

Міністерство освіти і науки України  
Одеський національний технологічний університет  
Кафедра холодильних установок і кондиціонування повітря



## ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження та розробка комбінованої системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання для підприємств сфери обслуговування на природних робочих тілах у м. Одеса

Здобувача Горбаньов С.В.

2 курсу ХМ-161МН групи

Керівник к.т.н., доц. Трандафілов В.В.

Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

**Кваліфікаційна робота допускається до захисту**

Рішення кафедри від 28.05.2026 р. протокол № 10

Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

# ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Інститут	Холоду, кріотехнологій та екоенергетики ім. В.С. Мартиновського
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Магістр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Зав. кафедри д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.

«20» листопада 2025 року

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Горбаньов Святослав Валерійович

1. Тема роботи Дослідження та розробка комбінованої системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання для підприємств сфери обслуговування на природних робочих тілах у м. Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 30.01.2025 р. наказ № 51-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Система кондиціювання на базі парокомпресійного теплового насосу в системі комбінованого виробництва тепла та холоду тепловий насос, який працює на R-152a, R-134a, R-290, R-600a розташований у м. Одеса.

Температура повітря на вході в приміщення + 25°C ± 2°C. Вологість повітря у приміщенні: 40% - 60%

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1 Теоретична частина;

Розділ 2 Аналітична частина. Розділ 3 Економічна частина;

Розділ 4 Охорона праці.

Висновки.

Перелік використаних джерел інформації.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Презентація в PowerPoint

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання видав
Економічна частина	д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.	20.04.2026	27.04.2026
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	27.04.2026	10.05.2026

7. Дата видачі завдання \_\_\_\_\_ 20.11.2025 р. \_\_\_\_\_

Керівник \_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_ Горбаньов С.В.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	20.05-21.05.2026	виконано
2	Вступ	20.11-20.12.2025	виконано
3	Розділ 1. Теоретична частина	10.01-25.02.2026	виконано
4	Розділ 2. Аналітична частина	26.02-20.04.2026	виконано
5	Розділ 3. Економічна частина	20.04-27.04.2026	виконано
6	Розділ 4. Охорона праці	27.04-10.05.2026	виконано
7	Висновки	13.05-14.05.2026	виконано
8	Перелік використаних джерел інформації	15.05-17.05.2026	виконано
9	Підготовка презентації та доповіді	17.05-20.05.2026	виконано
10	Відгук керівників, рецензування, підготовка до захисту кваліфікаційної роботи	21.05-24.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Горбаньов С.В.

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Трандафілов В.В.

*Несу відповідальність за ідентичність електронного та друкованого варіантів кваліфікаційної роботи, даю згоду на обробку персональних даних та не заперечую проти розміщення кваліфікаційної роботи на офіційних web-ресурсах ОНТУ.*

*Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчесності.*

Здобувач-дипломник \_\_\_\_\_ Горбаньов Святослав Валерійович \_\_\_\_\_

## Реферат

У кваліфікаційній роботі було проведено дослідження та розробку комбінованої системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання для підприємств сфери обслуговування на природних робочих тілах у м. Одеса.

Проведено аналіз робочих речовин холодильних систем, які застосовуються в системах кондиціонування.

Проведено аналіз та оцінка ефективності схеми холодильної системи при використанні холодоагентів з низьким впливом на навколишнє середовище. Використання холодоагенту R152a дозволяє підвищити коефіцієнт перетворення системи на 5-7% в порівнянні з R-134a в залежності від температури конденсації.

Холодоагент R-152a має на 10-13% більшу об'ємну продуктивність та більш низьку масову витрату, що дозволяє знизити кількість завантаженого холодоагенту. У номінальних умовах роботи досліджуваній тепловий насос має холодопродуктивність 100 кВт і COP 6,46. Було отримано, що R152a вважається найефективнішим холодоагентом порівняно з шістьма іншими холодоагентами.

Ключові слова: чилер – природні робочі тіла – енергоефективність

## Abstract

This thesis presents research and development of a combined cooling, heating and hot water supply system for service sector enterprises in Odessa, utilising natural refrigerants.

An analysis was carried out of the refrigerants used in air-conditioning systems.

An analysis and assessment of the efficiency of the refrigeration system design was carried out when using refrigerants with a low environmental impact. The use of R-152a refrigerant allows the system's coefficient of performance to be increased by 5–7% compared to R-134a, depending on the condensation temperature.

Refrigerant R-152a has 10–13% higher volumetric capacity and a lower mass flow rate, which allows for a reduction in the amount of refrigerant charged. Under nominal operating conditions, the heat pump under investigation has a cooling capacity of 100 kW and a COP of 6.46. It was found that R152a is considered the most efficient refrigerant compared to six other refrigerants.

Keywords: chiller – natural refrigerants – energy efficiency

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ЗМІСТ

	Стор.
<b>ВСТУП</b> .....	6
<b>РОЗДІЛ 1. Теоретична частина</b> .....	8
1.1 Огляд систем підготовки охолодженої води.....	8
1.2 Види чиллерів.....	9
1.3 Варіанти схемних рішень чилерів.....	26
1.4 Переваги та недоліки чиллерів.....	28
1.5 Аналіз робочих тіл холодильних систем та систем кондиціонування ...	30
<b>РОЗДІЛ 2. Аналітична частина</b> .....	42
2.1 Постановка задачі дослідження.....	42
2.2 Теплотехнічний і вологісний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі.....	45
2.3 Теплотехнічний розрахунок зовнішніх огорожень.....	50
2.4 Розрахунок теплових втрат.....	59
2.5 Розрахунок холодильної системи.....	76
2.6 Аналіз режимів роботи системи охолодження з використанням умов навколишнього середовища.....	78
2.7 Аналіз показників ефективності холодильної системи при використанні екологічно безпечних холодоагентів.....	86
<b>РОЗДІЛ 3. Економічна частина</b> .....	104
<b>РОЗДІЛ 4. Охорона праці</b> .....	107
<b>Висновки</b> .....	121
Перелік використаних джерел інформації.....	123

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>Дослідження та розробка комбінованої системи охолодження, опалення та гарячого водопостачання для підприємств сфери обслуговування на природних робочих тілах у м. Одеса</i>	Літ.	Аркуш	Аркушів
Розроб.		Горбаньов С.В.						
Перевір.		Трандафілов ВВ					5	124
Реценз.						<b>ОНТУ гр. ХМ-161МН</b>		
Н. Контр.		Трандафілов ВВ						

## Вступ

Охолодження відповідає за 20% світового споживання енергії. Крім того, процес охолодження пов'язаний з низкою екологічних проблем, таких як руйнування озонового шару та явище глобального потепління через шкідливі холодоагенти. Тому виникає потреба у створенні системи охолодження з високою ефективністю та з екологічно чистими холодоагентами. Відповідно до Директиви Європейського парламенту 517/2014, використання холодоагентів з високим потенціалом глобального потепління (ПГП) має бути зменшено. Загальна межа в ПГП може бути обрана на рівні 150, особливо для побутових холодильних систем та систем кондиціонування повітря, і тому використання холодоагентів з нижчим ПГП потрібно використовувати в нових системах або для заміни існуючих холодоагентів.

На даний момент найбільш звичайними холодоагентами є R134a і R404a, які мають GWP, рівний 1430 і 3922 відповідно. Наступне покоління холодоагентів має бути більш дружнім до навколишнього середовища, тому великий інтерес був зосереджений на R32 з GWP = 675. Однак цей холодоагент має середній, а не низький GWP; факт, що викликає велику критику з цього приводу. Альтернативний холодоагент R152a має GWP = 138 і за цим критерієм є перспективним вибором. Однак він має відносно вищу горючість і належить до групи A2 ASHRAE.

Холоагенти R1234yf і R1234ze мають GWP, рівний 4 і 6 відповідно, і вони є хорошим вибором, але їх проблеми з хімічною стабільністю для тривалої експлуатації та їх висока вартість роблять їх використання під сумнівом. Останньою і найбільш перспективною категорією для майбутнього є природні холодоагенти з надзвичайно низьким ПГП. R717 (NH<sub>3</sub>) є перспективним холодоагентом, але він токсичний (група B1 ASHRAE). R290 (пропан) і R600a (ізобутан) також є природними холодоагентами, але вони мають високу горючість (група A3 ASHRAE). Останнім вибором є CO<sub>2</sub>, який має GWP = 1, він не є горючим і токсичним, але має низьку критичну

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

температуру (~31 °C), що призводить до транскритичного циклу з відносно низькою ефективністю та високим рівнем тиску.

**Метою і завданням даного дослідження** є розробка і дослідження парокомпресійної холодильної системи для виробництва охолодженої води для системи кондиціонування підприємства сфери обслуговування (адміністративної будівлі). Під час дослідження сучасного стану на ринку робочих тіл стають очевидними наступні основні вимоги: мінімальна токсичність, вибухо-пожежобезпечність, озонобезпечність, невеликий вплив на парниковий ефект, хороші термодинамічні і високі експлуатаційні параметри.

**Об'єктом дослідження** є система підготовки охолодженої води. Виходячи з розрахунку тепловтрат потужність системи складає 140 кВт.

**Основним методом дослідження** є проведення теплового розрахунку холодильної установки, варіативний розрахунок та аналіз показників ефективності на різних холодоагентах.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 1. Теоретична частина

### 1.1 Огляд систем підготовки охолодженої води.

Чиллери (chiller) - це холодильна установка (холодильник) для охолодження води або іншої рідини. Холодильна машина призначена для відбору теплоти у охолоджуваної середовища при низьких температурах, при цьому віддача теплоти при високих температурах є побічним процесом. У складі холодильної машини кілька функціональних елементів: компресор (від 1 до 4), конденсатор, електродвигун, випарник, пристрій для розширення холодоагенту або терморегулюючий вентиль, блок управління.



Рис. 1.1 Чилер (загальний вигляд)

Отримання штучного холоду базується на простих фізичних процесах: випаровуванні, конденсації, стисненні і розширенні робочих речовин. Робочі речовини, використовувані в холодильних агрегатах, називають холодильними агентами. Холодильні машини розрізняються:

- по конструкції (абсорбція, з вбудованим або виносним конденсатором - конденсаторні та бесконденсаторні);
- типу охолодження конденсатора (повітряне або водяне);

									Арк.
									8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

- схемами підключення;
- наявності теплового насоса.

### ***Переваги***

- Зручність експлуатації - цілий рік автоматично підтримуються задані параметри в кожному приміщенні відповідно до санітарно-гігієнічними нормами;
- Гнучкість системи - відстань між чиллером і фанкойлами обмежена тільки потужністю насоса і може досягати сотень метрів;
- Економічне перевага - скорочуються витрати на експлуатацію;
- Екологічна перевага - нешкідливий холодоносій;
- Будівельне перевага - гнучкість планування, мінімальні витрати корисної площі на розміщення холодильної машини, т.к її можна встановити на даху, технічному поверсі будівель, у дворі;
- Акустичне перевага - малошумное виконання агрегатів;
- Безпека - ризик затопки обмежений за рахунок застосування запірної арматури.
- Чиллери ВМТ-Ксірон можуть служити неї тільки джерелом холодопостачання, але і в режимі реверсування холодильного або водяного циклу працювати як тепловий насос, що затребуване в холодну пору року.

## **1.2 Види чиллерів**

### ***1.2.1 Абсорбційні чиллери***

Абсорбційні чиллери - дуже перспективна область розвитку холодильної техніки, яка отримує все більш широке застосування через яскраво вираженою сучасної тенденції до Електрозбереження. Справа в тому, що для абсорбційних холодильних машин основним джерелом енергії є не електричний струм, а непридатне тепло, неминуче виникає на заводах, підприємствах і т. П. І безповоротно викидається в атмосферу, будь то гаряче повітря, охлаждаемая повітрям гаряча вода і ін.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Робочою речовиною є розчин з двох, іноді трьох компонентів. Найбільш поширені бінарні розчини з поглинача (абсорбенту) і холодоагенту, що відповідають двом основним вимогам до них: висока розчинність холодоагенту в абсорбенту та значно більш висока температура кипіння абсорбенту в порівнянні з холодоагентом. Широке застосування отримали розчини вода-аміак (водааміачних холодильні машини) і бромистий літій-вода (бромістолітєвіє машини), в яких, відповідно, вода і бромистий літій є абсорбентами, а аміак і вода - холодоагентами. Робочий цикл в абсорбційних чиллерах (див. На малюнку нижче) виглядає наступним чином: в генераторі, до якого підводиться дармове тепло) кипить робоча речовина, в результаті чого википає практично чистий холодоагент, адже його температура кипіння набагато нижче, ніж у абсорбенту.



Рис. 1.2 Абсорбційний чилер

Пар хладагента надходить в конденсатор, де охолоджується і конденсується, віддаючи своє тепло навколишньому середовищу. Далі отримана рідина дроселюється, в результаті чого охолоджується при розширенні) і виходить у випарник, де, випаровуючись, віддає своє холод споживачеві і слід в абсорбер. Сюди ж через дросель подається абсорбент, з якого на самому початку википів холодоагент, і поглинає пари холодоагенту, адже ми вище позначили вимога їх хорошою розчинності. Нарешті,

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

насичений холодоагентом абсорбент насосом перекачується в генератор, де холодоагент знову википає.

*Основні переваги абсорбційних чілерів:*

1. Ідеальне рішення для створення тригенерації на підприємстві. Тригенераційної комплекс - це комплекс дозволяє на сьогоднішній день, максимально знизити собівартість електроенергії, гарячого водопостачання, опалення та охолодження для підприємства за рахунок використання власної когенераційної електростанції в зв'язці з абсорбційним чиллером;
2. Великий термін експлуатації - в межах 20 років, до проведення першого капітального ремонту; низька собівартість виробленого холоду, холод виробляється майже безкоштовно, т. к. абсорбційні чиллери просто утилізують зайве тепло;
3. Знижений рівень шуму і вібрації, в результаті відсутності компресорів з електромоторами, як наслідок - тиха робота і висока надійність;
4. Застосування холодильних / нагрівають агрегатів з полум'яним газовим генератором прямої дії дозволяють відмовитися від бойлерів, які необхідно використовувати в звичайних установках. Це зменшує початкову вартість системи і робить абсорбція чиллери конкурентоспроможними порівняно зі звичайними системами, в яких використовуються бойлери та охолоджувачі;
5. Забезпечення максимальної економії електроенергії в періоди пікових навантажень. Іншими словами не споживаючи електроенергії для виробництва холоду / тепла, абсорбція чиллери не перевантажувати електромережі підприємства навіть в моменти пікових навантажень;
6. Є можливість об'єднання в парові районні системи з ефективною холодильною установкою подвійного ефекту;
7. Є можливість розподілу навантаження в умовах максимальної продуктивності в режимі охолодження. Пристрій справляється з критичної навантаженням в режимі охолодження з мінімальною

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						11
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витратою електроенергії за рахунок застосування охолоджувачів з полум'яним газовим генератором прямої дії або генератора з паровим нагріванням;

8. Дозволяє використовувати аварійні електрогенератори меншої потужності, так як споживання енергії у абсорбційних холодильних установок є мінімальним, якщо порівнювати їх з електричними холодильними установками;
9. Безпека для озонового шару, не містить холодоагентів, що руйнують озон. Охолодження здійснюється без використання холодоагентів, що містять хлор;
10. Знижується до мінімуму загальний вплив на навколишнє середовище, так як зменшено споживання електроенергії та газу, що викликають парниковий ефект і як наслідок глобальне потепління.

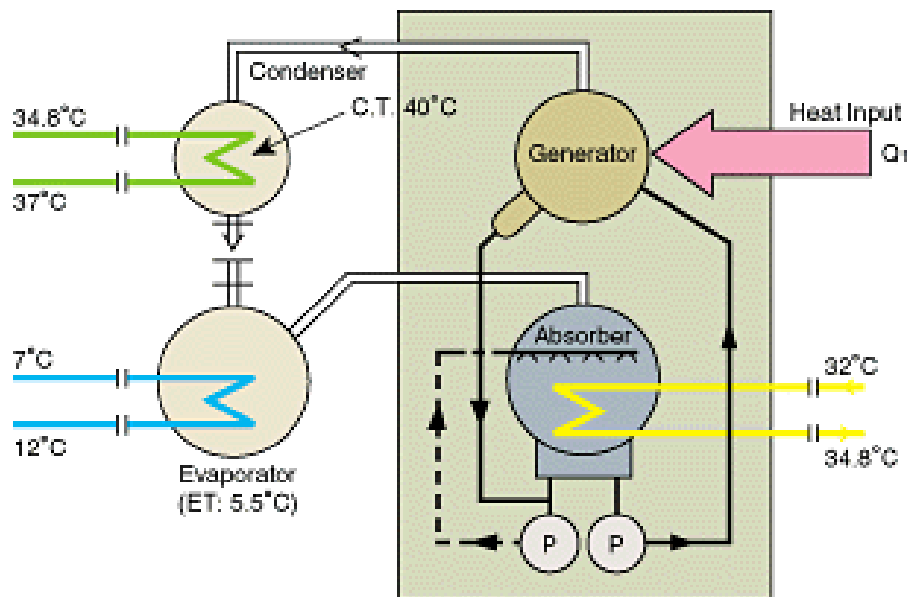


Рис. 1.3 Схема одноступінчастого абсорбційного чилера

Абсорбційний чиллер - це машина, яка виробляє охолоджену воду, використовуючи залишкове тепло з таких джерел, як пар, гаряча вода або гарячий газ. Охолоджена вода виробляється за принципом охолодження: рідина (холодоагент), яка випаровується при низькій температурі, поглинає тепло з навколишнього її середовища при випаровуванні. Чиста вода

зазвичай використовується в якості холодоагенту, тоді як розчин літію броміду (LiBr) використовується в якості абсорбенту.

#### *Плюси і мінуси систем абсорбційної холодильної машини*

Основна перевага абсорбційних чілерів - більш низькі витрати на електроенергію. Витрати можуть бути ще більш зменшені, якщо природний газ доступний за низькою ціною або якщо ми можемо використовувати джерело низькосортного тепла, який в іншому випадку втрачається на заводі.

Два основних недоліки абсорбційних систем – їх розмір-вага, а також їх потреба в більших градирнях. Поглинювальні більше і важче в порівнянні з електричними чиллерами тієї ж потужності.

#### *1.2.2 Парокомпресійні чиллери*

Парокомпресійні чиллери - це найбільш поширений в даний час тип холодильного обладнання. Генерація холоду здійснюється в парокомпрессионній циклі, що складається з чотирьох основних процесів - компресії, конденсації, дроселювання і випаровування - з використанням чотирьох основних елементів - компресора, конденсатора, що регулює вентиля і випарника - в наступній послідовності: Робоча речовина (холодоагент) в газоподібному стані надходить на вхід компресора з тиском  $P_1$  ( $\sim 7$ атм) і температурою  $T_1$  ( $\sim 5^\circ C$ ) і стискається там до тиску  $P_2$  ( $\sim 30$ атм), нагріваючись до температури  $T_2$  ( $\sim 80^\circ C$ ).



Рис. 1.4 Парокомпресійний чилер

									Арк.
									13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

*KPM.XYKP.1.51-03.1.17*

Далі холодоагент слід в конденсатор, де охолоджується (як правило, за рахунок навколишнього середовища) до температури  $T_3$  ( $\sim 45^\circ\text{C}$ ), при цьому тиск в ідеалі залишається незмінним, реально ж падає на десятки частки атм. У процесі охолодження холодоагент конденсується і отримана рідина надходить в дросель (елемент з великим гідродинамічним опором), де дуже швидко розширюється. На виході виходить паро-рідинна суміш з параметрами  $P_4$  ( $\sim 7\text{атм}$ ) і  $T_4$  ( $\sim 0^\circ\text{C}$ ), що надходить у випарник. Тут холодоагент віддає свій холод обтічній випарник теплоносія, нагріваючись і випаровуючись при постійному тиску (реально, воно впаде на десятки частки атмосфери). Отриманий охолоджений теплоносій ( $T_x \sim 7^\circ\text{C}$ ) і є кінцевим продуктом. А холодоагент на виході з випарника має параметри  $P_1$  і  $T_1$ , з якими потрапляє в компресор. Цикл замикається. Рушійна сила - компресор.

#### *Холодоагент і теплоносій*

Особливо відзначимо поділ схожих на перший погляд термінів - холодоагент і теплоносій. Холодоагент - це робоча речовина холодильного циклу, в процесі якого воно може перебувати в широкому діапазоні тисків, а також зазнає фазові зміни. Теплоносій ж агрегатного стану (фазових змін) не змінює і служить для передачі (перенесення) тепла (холоду) на певну відстань. Звичайно, можна провести аналогію, сказавши, що рушійною силою холодоагенту є компресор зі ступенем стиснення близько 3, а теплоносія - насос, що підвищує тиск в 1.5-2.5 рази, т. Е. Цифри співмірні, але принциповим є факт наявності фазових змін у холодоагенту. Іншими словами, теплоносій завжди працює при температурах нижче точки кипіння для поточного тиску, холодоагент ж може мати температуру як нижче, так і вище точки кипіння.

#### *1.2.3 Класифікація пароконденсаторних чиллерів*

За типом установки:

- Зовнішньої установки (вбудований конденсатор)

Подібні агрегати являють собою єдиний моноблок, що встановлюється на вулиці. Зручний тим, що дозволяє експлуатувати неексплуатовані площі -

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

покрівлю, відкриті площі на землі і ін. Також це і більш дешеве рішення. У той же час, використання води в якості теплоносія пов'язане з необхідністю її зливу на зимовий період, що незручно в експлуатації, тому застосовуються незамерзаючі рідини, як нові сольові, так і традиційні - розчини гліколей в воді. При цьому необхідно проводити перерахунок роботи чилера під кожен конкретний теплоносій. Відзначимо, що всі сьогоденні незамерзаючі розчини на 15-20% менш ефективні, ніж вода. Останню взагалі важко перевершити - висока за мірками рідин теплоємність і щільність роблять її практично ідеальним теплоносієм, якби не настільки висока температура замерзання.

- Внутрішньої установки (виносної конденсатор)

Тут ситуація практично зворотна в порівнянні з попереднім варіантом. Чиллер складається з двох частин - компресорно-випарного блоку і конденсатора, з'єднані фреоновою трасою. Потрібні іноді досить цінні площі всередині будівлі, при цьому як і раніше необхідно місце зовні для розміщення конденсатора, правда з помітно меншими вимогами як по площі так і по масі. У чиллерах внутрішньої установки не виникає проблем з використанням води.



Рис. 1.5 Парокомпресійний чилер з вмонтованим конденсатором

Згадаємо і трохи більше енергоспоживання компресора і збільшені втрати тиску і температури холодоагенту в зв'язку з подовженою трасою (від

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						15
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

чиллера до конденсатора), яка, до речі, також обмежена компресором по довжині.

*За типом виконання конденсатора:*

- Повітряного охолодження

Це найпоширеніший варіант. Конденсатор є трубчасто-ребристий теплообмінник і охолоджується безкоштовним зовнішнім повітрям. Це і дешево і просто в проектуванні, монтажі та експлуатації. Мабуть, мінусом можна назвати лише великі габарити конденсатора на увазі малу щільність повітря.



Рис. 1.6 Парокомпресійний чилер з виносним конденсатором

- Водяного охолодження

Проте, в ряді випадків використовується водяне охолодження конденсатора. У цьому випадку конденсатор є пластинчастим, пластинчато-ребристим або теплообмінником "труба в трубі". Водяне охолодження помітно зменшує габарити конденсатора, а також дозволяє реалізувати рекуперацію тепла. Але отримана нагріта вода (близько 40С) не є цінним продуктом, часто її просто відправляють на охолодження в градирні, знову таки віддаючи все тепло навколишньому середовищу. Таким чином, водяне охолодження реально вигідно в разі наявності споживача нагрітої води. У будь-якому випадку, чиллери з водяним охолодженням дорожче, ніж з

									Арк.
									16
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17

повітряним, а вся система в цілому більш складна і в проектуванні і в монтажі і в експлуатації.

Традиційно для охолодження конденсатора холодильних машин застосовуються градирні, в яких вода, нагріта в конденсаторі, розбризкується через форсунки в потоці рухомого зовнішнього повітря, і при безпосередньому контакті з повітрям охолоджується до температури мокрого термометра зовнішнього повітря, надходячи потім в конденсатор. Це досить громіздкий пристрій, що вимагає спеціального обслуговування, установки насоса та іншого допоміжного обладнання. Останнім часом застосовуються так звані «сухі» градирні або охолоджувачі конденсатора, які представляють поверхневий теплообмінник «вода-повітря» з осьовими вентиляторами, в якому теплота води, нагрітої в конденсаторі передається повітрю, циркуляцію якого через теплообмінник забезпечують осьові вентилятори.

У першому випадку водяний контур розімкнутий, у другому випадку - замкнутий, в якому необхідно встановити все необхідне обладнання: циркуляційний насос, розширювальний бак, запобіжний клапан, запірну арматуру. Для запобігання замерзання води при роботі чиллера в режимі охолодження при негативних температурах зовнішнього повітря, замкнутий контур заповнюється водним розчином незамерзаючої рідини. При водяному охолодженні конденсатора теплота конденсації також марно втрачається і сприяє тепловому забрудненню навколишнього середовища. При наявності джерела теплоти, наприклад системи гарячого водопостачання або технологічної лінії, в період вироблення холоду можливо корисно використовувати теплоту конденсації.

