирається більше з них:

$$Q_2 = q_2 \cdot F = 49.106 \cdot \text{кВт}$$

$$Q_{\text{осв}} = 1.879 \cdot \text{кВт}$$

Теплонадходження від освітлення $Q_{\text{осв}}$ значно менші ніж теплонадходження від сонячної інсоляції Q_2 , отже значенням $Q_{\text{осв}}$ ми нехтуємо.

Для подальших розрахунків обираємо температуру повітря $+8^{\circ}\text{C}$, для визначення тепло надходження за максимального значення $\alpha_2 = 9.304 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{C})$, розраховуємо максимальні теплонадходження ковзанки:

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						19
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$Q_{\text{ТН}} = (q_{\text{г}_2} + q_2 + q_{\text{д}_2}) \cdot F + Q_3 = 329.035 \cdot \text{кВт}$$

де $Q_{\text{ТН}}$ загальні теплонадходження, (кВт).

Загальні теплонадходження залежать від температури зовнішнього повітря, тому всі дані для різних температур занесемо до таблиці (Табл. 2.1.1) .

Таблиця 2.1.1. Таблиця загальних теплонадходжень при заданих температурах повітря.

Температура повітря	3 °C	5 °C	8 °C	10 °C
Q1, кВт	63,751008	85,001344	116,876848	138,127184
Q2, кВт	49,106	49,106	49,106	49,106
Q _{осв} , кВт	1,879	1,879	1,879	1,879
Q3, кВт	7,613	7,613	7,613	7,613
Q4, кВт	106,669652	122,926287	155,4393015	171,6958085
Q _{заг} , кВт	227,13966	264,646631	329,0351495	366,5419925

2.2. Вибір розрахункового режиму роботи холодильної машини.

2.2.1. Вибір температури конденсації. Температуру конденсації t_k для повітряного конденсатора визначаємо за цією формулою:

Температурою повітря задаємося з розділу 2.1. $t_B = 8^\circ\text{C}$.

$$t_B = 8^\circ\text{C}$$

$$t_k = t_B + 12^\circ\text{C} = 20^\circ\text{C}$$

2.2.2. Вибір температури кипіння. Середньою температурою поверхні льоду задаємося з 2.1. $t_l = -3^\circ\text{C}$. Температуру кипіння визначаємо за цією формулою:

$$t_l = -3^\circ\text{C}$$

Температура проміжного холодоносія на виході з охолодного середовища приймається як:

$$t_{\text{пр}2} = t_l - 3^\circ\text{C} = -6^\circ\text{C}$$

Температуру проміжного холодоносія на вході в теплообмінник охолодного середовища приймаю як:

$$t_{\text{пр}1} = t_{\text{пр}2} - 3^\circ\text{C} = -9^\circ\text{C}$$

Середню температуру проміжного холодоносія $t_{\text{пр}}$ в теплообмінному апараті визначаю як середнє арифметичне температур на вході і на виході з апарату:

$$t_{\text{пр}} = \frac{t_{\text{пр}2} + t_{\text{пр}1}}{2} = -7.5^\circ\text{C}$$

Тоді, температура кипіння t_0 холодильного агента для охолодження проміжного холодоносія:

$$t_0 = t_{\text{пр}} - 5^\circ\text{C} = -12.5^\circ\text{C}$$

В якості проміжного холодоносія обираю пропіленгліколь концентрацією 44%, концентрація холодагента визначається за допомогою програми Coolpack при мінімальній температурі в -27°C Відповідні параметри холодоносія за

даної				KR000.142.008.001.2022РПЗ			
		№ докум	Підпис				
Розроб.	Калита В.С.			Проект холодильної машини льодової арили спорткомплексу НУХТ у м. Київ	Літ.	Лист	Листів
Перевір.	Прядко М.О.					21	
Реценз.					TEXT HHITИ НУХТ		
Н. Контр.	Прядко М.О.						
Затверд.	Петренко В.П.						

концентрації:

$$\mu = 2004.803 \cdot 10^{-5} \cdot \text{Па} \cdot \text{с}$$

$$T_{\min} = -19.^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{замерзання}} = -25.87.^\circ\text{C}$$

$$c_p = 3.509 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot ^\circ\text{C}}$$

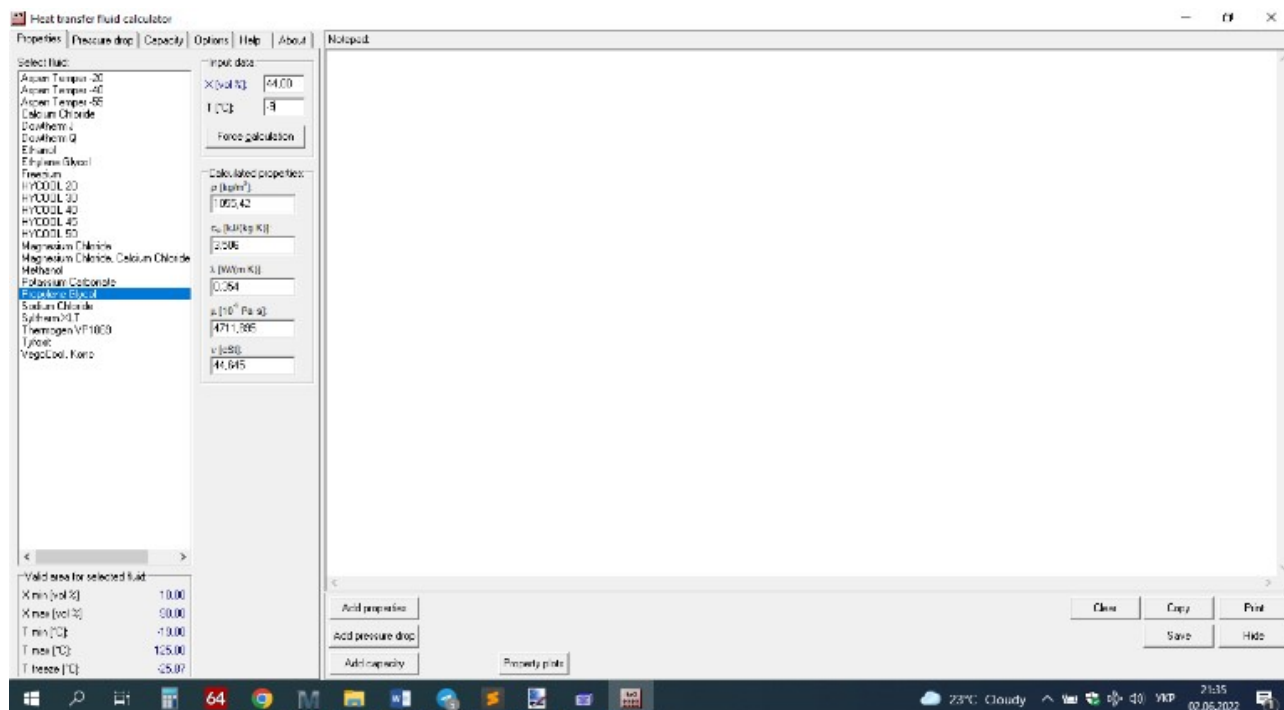


Рис.2.2.1. Результати підбору концентрації пропіленгліколю.

Перепад тисків кипіння і конденсації $\pi < 8$, тому перехід на двоступінчасте стискання не є необхідним.

Переохолодження рідини після конденсатора приймаємо 2°C . Доцільно встановити регенеративний теплообмінник (РТО). Корисний перегрів після випарника - теплообмінника складає 5 K .

$$t_0 = t_0 + 5.^\circ\text{C} = -7.5.^\circ\text{C}$$

t_0 – температура т.0, $^\circ\text{C}$.

Температуру переохолодженого ХА визначаємо за формулою:
Визначаємо температуру у характерних точках циклу

$$t_3 = t_k - 2.^\circ\text{C} = 18.^\circ\text{C}$$

t_3 – температура т.3, $^\circ\text{C}$.

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

За для побудови циклу необхідно визначити температуру всмоктування перед компресором з урахуванням ККД РТО, для температури кипіння $-12,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ $\eta = 0,6$. Визначимо температуру всмоктування компресора:

$$t_1 = t_0 + 0.6 \cdot (t_3 - t_0) = 10.8\text{ }^{\circ}\text{C}$$

t_1 – температура т.1, $^{\circ}\text{C}$.

Побудовано цикл в $\lg p - h$ діаграмі для R507a . Значення параметрів холодильного агенту у вузлових точках циклу занесено до табл. 2.2.1. Цикл холодильної установки зображено на (рис. 2.2.3.), схему (рис. 2.2.2.).