*За типом виконання гідромодуля:*

- З вбудованим гідромодулем

Чиллери такої конфігурації являють собою моноблок, в який включена насосна група і, як правило, розширювальний бак. Очевидно, що виробники випускають стандартні гідромодулі найчастіше двох модифікацій - з менш і більш потужними насосами, які не завжди задовольняють необхідною

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



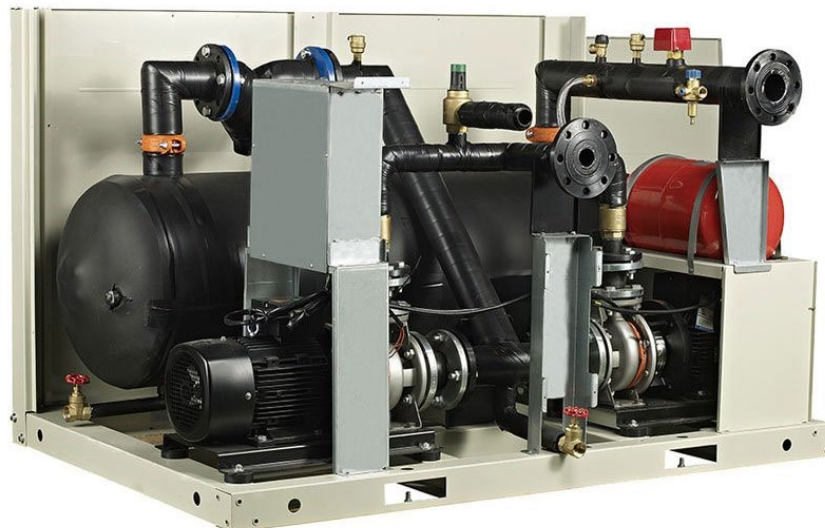


Рис. 1.8 Чилер з виносним гідромодулем

*По типу компресора:*

- - Поршневі компресора



Рис. 1.9 Чилер з поршневим компресором

- Ротаційні компресора
- Спіральні компресора

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17

Арк.

19



Рис. 1.10 Спіральний компресор

- Гвинтові компресора

*За типом вентиляторів конденсатора:*

- Осьові вентилятори
- Відцентрові вентилятори



Рис. 1.11 Центробіжний вентилятор

*Опції чилерів*

Фрікулінг - функція вільного охолодження. Практично незамінна для чілерів, які працюють і в холодну пору року. Виникає розумне питання, навіщо використовувати для охолодження парокompресійний цикл, якщо за бортом і

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

без того холодно. Відповідь приходить сам собою - слід теплоносії безпосередньо охолоджувати вуличним повітрям. В системі холодопостачання найбільш поширений температурний графік 7 / 12С, а, значить, теоретично, при вуличних температурах нижче 7С вже можливо використовувати вільне охолодження. На практиці, через недорекуперації, область застосування кілька звужується - при температурі 0С і нижче холодопродуктивність від фрикулінга досягає номінальних значень.

Теловой насос - це режим роботи чилера 'на опалення ". Парокомпресійний цикл працює дещо в іншій послідовності, випарник і конденсатор міняються своїми ролями і теплоносії не охолоджує, а нагрівається. До речі, зауважимо, що чилер хоч і холодильна машина, що дає тричі більше холоду, ніж споживає, але він ще ефективніший як обігрівача - тепла він дасть в чотири рази більше, ніж витратить електроенергії. Режим теплового насоса найбільш поширений в громадських і адміністративних будівлях, іноді застосовується для складів і ін.



Рис. 1.12 Чилер з фрикулінгом

Плавний пуск компресора - опція, що дозволяє позбутися від високих пускових струмів, що перевищують робочі в 2-3 рази.

*Типологія чилерів*

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Джерелом холоду в водоповітряних системах кондиціонування повітря є чиллер - водоохолоджувальні холодильна машина. Існують чиллери різних типів в залежності від способу охолодження конденсатора, способу комплектації: моноблочного або без конденсатора, з вбудованим гидромодулем або без нього, типу компресора, режиму роботи (тільки охолодження або охолодження та опалення). Виробники чиллерів постійно модернізують обладнання, що випускається на основі новітніх технологічних і конструкторських розробок.

Номенклатурний ряд випускаються чиллерів в останні роки значно оновився за рахунок широкого застосування нових більш ефективних типів компресорів: спіральних, одногвинтових, двухвінтових які в діапазоні малих, середніх і великих производительностей поступово витісняють поршневі компресори. Розширився ряд чиллерів з вбудованим гідравлічним модулем, в тому числі і з баком, що акумулює.

Найчастіше використовуються як випарники пластинчасті і поверхневі теплообмінники, що дало можливість зменшити габарити агрегатів і їх вага. Останнім часом виробники почали випускає чиллери на екологічно безпечних фреонах R407 ° C, R134a. Залежно від способу охолодження конденсатора чиллери поділяються на чиллери з повітряним охолодженням конденсатора і чиллери з водяним охолодженням конденсатора. Найбільше застосування знаходять чиллери з повітряним охолодженням конденсатора, коли теплота від конденсатора відводиться повітрям, частіше зовнішнім.

Цей спосіб відведення теплоти вимагає установки чилера зовні будівлі або застосування спеціальних заходів, що забезпечують такий спосіб охолодження. Чилери з повітряним охолодженням конденсатора випускаються в моноблочному виконанні, коли всі елементи чилера знаходяться в одному блоці, і чиллери без конденсатора, коли основний блок може встановлюватися в приміщенні, а конденсатор, що охолоджується зовнішнім повітрям, розміщується поза будівлі, наприклад на даху або у

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дворі. Основний блок з'єднується з повітряним конденсатором, що установлений зовні будівлі, мідними фреонопроводов.

### *Моноблочні чиллери*

- Чилери з осьовими вентиляторами

Чиллери в моноблочному виконанні випускаються з осьовими вентиляторами і з відцентровими вентиляторами. Осьові вентилятори не можуть працювати на вентиляційну мережу, тому чиллери з осьовими вентиляторами повинні встановлюватися тільки зовні будівлі, при цьому ніщо не повинно заважати надходженню повітря в конденсатор і викиду його вентиляторами. Чилери з осьовими вентиляторами можуть виготовлятися в різних варіантах виконання: 1 -Стандартний, 2 - з повною регенерацією теплоти, 3 - з частковою регенерацією теплоти, 4 - для охолодження водного незамерзаючої розчину етиленгліколю в діапазоні робочих температур від + 4 ° С до -7 ° С.

Можливе виконання чилера з додатковим способом регулювання холодопродуктивності. При варіантах виконання чилерів 1, 3 теплота конденсації передається зовнішньому середовищу і безповоротно втрачається. При варіантах виконання чилерів 2 і 4 встановлюються додаткові кожухотрубні теплообмінники, дублюючі конденсатор повністю в варіанті R (використання 100% вищу теплоту для нагрівання води) або частково (використання 15% вищу теплоту для нагрівання води).

При варіанті 4 додатковий кожухотрубний конденсатор встановлюється на нагнітальній лінії після компресора перед основним повітряним конденсатором. Конфігурація чилера може бути: ST-стандартна; LN - зі зниженим рівнем шуму, що досягається пристроєм звукопоглинаючого кожуха для компресора і зниженням швидкості обертання осьового вентилятора конденсатора в порівнянні зі стандартною конфігурацією; EN - зі значним зниженням рівня шуму, що досягається пристроєм звукопоглинаючого кожуха для компресора, збільшенням площі живого перетину конденсатора для проходу повітря і зниженням швидкості

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

обертання осьового вентилятора, а так само установкою компресора на пружинні антивібраційні опори, застосуванням гнучких вставок на нагнітальних і всмоктуючих трубопроводах холодильного контуру.

Вимоги за рівнем звукової потужності, створюваної працюючим чиллером з осьовими вентиляторами при установці за межами будівлі можуть бути не дуже високими, якщо відсутні особливі вимоги по рівню шуму в забудові, де ця будівля розташована. Якщо такі обмеження мають місце, необхідно виконати розрахунок рівня звукового тиску в приміщенні шуму, випромінюваного чиллером, і при необхідності застосувати чиллери спеціальної конфігурації.

- Чилери з відцентровими вентиляторами

Чилери з відцентровими вентиляторами призначені для установки всередині будівлі. Основні вимоги до цих блокам: компактність і низький рівень шуму, пов'язані з установкою всередині приміщення. У чиллерах даного типу використовуються відцентрові вентилятори з низькою швидкістю обертання, велика частина типорозмірів малої і середньої продуктивності має спіральний компресор, що відрізняється низьким рівнем шуму, в типорозмірах з герметичним поршневым компресором він поміщений в спеціальний звукоізоляційний кожух. Бічні панелі корпусу таких чілерів мають звукопоглинальне покриття зсередини, передбачена можливість поряд зі стандартною конфігурацією ST, конфігурації SC з низьким рівнем шуму, де напівгерметичний поршковий компресор поміщений в шумопоглинальний кожух і є гнучкі вставки на нагнітальному і всмоктувальному трубопроводах холодильного контуру.

При виборі даного типу чилера і його розміщенні слід забезпечити вільний підведення охолоджуючого повітря до чиллеру і відведення повітря, нагрітого в конденсаторі. Це здійснюється за допомогою всмоктуючих і нагнітальних повітропроводів, при цьому утворюється вентиляційна мережа, що складається з відцентрового вентилятора, повітронагрівача (конденсатор чилера), повітроводів, забірної і випускний вентиляційних жалюзійних

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

решіток. Розміри останніх підбираються на основі рекомендованих швидкостей руху повітря в перерізі решіток і повітропроводів.

Необхідно на основі аеродинамічного розрахунку визначити втрати тиску у вентиляційній мережі. Втрати тиску у вентиляційній мережі повинні відповідати тиску, що розвивається відцентровим вентилятором, при значенні витрати повітря, що охолоджує конденсатор. Якщо тиск відцентрового вентилятора менше, ніж втрати тиску у вентиляційній мережі, віз можна застосувати більш потужний електродвигун до відцентрового вентилятора по спеціальному замовленню. Повітроводи повинні приєднуватись до чиллеру за допомогою гнучких вставок, щоб вібрація передавалася на вентиляційну мережу.

#### *Продуктивність чиллерів*

Залежно від продуктивності чиллери комплектуються трьома типами компресорів: спіральними компресорами для малої (останнім часом відбулося зміщення в сторону середньої) продуктивності, Одногвинтові компресорами для середньої і великої продуктивності двогвинтового компресорами для середньої продуктивності, герметичними поршневыми компресорами для малої продуктивності і напівгерметичними поршневыми компресорами для середньої продуктивності. Спіральні і гвинтові компресори як більш ефективні в певному діапазоні продуктивності в порівнянні з поршневыми замінюють поступово останні. Чиллери випускаються в двох виконаннях: працюють тільки в режимі холодильної машини і працюють в двох режимах: холодильної машини і теплового. У чиллерах з повітряним охолодженням конденсатора, в яких передбачена робота в режимі теплового насоса, передбачено реверсування холодильного циклу, в чиллерах з водяним охолодженням передбачено реверсування по водяного контуру.

#### *Схема чилера з вбудованим гідравлічним модулем*

У варіанті виконання в блок чилера включені: циркуляційний насос на зворотному трубопроводі, мембранний розширювальний бак, запобіжний

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

клапан для води, спускний вентиль, вузол заповнення водою, манометр, диференціальне реле тиску.

### 1.3 Варіанти схемних рішень чилерів

«Free Cooling» або фрікулінг – це холодильна система, що передбачає режим природного охолодження. При його наявності в холодну пору року рідина охолоджується не в випарнику, а спеціальному теплообміннику - драйкулери, де в якості джерела охолодження використовується зовнішнє повітря з низькою температурою. В цьому випадку чиллер обладнаний додатковим контуром охолодження, по якому циркулює незамерзаючий водний розчин.

У регіонах з помірним і холодним кліматом наявність фрікулінга допомагає істотно економити електроенергію в осінньо-зимовий період. У драйкулери від харчування працюють тільки осьові вентилятори, в той час як в інших типах холодильних агрегатів електрику потрібно також для роботи випарника. При наявності системи вільного охолодження компресор - основний споживач електроенергії - працює значно менше, що стає додатковим джерелом економії.

Крім того, більшість сучасних драйкулери оснащені частотними перетворювачами, які дозволяють регулювати швидкість обертання лопатей вентилятора.

Чиллер з природним охолодженням може використовувати фрікулінг повністю або частково. У першому випадку охолодження повітря відбуватися при повністю вимкненому компресорі за рахунок гліколевого контуру, у другому - компресор працює в половину навантаження, а гліколевий контур використовується паралельно для охолодження повітря в приміщенні і конденсатора.

Системи з «Free cooling» в зимовий період дають можливість економити до 80% електроенергії, а в міжсезоння - до 50%. З огляду на значне зростання цін на енергоносії, така економія є дуже істотною. Саме

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тому власники промислових підприємств, що мають постійну потребу в охолодженні, вважають за краще установку систем охолодження рідини з «Free cooling».

Наша компанія пропонує охолоджувачі технічних рідин з системою фрікулінг, а також займається виробництвом, постачанням та монтажем драйкулери ( «сухих охолоджувачів рідини» або «сухих градирень»). «Ксірон-холод» займається випуском драйкулери як під чиллери власного виробництва, так і для монтування в інші системи охолодження.

#### *Енергозберігаючі схеми охолодження технічних рідин*

Постійне подорожчання електроенергії призводить до того, що одним з основних критеріїв при виборі холодильного обладнання стає його енергоефективність. Так, в Західній Європі зараз спостерігається тенденція, коли більш дешевому, але недостатньо економічному обладнанню воліють дорогий, але енергетично більш вигідний варіант. В кінцевому рахунку, таке обладнання дуже швидко себе окупає за рахунок помірному споживання електроенергії. Підрахунки переконливо доводять, що в російських кліматичних умовах додаткові витрати на придбання енергозберігаючого обладнання окупаються протягом двох років.

На сьогоднішній день найбільшим попитом користується обладнання з системою природного охолодження «фрікулінг», яке дозволяє в зимовий та осінньо-весняний період використовувати для охолодження холодоагенту холодне зовнішнє повітря, не включаючи компресор. Оскільки основним споживачем електроенергії вважається саме компресор, то застосування фрікулінга дозволяє істотно економити електроенергію.

Можна виділити два види холодильних систем, в яких реалізований принцип повітряного охолодження:

- стандартна водоохолоджувальні установка на базі повітряного конденсатора доповнюється сухий градирнею;

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- водоохолоджувальні установка працює на основі рідинного конденсатора, а суха градирня використовується для відбору тепла у рідини, що охолоджує конденсатор.

#### 1.4 Переваги та недоліки чиллерів

##### Переваги

1. У порівнянні з спліт-системами, в яких між холодильною машиною і локальними вузлами циркулює газовий холодоагент, системи чиллер-фанкойл мають переваги:
2. Масштабованість. Кількість фанкойлів (навантажень) на центральну холодильну машину (чиллер) практично обмежена тільки її продуктивністю.
3. Мінімальний обсяг і площа. Система кондиціонування великого будинку може містити єдиний чиллер, що займає мінімальний обсяг і площа, зберігається зовнішній вигляд фасаду за рахунок відсутності зовнішніх блоків кондиціонерів.
4. Практично не обмежена відстань між чиллером і фанкойлами. Довжина трас може досягати сотень метрів, так як при високій теплоємності рідкого теплоносія питомі втрати на погонний метр траси набагато нижче, ніж в системах з газовим холодоагентом.
5. Вартість розводки. Для зв'язку чиллерів і фанкойлів використовуються звичайні водяні труби, запірні арматура і т. П. Балансування водяних труб, тобто вирівнювання тиску і швидкості потоку води між окремими фанкойлами, істотно простіше і дешевше, ніж в газонаповнених системах.
6. Безпека. Потенційно летючі гази (газовий холодоагент) зосереджені в чиллере, що встановлюється, як правило, на повітрі (на даху або безпосередньо на землі). Аварії трубої розводки всередині будівлі обмежені ризиком затоки, який може бути зменшений автоматичної запірною арматурою.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### *Недоліки*

Системи чиллер-фанкойл, в строгому сенсі, не є системами вентиляції - вони охолоджують повітря в кожному приміщенні з кондиціонером, але ніяк не впливають на циркуляцію повітря. Тому для забезпечення повітрообміну системи чиллер-фанкойл комбінуються з повітряними (даховими) системами кондиціонування, холодильні машини яких охолоджують зовнішнє повітря і подають його в приміщення по паралельній системі примусової вентиляції.

Будучи більш економічними, ніж дахові системи, системи чиллер-фанкойл безумовно програють в економічності VRV і VRF-систем. Однак вартість VRV-систем залишається істотно вище, а їх гранична продуктивність (обсяги охолоджуваних приміщень) - обмежені (до декількох тисяч кубометрів).

### *Деякі аспекти проектування холодопостачання*

Холодильна машина - це габаритне (всі три виміри помітно перевищують метр, а довжина може перевершити і 10м) і важке (до 15 тонн) обладнання. На практиці це означає практично беззастережну необхідність в застосуванні розвантажувальних рам для розподілу маси чилера на велику площу з вибором допустимих точок опори. Стандартні рами далеко не завжди підходять для кожного конкретного випадку, тому, найчастіше, потрібне спеціальне проектування.

Чиллер ВМТ-Ксірон має в складі 1-4 компресора, 1-12 вентиляторів, 1-2 насоса, що викликає цілу гаму негативних вібрацій, тому, установка чиллера неодмінно проводиться на віброопори відповідної несучої здатності, а під'єднання всіх трубопроводів - через вібровставки відповідного діаметру .

Як правило, під'єднувальні діаметри трубопроводів у чилера менше, ніж магістральної труби (частіше на один, іноді і на два типорозміри), тому потрібен перехід. Рекомендується безпосередньо у чилера встановити Вибровставка і відразу слідом - перехід. Через значні гідравлічних втрат видаляти перехід від агрегату не рекомендується.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Щоб уникнути засмічення випарника з боку теплоносія на вході в чиллер обов'язковим є установка фільтра.

У разі вбудованого гидромодуля, на виході з чилера обов'язкова наявність зворотного клапана, щоб уникнути руху води проти проектного.

Для регулювання прямого і зворотного потоків рекомендується перемичка між ними з регулятором перепаду тиску.

Нарешті, в документації завжди слід звертати увагу, для якого теплоносія приведені дані. Застосування незамерзаючої теплоносія в середньому на 15-20% знижує ефективність роботи системи холодопостачання.

## **1.5 Аналіз робочих тіл холодильних систем та систем кондиціонування**

Новий Регламент (ЄС) № 517/2014 Європейського Парламенту та Ради Європейського союзу по фторсодержащим парниковим газам передбачає скорочення їх використання до 2030 року на 79% від середнього рівня 2009-2012 років (розрахунок проводиться на основі еквівалентного викиду CO<sub>2</sub>). Очевидно, в найближчі 13 років кліматичну галузь чекають великі зміни: виведеним з обороту холодоагентів будуть потрібні альтернативи.

Сьогодні відповідають вимогам нової директиви і не шкідливими для навколишнього середовища вважаються кілька хладагентів нового покоління для кондиціонерів, теплових насосів і холодильного обладнання, зокрема R32, деякі інші гідрофторвуглеці (ДФУ), гідрофторолефіни (ГФО), CO<sub>2</sub> і вуглеводні, включаючи R290 і R600. Ведуться активні подальші дослідження і розробки інших альтернативних холодоагентів.

R32 в кліматичному обладнанні використовується давно: з нього наполовину складається поширений холодоагент R410A. Потенціал впливу на глобальне потепління (GWP) R32 дорівнює 675 - це третина від показника R410A (2088). R32 має більшу енергоефективність, при рівній

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

продуктивності потрібно в меншій кількості для заправки, відповідно, обладнання може стати компактніше. R32 однокомпонентний, тому його простіше повторно використовувати і утилізувати, відсутній так званий температурний глайд. В процесі зберігання R32 не поділяється на фракції. Але для його заправки потрібні деякі нові інструменти і дотримання необхідних процедур. До того ж, як і більшість хладагентів з низьким GWP, R32 є слабогорючим.

Як будь-яке нововведення, перехід на R32 може створити певні труднощі, тому завдання виробників і дистриб'юторів - навчання монтажних і сервісних компаній методикам роботи з новим холодоагентом. Не менш важливо також інформувати проектувальників, продавців дилерських компаній і споживачів про нове законодавство, щоб нові директиви вже зараз враховувалися при проектуванні систем, розрахованих на найближчі 10-15 років.

### **Відмова від ГФУ з високим GWP: основні кроки**

#### **2014**

Створена законодавча база для появи нових фреонів з низьким потенціалом впливу на глобальне потепління: стандарт ISO 5149:1993 («Системи холодильні холодопродуктивністю понад 3,0 кВт. Вимоги безпеки»).

Євросоюз переглянув законодавство (Регламент № 517/2014) по фторсодержащим холодоагентів (ДФУ), затвердивши графік часткової відмови від них в деяких класах обладнання.

#### **2016 рік**

Старт поетапної ліквідації ДФУ.

Вступає в силу нове законодавство по фторсодержащим газам.

Виробники та імпортери ДФУ, в залежності від своєї ринкової частки, отримують обмеження (квоти) на реалізацію ДФУ.

Повна заборона на використання R22, в тому числі на заправку старих холодильних контурів. Якщо система кондиціонування працює на R22 - вона

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повинна бути виведена з використання або переведена на альтернативний холодоагент.

Заборона на побутові холодильники, якщо вони не працюють на хладагентах з GWP менше 150. В основному заборона розрахований на системи на R134A.

### **2020 рік**

Заборона на холодоагенти з показником GWP свише 2500 (R404A і R507) в стаціонарному холодильному обладнанні. Нове обладнання повинно використовувати R407A або інші холодоагенти.

Обмежений максимальний показник GWP мобільних кондиціонерів: не більше 150.

### **2022 рік**

Обмежено показник GWP для комерційних холодильників і морозильників на базі герметичних компресорів: не більше 150.

### **2022-2025 роки**

Заборона на спліт-системи, що використовують холодоагент з GWP понад 750 при заправці в системі менше 3 кг.

Заборона на холодоагенти з GWP понад 150 в центральних багатозональних системах охолодження холодопроизводительностью більше 40 кВт (зазвичай застосовуються в супермаркетах), крім первинного контуру каскадних систем, для яких максимально допустиме значення GWP становить 1500.

Заборона на обслуговування обладнання на хладагентах з GWP понад 2500. Застосуємо тільки до холодильного обладнання з вмістом холодоагенту, еквівалентним 40 тоннам CO<sub>2</sub> і більш.

### **2030 рік**

В середньому в період між 2016 і 2030 роком використання ДФУ має скоротитися на 79%. R410A, R134A і R407C не будуть повністю заборонені, але їх використання буде значно обмежена.

*Значення відмови від гідрофторвуглеців для кліматичної галузі*

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Існує очевидна потреба в альтернативних хладагентах, які не тільки були б менш шкідливими для навколишнього середовища не впливають на клімат і відповідали б вимогам нового законодавства, але були б також безпечними і забезпечували підвищення економічності використання устаткування. Економія важлива як з точки зору вартості холодоагенту, так і з точки зору переобладнання існуючих систем для роботи з ним. Використання нових холодоагентів, що мають на увазі повний перегляд проектів систем, означає, що частина обладнання, яке буде встановлено в найближчі 5-10 років, може стати непридатною для використання ще до закінчення терміну служби. Виробники вважають за краще діяти прямо зараз, пропонуючи нові продукти і способи адаптації старих систем до нових холодоагентів, продовжуючи, таким чином, термін їх експлуатації.

При виборі холодоагенту нового покоління необхідно врахувати ряд факторів:

- озоноруйнуючий потенціал;
- потенціал впливу на глобальне потепління;
- безпеку;
- ефективне використання природних ресурсів;
- енергоефективність;
- доступність.

Озоноруйнуючий потенціал і потенціал впливу на глобальне потепління

Відповідно до Монреальського протоколу і європейському законодавству з проблеми виснаження озонового шару озоноруйнуючий потенціал холодоагентів повинний бути нульовим. Ситуація з потенціалом впливу на глобальне потепління (GWP) трохи складніше, тому що цей показник розраховується з урахуванням повного життєвого циклу обладнання. Це означає, що енергія, використана протягом всього терміну служби кондиціонера або теплового насоса, перекладається в еквівалент глобального потепління (непряма емісія), потім додається безпосередня емісія (в результаті витoku з різних причин) холодоагенту. Такий метод дає

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

більш точну оцінку реального впливу обладнання на глобальне потепління протягом усього його життєвого циклу.

### **Енергоефективність**

Всі перераховані фактори важливі, проте ключовий фактор при виборі холодоагенту - його енергоефективність. Без максимальної енергоефективності система все одно буде побічно «здійснювати» додатковий викид вуглекислого газу за рахунок спалювання природних ресурсів в процесі генерації електроенергії, необхідної для роботи кліматичного обладнання.

При оцінці енергоефективності потрібно враховувати не тільки «сезонну ефективність», усереднену за сезон охолодження або опалення, але і ефективність при пікових навантаженнях (в дуже спекотні або дуже холодні дні). Перший показник важливий для відповідності цільових показників енергоефективності різних європейських директив (Ecodesign, Energy efficiency directive, EPBD, Renewable Energy Source Directive), а ефективність при пікових навантаженнях дозволить обходитися без задіяння резервних потужностей електростанцій.

### **Холодоагенти нового покоління: варіанти**

Поки до кінця не ясно, який газ займе місце холодоагенту нового покоління. Найбільш ймовірні кандидати - R32, суміші ГФО, CO<sub>2</sub> і вуглеводні (пропан і бутан). У кожного з них є свої переваги і недоліки, і, швидше за все, кожен з хладагентів (або їх поєднання) займе власну нішу. Можливо, для кондиціонерів і теплових насосів буде використовуватися R32, для напівпромислового кондиціювання - R410A, CO<sub>2</sub> і суміші ДФУ, бутан - для побутових холодильників і морозильних камер.

Порівняємо перелічені вище альтернативи з поширеними в даний час ДФУ за такими параметрами, як конструкція системи, вартість установки, енергоефективність та безпеку.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						34
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Показники	ГФВ	R32 (ГФВ)	ГФО	CO2	Вуглеводні
GWP	1300/1400	675	4-6	1	<10
Конструкція та вартість компресора				Високий тиск	
Енергоефективність					
Клас безпеки	A1	A2L	A2L	A1	A3
Вартість холодоагенту			?		
Вартість системи					

### Горючість

R410A має категорію A1 - низькотоксичні і негорючі речовини. А R32, будучи ДФУ з низьким GWP, - категорію A2L. Існують різні рівні горючості. Швидкість горіння R32-6,7 см / с, пропану - 46 см / с, т. Е. З точки зору безпеки різниця досить суттєва. Можливі ризики варіюються від серйозних травм до короткочасного виникнення полум'я.

З існуючої технічної документації по R32 слід, що при повній виток холодоагенту з системи в приміщення включення компресора або спрацьовування вимикача, швидше за все, не спричинять загоряння або вибух. Невелике полум'я, яке виникає під час обслуговування в процесі пайки, пояснюється горінням масла, а не газу. Тести показують, що R32 поводить в системах так само, як і R410A.

Висловлювалися побоювання, що в процесі горіння R32 може виділятися фтористий водень. При впливі високих температур (наприклад, при ацетилено-кисневого різання) R32 розкладається на три речовини: окис вуглецю, двоокис вуглецю і фтористий водень. Остання речовина, з'єднуючись з водою, утворює високотоксичну фторістоводородну кислоту. Однак варто пам'ятати, що під впливом високих температур так поведуться всі ГФУ-холодоагенти, в тому числі ті, які використовуються в даний час.

						Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	

Цей ризик не можна ігнорувати, і тому, незалежно від типу використовуваного хладагента, необхідно дотримуватися всі встановлені при роботі правила.

Дослідження, проведені компанією Daikin і Токійським університетом науки Сува, показують, що навіть якщо займання R32 відбудеться (при концентрації понад 320 г / м<sup>3</sup>), небезпеки вибуху немає, а ймовірність поширення вогню вкрай низька.

### **Установка**

Незалежно від використовуваного хладагента, роботи по монтажу і заправці обладнання повинен проводити кваліфікований персонал. Це означає, що монтажники зобов'язані мати сертифікати для роботи з фторвмісними газами і бути навченими роботі з обладнанням і холодоагентами, які вони встановлюють. Так як R32 давно використовувався в складі R410A, зміни в процедурі монтажу незначні.

Але необхідно звертати особливу увагу на організацію вентиляції в приміщенні, де проводяться роботи. В принципі вентиляція необхідна і при роботі з традиційними холодоагентами, проте в разі R32 її відсутність може привести до більш неприємних наслідків.

R32, будучи важким газом, має властивість накопичуватися в поглибленнях, тому бажано їх чимось закрити перед початком робіт. Також при виробництві будь-яких робіт, пов'язаних з паянням на холодильному контурі, необхідно переконатися, що в ньому не залишилося холодоагенту. Це правило справедливо і для традиційних холодоагентів, при нагріванні яких утворюється отруйний газ, однак в разі R32 перевірку слід проводити більш ретельно.

В цілому ж нічого особливого, крім високої пильності й акуратності, від монтажника не потрібно.

Для роботи з R32 слід незначно оновити набір інструментів. З огляду на те що характеристика «тиск - температура» R32 відрізняється від R410A, потрібно придбати спеціальний манометрический колектор. Також для

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

роботи з R32 потрібна станція евакуації з безщітковим мотором компресора, який виключає утворення іскор при роботі. Слід мати на увазі, що R32, як будь-який горючий газ, поставляється в балонах з лівою різьбою. Для використання стандартних шлангів з правого різьбленням необхідно придбати або виготовити відповідний перехідник. Всі інші інструменти міняти не потрібно.

На закінчення слід ще раз наголосити на важливості усвідомленого вибору кліматичного обладнання в найближчі 10-15 років. У зв'язку з виведенням частини хладагентів з обігу кінцеві користувачі, монтажники, проектувальники і продавці повинні бути інформовані про всі обмеження і зміни, щоб точно знати, скільки прослужить те чи інше обладнання.

На даний момент найбільш звичайними холодоагентами є R134a і R404a, які мають GWP, рівний 1430 і 3922 відповідно. Наступне покоління холодоагентів має бути більш дружнім до навколишнього середовища, тому великий інтерес був зосереджений на R32 з GWP = 675. Однак цей холодоагент має середній, а не низький GWP; факт, що викликає велику критику з цього приводу. Альтернативний холодоагент R152a має GWP = 138 і за цим критерієм є перспективним вибором. Однак він має відносно вищу горючість і належить до групи A2 ASHRAE.

Холоагенти R1234yf і R1234ze мають GWP, рівний 4 і 6 відповідно, і вони є хорошим вибором, але їх проблеми з хімічною стабільністю для тривалої експлуатації та їх висока вартість роблять їх використання під сумнівом. Останньою і найбільш перспективною категорією для майбутнього є природні холодоагенти з надзвичайно низьким ПГП. R717 (NH<sub>3</sub>) є перспективним холодоагентом, але він токсичний (група B1 ASHRAE). R290 (пропан) і R600a (ізобутан) також є природними холодоагентами, але вони мають високу горючість (група A3 ASHRAE). Останнім вибором є CO<sub>2</sub>, який має GWP = 1, він не є горючим і токсичним, але має низьку критичну температуру (~31 °C), що призводить до транскритичного циклу з відносно

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

низькою ефективністю та високим рівнем тиску. У таблиці 1.1 узагальнено попередні холодоагенти та їх характеристики.

Таблиця 1.1 Холодоагенти та їх характеристики.

Холодоагент	Класифікація	GWP	ASHRAE клас	Ціна (\$/кг)	Обмеження
R134a	HFC	1120	A1	5,3	Високий GWP
R404a	HFC	3922	A1	3,5	Високий GWP
R152a	HFC	138	A2	1,5	Помірна горючість, низький GWP
R32	HFC	677	A2L	3	Низька горючість, низький GWP
R1234yf	HFO	<1	A2L	88	Низька горючість, Проблеми зі стабільністю
R1234ze	HFO	<1	A2L	90	Низька горючість, Проблеми зі стабільністю
R717 (NH <sub>3</sub> )	Природний	<1	B1	1,5	Токсичний
R744 (CO <sub>2</sub> )	Природний	1	A1	0,7	Низький COP
R290	Природний	3	A3	1,3	Висока

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17

Арк.

39

(Propane)	(вуглеводень)				горючість
R600a (Iso-butane)	Природний (вуглеводень)	4	A3	2	Висока горючість

Попередній аналіз показує, що не існує оптимального холодоагенту без будь-яких недоліків. Використання CO<sub>2</sub> здається перспективним вибором для майбутнього, особливо з модифікованою системою з паралельними пристроями стиснення, переохолодження та ежектора, але існує потреба в підвищенні ефективності та створенні сертифікованого персоналу. Серед ГФУ перспективним вибором є використання R152a через низький ПГП, який нижчий за 150. Щоб його встановити, потрібно зіткнутися лише з проблемами горючості. Однак важливо зазначити, що R152a відноситься до категорії A2 і є менш займистим, ніж R290 і R600a, які також є перспективними і використовуваними холодоагентами. Тому використання R152a має виконуватися з досвідченим персоналом і з дотриманням відповідних правил безпеки.

Останніми роками було проведено багато досліджень щодо використання R152a і порівнюють його з існуючими холодоагентами та іншими перспективними. Також корисно зазначити, що R152a є компонентом багатьох сумішей (наприклад, R444A). В 2015р. Були проведені дослідження простої системи охолодження з R152a, R134a та R32. Встановлено, що використання R152a призводить до 8,5% вищого коефіцієнта продуктивності (COP), ніж R134a, тоді як R32 є менш ефективним холодоагентом. Більше того, Nie et al. виявили, що R152a більш ефективний, ніж R134a, R143a і R32. Cabello та ін. розглянули використання R152a як заміну R134a для системи з внутрішнім теплообмінником і без нього. Вони виявили на 13% вищий COP з R152a, а також зниження холодоємності. Санчес та ін. досліджували різні холодоагенти і виявили, що R152a більш ефективний, ніж R134a, R600a, R1234yf і R1234ze. Однак вони виявили, що R290 є найефективнішою робочою рідиною, але вони підкреслили його високу горючість і потребу в

					<i>КРМ.ХУКП.151-03.117</i>	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

більш потужному електричному двигуні, два фактори, які роблять його непридатним для прямого встановлення альтернативи R134a. Нарешті вони дійшли висновку, що R152a і R1234yf є найбільш перспективним вибором для заміни R134a. Більше того, можна сказати, що Perez-Garcia et al. стверджує, що використання R152a може бути виконано з використанням вторинного контуру з міркувань безпеки та для вирішення проблем із займистістю. Використання R152a в каскадних конфігураціях з CO<sub>2</sub> на нижній стадії є багатообіцяючим вибором, який також був розглянутий. Cabello та ін. довели, що заміна холодоагенту R134a на R152a можлива в каскадному циклі з CO<sub>2</sub>. Вони провели експериментальну роботу і виявили подібну продуктивність для обох конфігурацій, а також заявили, що система працювала близько двох місяців без проблем після використання R152a. В іншій роботі Yang et al. виявили, що використання R152a в каскадній системі з CO<sub>2</sub> є більш ефективним, ніж використання каскадних систем R134a/CO<sub>2</sub> та R124/CO<sub>2</sub>.

Попередній огляд літератури показує, що R152a є одним з найбільш перспективних холодоагентів для холодильних машин майбутнього. Існуючі дослідження показують високу продуктивність і хорошу сумісність з існуючими установками. Тому є необхідність більш глибокого дослідження цієї робочої рідини. У цьому напрямку дане дослідження є детальним аналізом системи охолодження з R152a з метою визначення її продуктивності та її холодопродуктивності в різних умовах експлуатації.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						41
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## РОЗДІЛ 2. Аналітична частина

### 2.1 Постановка задачі дослідження

У роботі досліджується парокомпресійна холодильна система для виробництва охолодженої води для системи кондиціонування адміністративної будівлі. R152a та інші раніше зазначені холодоагенти є досліджуваною робочою рідиною, яка є відносно екологічно чистою рідиною. Ця система досліджується при різних температурах навколишнього середовища ( $T_{nc}$ ), температурах в приміщенні ( $T_{вн}$ ) і різних швидкостях обертання. У номінальних умовах він має охолоджуючу потужність 140 кВт при 2000 об/хв для  $T_{nc} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$  і  $T_{вн} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . Корисно зазначити, що повітря використовується в конденсаторі та вода у випарнику випарнику як зовнішній теплоносіє.

У зв'язку з цим кліматичні системи розраховуються на наступні параметри зовнішнього повітря:

- Максимальна температура зовнішнього повітря:  $+ 42 \text{ }^\circ\text{C}$

- Мінімальна температура зовнішнього повітря:  $-20 \text{ }^\circ\text{C}$

Згідно Технічного завдання на проектування приймаємо:

- Температура повітря на вході в приміщення:  $+ 24\text{C} \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$

- Вологість повітря на вході в приміщення: 40% -60%

Параметри повітря, що подається приймаються більш точно відповідно до рекомендацій ASHRAE 2008 року «Environmental Guidelines for Datacom Equipment»

*Табл. 2.1. Граничні параметри повітря по ID діаграмі вологого повітря. рекомендації ASHRAE*

			A	B	C	D	E
Температура	t	°C	27,0	27,0	23,2	18,0	18,0
Вологість	$\phi$	%	26%	48%	60%	60%	44%
Вологовміст	x	g/kg s.v.	5,6	10,6	10,6	7,8	5,6
Ентальпія	h	kJ/kg s.v.	41,2	54,2	50,1	37,9	32,4
Темп.влажн.терм	tv	°C	5,5	15,0	15,0	10,5	5,5

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



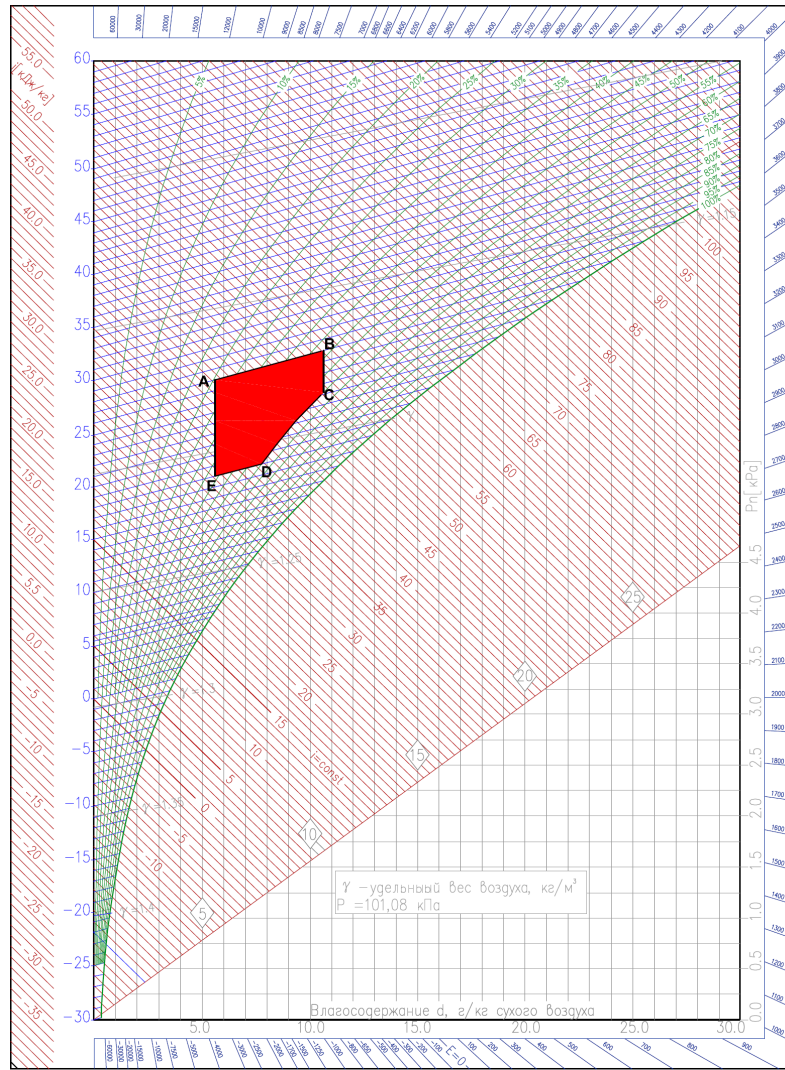


Рис. 2,2 Рекомендації Ashrae. Діаграма вологого повітря

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.XYKP.1.51-03.1.17

Арк.

44

## 2.2 Теплотехнічний і вологісний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі

### 2.2.1 Обґрунтування вибору температурних режимів.

Комфортна і оптимальна температура повітря

ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень» визначають гігієнічні вимоги до параметрів повітряного середовища у виробничих зонах. Вони є чинним українським нормативним документом..

#### **Визначення оптимальної температури для житлових приміщень**

Параметри мікроклімату для житлових будівель та приміщень в Україні регламентуються ДБН В.2.2-15:2019 «Житлові будівлі. Основні положення» та ДСанПіН 2.2.4-171-10 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату житлових і громадських будівель». Зазначені документи встановлюють допустимі та оптимальні значення температури, відносної вологості та швидкості руху повітря.

#### **Оптимальна температура для робочих приміщень**

Оптимальні параметри мікроклімату на робочих місцях в Україні встановлюються відповідно до ДСН 3.3.6.042-99. Температура повітря повинна забезпечувати тепловий комфорт працівника, тобто підтримання теплової рівноваги організму та запобігання перегріванню чи переохолодженню.

У ДСН 3.3.6.042-99 всі виробничі процеси класифіковані за категоріями трудової діяльності залежно від рівня енерговитрат працівника. Для кожної категорії встановлено оптимальні та допустимі значення температури, а також максимально допустимий час перебування у приміщеннях, якщо фіксується відхилення від встановлених температурних меж.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						45
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Характеристика категорій робіт

Згідно з ДСН 3.3.6.042-99 трудові процеси поділяються на п'ять категорій – від найменш інтенсивних (легкі роботи) до робіт високої інтенсивності. Критерієм розподілу виступає рівень енерговитрат, виражений у ккал/год (Вт).

## Оптимальна температура на робочому місці

Залежно від інтенсивності праці ДСН 3.3.6.042-99 визначає оптимальні температурні діапазони для робочих приміщень. Ці значення є базовими для проектування, експлуатації та контролю мікрокліматичних умов на підприємствах.

Нижче подано узагальнену таблицю оптимальних та допустимих параметрів температури повітря для різних категорій трудової діяльності згідно з чинним українським нормативом ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Формат подачі адаптований для використання в навчальних матеріалах, технічних звітах чи проектній документації.

У таблиці наведено два типи норм:

- **Оптимальні параметри** – забезпечують тепловий комфорт і найкращий фізіологічний стан працівника.
- **Допустимі параметри** – не викликають перевищення фізіологічних напружень, але можливий певний дискомфорт; ці норми застосовуються в умовах, коли забезпечити оптимальні параметри неможливо.

Таблиця 2.2. Оптимальні та допустимі температури для житлових приміщень (ДСанПіН 2.2.4-171-10)

Тип приміщення	Оптимальна температура, °С	Допустима температура, °С
Житлова кімната	20–22	18–24
Кухня	19–21	18–26
Ванна кімната, санвузол	24–26	18–26
Коридори, хол, комори	16–18	14–20
Дитяча кімната	20–22	18–24
Спальня	18–20	17–23

Таблиця 2.3 Параметри мікроклімату житлових будівель за сезонністю (ДБН В.2.2-15:2019)

Сезон	Тип приміщення	Рекомендована температура, °С	Додаткові вимоги
<b>Опалювальний період (зима)</b>	Житлові кімнати	20	Допускається відхилення -2 / +2 °С
	Кухня	18	—
	Ванна кімната	25	—
	Коридори, підсобні приміщення	16	—
<b>Теплий період року (літо)</b>	Житлові кімнати	23–25	Відносна вологість не більше 60 %
	Кухня	23–27	—
	Ванна кімната	23–27	—

Таблиця 2.4. Додаткові мікрокліматичні параметри (ДСанПіН 2.2.4-171-10)

Показник	Оптимальні значення	Допустимі значення
<b>Відносна вологість, %</b>	40–60	30–65
<b>Швидкість руху повітря, м/с</b>	0,1–0,2	До 0,3
<b>Температура поверхонь огорожувальних конструкцій</b>	Не нижче +18 °С	Не нижче +16 °С

### 2.2.2 Теплотехнічний розрахунок огорожувальних конструкцій будівлі.

Вибір теплоізоляції, варіантів утеплення стін, перекриттів і інших огорожуючих конструкцій для більшості замовників-забудовників завдання складне. Занадто багато суперечливих проблем потрібно вирішити одночасно. В даний час теплозбереження енергоресурсів набуло великого значення. Згідно ДБН В.2.6-31:2016 «Теплова ізоляція будівель» до ізоляції будівель пред'являються такі вимоги:

-Вимога, що б перепад між температурами внутрішнього повітря і на поверхні огорожуючих конструкцій не перевищували допустимих значень. Максимальних значень перепаду для зовнішньої стіни 4 ° С, для покриття і горіщного перекриття 3 ° С і для перекриття над підвалами та підпідлоговими 2 °С.

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-Вимога, що  $t_B$  температура на внутрішній поверхні огороження булавище температури точки роси.

Розрахунок теплоізоляції передбачає порівняння розрахункових коефіцієнтів теплопередачі огороджувальних конструкцій з нормативними даними згідно з ДБН В.2.6-31:2016.

*Визначення необхідного опору теплопередачі зовнішніх огорожень.*

Необхідний опір теплопередачі виходячи з санітарно-гігієнічних і комфортних умов в розрахунковий холодний період визначається за формулою:

$$R_0 = n \cdot \frac{(t_B - t_H)}{\Delta t_H \cdot \alpha_B}, \quad \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

де:

$n$  - коефіцієнт, що враховує залежність положення зовнішньої поверхні огороджувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря (Наведений в таблиці 6 ДБН В.2.6-31:2016»),  $n = 1$ .

$\Delta t_H$  - нормований температурний перепад між температурою внутрішнього повітря  $t_B$  и температурою внутрішньої поверхні  $t_B$  огороджувальної конструкції, °C, (таблиця 5 ДБН В.2.6-31:2016»),  $\Delta t_H = 4,5^\circ\text{C}$  для зовнішніх стін, и  $4,0^\circ\text{C}$  для покриттів.

$\alpha_B$  - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огороджувальних конструкцій, Вт/(м<sup>2</sup>×°C), (таблиця 7 ДБН В.2.6-31:2016»). Для стін, підлог і гладких перекриттів = 8,7, для вікон – 8,0.

$t_B$  - розрахункова температура внутрішнього повітря ДБН В.2.2-15-2019,  $t_B = 20^\circ\text{C}$ .

$t_H$  - розрахункова температура зовнішнього повітря в холодний період року, °C (найбільш холодної п'ятиденки забезпеченістю 0,92 по ДБН В.2.6-31:2021),  $t_H = -18^\circ\text{C}$ .

Таким чином, необхідний опір теплопередачі виходячи з санітарно-гігієнічних і комфортних умов:

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						48
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для зовнішньої стіни і покриття (без горищного перекриття):

$$R_0^{TP} = 1 \cdot \frac{(20+17)}{4,5 \cdot 8,7} = 0,945 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

- для покриття (без горищного перекриття під рулонної покрівлею):

$$R_0^{TP} = 1 \cdot \frac{(20+17)}{4,0 \cdot 8,7} = 1,06 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

- для входних дверей необхідний опір теплопередачі повинне бути, згідно п.5.7 ДБН В.2.6-31:2016» не менш  $0,6 \cdot R_0^{TP}$  зовнішніх стін зданий:

$$R_0^{TP} = 0,6 \cdot 0,945 = 0,57 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Необхідний опір теплопередачі виходячи з енергозбереження протягом опалювального періоду визначаються (Табл.4. ДБН В.2.6-31:2016») для функціонального призначення будівлі - громадського і числа градусосуток опалювального періоду, що дорівнює:

$$D_d = (t_B - t_{оп}) \cdot z_{оп} = (20 - 1,4) \cdot 160 = 2976 \text{ °C} \cdot \text{сут}$$

$t_B$  - розрахункова температура внутрішнього воздуха - приймаємо по ДБН В.2.2-15-2019 «Будівлі житлові і суспільні. Параметри мікроклімату в приміщеннях», Таблиця 2, для приміщень категорії 2, для холодного періоду, що дорівнює 20°C.

$t_{оп}$  - температура опалювального періода, по ДБН В.2.6-31:2021\* «Будівельна кліматологія», Табл.1., рівна 1,4°C.

$z_{оп}$  - тривалість опалювального періоду, по ДБН В.2.6-31:2021\* «Будівельна кліматологія», Табл.2.2., рівна 160 сут.

Таким чином, з урахуванням інтерполяції (табл.4. ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування») по числу градусодоби, необхідний опір теплопередачі:

- для зовнішніх стін:

$$R_0^{TP} = 1,8 + \frac{(2,4 - 1,8) \cdot (2976 - 2000)}{2000} = 2,09 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						49
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- для перекриттів:

$$R_0^{\text{TP}} = 2,4 + \frac{(3,2 - 2,4) \cdot (2976 - 2000)}{2000} = 2,79 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

- для вікон:

$$R_0^{\text{TP}} = 0,3 + \frac{(0,4 - 0,3) \cdot (2976 - 2000)}{2000} = 0,34 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Так само розрахунок величин, які відрізняються від табличних (Табл.4. ДБН В.2.6-31:2016») можна визначати за формулою:

$$R_0^{\text{TP}} = a \cdot D_d + b$$

де  $a$ ,  $b$  - коефіцієнти, значення яких слід приймати за даними таблиці для відповідних груп будинків.

- для зовнішніх стін:  $R_0^{\text{TP}} = 0,0003 \cdot 2976 + 1,2 = 2,09 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$

- для перекриттів:  $R_0^{\text{TP}} = 0,0004 \cdot 2976 + 1,6 = 2,79 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$

- для вікон:  $R_0^{\text{TP}} = 0,00005 \cdot 2976 + 0,2 = 0,34 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$

Необхідний опір теплопередачі, приймається для проектування будівель з розрахунковою температурою внутрішнього повітря вище 12°C нормується виходячи з енергозбереження. Таким чином, для подальшого теплотехнічного розрахунку приймаємо:

- для зовнішніх стін  $R_0^{\text{TP}} = \mathbf{2,09} \text{ м}^2 \text{°C/Вт}$

- для перекриттів  $R_0^{\text{TP}} = \mathbf{2,79} \text{ м}^2 \text{°C/Вт}$

- для вікон  $R_0^{\text{TP}} = \mathbf{0,34} \text{ м}^2 \text{°C/Вт}$

### 2.3 Теплотехнічний розрахунок зовнішніх огорожень.

2.3.1 Визначення приведенного опору теплопередачі зовнішньої стіни і товщини шару утеплювача.