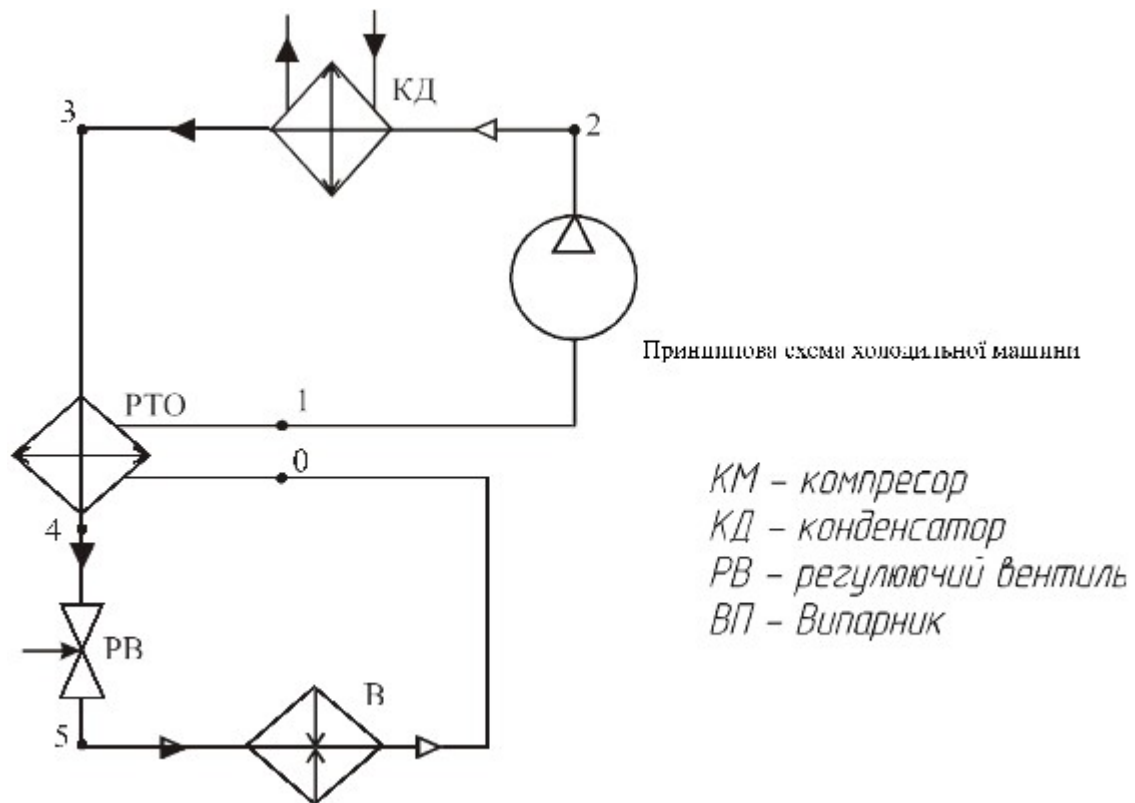


Рис. 2.2.2. Схема запроєктованої холодильної установки

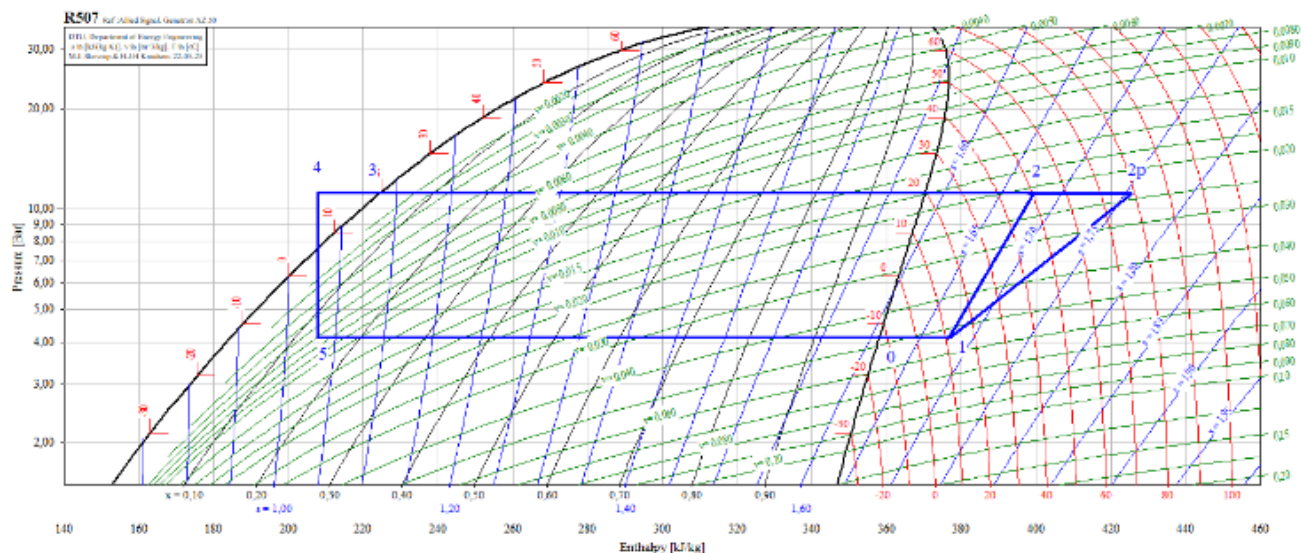


Рис. 2.2.3 . Цикл запроектованої холодильної установки

За температурою кипіння та конденсації наносимо на діаграму холодоагента ізобари тисків конденсації та кипіння. Вказуємо знайдені точки, та вносимо до таблиці (див. табл. 2.2.1.)

Ентальпію холодоагента в точці 4 h_4 , визначаємо за формулою:

$$h_3 = 222.2 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_5 = 207.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_2 = 399.18 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_1 = 376.4 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{t0} = 362 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$v_1 = 0.05325 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$h_4 = h_3 - (h_1 - h_{t0}) = 207.8 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

h_3, h_5, h_2, h_1 - ентальпія у точках циклу, кДж/кг ; v_1 – питомий об'єм у точці, м³/кг.

Знайдемо реальну точку кінця стикання h_{2p} через індикаторний ККД η_i за емпіричною формулою І.І. Левіна:

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						24
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$b_0 = 0.0025$$

$$\eta_i = \frac{273.15 \cdot ^\circ\text{C} + t_0}{273.15 \cdot ^\circ\text{C} + t_k} + \frac{0.0025 \cdot t_0}{^\circ\text{C}} = 0.858$$

$$h_{2p} = h_2 + \frac{h_2 - h_1}{\eta_i} = 425.734 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Табл. 2.2.1. параметри у характерних точках циклу.

№	t, °C	p, бар	h, кДж/кг	v, м³/кг
0	-7,5	4,12	362	0,049
1	10,8	4,12	376,4	0,053
2	50,4	11,2	399,2	0,021
2p	77,74	11,2	425,7	0,024
3	18	11,2	222,2	-
4	6,4	11,2	207,8	-
5	-12,5	4,12	207,8	0,007

Для подальших розрахунків визначаємо: параметри точок, холодопродуктивність з врахуванням втрат на теплонадходження від трубопроводів.

$$Q_{\text{TH}} = 329.035 \cdot \text{кВт}$$

Холодопродуктивність машини складається з теплонадходжень визначених в розділі 2.1.

$$k_0 = 1.1$$

$$Q_0 = Q_{\text{TH}} \cdot k_0 = 361.939 \cdot \text{кВт}$$

де k0- коефіцієнт враховуючий нагрівання проміжного теплоносія у трубах так як у [7] для даних умов роботи k0=1,12 , але даний коефіцієнт застосовується при значеннях температур повітря +30. то вважаю доцільним знизити його до значення 1,1; Q0 - холодопродуктивність машини, (кВт).

2.2.3. Розрахунок компресора ХМ.

Визначимо питому масову продуктивність:

$$q_{0m} = h_{t0} - h_4 = 154.2 \cdot \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата М ХА визначається за формулою:

$$M = \frac{Q_0}{q_{0m}} = 2.347 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Визначимо теплову потужність конденсатора Q_k , без врахування втрат в процесі стиснення:

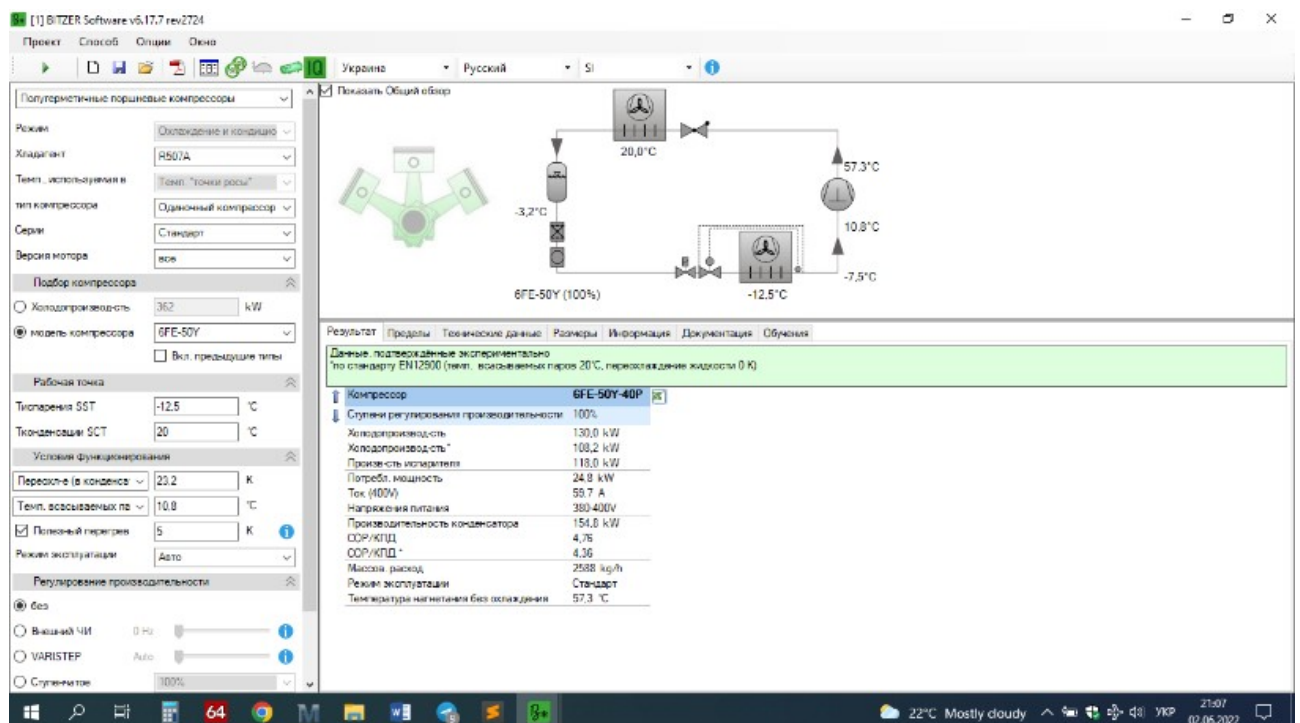
$$Q_k = M \cdot (h_{2p} - h_3) = 477.735 \cdot \text{кВт}$$

Знаходжу об'ємну витрату через компресор V, яка необхідна для забезпечення заданого режиму роботи холодильної машини:

$$V = M \cdot v_1 = 0.125 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$V = 450 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Підберемо поршневий компресор через підбору BITZER Software з серії 6FE:



Програма підбору нам запропонувала компресор 6FE-50Y-40P. З такими характеристиками (дивитись табл. 2.2.2.).

За програмою підбору температура нагнітання складає 57 °С, що є більш реальною температурою через врахування теплообмінів в процесі стиснення парів.

Табл. 2.2.2. Характеристики компресора 6FE-50Y-40P.

Выбор компрессора: Полугерметичные поршневые компрессоры			

Исходные данные:			

модель компрессора	6FE-50Y		
Режим	Охлаждение и кондиционирование воздуха		
Хладагент	R507A		
Темп., используемая в расчет	Темп. "точки росы"		
Тиспарения SST	-12,50 °C		
Тконденсации SCT	20,00 °C		
Переохл-е (в конденсаторе)	23,2 K		
Темп. всасываемых паров	10,80 °C		
Режим эксплуатации	Авто		
Энергоснабжение	400V-3-50Hz		
Регулятор производ-сти	100%		
Полезный перегрев	5,00 K		

Результат			

Компрессор	6FE-50Y-40P		
Ступени регулирования прои	100%		
Холодопроизвод-сть	130 kW		
Холодопроизвод-сть*	108,2 kW		
Произв-сть испарителя	118 kW		
Потребл. мощность	24,8 kW		
Ток (400V)	59,7 A		
Напряжения питания	380-400V		
Производительность конденс	154,8 kW		
COP/КПД	4,76		
COP/КПД *	4,36		
Массов. расход	2588 kg/h		
Режим эксплуатации	Стандарт		
Температура нагнетания без	57,3 °C		

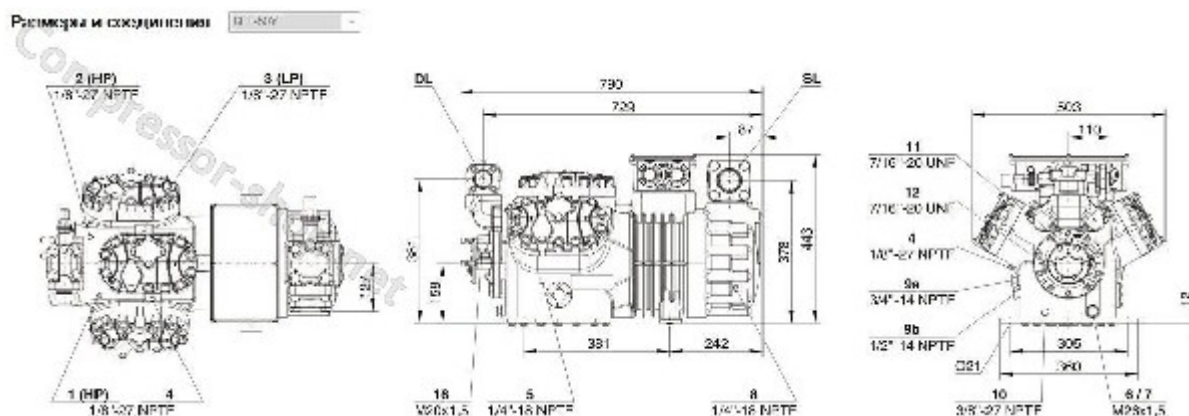


Рис. 2.2.5. Ескіз обраного компресора.

$$V_k = 151.6 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

$$V_k = 0.042 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Необхідна кількість компресорів n:

$$n = 3$$

де n - необхідна кількість компресорів.

Визначимо коефіцієнт робочого часу b:

$$b = \frac{V}{n \cdot V_k} = 0.989$$

Коефіцієнт робочого часу b майже дорівнює одиниці, але так як робота даної системи за даних навантажень буде не постійною, а отже в загальному компресори не будуть працювати за такого режиму коли коефіцієнт b=0.989.