Багатошарове зовнішнє огороження для триповерхової адміністративної будівлі схематично зображено на рис. 2.1. «Конструкція зовнішнього огороження. Стіна».

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						50
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

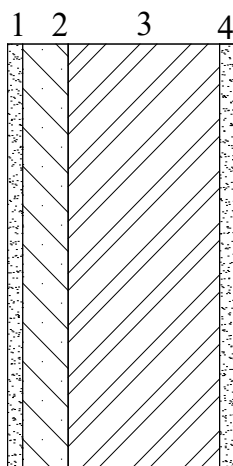


Рис.2.3. Конструкція зовнішнього огородження. Стіна.

Характеристика багатошарової зовнішньої стіни:

Таблиця 2.4.

№ слоя	Матеріал слоя	Густина матеріала $\gamma_0 (\rho)$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина слоя, м.
1.	Зовнішня штукатурка, складний універсальний розчин	1700	0,02
2.	Шар утеплювача	-	-
3.	Конструкційний шар: кладка з газобетонних блоків	700	0,2
4.	Внутрішня штукатурка, цементно-піщаний розчин	1800	0,02

Район будівництва відноситься (согласно ДБН В.2.6-31:2016» додаток «В» - «Карта зон вологості») до сухої вологості зоні.

У будівлі підтримується (согласно ДБН В.2.6-31:2016», Табл. 1 «Вологісний режим приміщень будівель») нормальний вологісний режим.

При нормальному вологісного режиму приміщення і сухій зоні вологості району будівництва все огорожі об'єкта знаходяться в умовах експлуатації, що відносяться до градації «А».

Теплотехнічні показники будівельних матеріалів (відповідно до ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування», Додаток Е (обов'язковий), Табл.Е.1. «Нормовані теплотехнічні показники будівельних матеріалів і виробів» або ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель», Додаток 3 \*) зведені в Таблицю 2.5. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни».

									Арк.
									51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17				

Таблиця 2.5. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни»

матеріал шару	Щільність матеріалу $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина слоя, $\delta$ , м.	Питома теплоємність матеріалу, $c_0$ , кДж/(кг·°С)	Характеристики матеріалів	
				теплопровідність, $\lambda_A$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°С)	паропроникність, $\mu$ , мг/(м·ч·Па)
1. Зовнішня штукатурка	1700	0,02	0,84	0,7	0,098
2.Пліти екструдованого полістиролу *	35*	0,06*	1,65*	0,029*	0,018*
3.Кладка з газобетонних блоків	1000	0,2	0,84	0,41	0,11
4. Внутрішня штукатурка	1800	0,02	0,84	0,76	0,09

\* - дані, визначені в результаті розрахунків і вибору шару утеплювача.

Приведений опір теплопередачі визначається за формулою (згідно ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель», п.6.1.4.):

$$R_0 = R_0^{\text{УСЛ}} \cdot r,$$

де:

$R_0^{\text{УСЛ}}$  - умовне опір теплопередачі конструкції без урахування теплопровідних включень (зв'язків), м<sup>2</sup>·°С/Вт;

$r$  - коефіцієнт теплотехнічної однорідності стіни. В даному випадку приймаємо  $r = 0,9$ .

беручи  $R_0 = R_0^{\text{ТР}} = 2,09$  (м<sup>2</sup> °С)/Вт, отримуємо необхідну умовне опір теплопередачі гладі стіни:

$$R_0^{\text{УМ}} = 2,09/0,9 = 2,32 \text{ (м}^2 \text{ °С)/Вт.}$$

Опір теплопередачі зовнішньої стіни, без урахування шару утеплювача, таким чином, складе:

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_H} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,2}{0,41} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{1}{23} = 0,96 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°С}}{\text{Вт}}$$

де:

$R_i = \delta_i / \lambda_i$  - опір теплопередачі шару зовнішнього огороження,

									Арк.
									52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17				

$\alpha_B$  і  $\alpha_H$  коефіцієнт тепловіддачі відповідно внутрішньої і зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій, Вт/(м<sup>2</sup>·°С), (таблиця 7 ДБН В.2.6-31:2016»).

Отримане значення опору теплопередачі зовнішньої стіни задовольняє вимогам санітарно-гігієнічних і комфортних умов, але необхідний опір теплопередачі, приймається для проектування будівель з розрахунковою температурою внутрішнього повітря вище 12 ° С нормується виходячи з енергозбереження.

Таким чином, при  $R_0 < R_0^{TP}$  конструкцію стіни потрібно утеплити.

Термічний опір утеплювального матеріалу складе:

$$R_{yT} = R_0^{yCJL} - R_0 = 2,32 - 0,96 = 1,4 \text{ (м}^2 \cdot \text{°С)/Вт.}$$

В якості теплоізоляційного матеріалу вибираємо пінополістирол. В результаті, по ДБН В.2.6-31:2021 «ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ БУДІВЕЛЬ» Додаток Е, визначаємо матеріал, який останнім часом набув широкого поширення - пінополістирол екструзійний «Пеноплекс», тип 35, з теплотехнічними характеристиками:

- густина  $\rho = 35 \text{ кг/м}^3$ ,
- коефіцієнт теплопровідності при умовах експлуатації А,  $\lambda = 0,029 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°С)}$ ,
- коефіцієнт паронепроникності -  $\mu = 0,018 \text{ мг/(м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па)}$

Тоді розрахункова товщина шару, що утеплює складе:

$$\delta_{yT} = R_{yT} \cdot \lambda_{yT} = 1,4 \cdot 0,029 = 0,041 \text{ м.}$$

Приймаємо товщину утеплювача - плити екструдованого полістиролу - 60 мм. (Один із стандартних розмірів показників плит УПС). Укладаємо на зовнішній поверхні зовнішньої стіни один шар полістиролу перед тим, як накладати шар зовнішньої штукатурки (1-й шар).

Таким чином, 1-й шар буде шар зовнішньої штукатурки товщиною 20 мм., 2-й шар - матеріал, що утеплює з екструдованого пінополістиролу товщиною 60 мм., 3-й шар - конструкційний, з газобетонних блоків товщиною 200 мм., 4-й шар - внутрішня штукатурка товщиною 20 мм ..

Опір теплопередачі зовнішньої стіни, таким чином, складе:

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						53
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_1 + R_{yT} + R_3 + R_4 + \frac{1}{\alpha_H} = \frac{1}{8,7} + \frac{0,02}{0,7} + \frac{0,06}{0,029} + \frac{0,2}{0,41} + \frac{0,02}{0,76} + \frac{1}{23} = 3,03 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином в подальших проектних розрахунках приймаємо:

Приведений опір теплопередачі зовнішньої стіни:

$$R_0^{IP} = R_0^{yCl} \cdot r = 3,1 \cdot 0,87 = 2,72 \text{ м}^2 \text{°C/Вт.}$$

Коефіцієнт теплопередачі стіни:

$$K_{HC} = 1 / R_0^{IP} = 1 / 2,72 = 0,37 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{°C).}$$

### 2.3.2 Визначення приведенного опору теплопередачі перекриття.

Багатошарове зовнішнє огороження для триповерхової адміністративної будівлі схематично зображено на рис. 2.5. «Конструкція зовнішнього огороження. Перекриття».

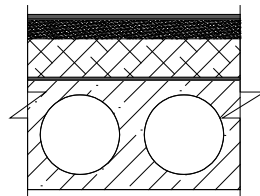


Рис.2.5. Конструкція зовнішнього огороження. Перекриття.

Характеристика многослойного перекриття (безчердачного):

Таблица 2.6.

№ слоя	Материал шару	щільність матеріалу $\gamma_0 (\rho)$ , кг/м <sup>3</sup>	товщина шару, м.
1.	Залізобетонна пустотная панель	2500	0,22
2.	Руберойд	600	0,0015
3.	Шар теплоізоляції	-	-
5.	Цементно-піщана стяжка	1800	0,04
2.	Руберойд	600	0,009

Теплотехнічні показники будівельних матеріалів (відповідно до ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель», Додаток Е (обов'язковий), Табл.Е.1. «Нормовані теплотехнічні показники будівельних матеріалів і виробів» або ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель», Додаток 3 \*) зведені в Таблицю 2.7. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів».

Таблиця 2.7. «Теплотехнічні показники будівельних матеріалів зовнішньої стіни»

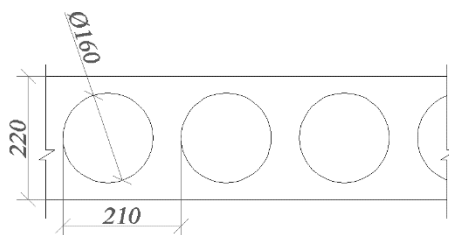
Матеріал шару	Щільність матеріалу $\rho_0$ , кг/м <sup>3</sup>	Товщина шару, $\Delta$ , м.	Питома теплоємність матеріалу, $C_0$ , Кдж/(кг·°C)	Характеристики матеріалів	
				Теплопровідність, $\lambda_a$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·°C)	Паропроникність, $\mu$ , Мг/(м·ч·Па)
1. Залізобетонна пустотная панель	2500	0,22	0,84	1,92	0,09
2. Гідроізоляція (руберойд)	600	0,008	1,68	0,17	-
3. Плити екструдованого полістиролу *	35*	0,06*	1,65*	0,029*	0,018*
4. Цементно-піщана стяжка	1800	0,04	0,84	0,76	0,09
2. Гідроізоляція (руберойд)	600	0,008	1,68	0,17	-

\* - дані, визначені в результаті розрахунків і вибору шару утеплювача.

Зробимо розрахунок термічного опору пустотною залізобетонною панеллю, який виконується шляхом складання провідностей (по ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель», пп. 6.1.8.).

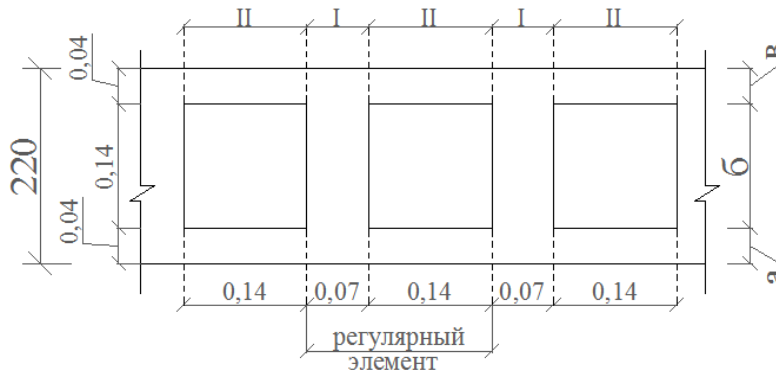
Розміри панелі і пустот в ній представлені на малюнку нижче:

а) розріз за фрагментом плити,



а)

б) розрахункова схема плити з виділенням регулярним елементом.



б)

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для розрахунку приймаємо схему перетину плити з квадратними замість круглих отворами в стіні. Сторона еквівалентного за площею квадрата ( $A_{\text{квадрата}} = A_{\text{круга}}$ ) рівна:

$$a = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} = \sqrt{\frac{3,14 \cdot 0,16^2}{4}} = 0,14 \text{ м.}$$

Виділяємо регулярний елемент і ділимо його по площинами, паралельними тепловому потоку (см.схему малюнка б)). Отримуємо два паралельні ділянки: I і II. Ділянка I - однорідний, ділянка II - неоднорідний, що складається з двох однакових по товщині шарів і повітряного прошарку.

Опору теплопередачі цих ділянок рівні:

$$R_I = \frac{\delta_I}{\lambda_I} = \frac{0,22}{1,92} = 0,115 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

$$R_{II} = R_A + R_{\text{ВОЗД.ПР}} + R_B = 2 \cdot \frac{d_A}{\lambda_A} + R_{\text{ВОЗД.ПР}} = 2 \cdot \frac{0,04}{1,92} + R_{\text{ВОЗД.ПР}} = 0,041 + R_{\text{ВОЗД.ПР}}$$

Термічний опір повітряного прошарку  $R_{\text{ВОЗД.ПР}}$ . визначається по ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель», Табл.7 «Термічний опір замкнутих повітряних прошарків».

З урахуванням того, що в панелі перекриття горизонтальна повітряний прошарок з потоком тепла знизу вгору відокремлена від зовнішнього повітря шаром утеплювача, тому в ній повітря знаходиться при плюсовій температурі. Для прослойки товщиною 0,14 м в цих умовах  $R_{\text{ВОЗД.ПР.}} = 0,15$  ( $\text{м}^2 \cdot \text{°C}$ )/Вт.

$$\text{Тогда } R_{II} = 0,04 + R_{\text{ВОЗД.ПР.}} = 0,04 + 0,15 = 0,19 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$$

Опір теплопередачі всього регулярного елемента при розбивці його площинами, паралельними тепловому потоку для перекриття:

$$R_{\text{ПАРАЛЛ.}} = \frac{A_I + A_{II}}{A_I / R_I + A_{II} / R_{II}} = \frac{0,07 + 0,14}{0,07 / 0,015 + 0,14 / 0,19} = 0,155 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

де  $A_I$  и  $A_{II}$  - площі 1 м. по довжині I і II ділянок в регулярному елементі плити, в  $\text{м}^2$ .

										Арк.
										56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17					

Ділимо регулярний елемент площинами перпендикулярними тепловому потоку (див. Схему праворуч). Отримуємо три паралельні ділянки: **а, б, в**.

Ділянки **а** й **в** - однорідні, ділянку **б** - неоднорідний, що складається з горизонтальної повітряного прошарку і шару залізобетону, шириною - **l** і товщиною - **б**.  $R_{ж/б} = 0,14/1,92 = 0,073 \text{ м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$

Опору теплопередачі цих ділянок рівні:

$$R_A = R_B = \frac{\delta_A}{\lambda_A} = \frac{0,04}{1,92} = 0,02 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Опору теплопередачі РБ, визначається (ДБН В.2.6-31:2021):

$$R_B = \frac{A_I + A_{II}}{A_I / R_{ж/б} + A_{II} / R_{возд.пр}} = \frac{0,07 + 0,14}{0,07 / 0,073 + 0,14 / 0,15} = 0,111 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Опір теплопередачі всього регулярного елемента при розбивці його площинами, перпендикулярними тепловому потоку:

$$R_{перп} = R_A + R_B + R_B = 2 \cdot R_A + R_B = 2 \cdot 0,02 + R_B$$

$$R_{перп} = 2 \cdot 0,02 + 0,111 = 0,151 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином, термічний опір залізобетонної пустотною плити (ДБН В.2.6-31:2021\*, формула (7)) :

$$R = \frac{R_{паралл} + 2 \cdot R_{перп}}{3}$$

звідси

$$R_{плиты} = \frac{0,155 + 2 \cdot 0,151}{3} = 0,152 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Далі в розрахунку використовуємо  $R_{ж/б.плиты} = 0,152 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$

Приведений опір теплопередачі визначаємо за формулою (згідно ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель», п.6.1.4.):

$$R_0 = R_0^{усл} \cdot r,$$

де:

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						57
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$R_0^{УСЛ}$  - умовне опір теплопередачі конструкції без урахування теплопровідних включень (зв'язків),  $\text{м}^2 \cdot \text{°C}/\text{Вт}$ ;

$r$  - коефіцієнт теплотехнічної однорідності. В даному випадку приймаємо, оо  $r = 0,75$ . (ДБН В.2.6-31:2021, Табл.6а\*).

беручи  $R_0 = R_0^{ТР} = 2,8 \text{ м}^2 \text{ °C}/\text{Вт}$ , отримуємо необхідну умовне опір теплопередачі зовнішнього перекриття (без горищного):

$$R_0^{УСЛ} = 2,8/0,75 = 3,72 \text{ (м}^2 \text{ °C)/Вт.}$$

Визначаємо необхідне значення опору теплопередачі шару утеплювача:

$$R_{УТ} = R_0^{УСЛ} - \left( \frac{1}{\alpha_B} + R_{ЖБ.ПЛИТЫ} + R_2 + R_4 + R_5 + \frac{1}{\alpha_H} \right) =$$
$$= 3,72 - \left( \frac{1}{8,7} + 1,152 + \frac{0,008}{0,17} + \frac{0,04}{0,76} + \frac{0,008}{0,17} + \frac{1}{23} \right) = 3,26 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином, конструкцію огорожі (перекриття) потрібно утеплити при  $R_{УТ} = 3,13 \text{ (м}^2 \cdot \text{°C)/Вт}$ .

В якості теплоізоляційного матеріалу вибираємо пінополістирол. В результаті, по ДБН В.2.6-31:2021 «ТЕПЛОВА ІЗОЛЯЦІЯ БУДІВЕЛЬ» Додаток Е, визначаємо матеріал, який останнім часом набув широкого поширення - пінополістирол екструзійний «Пеноплекс», тип 35, (ТУ 5767-002-46261013) з теплотехнічними характеристиками:

- густина  $\rho = 35 \text{ кг}/\text{м}^3$ ,
- коефіцієнт теплопровідності при умовах експлуатації А,  $\lambda = 0,029 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ ,
- коефіцієнтом паронепроникності -  $\mu = 0,018 \text{ мг}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па})$

Тоді розрахункова товщина шару, що утеплює складе:

$$\delta_{УТ} = R_{УТ} \cdot \lambda_{УТ} = 3,26 \cdot 0,029 = 0,095 \text{ м}$$

Приймаємо товщину утеплювача - плити екструдованого полістиролу - 100 мм. Укладаємо на зовнішній поверхні перекриття в два шари по 50 мм. (Один із стандартних розмірів показників плит УПС) перед тим, як накладати шар цементної стяжки.

Опір теплопередачі перекриття складе:

									Арк.
									58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

$$R_0 = \frac{1}{\alpha_B} + R_{\text{ж/б.плиты}} + R_2 + R_{\text{ут}} + R_4 + R_5 + \frac{1}{\alpha_H} = 3,81 \frac{\text{м}^2 \cdot \text{°C}}{\text{Вт}}$$

Таким чином, в подальших проектних розрахунках для перекриття приймаємо:

Приведений опір теплопередачі перекриття:

$$R_0^{\text{пр}} = R_0^{\text{усл}} \cdot r = 3,81 \cdot 0,75 = 2,87 \text{ м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}.$$

Коефіцієнт теплопередачі перекриття:

$$K_{\text{п}} = 1 / R_0^{\text{пр}} = 1 / 2,87 = 0,35 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

## 2.4 Розрахунок теплових втрат

### 2.4.1 Визначення теплових втрат через огорожувальні конструкції.

Тепловтрати через зовнішні огороження визначаються підсумовуванням тепловтрат теплоти через кожне зовнішнє огороження, що обчислюється за формулою:

$$Q_{\text{т.п}} = K_i \cdot A_i \cdot (t_B - t_H) \cdot n_i \cdot (1 + \sum \beta)_i$$

де:

- $K_i$  - коефіцієнт теплопередачі огороження,  $\text{Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{°C})$ ;
- $A_i$  - площа поверхні огороження по зовнішньому обміру,  $\text{м}^2$ ;
- $t_B$  – температура внутрішнього повітря приміщення, приймаємо  $18 \text{ °C}$ ;
- $t_H$  – температура зовнішнього повітря,  $-27 \text{ °C}$ ;
- $n_i$  - коефіцієнт, що враховує залежність положення зовнішньої поверхні огорожувальних конструкцій по відношенню до зовнішнього повітря по таблиці 6. ДБН В.2.6-31:2016» або таблиці 3 \* ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель»;
- $\beta$  - добавка до основних тепловтрат, в залежності від орієнтації огорожі і кутового положення.

Добавку на орієнтацію огорожі по сторонах горизонту приймаємо для всіх зовнішніх вертикальних і похилих (в проекції на вертикаль) огорожень, звернених:  $\beta$

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

на північ, схід, північний схід і північний захід в розмірі  $\beta = 0,1$ ;

- на захід і південний схід  $\beta = 0,05$  від основних тепловтрат через ці огорожі.

Схематично добавки на орієнтацію представлені на малюнку справа.

Добавку  $\beta$  на вриваніє в будівлі і споруди холодного повітря через входи, не обладнані повітряними і повітряно-тепловими завісами, приймаємо при висоті будівлі  $H$ , м, в розмірі:

- для одинарних дверей -  $0,22H$ ;

- для подвійних дверей з тамбуром між ними -  $0,27H$ ;

- то ж, але без тамбура -  $0,34H$ ;

- при наявності двох тамбурів між потрійними дверима -  $0,2H$

Правила обмера поверхності ограждающей конструкции помещения.

*зовнішні стіни:*

Довжину зовнішніх стін не кутових приміщень приймають по зовнішній поверхні від зовнішніх кутів до осей внутрішніх стін.

Довжину зовнішніх стін не кутових приміщень приймають по відстані між осями внутрішніх стін.

*Висоту зовнішніх стін за розрізами будівлі - на першому поверсі від зовнішньої поверхні підлоги розташованого безпосередньо на ґрунті до рівня чистої підлоги другого поверху.*

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

а середніх поверхах - від поверхні підлоги поверху до поверхні підлоги вищераположеного поверху.

На верхньому поверсі від поверхні землі аж понад конструкції перекриття.

Внутрішні стіни:

Для обчислення площі поверхні внутрішніх стін по планах підсумовують: довжину стін від внутрішньої поверхні зовнішніх стін до осей внутрішніх стін або між осями внутрішніх стін. За розмірами - висоту стін від поверхні підлоги до поверхні стелі.

Вікна, двері, ворота:

Площа вікон, дверей, воріт визначаємо за найменшими розмірами будівельних прорізів.

перекриття:

Площа стель вимірюють між осями внутрішніх стін і внутрішньою поверхнею зовнішніх стін.

підлоги:

Визначають площу зон шириною 2м.

### *Примітка*

1) Якщо в суміжному більш холодному приміщенні температура повітря нижче більш ніж на  $3^{\circ}\text{C}$  то розраховуються тепловтрати через огорожу, що розділяє ці приміщення. При цьому  $t_n$  приймають рівною температурі повітря в більш холодному приміщенні.

2) В розрахунку тепловтрат значення  $K_{окна}$  беремо з врахуванням  $K_{стін}$ , тому площі стін беруться з урахуванням площі вікон.

Коефіцієнти теплопередачі огорожень прийняті по табл. 2.8. наведеної нижче.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.8. Прийняті до розрахунків опору і коефіцієнти теплопередачі огорожень.

Найменування огорожі	Опір теплопередачі ( $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )/Вт		Коефіцієнт теплопередачі Вт/( $\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ )
	$R_{\text{ГСОП}}^{\text{ТР}}$	$R_0$	$K=1/R_0$
Зовнішня стіна	2,09	2,72	0,37
Безчердачною покриття	2,79	2,87	0,35
Вікна	0,34	0,34	2,94
Зовнішні двері 1	-	0,65	1,54
Зовнішні двері 2	-	0,72	1,39
Стіни підвалу і пали бетонні по ґрунту:			
I - Зона	-	2,1	0,47
II - Зона	-	4,3	0,23
III - Зона	-	8,6	0,12
IV - Зона	-	14,2	0,07

Виробляємо розрахунки тепловтрат через огорожувальні конструкції за відповідною формулою, зазначеною вище. Необхідні розміри і площі визначаємо відповідно до правил обміру огорожувальних конструкцій приміщення і за допомогою функціональних можливостей програми AutoCAD на кресленнях.

Витрата теплоти на нагрівання повітря визначається за формулою:

$$Q_u = 0,28 \cdot \sum G_u \cdot c \cdot (t_B - t_H) \cdot k_{\text{встп}}$$

де:

- $c$  – Питома теплоємність повітря, що дорівнює  $1,02 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^\circ\text{C})$ ;
- $t_B$  – температура внутрішнього повітря;
- $t_H$  – температура зовнішнього повітря;

- $k_{встpr}$  – коефіцієнт обліку впливу зустрічного теплового потоку в конструкціях, коефіцієнт рівний 0,7 - для стиків панелей стін і для вікон з потрійними рамами, 0,8 - для вікон і балконних дверей з роздільними палітурками і 1,0 - для одинарних вікон, вікон і балконних дверей зі спареними палітурками і відкритих прорізів. (приймаємо  $k_{встpr} = 1$ );
- $\sum G_u$  - витрата інфільтрують повітря, кг/ч, через 1 м<sup>2</sup> огорожувальних конструкцій, який визначається за формулою:

$$\sum G_u = 0,21 \cdot \sum \Delta p^{\frac{2}{3}} \cdot \frac{A}{R_u}$$

де:

- $A$  - площа вікон і балконних дверей приміщення, м<sup>2</sup>;
- $R_u$  - опір повітропроникності вікон і балконних дверей, (м<sup>2</sup>·ч·Па)/кг, згідно пп.2.4.4.  $R_u = 0,27$  м<sup>2</sup>·ч/кг;
- $\Delta P$  - різниця тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях вікон і балконних дверей, Па.

Різниця тисків повітря на зовнішній і внутрішній поверхнях визначається:

$$\Delta p = (H - h) \cdot (\gamma_H - \gamma_{+5}) + 0,05 \cdot \gamma_H \cdot v^2 \cdot (c_H - c_3) \cdot k_D$$

де:

- $H$  - висота будівлі від відмітки низу входу в будівлю до верху вентиляційної шахти (в даному випадку  $H = 9,4$  м.);
- $h$  - відстань від землі до центру розрахункового вікна, м;
- $\gamma_H, \gamma_B$  - питома вага зовнішнього і внутрішнього повітря, Н/м<sup>3</sup>, в даному випадку  
 $\gamma_H = 3463/(273-17) = 13,53$  Н/м<sup>3</sup>       $\gamma_{+5} = 3463/(273+ 1,4) = 12,62$  Н/м<sup>3</sup>
- $v$  – розрахункова швидкість вітру для холодного періоду. В даному випадку  $= 2,5$  м/с;
- $c_H$  и  $c_3$  - аеродинамічні коефіцієнти відповідно для навітряної і заветренной поверхонь огорожі будівлі,  $c_H = + 0,8$ ,  $c_B = - 0,6$ .

										Арк.
										63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17

-  $k_d$  - коефіцієнт обліку зміни швидкісного напору вітру в залежності від висоти і типу місцевості. Для населених місць висотою близько 10 м., розташованого в типі місцевості В (міські території, лісові масиви та інші місцевості, рівномірно покриті перешкодами висотою більше 10 м.) -  $k_d = 0,65$ .

Розрахунок тепловтрат проводимо в програмі Microsoft Excel. Результати розрахунків зведені в таблицю.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.17</i>	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

№ приміщення	tint, °C	Захисні конструкції					tint-text, °C	Поправочний коефіцієнт, п	коефіцієнт теплопередачі, k(Вт/м <sup>2</sup> ·°C)	додаткові втрати				(1+Σβ)	Пот. тепла		Побутові тепловиділення	Теплова потужність системи Q <sub>от</sub> , Вт
		позначення	Орієнтація по сторонах світу	лінійні розміри а x b, м		А, м <sup>2</sup>				На орієнтацію приміщення	На кутові приміщення	На надходження хол пов нар. двер	на інфільтрацію		огоорожами	приміщеннями		
1	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
101	21+2	НС	Ю	5,57	3,94	21,9	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	396,7	1113,3	181	1232,3
		НС	В	4,37	3,94	17,2	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	325,1			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,1			
		ПЛ		3,70	4,90	18,1	59	0,75	0,204					1,0	163,4			
102	21+2	НС	Ю	6,77	3,94	26,7	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	483,7	1240,9	226	1514,9
		НС	З	4,37	3,94	17,2	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	325,1			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,1			
		ПЛ		3,70	6,10	22,6	59	0,75	0,204					1,0	204,0			
103	19	НС	В	2,40	3,94	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	420,4	146	774,4
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	55	0,75	0,204					1,0	122,9			
104	21	НС	З	4,50	3,94	17,7	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	296,3	733,5	221	1012,5
		ДО	З	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5			
		ПЛ		4,50	4,90	22,1	57	0,75	0,204					1,0	192,7			
105	19	НС	В	2,40	3,94	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	420,4	146	1274,4
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	55	0,75	0,204					1,0	122,9			
106	19	НС	З	2,70	3,94	10,6	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	171,3	414,6	132	1282,6
		ДО	З	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2			
		ПЛ		2,70	4,90	13,2	55	0,75	0,204					1,0	111,1			

107	21	НС	В	3,90	3,94	15,4	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	269,6	649,1	210	1439,1
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9			
		ПЛ		3,90	4,90	19,1	57	0,75	0,204				1,0	166,6				
108	21	НС	3	3,90	3,94	15,4	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	257,8	670,6	238	932,6
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3			
		ПЛ		3,90	6,10	23,8	57	0,75	0,204				1,0	207,5				
109	21	НС	В	3,90	3,94	15,4	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	269,6	649,1	191	1358,1
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9			
		ПЛ		3,90	4,90	19,1	57	0,75	0,204				1,0	166,6				
110	21	НС	3	3,90	3,94	15,4	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	257,8	670,6	238	932,6
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3			
		ПЛ		3,90	6,10	23,8	57	0,75	0,204				1,0	207,5				
111	19	НС	В	2,40	3,94	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	420,4	146	874,4
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	55	0,75	0,204				1,0	122,9				
112	19	НС	3	2,70	3,94	10,6	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	171,3	414,6	132	782,6
		ДО	3	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2			
		ПЛ		2,70	4,90	13,2	55	0,75	0,204				1,0	111,1				
113	19	НС	В	2,40	3,94	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	420,4	146	1274,4
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	55	0,75	0,204				1,0	122,9				
114	21	НС	3	4,50	3,94	17,7	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	296,3	733,5	221	912,5
		ДО	3	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5			
		ПЛ		4,50	4,90	22,1	57	0,75	0,204				1,0	192,7				
115	21+2	НС	С	5,57	3,94	21,9	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	414,0	1130,8	181	949,8
		НС	В	4,37	3,94	17,2	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	325,1			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3			
		ПЛ		3,70	4,90	18,1	59	0,75	0,204				1,0	163,4				
116	21+2	НС	С	6,77	3,94	26,7	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	504,7	1262,1	226	1036,1
		НС	3	4,37	3,94	17,2	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	325,1			
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3			

		ПЛ		3,70	6,10	22,6	59	0,75	0,204					1,0	204,0			
201	21+2	НС	Ю	5,57	3,30	18,4	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	333,3			
		НС	В	4,37	3,30	14,4	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	272,2			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3	833,8	181	1352,8
202	21+2	НС	Ю	6,77	3,30	22,3	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	404,0			
		НС	З	4,37	3,30	14,4	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	272,2			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3	904,5	226	1178,5
203	19	НС	В	2,40	3,30	7,9	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	133,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1	270,5	146	1124,5
204	21	НС	З	4,50	3,30	14,9	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	249,5			
		ДО	З	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5	494	221	973
205	19	НС	В	2,40	3,30	7,9	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	133,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1	270,5	146	1124,5
206	19	НС	З	2,70	3,30	8,9	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	143,8			
		ДО	З	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2	276	132	1144
207	21	НС	В	3,90	3,30	12,9	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	225,7			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9	438,6	210	1228,6
208	21	НС	З	3,90	3,30	12,9	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	215,9			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3	421,2	238	1183,2
209	21	НС	В	3,90	3,30	12,9	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	225,7			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9	438,6	191	747,6
210	21	НС	З	3,90	3,30	12,9	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	215,9			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3	421,2	238	683,2
211	19	НС	В	2,40	3,30	7,9	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	133,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1	270,5	132	638,5
212	19	НС	З	2,70	3,30	8,9	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	143,8			
		ДО	З	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2	276	146	530
213	19	НС	В	2,40	3,30	7,9	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	133,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1	270,5	146	624,5
214	21	НС	З	4,50	3,30	14,9	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	249,5			
		ДО	З	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5	494	221	773

215	21+2	НС	С	5,57	3,30	18,4	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	347,8	848,3	181	867,3
		НС	В	4,37	3,30	14,4	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	272,2			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3			
216	21+2	НС	С	6,77	3,30	22,3	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	421,5	922,0	226	896,0
		НС	З	4,37	3,30	14,4	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	272,2			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3			
301	21+2	НС	Ю	5,57	3,95	22,0	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	398,5	1149,9	181	968,9
		НС	В	4,37	3,95	17,3	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	327,0			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3			
		ПТ		3,70	4,90	18,1	59	0,9	0,204					1,0	196,1			
302	21+2	НС	Ю	6,77	3,95	26,7	59	1	0,267	0	0,1		0,05	1,15	483,7	1283,8	226	1054,8
		НС	З	4,37	3,95	17,3	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	327,0			
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3			
		ПТ		3,70	6,10	22,6	59	0,9	0,204					1,0	244,8			
303	19	НС	В	2,40	3,95	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	444,9	146	798,9
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	55	0,9	0,204					1,0	147,4			
304	21	НС	З	4,50	3,95	17,8	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	298,0	773,8	221	752,8
		ДО	З	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5			
		ПТ		4,50	4,90	22,1	57	0,9	0,204					1,0	231,3			
305	19	НС	В	2,40	3,95	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4	444,9	146	598,9
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	55	0,9	0,204					1,0	147,4			
306	19	НС	З	2,70	3,95	10,7	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	172,8	438,3	132	606,3
		ДО	З	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2			
		ПТ		2,70	4,90	13,2	55	0,9	0,204					1,0	133,3			
307	21	НС	В	3,90	3,95	15,4	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	269,6	678,4	191	887,4
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9			
		ПТ		3,90	4,90	19,1	57	0,9	0,204					1,0	195,9			
308	21	НС	З	3,90	3,95	15,4	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	257,5	711,9	238	673,9
		ДО	З	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3			

		ПТ		3,90	6,10	23,8	57	0,9	0,204					1,0	249,1			
309	21	НС	В	3,90	3,95	15,4	57	1	0,267	0,1			0,05	1,15	269,6			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,1			0,3	1,4	212,9			
		ПТ		3,90	4,90	19,1	57	0,9	0,204					1,0	199,9	682,4	191	791,4
310	21	НС	3	3,90	3,95	15,4	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	257,5			
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	205,3			
		ПТ		3,90	6,10	23,8	57	0,9	0,204					1,0	249,1	711,9	238	673,9
311	19	НС	В	2,40	3,95	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	55	0,9	0,204					1,0	147,4	444,9	146	798,9
312	19	НС	3	2,70	3,95	10,7	55	1	0,267	0,05			0,05	1,1	172,8			
		ДО	3	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,05			0,3	1,35	132,2			
		ПТ		2,70	4,90	13,2	55	0,9	0,204					1,0	133,3	438,3	132	806,3
313	19	НС	В	2,40	3,95	9,5	55	1	0,267	0,1			0,05	1,15	160,4			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	55	1	1,271	0,1			0,3	1,4	137,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	55	0,9	0,204					1,0	147,4	444,9	146	698,9
314	21	НС	3	4,50	3,95	17,8	57	1	0,267	0,05			0,05	1,1	298,0			
		ДО	3	1,75	1,44	2,5	57	1	1,271	0,05			0,3	1,35	244,5			
		ПТ		4,50	4,90	22,1	57	0,9	0,204					1,0	231,3	773,8	221	752,8
315	21+2	НС	С	5,57	3,95	22,0	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	415,9			
		НС	В	4,37	3,95	17,3	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	327,0			
		ДО	В	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,1	0,05		0,3	1,45	228,3			
		ПТ		3,70	4,90	18,1	59	0,9	0,204					1,0	196,1	1163,3	181	986,3
316	21+2	НС	С	6,77	3,95	26,7	59	1	0,267	0,1	0,05		0,05	1,2	504,7			
		НС	3	4,37	3,95	17,3	59	1	0,267	0,05	0,1		0,05	1,2	327,0			
		ДО	3	1,45	1,44	2,1	59	1	1,271	0,05	0,1		0,3	1,45	228,3			
		ПТ		3,70	6,10	22,6	59	0,9	0,204					1,0	244,8	1304,8	226	1078,8
I	16	НС	В	2,40	13,17	31,6	52	1	0,267	0,1			0,05	1,15	504,5			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	52	1	1,271	0,1			0,3	1,4	129,5			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	52	1	1,271	0,1			0,3	1,4	129,5			
		ТД	В	1,15	2,07	2,4	52	1	0,460	0,1		2,6		3,7	212,4			

		ПЛ		2,40	6,10	14,6	52	0,75	0,204					1,0	116,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	52	0,9	0,209					1,0	142,8			
II	16	НС	В	2,40	13,17	31,6	52	1	0,267	0,1			0,05	1,15	504,5			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	52	1	1,271	0,1			0,3	1,4	129,5			
		ДО	В	1,00	1,44	1,4	52	1	1,271	0,1			0,3	1,4	129,5			
		ТД	В	1,15	2,07	2,4	52	1	0,460	0,1		2,6		3,7	212,4			
		ПЛ		2,40	6,10	14,6	52	0,75	0,204					1,0	116,1			
		ПТ		2,40	6,10	14,6	52	0,9	0,209					1,0	142,8			

Сумарні теплоприпливи по всім групам пирміщень складають 47592,7 Вт.

Обслуговуючий персонал - 3 жінки; 2 -чоловіків. відвідувачі:

жінки - 15 осіб

чоловіки - 15 людини.

### ***Теплопоступлення від людей***

Теплий період:  $t_w = 25 \text{ }^\circ\text{C}$

Кількість надходжень явного тепла від людей:

$$Q_{\text{ч.я.}}^{\text{л}} = 65 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.я.}}^{\text{сп}} = 70 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.я.}} = 65 \cdot 0,85 \cdot 15 + 15 \cdot 65 + 70 \cdot 0,85 \cdot 3 + 70 \cdot 2 = 2116 \text{ Вт}$$

Кількість надходжень повного тепла від людей:

$$Q_{\text{ч.п.}}^{\text{л}} = 146 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.п.}}^{\text{сп}} = 201 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.п.}} = 146 \cdot 0,85 \cdot 15 + 15 \cdot 146 + 201 \cdot 0,85 \cdot 3 + 201 \cdot 2 = 4966 \text{ Вт}$$

Холодний період:  $t_b = 20 \text{ }^\circ\text{C}$

$$Q_{\text{ч.я.}}^{\text{л}} = 93 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.я.}}^{\text{сп}} = 98 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.я.}} = 93 \cdot 0,85 \cdot 15 + 15 \cdot 93 + 98 \cdot 0,85 \cdot 3 + 98 \cdot 2 = 3027 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{ч.п.}}^{\text{л}} = 149 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.п.}}^{\text{сп}} = 204 \text{ Вт/чел}$$

$$Q_{\text{ч.п.}} = 149 \cdot 0,85 \cdot 15 + 15 \cdot 149 + 204 \cdot 0,85 \cdot 3 + 204 \cdot 2 = 5063 \text{ Вт}$$

### ***Теплопоступлення від штучного освітлення***

$$Q_{\text{осв}} = E \cdot F_{\text{пл}} \cdot q_{\text{осв}} \cdot \eta_{\text{осв}}, \text{ Вт}$$

де:

E-рівень загального освітлення приміщень, 200лк в даному випадку,

F<sub>пл</sub> - площа підлоги приміщення, 317 м<sup>2</sup>,

q<sub>осв</sub> - питомі тепловиділення, Вт / м<sup>2</sup>, що становить для люмінесцентних ламп від 0,05 до 0,13. За проектом лампи люмінесцентні, прийнято 0,05.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.18</i>	Арк.
						71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

посв-частка світлової енергії, що надходить в приміщення, дорівнює 1, якщо світильники знаходяться безпосередньо в приміщенні.

Таким образом:

$$Q_{\text{осв}} = 200 \cdot 3178 \cdot 0,05 = 31708 \text{ Вт}$$

### *Теплопоступлення від сонячної радіації*

Надходження теплоти, Q Вт, в приміщенні від сонячної радіації через засклені світлові прорізи і масивні огорожувальні конструкції будівель різного призначення для найбільш жаркого місяця року (липня) і заданого години доби, слід розраховувати за формулою:

$$Q = \sum Q_i + \sum Q_{\text{ім}}, \text{ Вт де,}$$

$Q_{\text{осі}}$  - тепловий потік, Вт, через і-й світловий отвір

$Q_{\text{раді}}$  - тепловий потік, Вт, через і-е масивне огорожу

Кількість теплоти, що надходить від сонячної радіації через масивні огорожі (в даному випадку як основне - визначаємо покриття) знаходимо відповідно до методики - Розділ 2.3. «Розрахунок надходжень теплоти в приміщення», параграф «З», Довідник проектувальника, Внутрішні санітарно-технічні пристрої: Вентиляція і кондиціонування повітря, Частина 3, Середньодобове надходження теплоти за рахунок сонячної радіації через покриття визначається за формулою:

$$Q_{\text{рад}} = \kappa \cdot (t_{\text{н}}^{\text{усл}} - t_{\text{в}}) \cdot F, \text{ Вт}$$

де:

$\kappa$  – коефіцієнт теплопередачі покриття,  $\kappa = 0,35 \text{ Вт/ м}^2 \text{ }^\circ\text{C}$

$F = 1232 \text{ м}^2$ , площа покриття (покрівлі) розраховуються приміщень,

Умовна середньодобова температура зовнішнього повітря

$$t_{\text{н}}^{\text{усл}} = t_{\text{н}}^{\text{А}} + \rho J_{\text{сп}} / \alpha_{\text{н}} = 33,6 + 0,9 \cdot 331 / 15 = 53,5^\circ\text{C}$$

$\rho$  - коефіцієнт, поглинання теплового потоку зовнішньої поверхні покриття = 0,9 (додаток 7 ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель»),

					КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$J_{\text{cp}}$  - середнє добове кiлькiсть теплоти вiд сумарної сонячної радiацiї  $J_{\text{cp}}=331$   
Вт/ м<sup>2</sup>

$\alpha_n$  - коефiцiєнт, тепловiддачi на зовнiшнiй поверхнi покриття в теплий перiод року,  $\alpha_n = 5 + 10 \cdot \sqrt{v} = 5 + 10 \cdot \sqrt{1} = 15$  Вт/ м<sup>2</sup>°C

$$Q_{\text{рад}} = 0,35 \cdot (53,5 - 25) \cdot 1231 = 12\,282 \text{ Вт.}$$

Приймаємо для подальших розрахункiв **12 282 Вт.**

Кiлькiсть теплоти, що надходить вiд сонячної радiацiї через заповнення свiтлових прорiзiв визначаємо вiдповiдно до методики - Роздiл 2.3. «Розрахунок надходжень теплоти в примiщення», параграф «Ж», Довiдник проектувальника, Внутрiшнi санiтарно-технiчнi пристрої: Вентиляцiя i кондицiонування повітря, Частина 3, Книга 1 ..

Кiлькiсть теплоти, що надходить через заповнення свiтлових прорiзiв розраховується як одноразова надходження теплоти через склiння по сторонах свiту, i визначаються найбільшi одноразовi надходження тепла через склiння. Цi теплопоступлення i приймаються в розрахунок.

Тепловий потiк, Вт, сонячної радiацiї через свiтловий отвір розраховується за формулою:

$$Q_{\text{ос i}} = (q_{\text{п}} + q_{\text{р}}) K_1 \cdot K_2 \cdot A_{\text{ос}} ,$$

Где:

$q_{\text{п}}$ ,  $q_{\text{р}}$  - поверхнева щiльнiсть теплового потiку, Вт / кв.м, через застклений свiтловий отвір в липнi в даний час доби, вiд прямої i розсiяної сонячної радiацiї, яка приймається для вертикального i горизонтального склiння по табл. 2.3 Довiдника проектувальника. У будiвлi вiдсутнi похилi склiння, тому весь розрахунок ведеться для вертикальних поверхонь склiння.

Поверхнева щiльнiсть теплового потiку вiд прямої i розсiяної радiацiї, в залежностi вiд графiчної широти пункту розташування будiвлi, наведенi так само в довiдкових даних Посiбники 2.91 до ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова iзоляцiя будiвель». Географiчна широта нашого будинку 44°.

$K_1$  - коефiцiєнт теплопропускання сонцезахисних пристроїв (штори,

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Пiдпис	Дата		

карнизи, жалюзі та ін. вироби заводського виготовлення), які приймають за дод. 8 ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель». У нашому випадку штори зі світлої тканини, для якого коефіцієнт дорівнює 0,4.

K2 - коефіцієнт теплопропускання склінням світлових прорізів. В даному випадку прийняті двошарові склопакети в металевих палітурках (коэффициент дорівнює 0,68)

A<sub>oc</sub> - площа світлового прорізу (скління), м<sup>2</sup>.

Наводимо дані з таблиці для Операційного залу № 1:

Для всіх приміщень розрахунок виробляємо для трьох періодів часу доби:

З 9 до 10 годин

З 12 до 13 годин

З 16 до 17 годин

В операційному залі № 1 є світлові прорізи в двох орієнтаціях - П-С і С-З. У південно-східному напрямку є 7 вікон з розмірами 1,6x1,8, в північно-західному напрямку - 6 вікон з такими ж розмірами. Теплопоступлення для огорож орієнтованих на південний схід складають:

С 9 до 10 часов - 387 Вт/м<sup>2</sup>

С 12 до 13 часов - 214 Вт/м<sup>2</sup>

С 16 до 17 часов - 55 Вт/м<sup>2</sup>

Теплопоступлення для огорож орієнтованих на північний захід складають:

С 9 до 10 годин - 109 Вт/м<sup>2</sup>

С 12 до 13 годин - 79 Вт/м<sup>2</sup>

С 16 до 17 годин - 357 Вт/м<sup>2</sup>

Таким чином, теплопоступлення через світлові огороження орієнтованих на південний схід складуть:

С 9 до 10 годин -  $Q_{oc} = 387 \text{ Вт/м}^2 \cdot 7 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 7802 \text{ Вт}$

С 12 до 13 годин -  $Q_{oc} = 214 \text{ Вт/м}^2 \cdot 7 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 4314 \text{ Вт}$

С 16 до 17 годин -  $Q_{oc} = 55 \text{ Вт/м}^2 \cdot 7 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 1109 \text{ Вт}$

для огорож орієнтованих на північний захід складають:

С 9 до 10 годин -  $Q_{oc} = 109 \text{ Вт/м}^2 \cdot 6 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 1884 \text{ Вт}$

					КРМ.ХУКП.1.683-03.18	Арк.
						74
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\text{С 12 до 13 годин} - Q_{oc} = 79 \text{ Вт/м}^2 \cdot 6 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 1365 \text{ Вт}$$

$$\text{С 16 до 17 годин} - Q_{oc} = 357 \text{ Вт/м}^2 \cdot 6 \cdot 1,6 \cdot 1,8 \text{ м}^2 = 6169 \text{ Вт}$$

Таким чином, тепlopоступлення в приміщення тепла від сонячної радіації через світлові прорізи складе:

$$\text{С 9 до 10 годин} - Q_{oc} = 7802 + 1884 = 9685 \text{ Вт}$$

$$\text{С 12 до 13 годин} - Q_{oc} = 4314 + 1365 = 5679 \text{ Вт}$$

$$\text{С 16 до 17 годин} - Q_{oc} = 6169 + 1109 = 7278 \text{ Вт.}$$

### **Теплонадходження від обладнання, встановленого в приміщеннях.**

У кабінетах і робочих приміщеннях встановлені комп'ютери, при роботі яких в приміщення виділяється тепло. Залежно від типу комп'ютера тепловиділення варіюються.

Приймаємо середню величину тепловиділення 300 Вт від комп'ютера. Кількість комп'ютерів в приміщенні приймається рівною кількості людей, які перебувають в цьому приміщенні.

Кількість людей в кожному приміщенні приймається за завданням технологів, а при його відсутності - за нормою площі приміщення, що припадає на одну людину. У нашому випадку для офісних будівель ця норма становить - 6 м<sup>2</sup> / чол.

Для інших приміщень розрахунок теплонадходжень ведеться аналогічно даному.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
						75
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## 2.5 Розрахунок холодильної системи

Схема і цикл.

Розрахунок циклу холодильної системи зроблений з урахуванням регенеративного теплообмінника і герметичного безсальникового компресора (в нашому випадку спіральний).

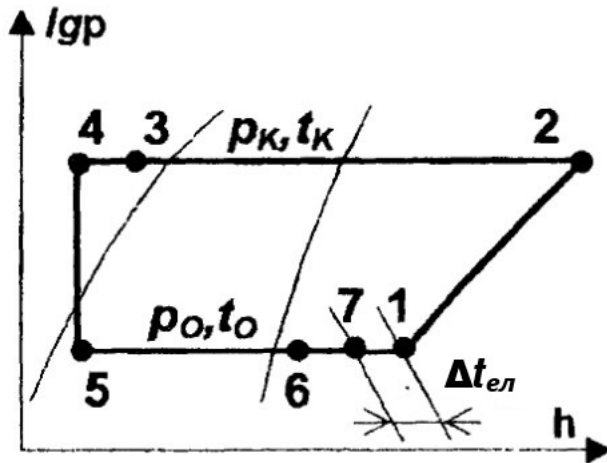


Рис. 2.6 Цикл холодильної системи

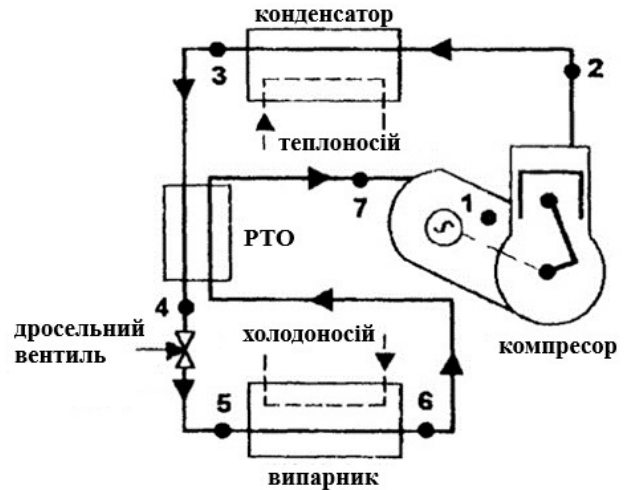


Рис. 2.7 Схема холодильної системи

Початкові дані:

Хладагент R152a

Температура кипіння холодильного агента (ХА):  $t_0=2\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_0=0.42\text{ МПа}$

Температура конденсації холодильного агента :  $t_k=42\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $P_k=1.52\text{ МПа}$

Теплоносій (споживач) – вода  $t_{\text{вих}}=7\text{ }^\circ\text{C}$ ,  $t_{\text{вх}}=12\text{ }^\circ\text{C}$

Питомі характеристики циклу:

- питома масова продуктивність:

$$q_0=h_6-h_5\text{ кДж/кг}$$

- питома об'ємна продуктивність

$$q_v=q_0/v_1\text{ кДж/м}^3$$

- питома адиабатна робота стискування

$$l=h_2-h_1\text{ кДж/кг}$$

Масова витрата агента:

$$M_a=Q_0/q_0\text{ кг/с}$$

									Арк.
									76
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.683-03.18				



Таблиця 2.11 Розрахункові параметри теплового насоса

Питома холодопродуктивність, $q_o$ , кДж/кг	136,4
Об'ємна холодопродуктивність, $q_v$ , кДж/м <sup>3</sup>	1310
Питома адіабатне робота стиснення, $l_a$ , кДж/кг	54
Питомий тепловий потік в конденсаторі, $q_c$ , кДж/кг	189,3
Масова витрата холодоагенту, $M_r$ , кг/с	0.0586
Дійсна об'ємна продуктивність компресора, м <sup>3</sup> /ч	13,71
Тепловий потік в конденсаторі (теплова продуктивність), кВт	950
Холодопроизводительность, кВт	682
Коефіцієнт подачі компресора	0,78
Об'ємна продуктивність компресора, $V_h$ , м <sup>3</sup> /ч	1874
Ефективна потужність, кВт	224
ККД електродвигуна	0,95
Потужність електродвигуна, кВт	240
COP	4.26
холодильний коефіцієнт	0,775

## 2.6 Аналіз режимів роботи системи охолодження з використанням умов навколишнього середовища.

В даному режимі незалежно працюють вентилятори з безступінчатим регулюванням, які забезпечують максимальну ефективність плавне регулювання приводу компресора для кращого відтворення холодопродуктивності і зниження споживаної потужності на 50% при пуску компресора завдяки функції плавного пуску.