2.2.4. Підбір повітряного конденсатора

Програма Gunter CPC підбрала конденсатор горизонтальний Gunter GCHV RD 100.2NF/16A-65 (див. рис. 2.2.6.).

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

[illegible]

					<i>КР000.142.008.001.2022РПЗ</i>	Лист
						29
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$F_{k1} = \frac{Q_k \cdot 10^3}{K \cdot \Delta t} = 1.645 \times 10^3 \cdot \text{м}^2$$

F_{k1} – теплообмінна площа конденсатора, м^2 .

За площею теплообміну обрано конденсатор горизонтальний Gunter GCHV RD 100.2NF/16A-65, (див. рис. 2.2.6.).

2.2.5. Підбір регенеративного теплообмінника.

$$Q_{\text{РТО}} = M \cdot (h_3 - h_4) = 33.8 \cdot \text{кВт}$$

Обираємо теплообмінник, обраний з $Q_{\text{РТО}}$ – теплообмінник Castel SLHE - 75 (55.9 кВт) труба в трубі. Габаритні розміри та на рисунку (див. рис. 2.2.7).

$$K_{\text{РТО}} = 260 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\Delta t_{\text{РТО}} = \frac{18 \cdot ^\circ\text{C} + 6.4 \cdot ^\circ\text{C}}{2} - \frac{10.8 \cdot ^\circ\text{C} + -7.5 \cdot ^\circ\text{C}}{2} = 10.55 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$F_{\text{РТО}} = \frac{Q_{\text{РТО}}}{K_{\text{РТО}} \cdot (\Delta t_{\text{РТО}})} = 12.322 \cdot \text{м}^2$$

$K_{\text{РТО}}$ – коефіцієнт теплопередачі регенеративного теплообмінника, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $F_{\text{РТО}}$ – теплообмінна площа регенеративного теплообмінника, м^2 ;

$\Delta t_{\text{РТО}}$ - температурний напір, $^\circ\text{C}$

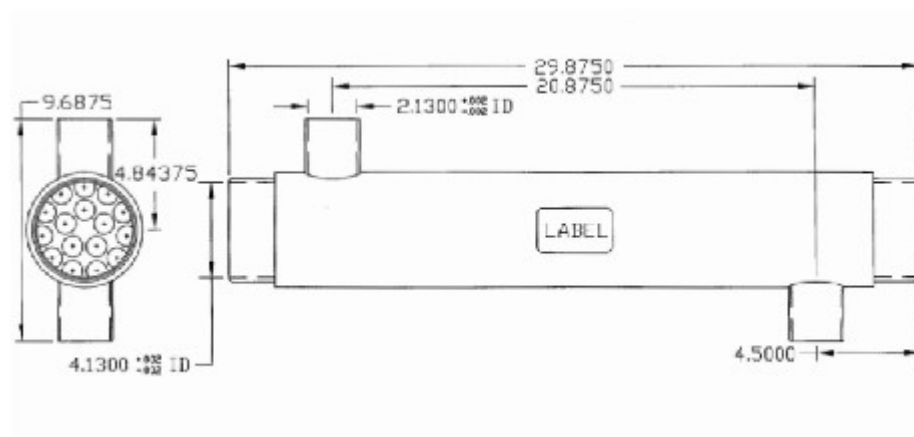


Рис. 2.2.7. Параметри регенеративного теплообмінника.

2.2.6. Підбір випарника для охолодження проміжного холодоносія.

За допомогою програми підбору Cairo дізнаємося коефіцієнт теплопередачі кожухотрубного теплообмінника для даних температур - $K_3=940 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$.

$$K_3 = 940 \cdot \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

$$\Delta t_{\text{пр}} = \frac{t_{\text{пр}2} - t_{\text{пр}1}}{\ln \left(\frac{t_{\text{пр}2} - t_0}{t_{\text{пр}1} - t_0} \right)} = 4.846 \cdot ^\circ\text{C}$$

де $\Delta t_{\text{пр}}$ - середньо логарифмічна різниця температур пропіленгліколя, $^\circ\text{C}$;

З теплового балансу для теплообмінника визначимо масову M_p та об'ємну витрату Q_p пропіленгліколю:

$$M \cdot (h_{t0} - h_5) = M_p \cdot c_p \cdot (t_{\text{пр}2} - t_{\text{пр}1})$$

$$M_p = M \cdot \frac{(h_{t0} - h_5)}{c_p \cdot (t_{\text{пр}2} - t_{\text{пр}1})} = 34.382 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$Q_p = \frac{M_p}{\rho_p} = 0.033 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$Q_p = 117.267 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Q_p – об'ємна витрата пропіленгліколю, м^3 .

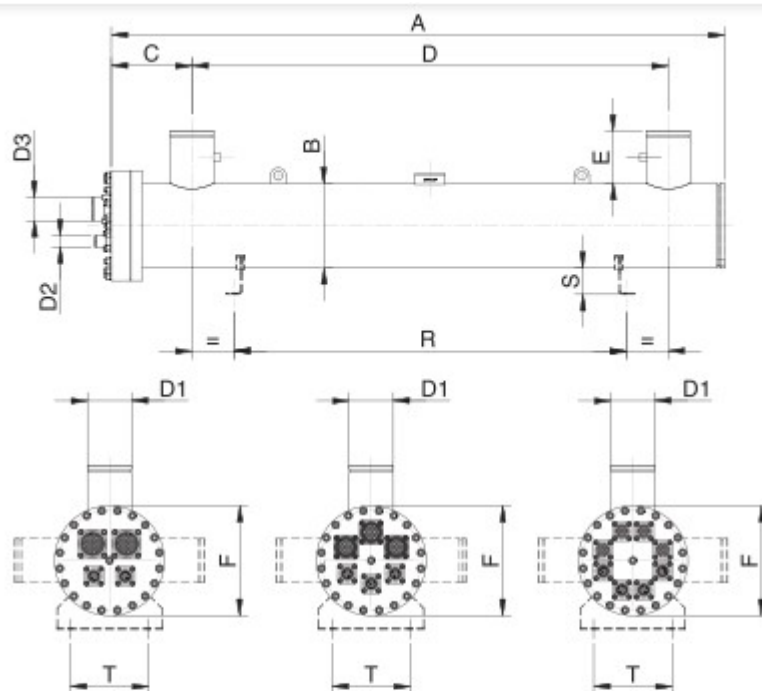
Площа теплообмінної поверхні визначається за формулою:

$$F_3 = \frac{Q_0}{\Delta t_{\text{пр}} \cdot K_3} = 79.452 \cdot \text{м}^2$$

F_k – теплообмінна площа конденсатора, м^2 ; Δt - температурний напір, $^\circ\text{C}$

За площею теплообміну підібрано кожухотрубний теплообмінник DH2-502X-LT з характеристиками наведеними на рисунку (див. рис. 2.2.8.) та габаритні розміри (див. рис. 2.2.9.)

Series	DH	
Model / Configuration	DH2-502H-LT	
Number of circuits	2	
Tube material	CU	
Required capacity	362,00	kW
Required brine temp. In/Out	-6,00 / -9,00	°C
Margin	+19,1	%
PED CATEGORY	IV	-
Exchange surface (ext.)	81,55	m2
SHELL SIDE		
Fluid	Propylen Glycol 44,0 %	
Temperature In/Out	-6,00 / -9,00	°C
Flow rate	116,828	m3/h
Pressure drop	75,40	kPa
Fouling factor	4,30E-05	m2K/W
Mean density	1050	kg/m3
Mean specific heat	3543	J/kgK
Mean thermal conductivity	0,368	W/mK
Mean viscosity	23,46	cP
Freezing point	-24,64	°C



DH Model	Dimensions							Supports			Connections			Volumes - Weights					
	A	A (extr.)	B	C	C (extr.)	D	E	F	R	T	S	Ref-in Conn	Ref-out Conn	Water Conn	Weight	Vol tube side	Cat tube side	Vol shell side	Cat shell side
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	D2	D3	D1	kg	l	l	l	l
DH2-501	2820	2850	508	398	393	2140	250	600	1800	350	120	FC-A42	FC-C80	J10	777	141,3	IV	378,7	
DH3-501	2820	2834	508	398	393	2140	250	600	1800	350	120	FC-A35	FC-C80	J10	776	141,4	IV	378,7	
DH4-501	2820	2834	508	398	393	2140	250	600	1800	350	120	FC-A35	FC-B67	J10	776	141,3	IV	378,7	art
DH2-502	2820	2850	508	398	393	2140	250	600	1800	350	120	FC-A42	FC-C80	J10	832	165,8	IV	348,5	3,3
DH3-502	2820	2834	508	398	393	2140	250	600	1800	350	120	FC-A35	FC-C80	J10	830	165,8	IV	348,5	
DH4-502	2820	2834	508	398	393	2140	250	600	1800	350	120	FC-A35	FC-B67	J10	830	165,7	IV	348,5	

Рис. 2.2.8. Габаритні розміри обраного кожухотрубного випарника.

2.3. Визначення діаметрів основних трубопроводів холодильної установки та гідравлічних втрат у мережах.

2.3.1. Визначення діаметру трубопроводів холодильної машини.

Визначення діаметру всмоктувальної лінії $d_{вн1}$ до компресорів Bitzer, вхідні дані взяті з 2.1. та 2.2.

$$M = 2.347 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$v_1 = 0.053 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$w_1 = 12 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$d_{вн1} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v_1}{\pi \cdot w_1}} = 0.115 \cdot \text{м}$$

де w_1 – рекомендована швидкість руху фреону у всмоктувальній лінії, м/с.

Монтаж: мідна безшовна труба $D_3 = 130 \times 3$ мм

Діаметр нагнітального трубопроводу $d_{вн2}$ поршневого компресора визначаємо за формулою:

$$w_2 = 18 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$v_2 = 0.024 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

$$d_{вн2} = \sqrt{\frac{4 \cdot M \cdot v_2}{\pi \cdot w_2}} = 0.063 \cdot \text{м}$$

де w_2 – рекомендована швидкість руху фреону у нагнітаючому трубопроводі,

м/с; v_2 – питомий об'єм фреону у кінці стискання, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Монтаж: мідна безшовна труба $D_3 = 76 \times 2$ мм

Діаметр рідинної лінії $d_{вн3}$ (злив з конденсатора) поршневого компресора визначаємо за формулою:

$$w_3 = 1.25 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

					КР000.142.008.001.2022РПЗ		
		№ докум	Підпис				
Розроб.	Калита В.С.				Проект холодильної машини льодової ариени спорткомплексу НУХТ у м. Київ	Літ.	Лист
Перевір.	Прядко М.О.						33
Реценз.						ТЕХТ ННІТІ НУХТ	
Н. Контр.	Прядко М.О.						
Затверд.	Петренко В.П.						

$$\rho_3 = 1197 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$d_{\text{вн}3} = \sqrt{\frac{4 \cdot M}{\pi \cdot w_3 \cdot \rho_3}} = 0.045 \cdot \text{м}$$

де w_3 – рекомендована швидкість руху фреону у рідинній лінії, м/с; ρ_3 - густина фреону за тиску конденсації, кг/м³.

Монтаж: мідна безшовна труба Dз = 54x2 мм

Втратами в рідинній лінії нехтуємо, так як довжина цієї лінії мінімальна і втрати в ній незначні

2.3.2. Визначення гідравлічних втрат системи подачі пропіленгліколю.

Діаметр трубопроводу подачі пропіленгліколю d_p , входні дані взяті з 2.1. та 2.2:

$$Q_p = 0.033 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$\rho_p = 1055.5 \cdot \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

$$w_p = 0.8 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$\mu_p = 2004.803 \cdot 10^{-5} \cdot \text{Па} \cdot \text{с}$$

$$d_p = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot w_p}} = 0.229 \cdot \text{м}$$

$$d_p = 0.142 \cdot \text{м}$$

де w_p – рекомендована швидкість руху пропіленгліколю у трубопроводі подачі, м/с.