тепла в системі. Шунтові насоси системи необхідні, щоб полегшити виробнику вимоги до охолоджувачів, щоб певні температури та витрати для проходження через випарник і конденсатор охолоджувача постійно.

***Запропоноване схемне рішення з використанням методу «вільного охолодження»***

Шість років тому використання повітря навколишнього середовища в умовах холодного клімату для центрів обробки даних було обмежено. Незважаючи на те, що охолодження холодним повітрям або економайзером на повітряній ділянці є досить поширеним, центри обробки даних неохоче приймають цю технологію. Це може бути тому, що зовнішнє холодне повітря має природним чином меншу вологість, а коли воно збирає тепло в приміщеннях сфери обслуговування, що може привести до випадіння вологи на поверхнях обчислювальної техніки. Згідно до вимог ASHRAE процеси обробки повітря є невід'ємною частиною розрахунку системи і грають важливу роль у захисті системи від пошкодження.

Для підвищення енергоефективності було запропоновано декілька нововведень. Для підвищення вологості повітря в системі використано відхідне тепло від ІТ-обладнання, це дозволить знизити витрати електроенергії у зволожувачах повітря.

					КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8	Арк.
						81
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

I-d-діаграми повітря в операційних залах

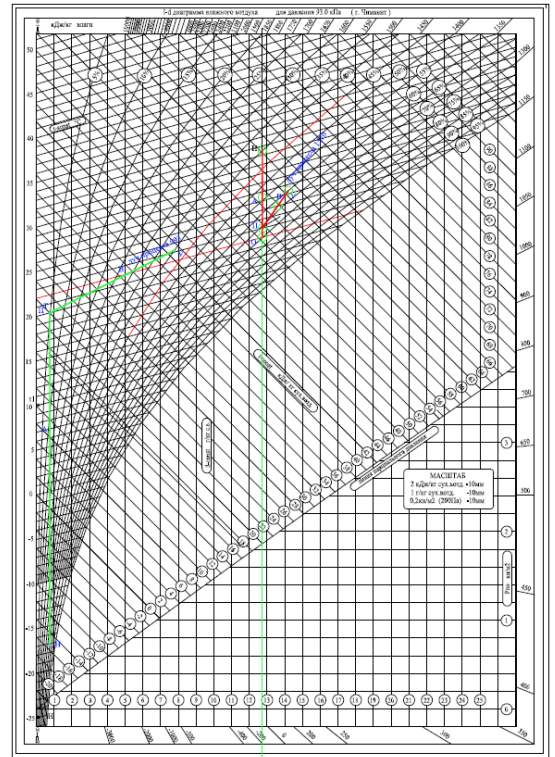
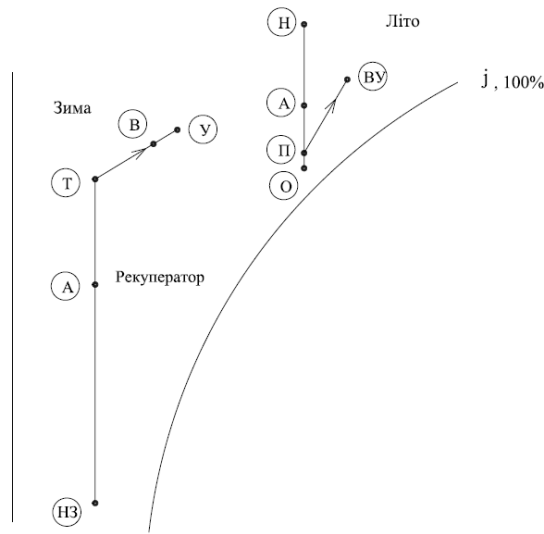


Рисунок 2.10 Процеси обробки повітря

За допомогою рекуператора гаряче повітря, змішується з холодним зовнішнім сухим повітрям, протікає через зволожувач, і надходить до серверних приміщень.

Таблиця 2.12 Кліматичні показники для м. Одеса

Температура повітря															Тривалість періоду з середньодобовою температурою < 0 °C	Максимальна добова амплітуда коливання температури повітря в липні, °C	
Найбільш холодних				Середня за місяць													
однієї доби	п'яти днів																
з забезпеченням				I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI			XII
$t_{ХД}^{0,9}$	$t_{ХД}^{0,9}$	$t_{Х5}^{0,9}$	$t_{Х5Δ}^{0,92}$	t	tII	tII I	tIV	tV	tV I	tVII	tVII I	tI X	tX	tX I	tXII		
0,98	0,92	0,98	0,92	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII		
-24	-21	-21	-18	-2,5	-2	2	8,2	15	19,4	22,2	21,4	16,9	11,4	5,3	0,2	78	14,7



це пояснюється тим що традиційні парові системи зволоження потребують більшої енергії, самі процеси охолодження.

Відвід гарячого повітря чи холодного повітря та запобігання змішуванню між цими двома потоками сьогодні широко поширені. Проте якщо навмисно не повністю ізолювати холодні та гарячі потоки, це дозволить деяке пряме змішування між цими двома потоками та підвищити енергоефективність.

Через відвідну шахту частина гарячого повітря потрапляє до кондиціонера у камеру зволоження де змішується з холодним повітрям після фільтрації та потрапляє до приміщення за допомогою вентиляторів.

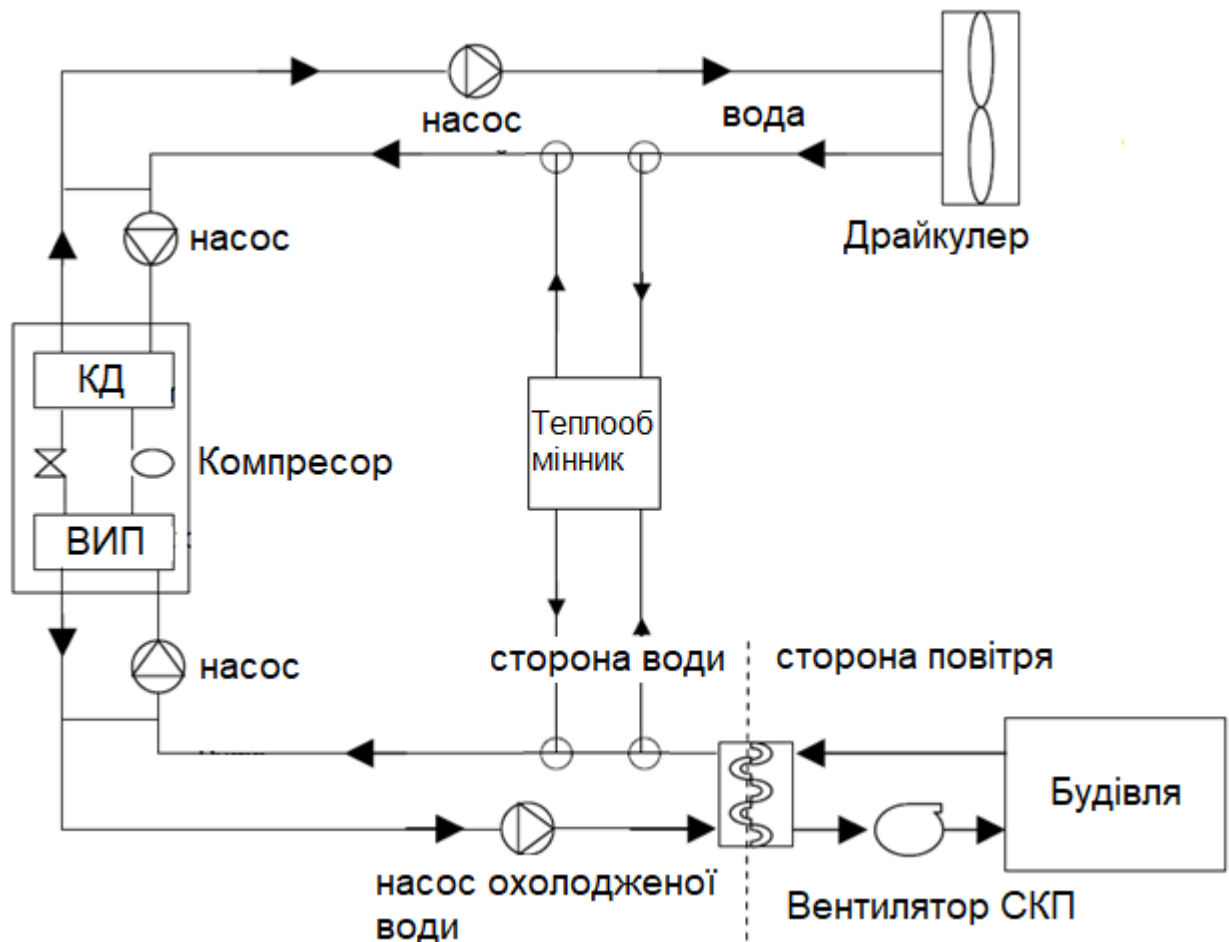
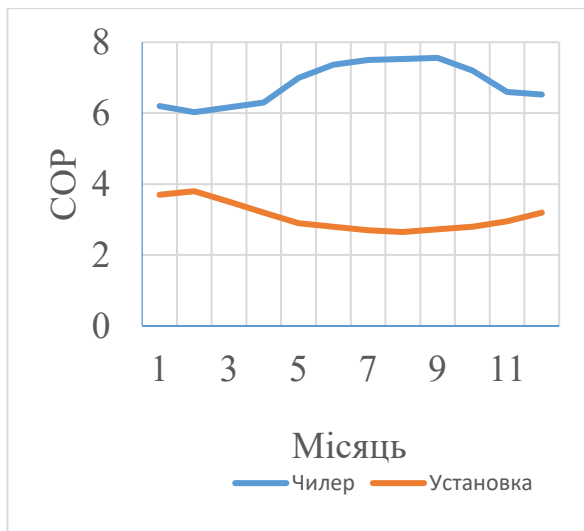
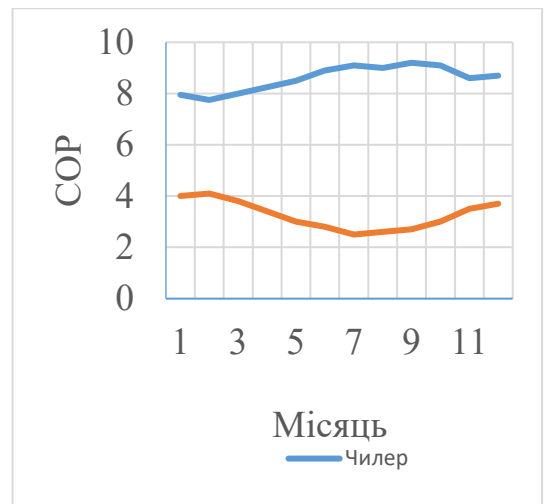


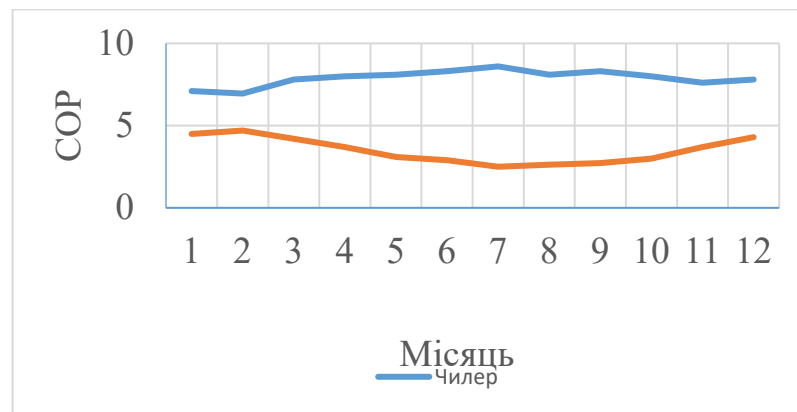
Рисунок 2.12. Реалізація існуючої схеми установки з використанням методу вільного охолодження



(а)



(б)



(в)

Рисунок 2.13. Коефіцієнт перетворення системи охолодження з впровадженням вільного охолодження

(а) – температура води 7 °С, (б) – температура води 9 °С, (в) – температура води 11 °С

За результатами розрахунків було встановлено, що найкращі результати були досягнуті, коли температура навколишнього середовища, при якій було включено вільне охолодження, становила 10 °С. Протягом зимових місяців споживана потужність чилера зменшується завдяки вільному охолодженню, потужність драйкулера також нижча, у періоди, коли вільне охолодження не застосовується. Тому COP чилера взимку має вищі значення. Протягом літніх місяців споживана потужність вентилятора драйкулера та чилера є високою, що знижують COP протягом цього періоду. Видно, що найкраща продуктивність чилера, досягається, коли задана

					КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		85

температура охолоджуваної води становить 9 ° С, а температура навколишнього середовища, при якій включається вільне охолодження, становить 10 ° С.

COP всієї установки протягом року має найвищі значення для заданої температури охолодженої води 11 ° С. Друга краща продуктивність була тоді, коли задана температура охолоджуваної води була встановлена до 9 ° С. Отже, можна зробити висновок, що найкращою температурою для економії енергії та продуктивності системи є температура охолодженої води 9 ° С та температура навколишнього середовища, при якій застосування вільного охолодження становить 10 ° С. Слід також зазначити, що найбільша економія енергії відбувається, коли температура навколишнього середовища, при якій було включено вільне охолодження, становить 10 ° С.

## **2.7 Аналіз показників ефективності холодильної системи при використанні екологічно безпечних холодоагентів**

Аналіз холодильної системи було проведено з метою виявлення потенціалу для зниження енергоспоживання, підвищення енергоефективності та зниження шкідливого впливу на навколишнє середовище.

Для порівняння було обрано холодоагент R152a.

Холодоагент R-152a (1,1-дифторетан; CH<sub>2</sub>CHF<sub>2</sub>) є холодоагентом середнього тиску для нормального діапазону охолодження. Фізичні, термодинамічні і холодильні властивості схожі з властивостями хладагентів R-12 і R-134a. Хоча фреон R-152a є хорошим заміном холодоагентом для R-12, проте в чистій формі він не використовується через його горючість (межі вибухонебезпечності 3.7 - 21.8 об'ємного% в повітрі). З цієї причини R-152a повинен класифікуватися як "високовоспламеняємий". Застосовується R-152a переважно в негорючих сумішах холодоагенту, в технології Drop-In, наприклад, як заміна R-12 в хладагентах R-401 (R-22 / R-152a / суміші R-124) і R-405A (R-22 / R-152a / R-142b / суміш R-C318).

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.18</i>	Арк.
						86
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Холодоагент R-152a є пропеллентом і перспективним вспінувачем, як в чистому вигляді, так і в сумішах з іншими холодоагентами.

R-152a токсикологічно безпечний, термічно і хімічно стабільний.

Фізичні властивості за несено до таблиці:

Параметри	Показники
Формула	CF <sub>2</sub> HCH <sub>3</sub>
Молекулярна маса	66.1
Температура кипіння при 1.013x10 <sup>5</sup> Pa, °C	-24.7
Температура плавлення, °C	-117
Щільність речовини при 20°C, Kg.dm <sup>-3</sup>	0.90
Тиск випаровування при 25°C, MPa	0.618
Критична температура, °C	113.5
Критичний тиск, MPa	4.58
Критична щільність, Kg/dm <sup>-3</sup>	0.365
Питома теплота утворення пари при Вр., KJ.Kg <sup>-1</sup>	324.2
Розчинність при 25°C	
Розчинність R152a в воді, мас. %	0.3
Води в R152a, мас. %	0.17
Теплопровідність при 25 °C	
Ліквідність, W.m <sup>-1</sup> .°C <sup>-1</sup>	0.0113

Фізичні, термодинамічні і холодильні властивості схожі з властивостями хладагентів R12 і R134a. Хоча R152a є хорошим заміником холодоагенту для R12, в чистій формі він не використовується через його горючості (межі вибухонебезпечності 3.7- 21.8 об'ємного% в повітрі). З цієї причини R152a повинен класифікуватися як «легкозаймистий».

R152a не токсичний, але через низький вміст фтору **пожежонебезпечний**. Класифікується за категорією небезпеки A2. У класифікації лабораторії з техніки безпеки (Underwriters Laboratories USA) - в групі 6. Коефіцієнт AEL становить 1000 ppm.

					КРМ.ХУКП.1.683-03.18	Арк.
						87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



конденсації COP системи більше на 4 - 5% для системи на R152a, при цьому показник GWP для R152a нижче майже в 10 разів.

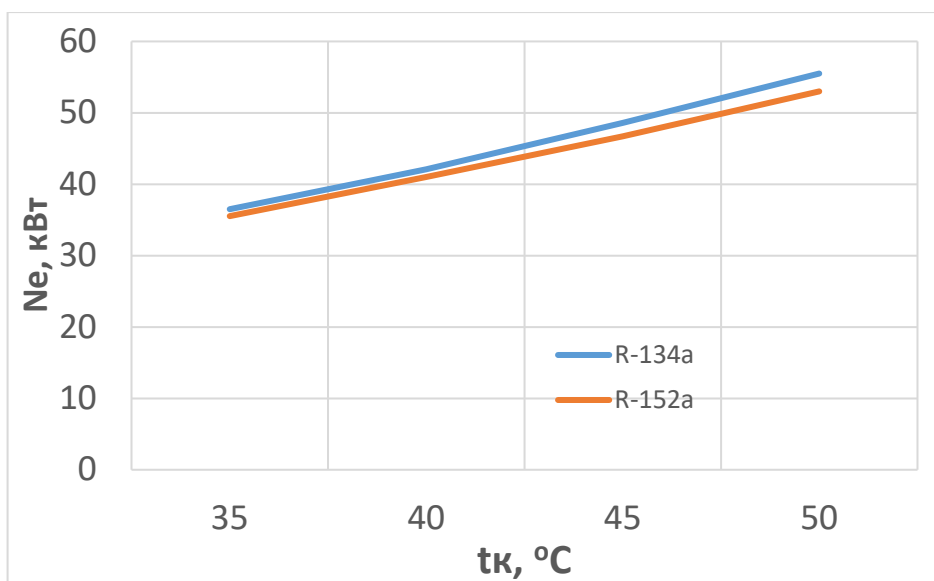


Рисунок. 2.16 Споживана потужність для циклів на холодоагентах R134a та R152a

На рис. 2.16 можна бачити перевагу R152a з точки зору енергоспоживання. В данному випадку використання R152a дозволяє знизити енергоспоживання на 4-7%.

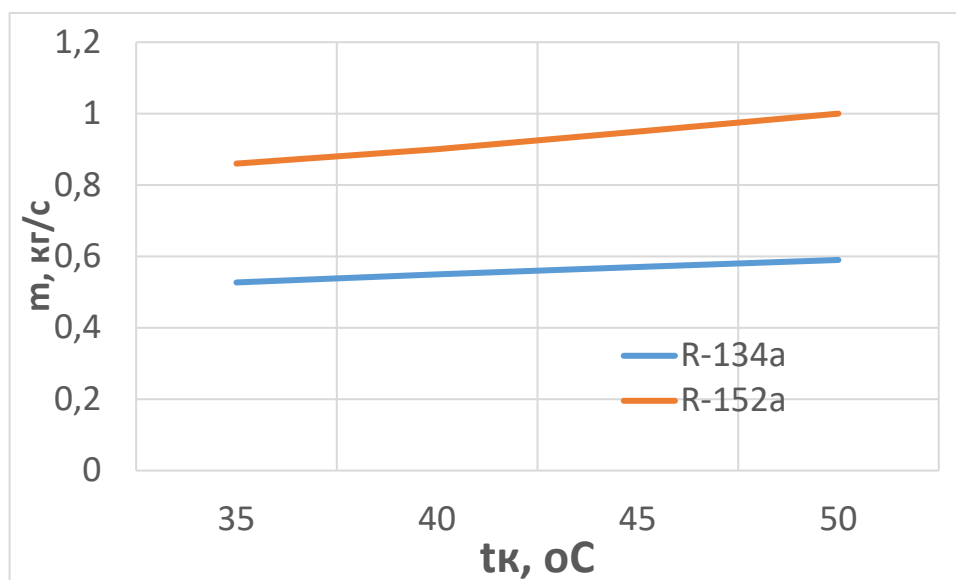


Рисунок. 2.17. Масова витрата циклів на холодоагентах R134a та R152a

З графіку 2.17 можна бачити що масова витрата холодоагенту R152a значно вище, це впливає на вмісткість системи по холодоагенту, з іншого

боку екологічні переваги R152a дозволяють відмовитись від існуючих озонобезпечних речовин.

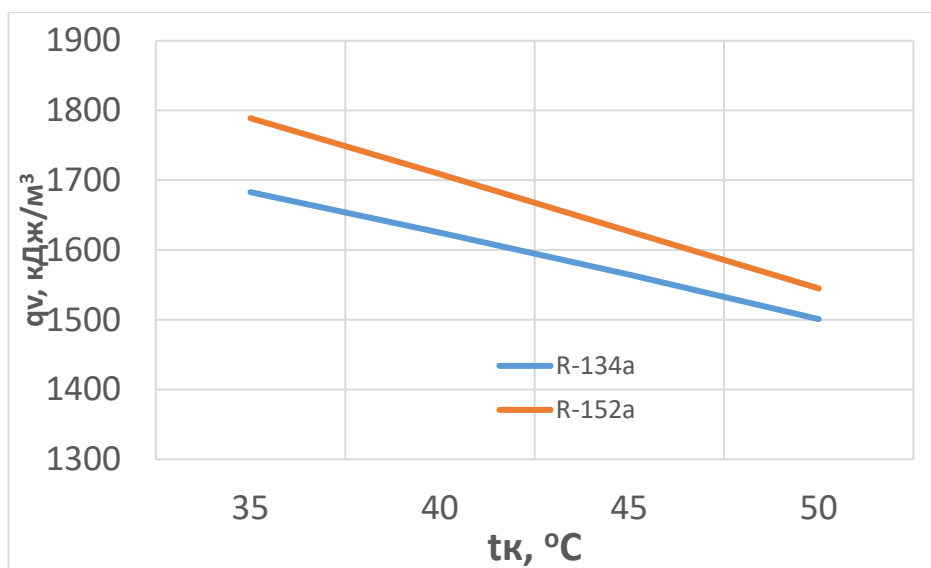


Рисунок. 2.17. Порівняння циклів на холодоагентах R134a та R152a

### 2.7.1 Вплив швидкості обертання на продуктивність

Першим кроком у цій роботі є дослідження впливу швидкості обертання на продуктивність системи. Прийнято, що температура в приміщенні становить 25 °С, а температура навколишнього середовища коливається від 30 °С до 50 °С. Важливо зазначити, що частота обертання досліджується в діапазоні від 1000 об/хв до 4000 об/хв, при цьому номінальним є значення 2000 об/хв. Рисунок 2.18 ілюструє COP для різних швидкостей обертання та температури навколишнього середовища. Очевидно, що більша швидкість обертання призводить до зниження COP. Крім того, підвищення температури навколишнього середовища призводить до зниження COP. Можна сказати, що вплив частоти обертання на КС більш інтенсивний в області між 1000 об/хв і 2000 об/хв. На рисунку 2.19 зображено вплив попередніх параметрів на холодопродуктивність. Збільшення швидкості обертання позитивно впливає на охолоджуючу здатність і криві збільшуються зі зменшенням швидкості. Крім того, охолоджуюча здатність нижча при більш високих температурах навколишнього середовища. Тому можна сказати, що і COP, і

холодопродуктивність вищі при низьких температурах навколишнього середовища, що є розумним. Точніше, при нижчих температурах навколишнього середовища температура конденсатора нижча, а отже, відповідно до ефективності Карно, існує більший потенціал для підвищення COP. Більше того, система може відкидати більші кількості в навколишнє середовище, і цей факт дає потенціал для більшої холодопродуктивності. Цікавим результатом є те, що збільшення швидкості обертання призводить до більшої охолоджуючої здатності, але знижує COP.

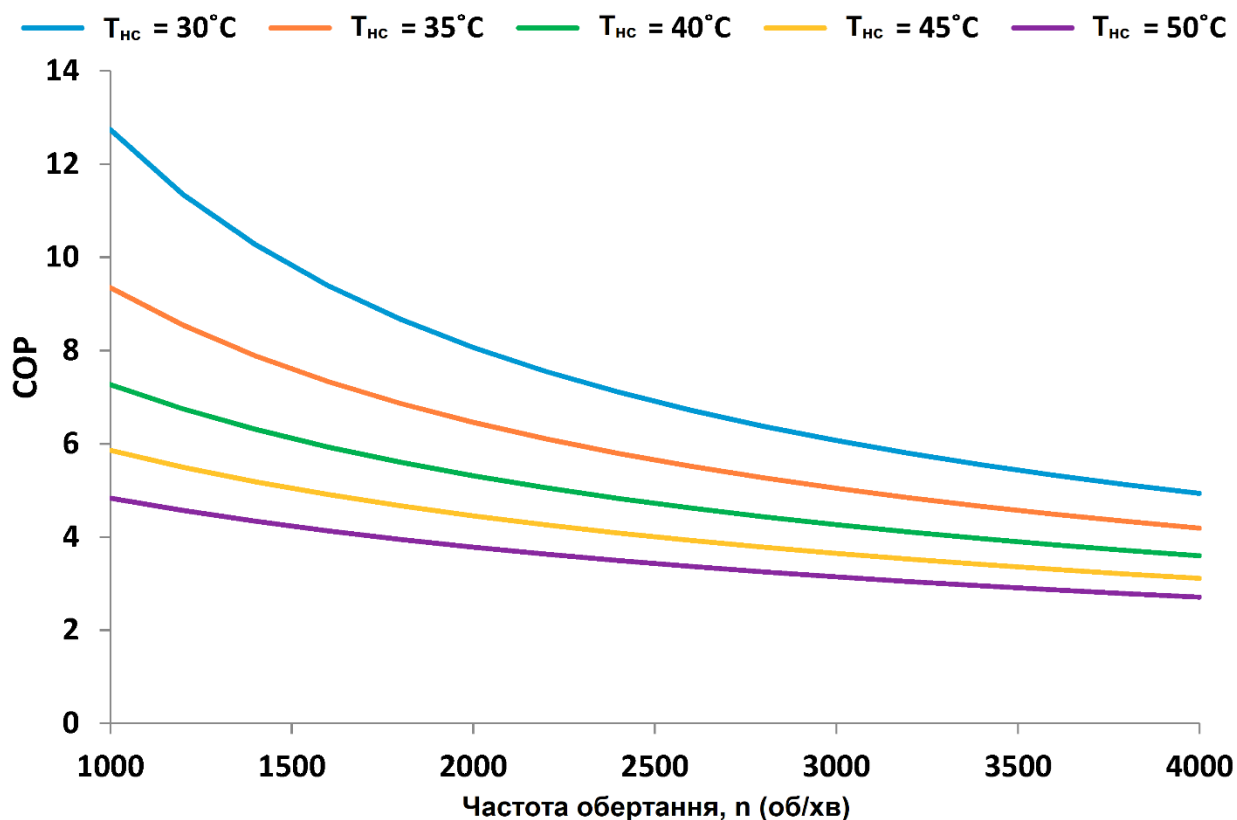


Рисунок 2.18 Коефіцієнт продуктивності для різних швидкостей обертання та температури навколишнього середовища ( $T_{\text{вн}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

На рисунку 2.20 показано коефіцієнт тиску в компресорі для різних випадків. Підвищення температури навколишнього середовища призводить до підвищення температури конденсатора, і, таким чином, коефіцієнт тиску збільшується.

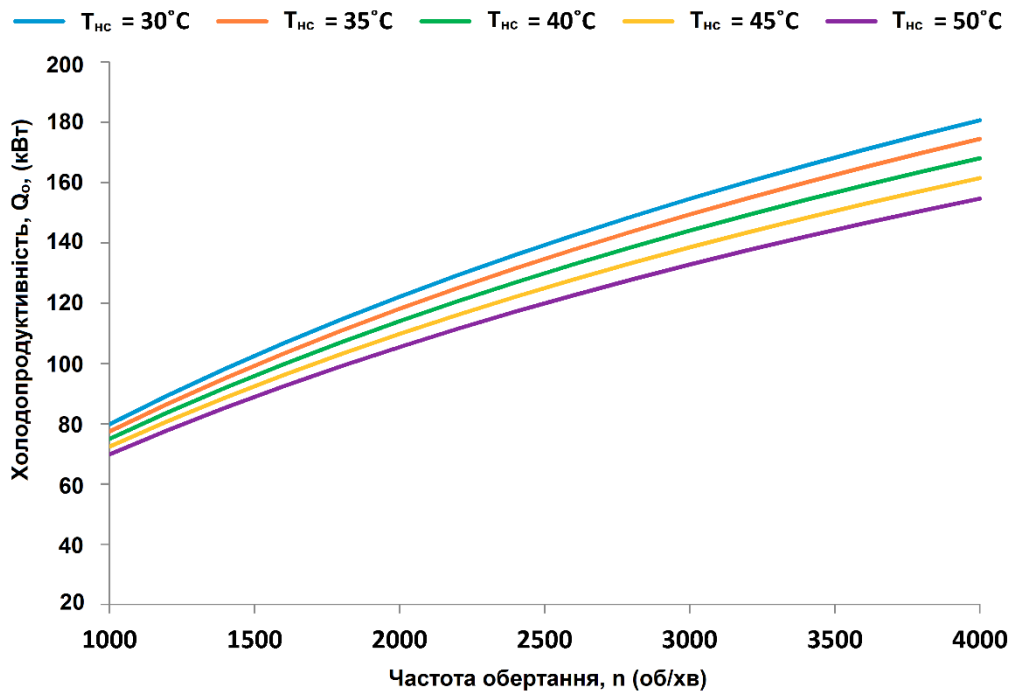


Рисунок 2.19 Охолоджуюча здатність для різних швидкостей обертання та температури навколишнього середовища ( $T_{вн} = 25^\circ\text{C}$ ).

Крім того, збільшення швидкості обертання призводить до зниження температури випарника і підвищення температури конденсатора для нормальної роботи системи.

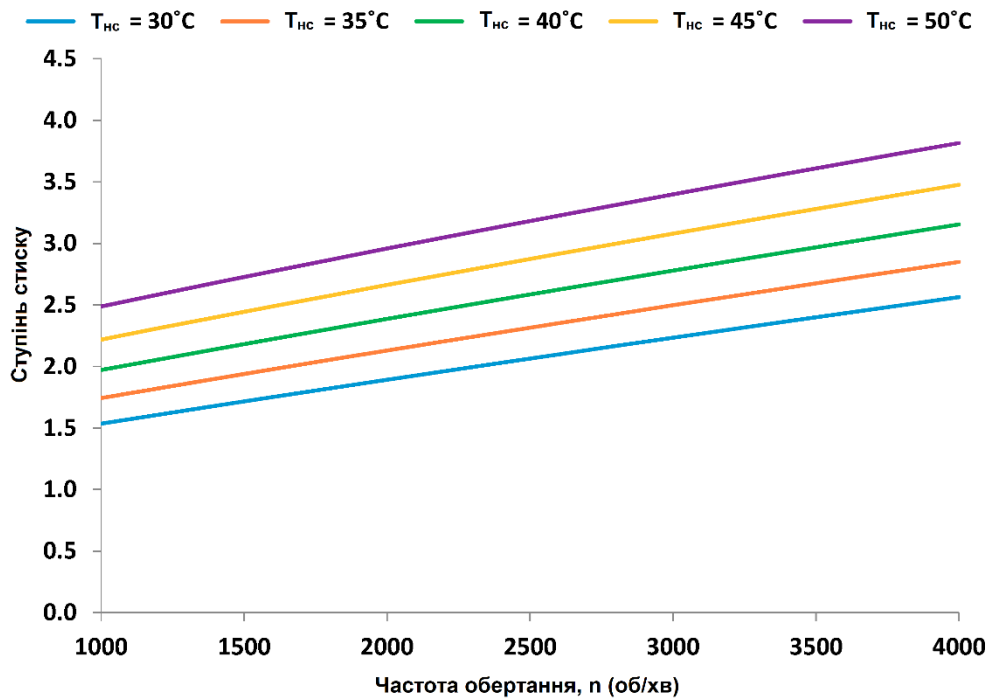


Рисунок 2.20 Коефіцієнт тиску компресора для різних швидкостей обертання та температури навколишнього середовища ( $T_{вн} = 25^\circ\text{C}$ ).

### 2.7.2. Вплив температури навколишнього середовища на продуктивність

Вплив температури навколишнього середовища висвітлено в Розділі 3.2. Результати наведені для різних швидкостей обертання (1000 об/хв, 2000 об/хв, 3000 об/хв і 4000 об/хв), тоді як температура в приміщенні  $T_{\text{вн}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ . На рисунку 2.21 показані результати щодо COP, і можна сказати, що COP нижчий при більш високих температурах навколишнього середовища та вищих швидкостях обертання. На рисунку 2.22 показано, що охолоджуюча здатність має невелике зменшення із збільшенням температури навколишнього середовища, тоді як вона має значне збільшення зі збільшенням швидкості обертання. Висновки з рисунків 2.21 і 2.22 подібні до відповідних на рисунках 2.17 і 2.18 відповідно.

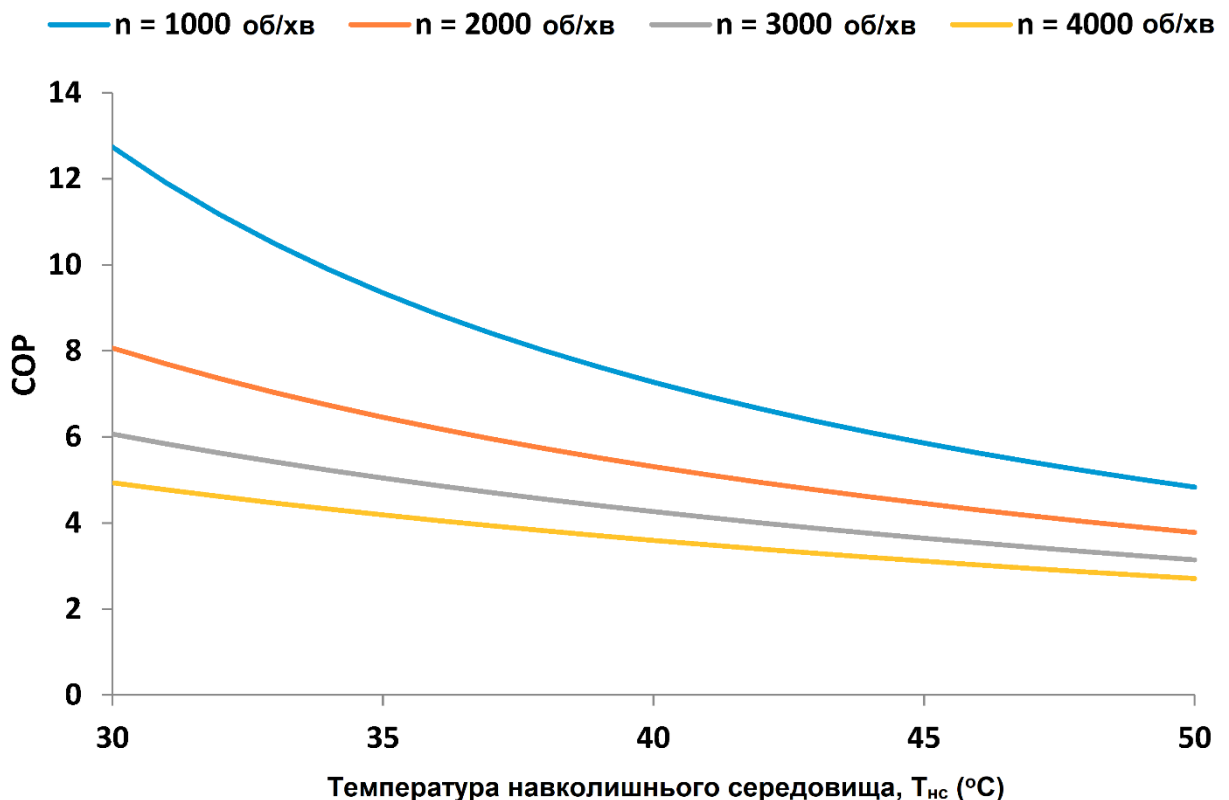


Рисунок 2.21. Коефіцієнт продуктивності для різних температур навколишнього середовища та частоти обертання ( $T_{\text{вн}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

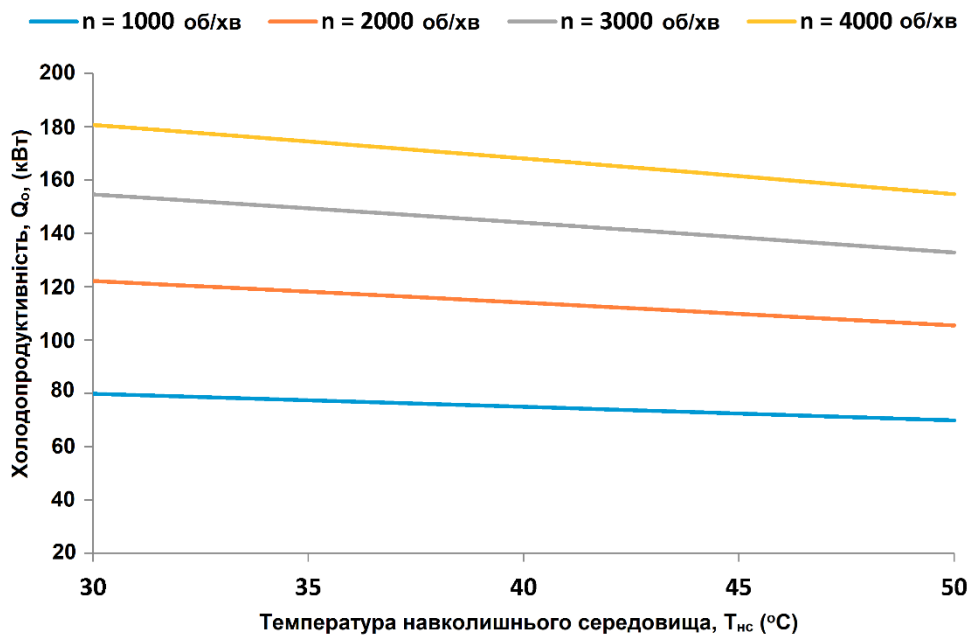


Рисунок 2.22. Охолоджуюча здатність для різних температур навколишнього середовища та швидкостей обертання ( $T_{\text{вн}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

На рисунку 2.23 показано, що коефіцієнт тиску вищий при більш високих температурах навколишнього середовища та швидкості обертання. Підвищення температури навколишнього середовища призводить до підвищення рівня тиску в конденсаторі для того, щоб стало можливим відведення тепла в навколишнє середовище.

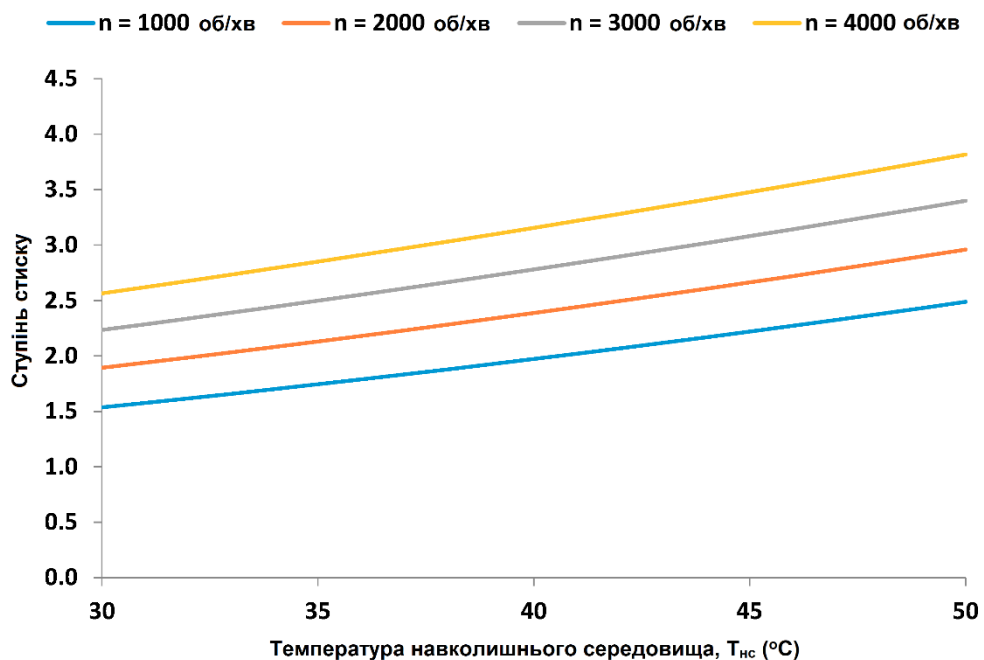


Рисунок 2.23. Коефіцієнт тиску компресора для різних температур навколишнього середовища та частоти обертання ( $T_{\text{вн}} = 25 \text{ }^\circ\text{C}$ ).

### 2.7.3 Вплив температури в приміщенні на продуктивність

Вплив температури повітря в приміщенні наведено на рисунку 2.24, рисунку 2.25, рисунку 2.26 та рисунку 2.27. Результати наведено для чотирьох сценаріїв роботи: ( $T_{\text{нс}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C} - n = 2000\text{ об/хв}$ ,  $T_{\text{нс}} = 45\text{ }^{\circ}\text{C} - n = 2000\text{ об/хв}$ ,  $T_{\text{нс}} = 35\text{ }^{\circ}\text{C} - n = 3000\text{ об/хв}$  і  $T_{\text{нс}} = 45\text{ }^{\circ}\text{C} - n = 3000\text{ об/хв}$ ). На рисунку 10 показано КС для розслідуваних випадків. Очевидно, що вища температура в приміщенні призводить до вищого COP для всіх сценаріїв експлуатації. Практично, вища температура в приміщенні полегшує виробництво охолодження, оскільки температура випарника може бути відносно високою для належного виробництва охолодження. Крім того, на рисунку 2.25 показано, що підвищення температури в приміщенні призводить до підвищення холодопродуктивності. Таким чином, можна сказати, що у випадку, коли температура в приміщенні, наприклад, становить  $27\text{ }^{\circ}\text{C}$ , тоді тепловий насос більш ефективний, ніж випадок за замовчуванням для роботи при  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

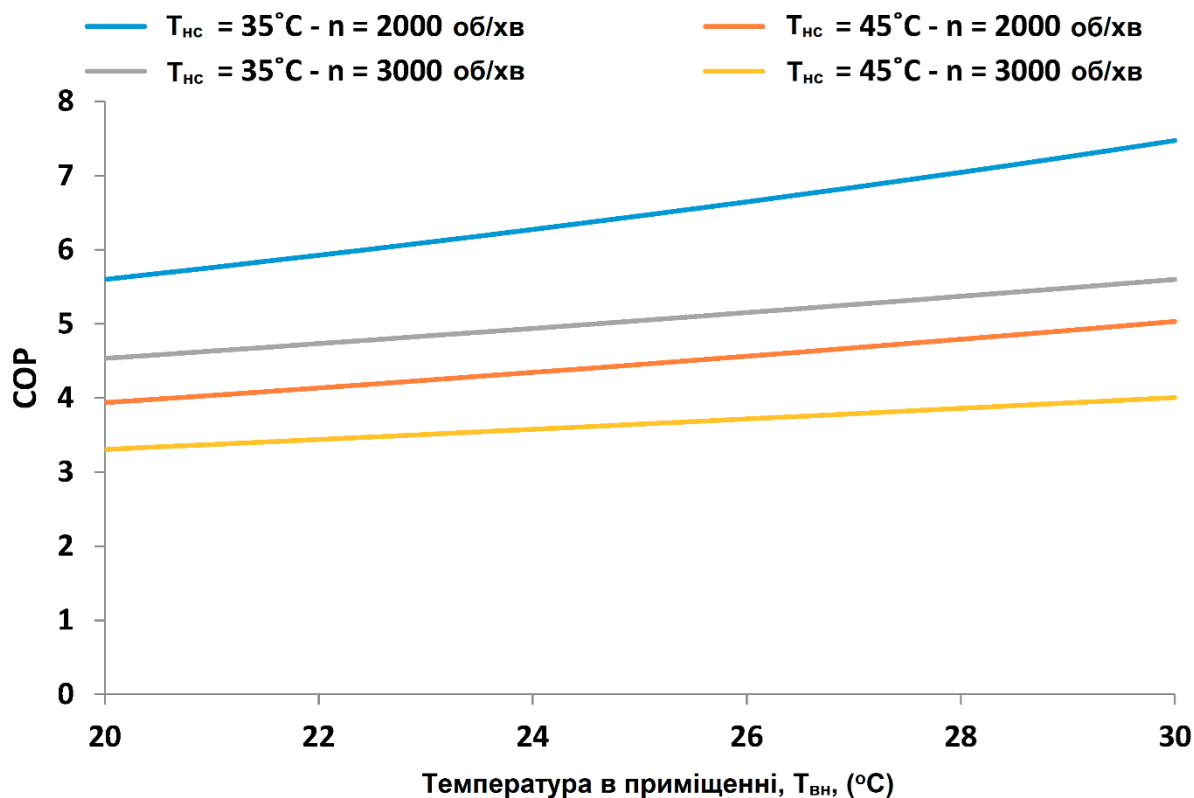


Рисунок 2.25. Коефіцієнт продуктивності для різних температур у приміщенні.

На рисунку 2.26 показано коефіцієнт тиску в компресорі, швидкість якого зменшується з підвищенням температури в приміщенні. Практично, вища температура в приміщенні збільшує температуру випарника, і тому коефіцієнт тиску нижчий. Цей факт можна перевірити за результатами рисунка 2.27.

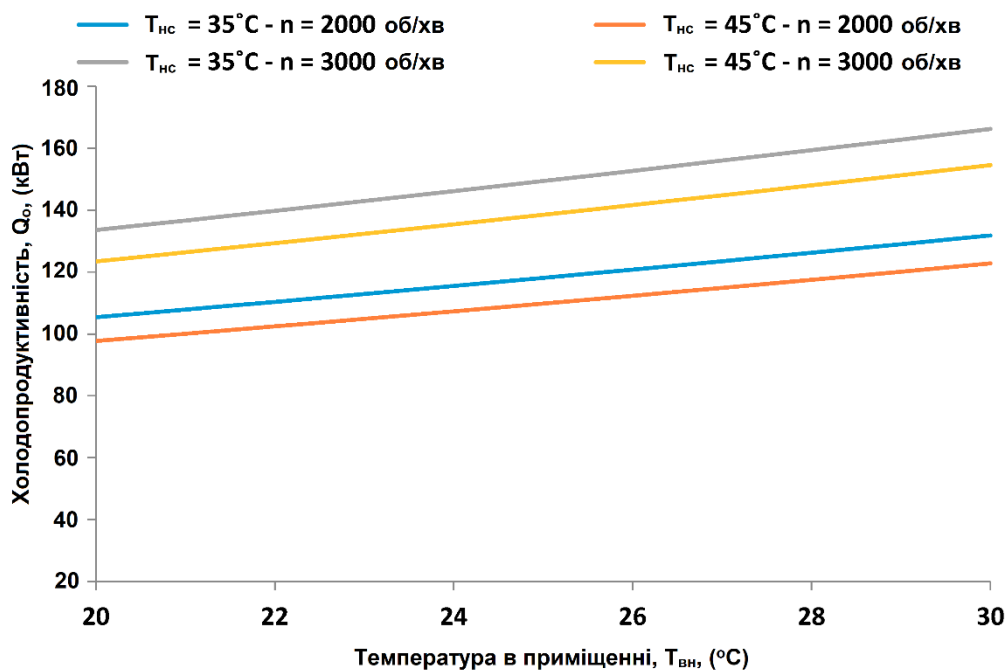


Рисунок 2.26. Потужність охолодження для різних температур у приміщенні.