Монтаж: труба ПЕ-100 чорна Dз = 160x9,2 мм.

Визначимо гідравлічні втрати у колекторі за умови, що швидкість приймається $w_k = 0,3$ м/с.

$$w_k = 0.3 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$d_k = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot w_k}} = 0.374 \cdot \text{м}$$

$$d_k = 0.3988 \cdot \text{м}$$

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Монтаж: труба ПЕ-100 чорна Dз = 450x25,6 мм.

Реальна швидкість у колекторі буде складати:

$$w_k = \frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot d_k^2} = 0.264 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

$$Re_k = \frac{w_k \cdot d_k \cdot \rho_p}{\mu_p} = 5.547 \times 10^3$$

де w_k – швидкість руху пропіленгліколю у колекторі, м/с; Re_k – число Рейнольдса у колекторі.

Коефіцієнт тертя у колекторі λ_k визначається за формулою:

$$\lambda_k = 0.11 \cdot \left(\frac{0.03 \cdot 10^{-3} \cdot \text{м}}{d_k} + \frac{64}{Re_k} \right)^{0.25} = 0.036$$

Гідравлічні втрати по довжині:

$$\Delta p_k = \frac{\lambda_k \cdot \rho_p \cdot w_k^2}{d_k} \cdot \frac{22 \cdot \text{м}}{2} = 73.376 \cdot \text{Па}$$

Загальні втрати тиску ΔP_k :

$$\Delta P_k = \Delta p_k = 73.376 \cdot \text{Па}$$

Визначення схеми теплообмінника та кроку труб у ньому:

$$a = 0.15 \cdot \text{м}$$

$$n = \frac{22}{0.15} = 146.667 \cdot \text{шт}$$

$$\underline{n} = 146 \cdot \text{шт}$$

Обрано систему подачі в котрій колектори для пропіленгліколя знаходяться з одної сторони (див. рис. 2.3.1.). Цей варіант обраний за для зменшення довжини магістралі від катка на вхід в теплообмінник.

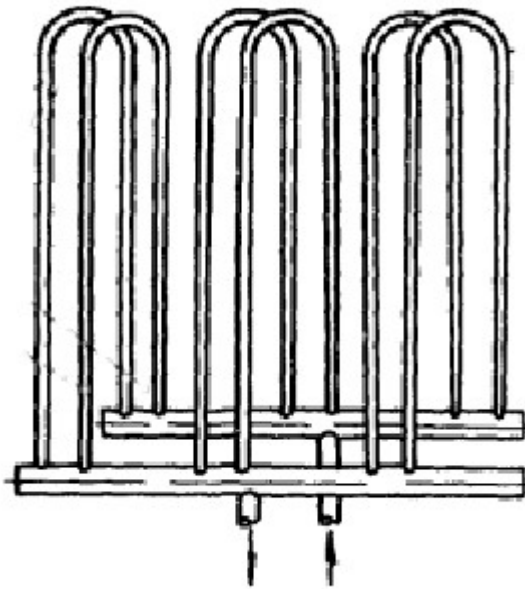


Рис. 2.3.1. Схематичне зображення розташування колекторів та трубопроводів за умови знаходження колекторів з одного боку.

Кількість ходів складає $n/2$, тому швидкість в трубі буде розраховуватись за формулою:

Задаємося реальний крок труб після прийняття кількості труб

$$a = \frac{22 \cdot m}{n} = 0.151 \cdot m$$

Визначимо об'ємну витрату пропіленгліколю в одній трубі за даної схеми:

$$Q_{p1} = \frac{2 \cdot Q_p}{n} = 4.521 \times 10^{-4} \cdot \frac{m^3}{c}$$

Визначимо діаметр труби теплообмінника :

$$w_{p1} = 1 \cdot \frac{m}{c}$$

$$d_{p1} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{p1}}{\pi \cdot w_{p1}}} = 0.024 \cdot m$$

$$d_{p1} = 0.026 \cdot m$$

Монтаж: труба ПЕ-100 чорна $D_z = 32 \cdot 3mm$.

Знаходимо швидкість руху холодильного пропіленгліколю у трубопроводі та в теплообміннику на ковзанці відповідно з урахуванням швидкості руху в трубопроводі подачі w_p , трубопроводі теплообміннику w_{p1} :

$$w_p = \frac{4 \cdot Q_p}{\pi \cdot d_p^2} = 2.084 \cdot \frac{m}{c}$$

$$w_{p1} = \frac{4 \cdot Q_{p1}}{\pi \cdot d_{p1}^2} = 0.851 \cdot \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

де w_k – швидкість руху пропіленгліколю у колекторі, м/с; w_k – швидкість руху пропіленгліколю у колекторі, м/с.

Визначимо гідравлічні втрати у трубопроводі подачі та повернення пропіленгліколю з урахуванням місцевих опорів:

$$Re_p = \frac{w_p \cdot d_p \cdot \rho_p}{\mu_p} = 1.558 \times 10^4$$

с Re_p – число Рейнольдса у трубопроводі подачі

Коефіцієнт тертя у трубопроводі подачі λ_p визначається за формулою:

$$\lambda_p = 0.11 \cdot \left(\frac{0.015 \cdot 10^{-3} \cdot \text{м}}{d_p} + \frac{64}{Re_p} \right)^{0.25} = 0.028$$

Гідравлічні втрати в місцевих опорах:

$$Z_p = 2 \cdot (0.5 + 1 + 8 \cdot 1) \cdot \frac{\rho_p \cdot w_p^2}{2} = 4.354 \times 10^4 \cdot \text{Па}$$

Гідравлічні втрати по довжині, довжину магістралей визначено з фотознімку Google Maps з урахуванням масштабу (див. рис. 2.3.2.):



Рис. 2.3.2. Довжина трубопроводів подачі та повернення пропіленгліколю від тепlopункту.

$$\Delta p_l = \frac{\lambda_p \cdot \rho_p \cdot w_p^2}{d_p} \cdot 60 \cdot \text{м} \cdot 2 = 5.427 \times 10^4 \cdot \text{Па}$$

Загальні втрати тиску:

$$\Delta P = \Delta p_l + Z_p = 9.781 \times 10^4 \cdot \text{Па}$$

Визначимо гідравлічні втрати у теплообмінній зоні пропіленгліколю з урахуванням місцевих опорів:

$$\text{Re}_{p1} = \frac{w_p \cdot d_p \cdot \rho_p}{\mu_p} = 1.558 \times 10^4$$

с Re_{p1} – число Рейнольдса у трубах теплообмінника

Коефіцієнт тертя у трубах теплообміннику λ_{p1} визначається за формулою:

$$\lambda_{p1} = 0.11 \cdot \left(\frac{5 \cdot 10^{-6} \cdot \text{м}}{d_p} + \frac{64}{\text{Re}_{p1}} \right)^{0.25} = 0.028$$

Гідравлічні втрати в місцевих опорах Z_{p1} :

$$Z_{p1} = (2 + 1.1 + 0.5) \cdot \frac{\rho_p \cdot w_{p1}^2}{2} = 1.377 \times 10^3 \cdot \text{Па}$$

Гідравлічні втрати по довжині Δp_{l1} :

$$\Delta p_{l1} = \frac{\lambda_{p1} \cdot \rho_p \cdot w_{p1}^2}{d_{p1}} \cdot 57 \cdot \text{м} \cdot 2 = 4.682 \times 10^4 \cdot \text{Па}$$

Загальні втрати тиску ΔP_1 :

$$\Delta P_1 = \Delta p_{l1} + Z_{p1} = 4.819 \times 10^4 \cdot \text{Па}$$

Загальні втрати тиску P по шляху пропіленгліколю:

$$P = \Delta P_1 + \Delta P + \Delta P_k = 1.461 \times 10^5 \cdot \text{Па}$$

2.3.2. Визначення об'єму системи з пропіленгліколю, що знаходиться в трубах

Об'єм рідини у колекторах V_k :

$$V_k = \frac{d_k^2 \cdot \pi}{4} \cdot 22 \cdot \text{м} \cdot 2 = 5.496 \cdot \text{м}^3$$

Об'єм рідини у трубах подачі і повернення V_p :

$$V_p = \frac{d_p^2 \cdot \pi}{4} \cdot 60 \cdot \text{м} \cdot 2 = 1.9 \cdot \text{м}^3$$

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		38

Об'єм рідини у трубах V_{p1} в теплообмінниках:

$$V_{p1} = \frac{d_{p1}^2 \cdot \pi}{4} \cdot 57 \cdot m \cdot 2 \cdot \frac{n}{2} = 4.418 \cdot m^3$$

Загальний об'єм рідини V у системі без врахування бака розширювача:

$$V = V_{p1} + V_p + V_k = 11.815 \cdot m^3$$

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.4. Вибір додаткового обладнання.

2.4.1. Вибір додаткового обладнання для системи пропіленгліколю:

Визначимо необхідну ємність баку $V_{бр}$ - розширювача та підберемо його за формулою:

$$V_p = 11.815 \cdot m^3$$

$$\rho_{min} = 1035.44 \cdot \frac{кг}{м^3}$$

$$\rho_{max} = 1060 \cdot \frac{кг}{м^3}$$

$$P_{кон} = 4.5 \cdot бар$$

$$V_{рез} = 1 \cdot м^3$$

$$P_{пр} = 0.6 \cdot бар$$

$$V_{бр} = \frac{V_p \cdot \left(\frac{\rho_{max}}{\rho_{min}} - 1 \right) + V_{рез}}{\left(\frac{P_{кон} - P_{пр}}{P_{кон} + 1 \cdot бар} \right)} = 1.805 \cdot м^3$$

Підбираємо бак - розширювач з ємністю 2 м³ від виробника DAF - ТМ 2000. Технічні дані та габаритні розміри (див. рис. 2.4.1.).

					КР000.142.008.001.2022РПЗ							
		№ докум	Підпис									
Розроб.	Калита В.С.				Проект холодильної машини льодової арили спорткомплексу НУХТ у м. Київ			Літ.		Лист	Листів	
Перевір.	Прядко М.О.									40		
Реценз.								ТЕХТ ННІТІ НУХТ				
Н. Контр.	Прядко М.О.											
Затверд.	Петренко В.П.											

Габаритні розміри:	
Діаметр:.....	1200
Ширину:.....	1200
Висота:.....	2450
Вага виробу:	
Вага:.....	30
Конструктивні характеристики:	
Форма:.....	Вертикальна
Об'єм:.....	2000 л
Макс. робочий тиск (бар):.....	8
Діаметр горловини:.....	270 мм
Різьблення для підкл.:.....	2 1/2 дюйми
Матеріал виробу:.....	Сталь, EPDM
Характеристики із застосування:	
Тип:.....	Розширювальний бачок
 Додаткові характеристики:	
Діапазон:.....	1501-2000 л
мембрана:.....	EPDM
Макс. температура середовища, що перекачується (°C):.....	+99
Діапазон температури навколишнього середовища (°C):.....	В д -10 до +99
Гарантія:.....	12 місяців
Країна-виробник товару:.....	Туреччина

Рис. 2.4.1. Технічні характеристики та габаритні розміри.

Визначимо необхідну ємність баку для зберігання пропіленгліколю та підберемо:

Ємність баку V_6 буде складатись з об'єму рідини у трубах та баку - розширювачі.

$$V_6 = V_{6p} + V_p = 13.62 \cdot \text{м}^3$$

$$V_6 = 20 \cdot \text{м}^3$$

Обираємо ємність від виробника Євро-пласт об'ємом 20 м^3 (див. рис. 2.4.2.)

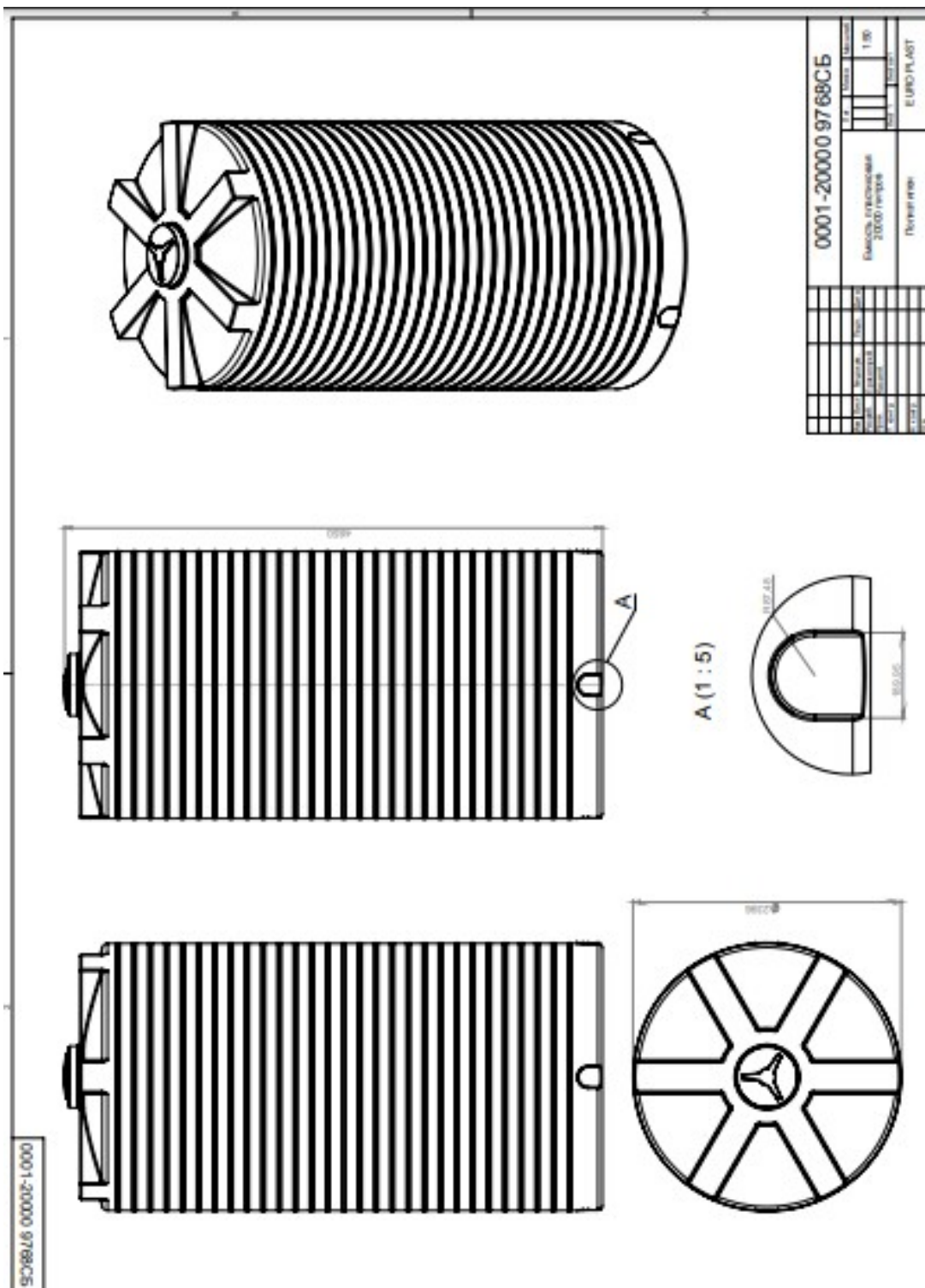


Рис. 2.4.2. Габаритні розміри ємності для зливу пропіленгліколю.

Підберемо циркуляційний насос для пропіленгліколю. Вихідні дані беремо з 2.2. та 2.3.

$$Q_p = 117.267 \cdot \frac{\text{м}^3}{\text{год}}$$

Втрати тиску по довжині складають з 2.3.:

$$P = 1.629 \times 10^5 \cdot \text{Па}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КР000.142.008.001.2022РПЗ

Лист

42

Обирається насос WILO Atmos GIGA-B 125/230-15/4-S1, технічні характеристики (див. рис. 2.4.3.),габаритні розміри (див. рис. 2.4.4.) і поле кривої насосу (див. рис. 2.4.5.).

Гідрравлічні дані	
Індекс мінімальної ефективності (MEI)	0.1
Мінімальна температура середовища T_{min}	-20 °C
Максимальна температура середовища T_{max}	140 °C
Макс. температура назовишнього середовища T_{max}	40 °C
Максимальний робочий тиск PN	16 бар
Указівка щодо розрахунку параметрів	16 бар до +120 °C, 13 бар до +140 °C
Дані двигуна	
Під'єднання до мережі	3-400 V, 50 Hz
Допуск напруги	+10 %
Клас енергоефективності двигуна	IE3
Номинальна потужність двигуна P_2	15 кВт
Номинальний струм I_n	29,8 А
Номинальне число обертів n	1450 1/min
Коефіцієнт потужності cos ϕ	0.81
Коефіцієнт корисної дії двигуна при 50 % $\eta_{50\%}$	90,7 %
Коефіцієнт корисної дії двигуна при 75 % $\eta_{75\%}$	91,7 %
Коефіцієнт корисної дії двигуна при 100 % $\eta_{100\%}$	91,7 %
Обмотка двигуна до 3 кВт	-
Обмотка двигуна від 4 кВт	-
Клас ізоляції	F
Клас захисту двигуна	IP55
Захист двигуна	PTC integrated

Рис. 2.4.3. Технічні характеристики циркуляційного насосу WILO Atmos GIGA-B 125/230-15/4-S1.

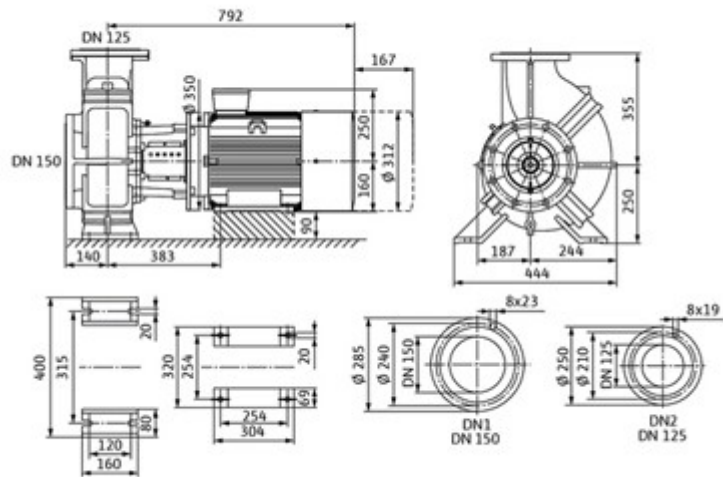


Рис. 2.4.4. Габаритні розміри циркуляційного насосу WILO Atmos GIGA-B 125/230-15/4-S1.

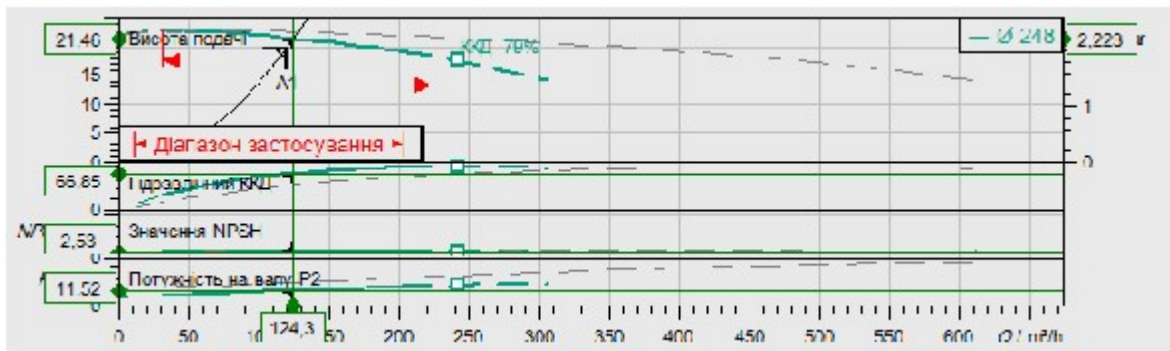


Рис. 2.4.5. Поле кривої насосу циркуляційного насосу WILO Atmos GIGA-B 125/230-15/4-S1.

Буде встановлено два циркуляційних насоси: робочий та резервний. Обираємо запірну арматуру на випадок необхідності перекриття певної ділянки. Обирається за діаметром трубопроводу (діаметр труби 160x9.2мм)

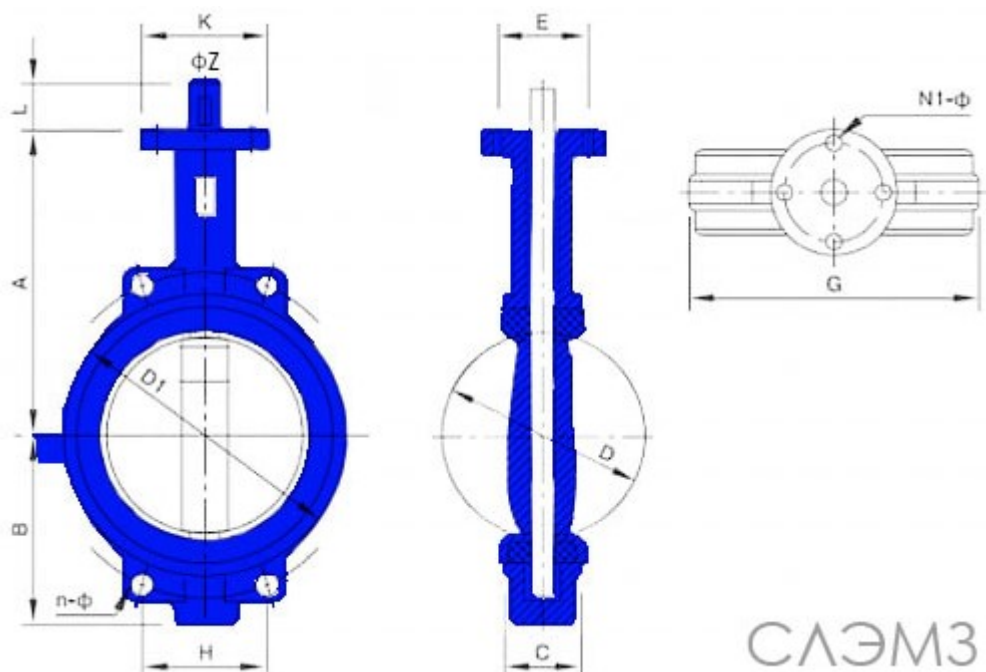
Встановлюємо 7 засувка батерфляй Ду150 креслення засувки (див. рис.2.4.6.).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

KP000.142.008.001.2022РПЗ

Лист

44



Діаметри та кріплення						маса, кг
H	D1	N, шт x Ø, см	N1, шт x Ø, см	ØZ	До	
92	240	4x24,5	4x10,3	18,92	92	9,0

Габаритно-приєднувальні розміри								
Ду	PN	A	B	C	D	L	E	G
150	16	226	127	55,8	155,6	32	70	240

Рис. 2.4.6. Габаритні розміри засувки батерфляй Ду150.

2.4.2. Вибір арматури та додаткового обладнання фреонової системи.

Обладнання обирається за допомогою програмного Danfoss CoolSelector2 та з запропонованих варіантів обирається за діаметром трубопроводів необхідної ділянки, визначеним в 2.3.

Обираємо електронний розширювальний вентиль (див. рис.2.4.7.).

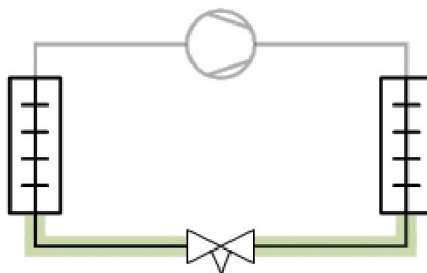
Електронний розширювальний клапан: Електронний розширювальний клапан 2

Умови роботи

Холодоагент:	R507A	Холодопродуктивність:	181,0 kW
Масова витрата в лінії:	4282 kg/h	Теплопродуктивність:	219,9 kW
Температура кипіння:	-12,5 °C	Температура конденсації:	20,0 °C
Тиск кипіння:	4,164 bar	Тиск конденсації:	11,28 bar
Ефективний перегрів:	5,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Додатковий перегрів:	18,3 K	Додаткове переохолодження:	12,6 K
Температура нагнітання:	57,0 °C		

Система і лінія: Система з відведенням сухої пари. Рідинна лінія

Критерії вибору: Навантаження: 80 %. Падіння тиску у розподілювачі: 0 bar



Вибір: ETS 175L-S



Тип	ETS 175L-S	ETS 175L-L	ETS 250
NS	42	42	42
Макс. продуктивність [kW]	802,9	874,9	1004
Мін. продуктивність [kW]	16,62	37,35	28,40
Навантаження [%]	23	21	18
Перепад тиску [bar]	7,114	7,114	7,114
Швидкість на вході [m/s]	0,88	0,88	0,88

Кодовий номер для ETS 175L-S

Рис.2.4.7. Характеристики обраного ЕРВ.

Обираємо фільтр-осушник на рідинну лінію з двома вставками (касетами) (рис.2.4.8.)

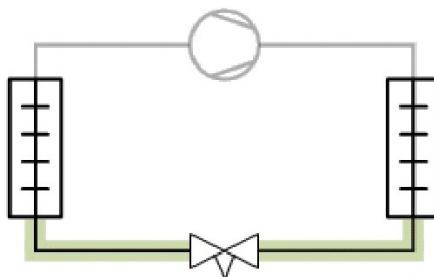
Фільтр-осушувач: Фільтр-осушувач 1

Умови роботи

Холодоагент:	R507A	Холодопродуктивність:	362,0 kW
Масова витрата в лінії:	8564 kg/h	Теплопродуктивність:	439,8 kW
Температура кипіння:	-12,5 °C	Температура конденсації:	20,0 °C
Тиск кипіння:	4,164 bar	Тиск конденсації:	11,28 bar
Ефективний перегрів:	5,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Додатковий перегрів:	18,3 K	Додаткове переохолодження:	12,6 K
Температура нагнітання:	57,0 °C		

Система і лінія: Система з відведенням сухої пари. Рідинна лінія

Критерії вибору: Швидкість: 1,00 m/s



Вибір: DCR 09617-DC



Тип	DCR 09611-DC	DCR 09613-DC	DCR 09617-DC	DCR 09621-DC	DCR 1449-DC
NS	32	40	50	65	25
Серцевини	2	2	2	2	3
Kv [m³/h]	25,7	31,2	31,2	31,2	19,7
Kv_розр [m³/h]	25,7	31,2	31,2	31,2	19,7
Перепад тиску [bar]	0,098	0,066	0,066	0,066	0,167
DT_насих. [K]	0,3	0,2	0,2	0,2	0,5
Швидкість на вході [m/s]	1,93	1,44	0,90	0,54	3,28
Осушувальна здатність при 24,0 °C [kg]	136,6	136,6	136,6	136,6	204,9
Осушувальна здатність при 52,0 °C [kg]	122,8	122,8	122,8	122,8	184,3
Заправка [kg]	2,862	2,862	2,862	2,862	4,066

Рис.2.4.8. Характеристики обраного фільтру-осушника.

Обираємо запірний вентиль на рідинну лінію (рис.2.4.9.)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

KP000.142.008.001.2022РПЗ

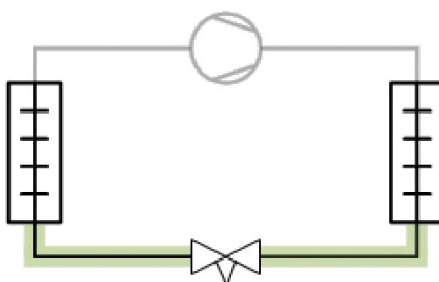
Лист

47

Запірний клапан: Запірний клапан рідинної магістралі
Умови роботи

Холодоагент:	R507A	Холодопродуктивність:	362,0 kW
Масова витрата в лінії:	8564 kg/h	Теплопродуктивність:	439,8 kW
Температура кипіння:	-12,5 °C	Температура конденсації:	20,0 °C
Тиск кипіння:	4,164 bar	Тиск конденсації:	11,28 bar
Ефективний перегрів:	5,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Додатковий перегрів:	18,3 K	Додаткове переохолодження:	12,6 K
Температура нагнітання:	57,0 °C		

Система і лінія: Система з відведенням сухої пари. Рідинна лінія

Критерії вибору: Швидкість: 1,00 m/s

Вибір: GBC 54s v2


Тип	GBC 35s v2	GBC 42s v2	GBC 54s v2	GBC 67s RP v2	GBC 67s v2
NS	35	42	54	67	67
Kv [m³/h]	92,76	134,8	240,1	203,1	367,4
Перепад тиску [bar]	0,008	0,004	0,001	0,002	0,000
DT_насич. [K]	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
Швидкість на вході [m/s]	2,60	1,85	1,07	0,91	0,70
Статус клапана	Відкритий	Відкритий	Відкритий	Відкритий	Відкритий

Кодовий номер для GBC 54s v2
Рис.2.4.9. Характеристики обраного запірнього вентиля.

Вибір фреонового ресиверу.

Об'єм ресиверу $V_{\text{фр}}$ визначається за умови заповнення випарника на 80% ($V_{\text{вип}}=0,166 \text{ м}^3$), за формулою:

$$V_{\text{вип}} = 0.166 \cdot \text{м}^3$$

$$V_{\text{фр}} = V_{\text{вип}} \cdot 0.6 = 0.1 \cdot \text{м}^3$$

Обрано ресивер об'ємом 112 л: Bitzer FS1122 (див. рис. 2.4.10.).

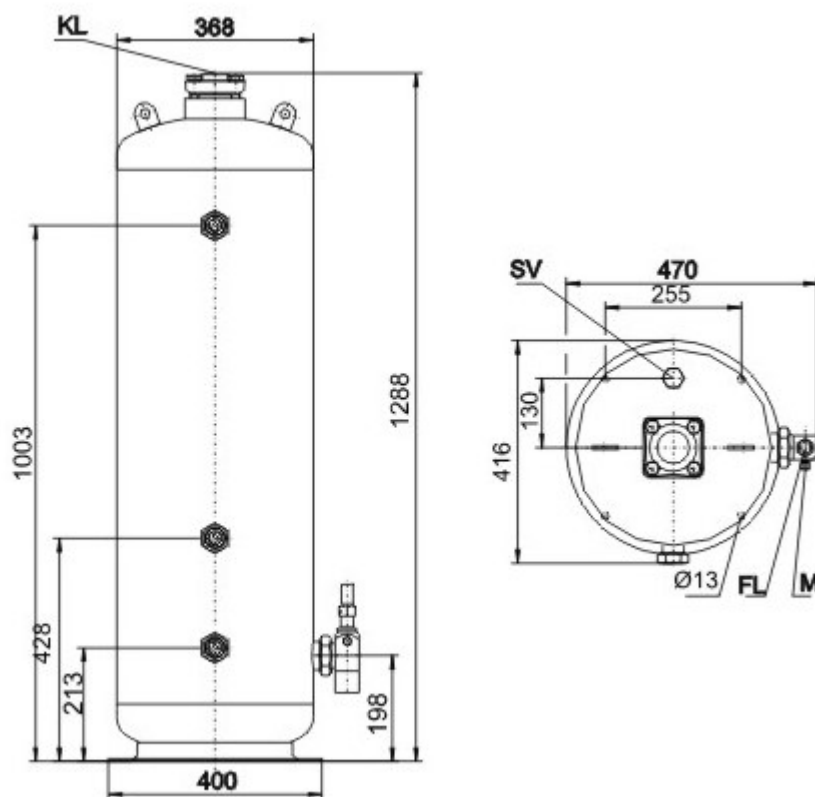


Рис. 2.4.10. Габаритні розміри обраного ресиверу для холодоагенту.

Обираємо оглядове скельце на рідинну лінію (рис.2.4.11.)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КР000.142.008.001.2022РПЗ

Лист

49

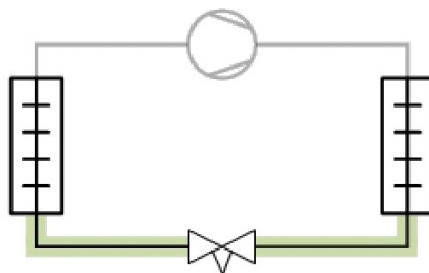
Оглядове скло: Оглядове скло 1

Умови роботи

Холодоагент:	R507A	Холодопродуктивність:	362,0 kW
Масова витрата в лінії:	8564 kg/h	Теплопродуктивність:	439,8 kW
Температура кипіння:	-12,5 °C	Температура конденсації:	20,0 °C
Тиск кипіння:	4,164 bar	Тиск конденсації:	11,28 bar
Ефективний перегрів:	5,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Додатковий перегрів:	18,3 K	Додаткове переохолодження:	12,6 K
Температура нагнітання:	57,0 °C		

Система і лінія: Система з відведенням сухої пари. Рідинна лінія

Критерії вибору: Швидкість: 1,00 m/s



Вибір: SGS 2 1/8



Тип	SGS 1 3/8	SGS 1 5/8	SGS 2 1/8
NS	34,93	41,28	53,98
Kv [m³/h]	63	103	192
Перепад тиску [bar]	0,016	0,006	0,002
DT_насич. [K]	0,1	0,0	0,0
Швидкість на вході [m/s]	2,58	1,78	1,05

Кодовий номер для SGS 2 1/8

Рис. 2.4.11. Характеристики обраного оглядового скельця.

Обираємо запірний вентиль на всмоктууючу лінію (рис. 2.4.12.)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

KP000.142.008.001.2022РПЗ

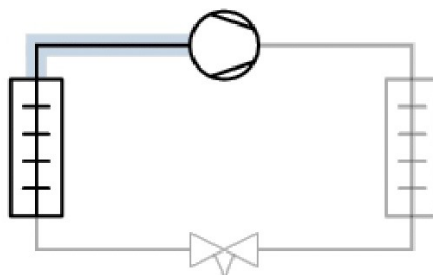
Лист

50

Запірний клапан: Запірний клапан всмоктування
Умови роботи

Холодоагент:	R507A	Холодопродуктивність:	362,0 kW
Масова витрата в лінії:	8564 kg/h	Теплопродуктивність:	439,8 kW
Температура кипіння:	-12,5 °C	Температура конденсації:	20,0 °C
Тиск кипіння:	4,164 bar	Тиск конденсації:	11,28 bar
Ефективний перегрів:	5,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Додатковий перегрів:	18,3 K	Додаткове переохолодження:	12,6 K
Температура нагнітання:	57,0 °C		

Система і лінія: Система з відведенням сухої пари. Лінія всмоктування

Критерії вибору: Швидкість: 12,00 m/s

Вибір: SVA SS 125 angle


Тип	SVA SS 80 angle	SVA SS 100 angle	SVA SS 125 angle
NS	80	100	125
Kv [m³/h]	182	313	514
Перепад тиску [bar]	0,121	0,040	0,015
DT_насич. [K]	0,8	0,3	0,1
Швидкість на вході [m/s]	23,38	13,87	9,18
Статус клапана	Відкритий	Відкритий	Відкритий

Вибраний кодовий номер для SVA SS 125 angle
SVA-S SS 125. Відсічний клапан: 148B6126

Рис. 2.4.12. Характеристики обраного запірного вентиляю.

Обираємо зворотний вентиль на нагнітаючу лінію (рис.2.4.13.).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КР000.142.008.001.2022РПЗ

Лист

51

В даному випадку зворотний клапан встановлюється після кожного компресору та діаметр обирається за патрубком нагнітання компресора, зовнішній діаметр складає 42мм.

Coolselector2



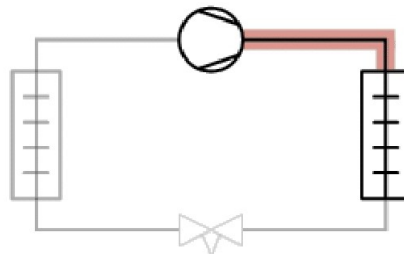
Зворотний клапан: Зворотний клапан 2

Умови роботи

Холодоагент:	R507A	Холодопродуктивність:	121,0 kW
Масова витрата в лінії:	2863 kg/h	Теплопродуктивність:	147,0 kW
Температура кипіння:	-12,5 °C	Температура конденсації:	20,0 °C
Тиск кипіння:	4,164 bar	Тиск конденсації:	11,28 bar
Ефективний перегрів:	5,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Додатковий перегрів:	18,3 K	Додаткове переохолодження:	12,6 K
Температура нагнітання:	57,0 °C		

Система і лінія: Система з відведенням сухої пари. Лінія нагнітання

Критерії вибору: Швидкість: 19,00 m/s



Вибір: CHV SS 40 straight



Тип	CHV SS 25 straight	CHV SS 32 straight	CHV SS 40 straight
NS	25	32	40
Kv [m³/h]	16,8	21	21
DP_100 [bar]	0,080	0,080	0,080
DP_мін. [bar]	0,040	0,040	0,040
Kv_розр [m³/h]	16,8	21	21
Перепад тиску [bar]	0,669	0,415	0,415
DT_насич. [K]	2,2	1,4	1,4
Ступінь відкриття [%]	-	-	-
Навантаження [%]	279	223	223
Можливе часткове навантаження [%]	7	9	9
Швидкість на вході [m/s]	26,46	15,53	11,57
Статус клапана	Відкритий	Відкритий	Відкритий

Рис. 2.4.13. Характеристики обраного зворотного вентиля.

Обираємо запірний клапан на нагнітаючу лінію (див. рис. 2.4.14.)

Coolselector2



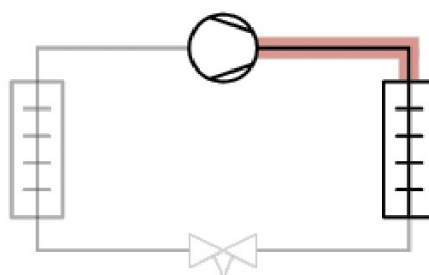
Запірний клапан: Запірний клапан нагнітання

Умови роботи

Холодоагент:	R507A	Холодопродуктивність:	362,0 kW
Масова витрата в лінії:	8564 kg/h	Теплопродуктивність:	439,8 kW
Температура кипіння:	-12,5 °C	Температура конденсації:	20,0 °C
Тиск кипіння:	4,164 bar	Тиск конденсації:	11,28 bar
Ефективний перегрів:	5,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Додатковий перегрів:	18,3 K	Додаткове переохолодження:	12,6 K
Температура нагнітання:	57,0 °C		

Система і лінія: Система з відведенням сухої пари. Лінія нагнітання

Критерії вибору: Швидкість: 15,00 m/s



Вибір: GBC 79s RP v2



Тип	GBC 67s RP v2	GBC 67s v2	GBC 79s RP v2	GBC 79s v2
NS	67	67	79	79
Kv [m³/h]	203,1	367,4	171,9	528,9
Перепад тиску [bar]	0,038	0,012	0,053	0,006
DT_насич. [K]	0,1	0,0	0,2	0,0
Швидкість на вході [m/s]	22,05	16,83	22,05	11,80
Статус клапана	Відкритий	Відкритий	Відкритий	Відкритий

Кодовий номер для GBC 79s RP v2

Рис. 2.4.14. Характеристики обраного запірного вентиля.

Обираємо запірний клапан на нагнітаючу лінію кожного компресора після мастиловіддільника (див. рис. 2.4.15.)

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

KP000.142.008.001.2022РПЗ

Лист

53

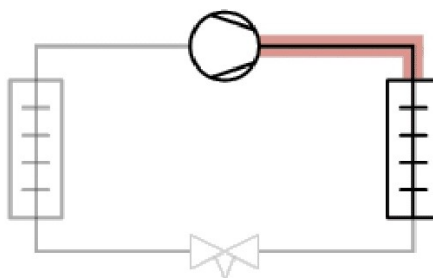
Запірний клапан: Запірний клапан 4

Умови роботи

Холодоагент:	R507A	Холодопродуктивність:	123,0 kW
Масова витрата в лінії:	2910 kg/h	Теплопродуктивність:	149,4 kW
Температура кипіння:	-12,5 °C	Температура конденсації:	20,0 °C
Тиск кипіння:	4,164 bar	Тиск конденсації:	11,28 bar
Ефективний перегрів:	5,0 K	Переохолодження:	2,0 K
Додатковий перегрів:	18,3 K	Додаткове переохолодження:	12,6 K
Температура нагнітання:	57,0 °C		

Система і лінія: Система з відведенням сухої пари. Лінія нагнітання

Критерії вибору: Швидкість: 15,00 m/s



Вибір: GBC 42s v2



Тип	GBC 28s v2	GBC 35s v2	GBC 42s v2	GBC 54s v2	GBC 67s RP v2
NS	28	35	42	54	67
Kv [m³/h]	62,25	92,76	134,8	240,1	203,1
Перепад тиску [bar]	0,047	0,021	0,010	0,003	0,004
DT_насич. [K]	0,2	0,1	0,0	0,0	0,0
Швидкість на вході [m/s]	34,95	21,33	15,13	8,81	7,49
Статус клапана	Відкритий	Відкритий	Відкритий	Відкритий	Відкритий

Кодовий номер для GBC 42s v2

**Рис. 2.4.15. Характеристики обраного запірнього вентиля після
маслиовіддільника.**

Обираємо маслиовіддільник на нагнітаючу лінію (див. рис. 2.4.16.), встановлюється після кожного компресору.

Обрано мастиловіддільник Henry S-5392-CE Масловідділювач циклонний з ресивером (1 5/8").

МАСЛОТДЕЛИТЕЛИ ЦИКЛОННОГО ТИПА СО ВСТРОЕННЫМ МАСЛОСБОРНИКОМ														
№ Модель	Размер соединения (дюймы)	Габаритные размеры (мм)								Крепление	Рисунок для ссылки	Объем масла (л)	Вес (кг)	Категория по CE
		ØA	B	C	D	E	F	G	ØH					
S-5387-6L-CE	2/8 ВнешД	102 и 152	699	74	76	48	222	201	113	3 пазы Ø14 мм	Рис.1	5,2	11	CAT II
S-5386-6L-CE	1 1/8 ВнешД	102 и 152	682	75	76	48	207	201	113	3 пазы Ø14 мм	Рис.2	5,4	11	CAT II
S-5388-CE	1 1/8 ВнешД	102 и 152	813	75	78	48	222	311	108	3 пазы Ø14 мм	Рис.3	7,6	13	CAT II
S-5390-CE	1 3/8 ВнешД	152	850	108	91	48	222	311	113	3 пазы Ø14 мм	Рис.4	7,6	15	CAT II
S-5392-CE	1 5/8 ВнешД	152	900	108	98	48	222	311	113	3 пазы Ø14 мм	Рис.4	7,6	16	CAT II

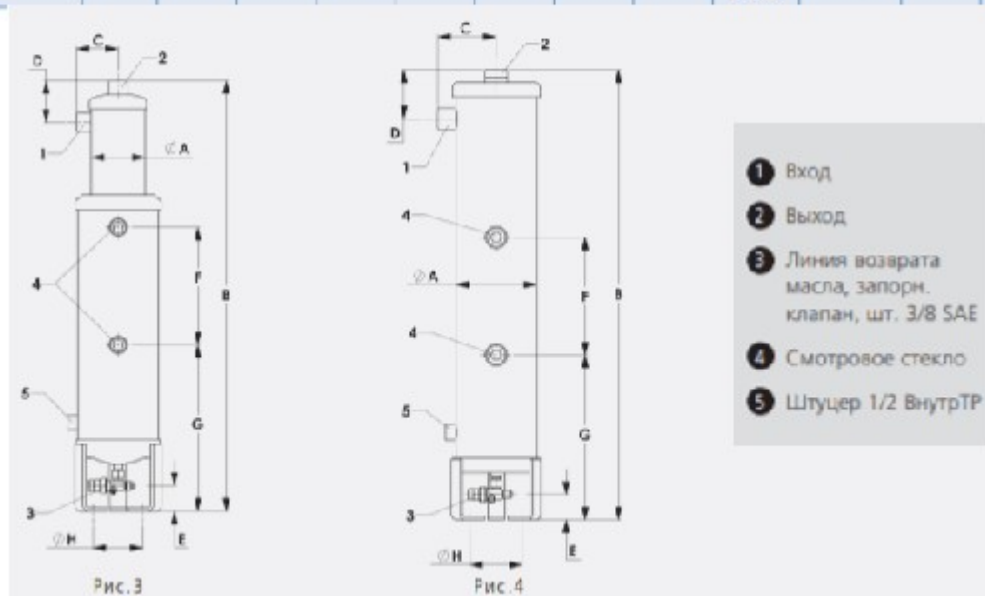


Рис. 2.4.16. Розміри обраного мастиловіддільника.

2.4.2. Вибір арматури та додаткового обладнання фреонової системи.

Вибір масляного ресиверу.

Необхідна місткість мастило збірника для обслуговування 3-х компресорів $3 \times 3.75 = 11.25$ л. До встановлення запроектовано ресивер фірми Gokceler YRG-S-12,5 об'ємом 12.5 л з габаритними розмірами (див. рис. 2.4.17.) та технічними характеристиками (див. табл. 2.4.1.).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

KP000.142.008.001.2022РПЗ

Лист

55

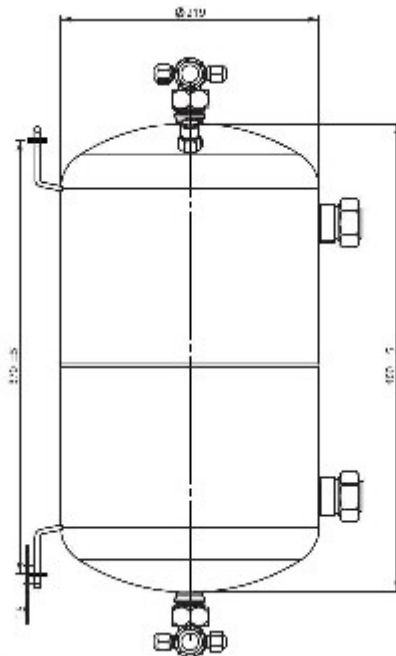


Рис. 2.4.17. Габаритні розміри масляного ресиверу.

Табл. 2.4.1. Характеристика масляного ресиверу.

Бренд	Gokceler
Серія	YRG
Об'єм	12,5 л
Робочий тиск (PS)	33 бар
Робоча температура (TS)	-10...+120 °C
З'єднання	вхід/вихід: 3/8" SAE, з'єднання під запірний клапан: 3/8" SAE
Розміри	Ø219x485 мм
Країна виробник	Туреччина

Обираємо мастильний фільтр від Blue Refregiration BLR/ODF-053, з з'єднанням 3/8" SAE.

Обираємо регулятор рівня олії Alco TraхOil OM3-CBV, з фланцевим адаптером на 3/4".

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

KP000.142.008.001.2022РПЗ

Лист

56

2.5. Розрахунок техніко-економічних показників.

Мета економічного розрахунку полягає у визначенні вартості будівництва ковзанки, вартості холодильного обладнання, витрат на використання енергії, витрат по оплаті праці виробничого персоналу, визначення амортизаційних відрахувань, визначення основних показників ефективності проекту, визначення теоретичного прибутку від відвідувачів.

При проектуванні холодильної машини для охолодження льодової ари виконуються наступні роботи:

- будівництво холодильника;
- будівництво компресорної кімнати;
- вибір та придбання холодильного обладнання;
- укомплектування штату виробничого персоналу ХУ;
- інше.

2.5.1. Визначення кількості виробленого холоду

Холодопродуктивність компресорного агрегату:

$$Q_0 = 362 \text{ кВт.}$$

Час роботи обладнання при максимальному навантаженні 1775 годин на період експлуатації (від другої половини листопада до другої половини квітня). Кількість виробленого приведенного холоду за період експлуатації буде складати:

$$Q_0 = 362 \cdot 1775 = 642550 \text{ ст.кВт} \cdot \text{год.}$$

2.5.2. Замова специфікація на обладнання

Разом вартість обладнання буде складати 5321,2 тис. грн. з врахуванням НДС (табл. 2.5.1.).

					КР000.142.008.001.2022РПЗ							
		№ докум	Підпис									
Розроб.	Калита В.С.				Проект холодильної машини льодової ари спорткомплексу НУХТ у м. Київ			Літ.		Лист	Листів	
Перевір.	Прядко М.О.									57		
Реценз.								ТЕХТ ННІТІ НУХТ				
Н. Контр.	Прядко М.О.											
Затверд.	Петренко В.П.											

Таблиця 2.5.1. – Замовна специфікація на обладнання холодильної установки.

№ п/п	Назва обладнання	Виробник	Ціна, тис. грн.	Вартість упаковки та транспортування, тис. грн.	Кільсть, шт	Вартість, тис. грн.
1.	Компресори 6FE-50Y-40P	Bitzer	250	15	3	795
2.	Конденсатор GCHV RD 100.2NF/16A-65	Gunter	600	10	1	610
3.	PTO SLHE - 75	Castel	72	10	1	82
4.	Випарник кожухотрубний DH2-502X-LT	Bitzer	1107	17	1	1124
5.	Зливний бак 20 м ³	Evroplast	116	10	1	126
6.	Циркуляційний насос Atmos GIGA-B 125/230-15/4-S1	Wilo	327	20	2	694
7.	Бак-розширювач TM 2000	DAF	135	10	1	145
8.	Ресивер FS1122	Bitzer	36	1	1	37
9.	Масляний ресивер YRG-S-12,5	Gokceler	6,5	1	1	7,5
10.	Мастиловіддільник S-5392-CE	Henry	22,5	2	3	73,5
11	Система поліпропіленових трубопроводів	ТОВ «Гаммапласт Україна»	439,6	15	1	454,6
12.	Система трубопроводів, арматури та автоматизації, каркас та освітлення льодової ариени.		30%	-	1	1228
Разом						5321,2

Статті витрат

2.12.3. Витрати на оплату електроенергії

По цій статті розраховують витрати на силову електроенергію для приводів компресорів, насосу та вентиляторів, що встановлені на основному холодильному обладнанні.

Річне споживання електроенергії визначається за формулою:

$$W = \sum N_e \cdot K_c \cdot n, \text{ кВт} \cdot \text{год};$$

N_e - номінальна потужність двигуна, кВт;

K_c - коефіцієнт використання;

n – час роботи обладнання при робочих умовах, год.

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		58

Перелік електроприводів, їх характеристика та розрахунок витрат електроенергії зведено до табл. 2.12.2.

Таблиця 2.12.2. – Перелік електроприводів, їх характеристика та розрахунок витрат електроенергії.

№ п/п	Назва обладнання	Номінальна потужність, кВт	Час роботи, год.	Кількість, шт	Спожита електроенергія, кВт·год
1.	Компресори 6FE-50Y-40P	24,8	1775	3	132060
2.	Конденсатор GCHV RD 100.2NF/16A-65	14,88	1775	1	26412
3.	Циркуляційний насос Atmos GIGA-B 125/230-15/4-S1	15	2880	1	43200

Разом річна витрата електроенергії 201672 кВт·год.

Тариф оплати за електроенергію складає 0,43872 грн. за кВт·год. Тоді витрати на оплату електроенергії складатиме

$$201672 \cdot 0,43872 = 88,478 \text{ тис. грн.}$$

2.12.4. Витрати на поповнення системи холодоагентом

Ці витрати знаходяться у прямій залежності від продуктивності компресорів. Норма витрати фреону на поповнення системи за рік для компресорів, що працюють на проміжний холодоносій складає 10% на рік.

Витрати на поповнення системи, за умов вартості R507a 210 грн./кг будуть складати:

$$B_{507a} = 80 \cdot 0,1 \cdot 210 = 1,68 \text{ тис. грн.}$$

2.12.5. Витрати на поповнення системи мастилом.

Незважаючи на те, що після кожного компресору встановлено мастиловідділки, мастило виноситься з компресору. Кількість мастила, що виноситься з компресору складає 5% від загального об'єму мастила в системі.

Річна потреба в мастилі визначається за формулою:

$$11,25 \cdot 0,05 = 0,5625 \text{ л;}$$

Витрати на поповнення системи мастилом гвинтових компресорів при ціні на мастило 704 грн/л складатиме:

					КР000.142.008.001.2022РПЗ	Лист
						59
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$B_{\text{маст}}=0,5625 \cdot 704=0,396 \text{ тис. грн.}$$

2.12.6. Витрати на заробітну плату

Для праце спроможності ковзанки необхідні такі посади: механіки, касир та спостерігач для дотриманням правил на льодовій арені (останні дві посади можуть бути об'єднанні).

Заробітну платню робітників розраховують з врахуванням премії та доплат за роботу у нічний час і святкові дні. На посаду касиру та наглядача будуть представлені співробітники спорткомплексу НУХТ, які будуть отримувати оплату в розмірі половини мінімальної заробітної плати.

Чисельність робочого персоналу компресорного цеху приймається один механік-машиніст (табл. 2.12.3.).

Фонд додаткової заробітної плати: $\Phi ДЗП = \Phi ОЗП \cdot 0,08$

$$\Phi ДЗП = 67,2 \cdot 0,08 = 5,38 \text{ тис. грн.}$$

Повний фонд заробітної плати: $\Phi ЗП = \Phi ОЗП + \Phi ДЗП$

$$\Phi ЗП = 67,2 + 5,38 = 72,58 \text{ тис. грн.}$$

Витрати на оплату праці робітників з нарахуваннями:

$$В О П_{\text{упр}} = 72,58 \cdot 0,3708 + 72,58 = 99,49 \text{ тис. грн.}$$

Таблиця 2.5.3. – Фонд по сплаті основної заробітної плати робітників.

Найменування професії та розряд	Тарифна ставка	Проект	Кіл-сть годин на місяць	Додаток за шкідливість, 10%	Місячний фонд заробітної плати, грн.	Річний (сезонний) фонд заробітної плати, тис. грн.
Механік-машиніст	24,44	1	360	800	8800	35,19
Разом						35,19

Фонд заробітної плати управління проводиться алогічно за допомогою табл. 2.12.4.

Таблиця 2.12.4. – Фонд по сплаті основної заробітної плати апарату управління.

Найменування професії та розряд	Посадовий оклад	Чисельність	Місячний фонд заробітної плати, грн.	Річний фонд заробітної плати, тис. грн.
Касир	4000	1	4000	16
Наглядач	4000	1	4000	16
Разом				32

Загальні витрати на заробітну плату складає

2.12.7. Амортизація обладнання

Амортизаційні відрахування на обладнання становлять 21,925%:

$$5321,2 \cdot 0,21925 = 1166,7 \text{ тис. грн.}$$

2.12.8. Витрати на поточні ремонти

Витрати на поточні ремонти складають 50% від амортизаційних витрат:

$$V_{\text{поточні}} = 1166,7 \cdot 0,5 = 583,34 \text{ тис. грн.}$$

2.12.9. Витрати на охорону праці

Фінансування заходів з охорони праці складає 0,2 % від фонду оплати праці. Ці кошти витрачають на реалізацію заходів для покращення умов праці, створення кращих побутових і соціальних умов на виробництві, підготовки підприємства до робіт, придбання засобів індивідуального захисту тощо:

$$V_{\text{оп}} = 99,49 \cdot 0,002 = 0,199 \text{ тис. грн.}$$

2.12.10. Інші витрати

Інші витрати складають 0,5% від загальноцехових витрат.

Калькуляція цехових витрат зведена до табл. 2.12.5.

2.12.11. Визначення цехової собівартості одиниці виробленого холоду.

Собівартість стандартної одиниці виробленого холоду:

$$C = 1\,682,543 \cdot 10^3 / 642550 = 2,62 \text{ грн./ст.кВт} \cdot \text{год.}$$

Таблиця 2.5.5. – Собівартість одиниці виробленого холоду.

Статті витрат та доходів	Значення показників, тис. грн.
Електроенергія	88,478
Мастило	0,396
R507a	1,68
Оплата праці	325,6
Амортизація обладнання	1166,7
Поточні ремонти	99,49
Охорона праці	0,199
Разом	1 682,543

Статті прибутку

2.12.12.Визначення теоретичного прибутку від льодової арили.

На ковзанці одночасно можуть бути присутні 76 відвідувачів. Середня наповненість буде складати: 30 осіб (40%), дана інформація розрахована за інформації отриманої з сервісу Google Maps. Каток буде працювати з 8 до 20 годин. Вартість квитка буде складати 40 грн/2 години, лише за умови наявності своїх ковзанів (ковзани в оренду не видаються). Теоретичний денний дохід буде складати, за умови що ковзанка буде працювати 4 місяця в рік:

$$D_{\text{теор день}} = 30 * (20 - 8) / 2 * 40 = 7,2 \text{ тис. грн.}$$

Сезонний теоретичний дохід буде складати:

$$D_{\text{теор сезон}} = D_{\text{теор день}} * 4 * 30 = 7,2 * 4 * 30 = 864 \text{ тис. грн.}$$

Список використаних джерел.

1. Рекомендации по проектированию инженерного оборудования искусственных катков (хладотехническая часть). ЛенЗНИИЭП Госгражданстроя СССР. Л., 1972.
2. Державні санітарні правила і норми влаштування, утримання загальноосвітніх навчальних закладів та організації навчально-виховного процесу. ДСанПіН 5.5.2.008-01.
3. <https://elmar.com.ua/lampy-osram/metallogalogennye-lampy-osram/metallogalogennye-lampy-hqi-ts-osram/hqi-ts-1000w-d-s-pro-cable-osram-metallogalogennaja-lampa-powerstar.html>
4. <https://www.artenergy.com.ua/novosti/karta-solnechnoi-insoliatsii-ukrainy>
5. «Санітарні правила устрою та утримання місць занять по фізичній культурі і спорту» № 1567-76 від 30.12.1976 року затверджених Головним санітарним лікарем СРСР діючій на теперішній час.
6. <http://weatherarchive.ru/Temperature/Kiev/November-2021#4>
7. Явнель Б.К. Курсовое и дипломное проектирование холодильных установок и систем кондиционирования воздуха. – М.: Пищ. пром.-сть, 1989. – 320 с.

					КР000.142.008.001.2022РПЗ							
		№ докум	Підпис									
Розроб.	Калита В.С.				Проект холодильної машини льодової арили спорткомплексу НУХТ у м. Київ			Літ.		Лист	Листів	
Перевір.	Прядко М.О.									63		
Реценз.								ТЕХТ ННІТІ НУХТ				
Н. Контр.	Прядко М.О.											
Затверд.	Петренко В.П.											

[illegible]