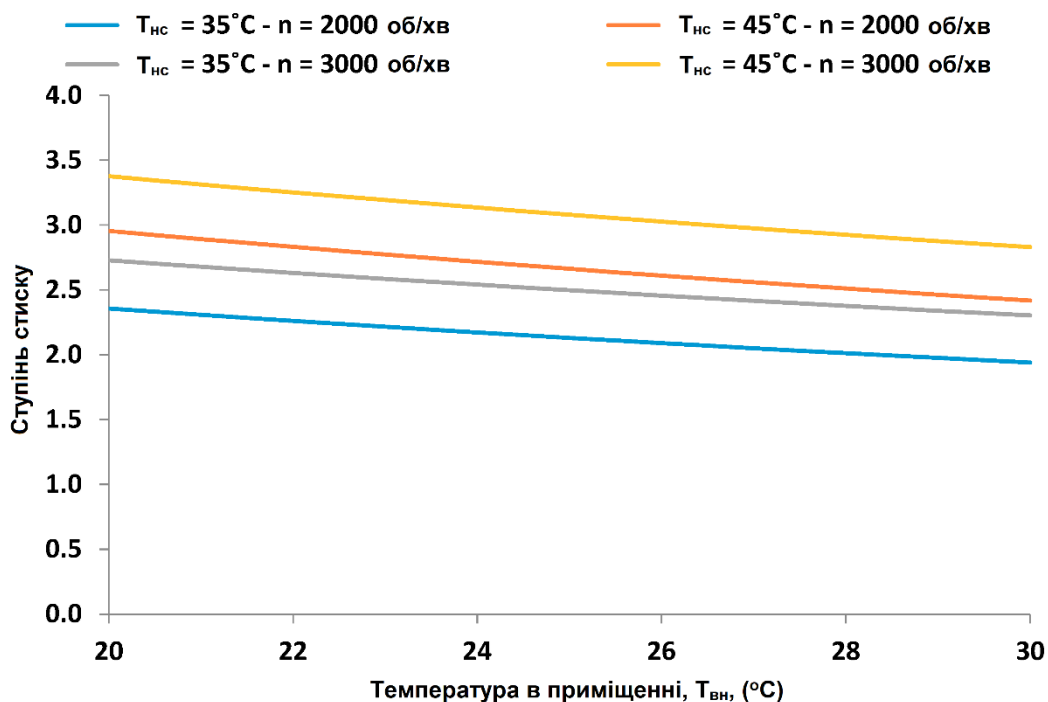


Рисунок 2.27. Коефіцієнт тиску компресора для різних температур у приміщенні.

Рисунки 2.28 і 2.29 показують продуктивність системи для корпусів із постійною потужністю охолодження. Практично, на малюнку 2.28 показано COP для різних холодопродуктів і температури навколишнього середовища. Корисний результат полягає в тому, що COP нижча, коли збільшується охолоджуюча здатність. Рисунок 2.29 доводить, що швидкість обертання збільшується, коли холодопродуктивність вища і коли температура навколишнього середовища також вища. Практично швидкість обертання вища у випадках з більшими потребами в системі. Слід також сказати, що криві  $Q_o = 140$  кВт на рисунках 2.28 і 2.29 коротші за інші криві через обмеження швидкості обертання (до 4000 об/хв).

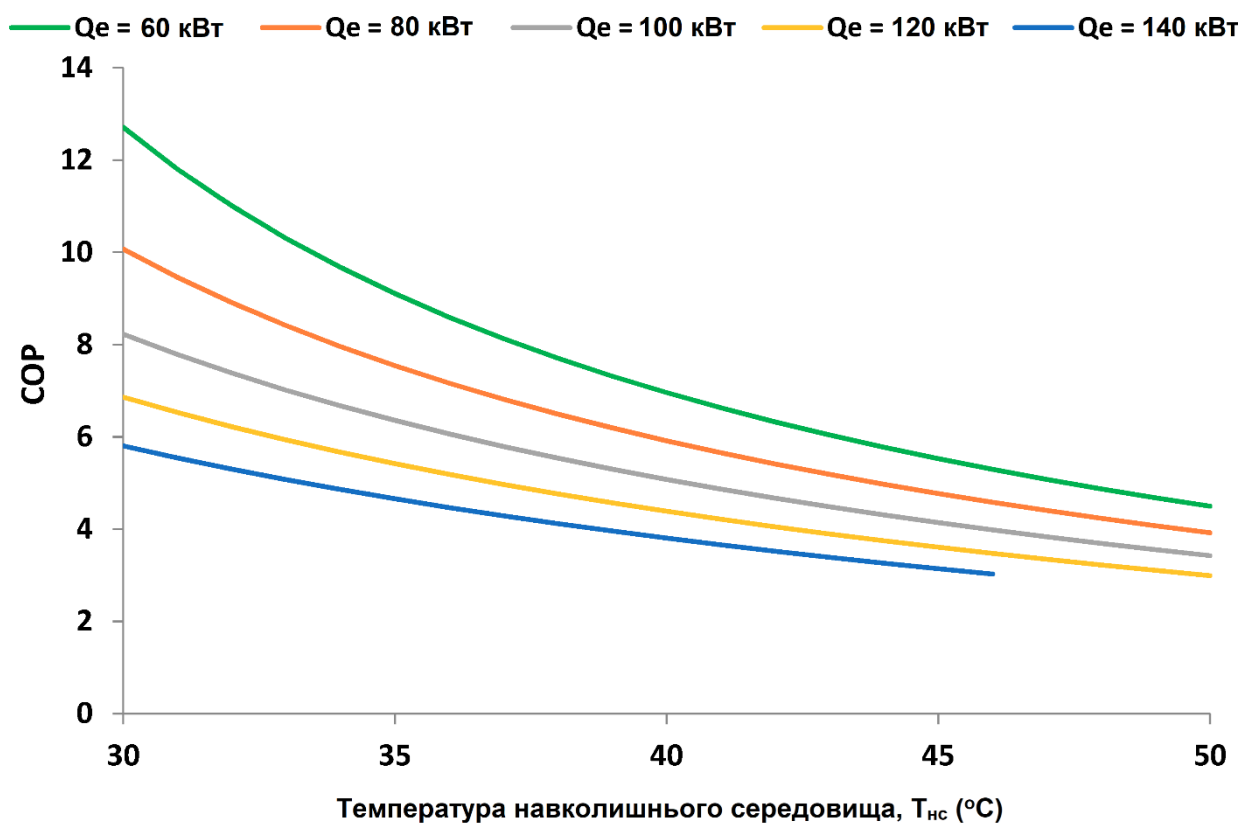


Рисунок 2.28. Коефіцієнт продуктивності для різних температур навколишнього середовища та холодопродуктивності ( $T_{вн} = 25$  °C і 1000 об/хв  $< n < 4000$  об/хв).

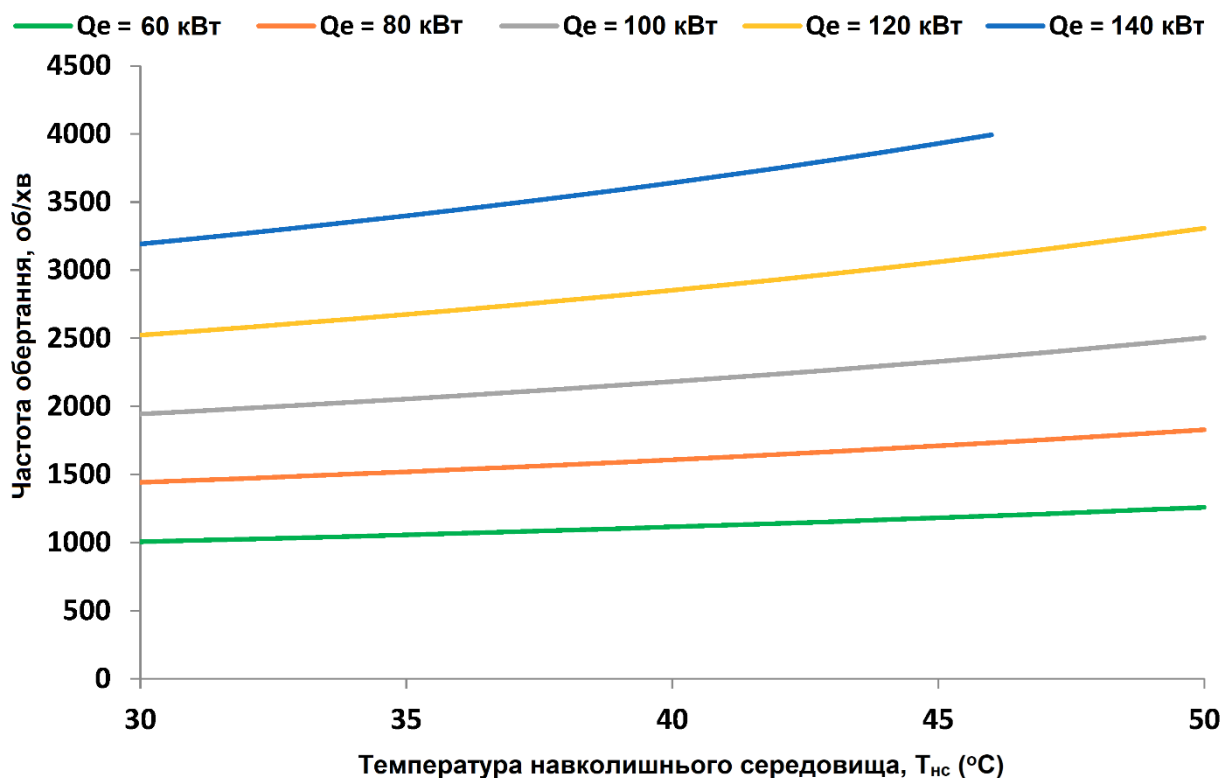


Рисунок 2.29. Швидкість обертання для різних температур навколишнього середовища та охолоджуючої здатності ( $T_{вн} = 25$  °C і  $1000$  об/хв  $< n < 4000$  об/хв).

Рисунки 2.30 і 2.31 відповідають випадкам із постійним COP. На рисунку 2.30 показано, що охолоджуюча здатність має лінійне зменшення зі збільшенням температури навколишнього середовища і вона вища для випадків з нижчим COP. На рисунку 2.31 показано, що при підвищенні температури навколишнього середовища швидкість обертання нижча. Це цікавий результат, який пояснюється зниженням холодопродуктивності при підвищенні температури навколишнього середовища і постійному COP, що призводить до зниження швидкості обертання. Отже, можна сказати, що критичним параметром у регулюванні швидкості обертання є величина охолоджувального навантаження.

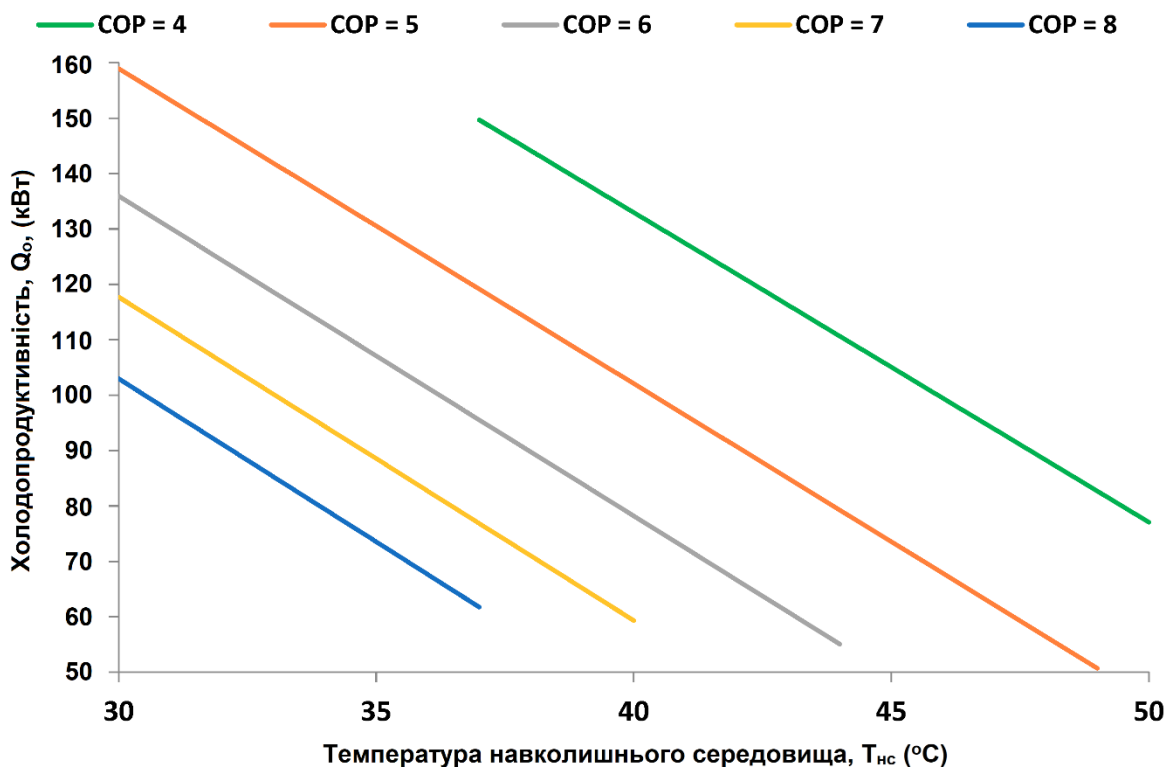


Рисунок 2.30. Потужність охолодження для різних температур навколишнього середовища та COP ( $T_{вн} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $1000\text{ об/хв} < n < 4000\text{ об/хв}$ ).

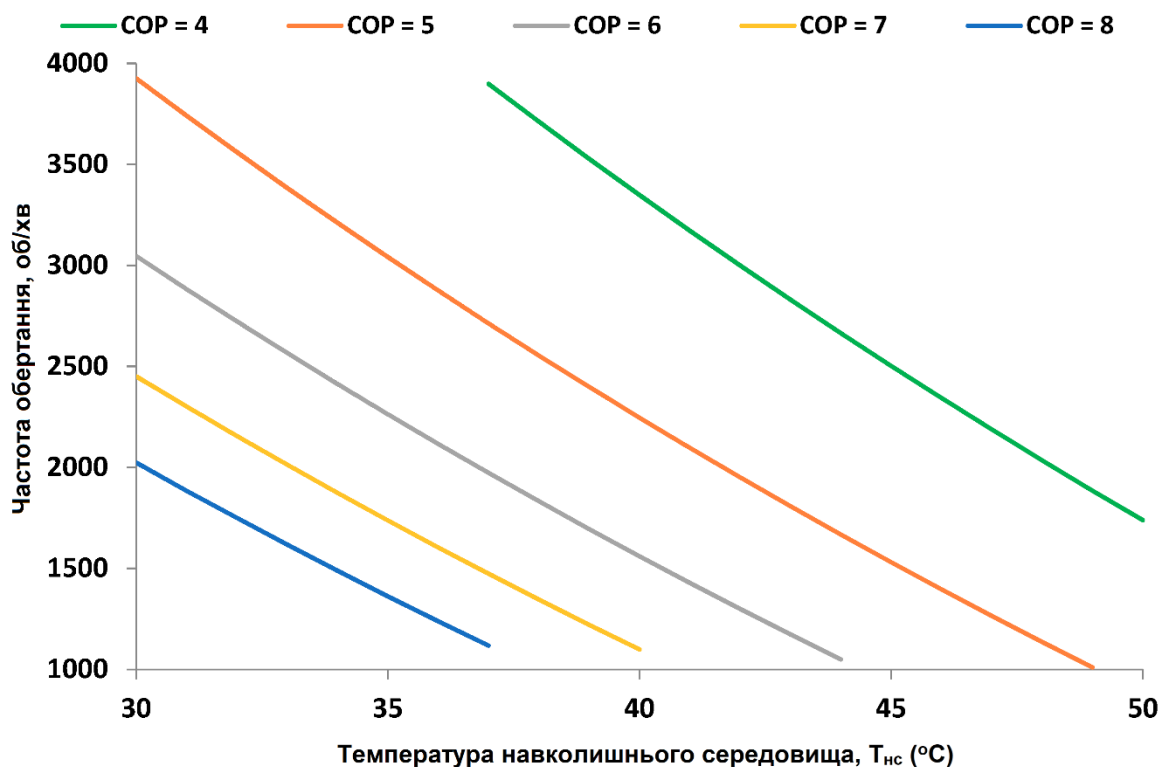


Рисунок 2.31. Швидкість обертання для різних температур навколишнього середовища та COP ( $T_{вн} = 25\text{ }^{\circ}\text{C}$  і  $1000\text{ об/хв} < n < 4000\text{ об/хв}$ ).

R152a порівнюють з природними холодоагентами R600a і R290, зі шкідливими холодоагентами R134a і R404a, а також з перспективними холодоагентами R32 і R1234yf. На рисунку 2.32 і в таблиці 2.13 наведені порівняльні результати. Ці результати наведені для різних температур навколишнього середовища та для виробництва охолодження, що дорівнює 5 кВт. Швидкість обертання різна в розглянутих випадках для досягнення цієї холодоємності. Крім того, слід сказати, що температура в приміщенні має значення за замовчуванням 25 °С.

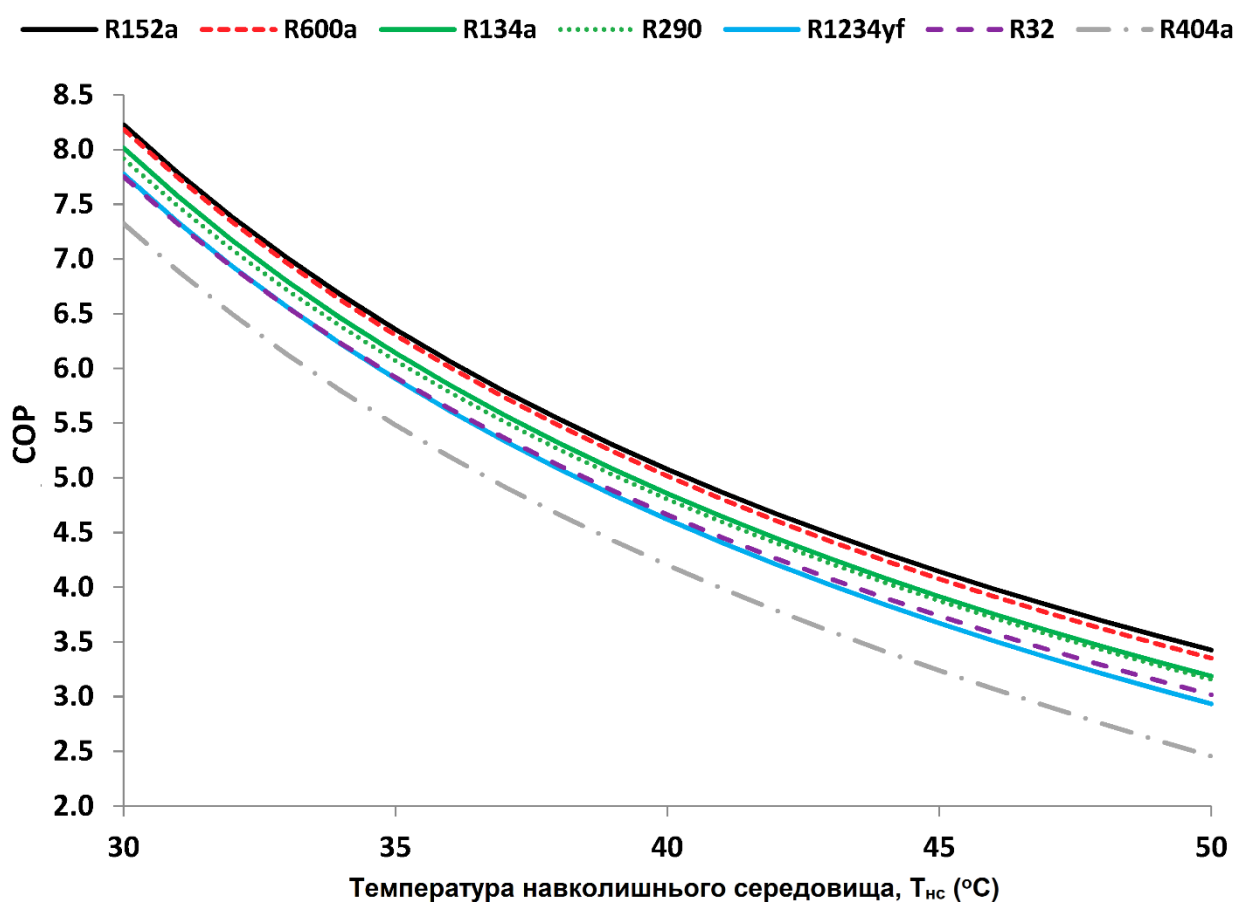


Рисунок 2.32. Порівняння різних робочих рідин для  $Q_o = 100$  кВт і  $T_{вн} = 25$  °С.

Таблиця 2.13. Порівняння різних робочих рідин з R152a для  $Q_o = 100$  кВт і  $T_{вн} = 25$  °С.

$T_{nc}$ (°C)	COP						
	R152a	R600a	R134a	R290	R1234yf	R32	R404a
30	8.227	8.186	8.014	7.916	7.776	7.752	7.322
31	7.786	7.742	7.573	7.481	7.336	7.32	6.89
32	7.383	7.337	7.169	7.083	6.933	6.925	6.495
33	7.012	6.964	6.798	6.718	6.563	6.562	6.13
34	6.671	6.621	6.456	6.381	6.221	6.228	5.794
35	6.356	6.303	6.140	6.07	5.905	5.918	5.482
36	6.064	6.009	5.847	5.781	5.612	5.631	5.192
37	5.791	5.735	5.574	5.511	5.338	5.364	4.92
38	5.538	5.479	5.319	5.26	5.083	5.114	4.666
39	5.300	5.240	5.080	5.025	4.843	4.881	4.427
40	5.078	5.016	4.856	4.804	4.619	4.662	4.202
41	4.868	4.805	4.646	4.597	4.407	4.455	3.989
42	4.671	4.607	4.447	4.401	4.208	4.261	3.787
43	4.486	4.419	4.26	4.216	4.019	4.077	3.596
44	4.310	4.242	4.082	4.041	3.84	3.902	3.413
45	4.143	4.074	3.914	3.875	3.67	3.737	3.238
46	3.985	3.915	3.754	3.718	3.509	3.579	3.07
47	3.835	3.764	3.602	3.568	3.355	3.429	2.908
48	3.692	3.62	3.457	3.425	3.208	3.286	2.752
49	3.556	3.482	3.319	3.288	3.068	3.149	2.601
50	3.426	3.351	3.187	3.157	2.933	3.017	2.454
<b>COP сер</b>	5.342	5.2815	5.119	5.063	4.8784	4.917	4.444
<b>Покращення,%</b>		1.14%	4.36%	5.51%	9.50%	8.65%	20.20%

Встановлено, що R152a має найвищий COP серед розглянутих випадків, що робить його перспективною робочою рідиною в теплових насосах. Для всіх температур навколишнього середовища R152a має найвищу

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.18</i>	Арк.
						101
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

продуктивність, R600a — це другий випадок, а R404a — найгірша робоча рідина. Середнє підвищення COP у R152a становить 1,14% порівняно з R600a, тоді як воно становить 4,36%, 5,51%, 9,50%, 8,65% і 20,20% порівняно з R134a, R290, R1234yf і R404a відповідно.

Тому можна сказати, що R152a має великий потенціал як робоча рідина з енергетичної точки зору. Беручи до уваги відносно низький GWP = 138, що нижче 150, R152a може стати вибором для систем охолодження майбутнього. З міркувань безпеки необхідно враховувати проблеми середньої займистості, і це єдині обмеження цього холодоагенту. Нарешті, слід зазначити, що значення COP є відносно високими при низьких температурах навколишнього середовища, і цей факт свідчить про те, що досліджувана система є високоефективним кондиціонером.

## **Висновок**

Використання холодоагенту R152a дозволяє підвищити коефіцієнт перетворення системи на 5-7% в порівнянні з R-134a в залежності від температури конденсації. Холодоагент R-152a має на 10-13% більшу об'ємну продуктивність та більш низьку масову витрату, що дозволяє знизити кількість завантаженого холодоагенту.

Використання R152a як холодоагенту призводить до значного підвищення температури нагнітання. Це певною мірою може вплинути на термін служби компресора.

У номінальних умовах роботи досліджувана система має холодопродуктивність 100 кВт і COP 6,46.

Збільшення швидкості обертання призводить до підвищення холодопродуктивності та зниження COP. Підвищення температури навколишнього середовища призводить до зниження холодопродуктивності та зниження COP. Підвищення температури в приміщенні призводить до підвищення холодопродуктивності та до підвищення COP. Встановлено, що швидкість обертання є найважливішим параметром для значення

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.18</i>	Арк.
						102
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

холодопродуктивності, тоді як температура навколишнього середовища є найважливішим параметром для значення COP. R152a вважається найефективнішим холодоагентом порівняно з шістьма іншими холодоагентами. Встановлено, що середнє покращення для R600a становить 1,14%, тоді як для R134a 4,36%, а для R404a 20,20%.

У підсумку, холодоагент R152a є високоефективним вибором для циклів стиснення охолоджуючої пари. Цей холодоагент нетоксичний і має низький ППП, при цьому має розумну вартість. Єдина проблема – підвищена горючість, яка не настільки велика. Усі фактори можуть зробити цей холодоагент надійним вибором для майбутніх систем охолодження.

Внаслідок впровадження принципу вільного охолодження споживана потужність холодильної системи може бути знижена, оскільки машинне охолодження можна не використовувати в повному обсязі до температури навколишнього середовища +23°C.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
						103
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

### РОЗДІЛ 3 Економічна частина.

Для забезпечення холодопродуктивності 100 кВт було підбрано сучасні чиллерні установки, що представлені на українському ринку. Вибір здійснювався за критеріями продуктивності, типу компресорів, холодоагенту та вартості.

Таблиця 3.1. Підбір обладнання.

Модель чиллера	Холодопродуктивність, кВт	Компресор и	Холодоагент	Орієнтовна ціна, грн
Newton Cold NC-100	106,5	Copeland	R410A	≈1 200 000
Bitzer (ICETECHNIC)	100	2 × Bitzer 4J22.2Y	R404A/R507 A/R134A	≈1 300 000–1 500 000
Dalgakiran 100	100	Scroll/Bitzer	R410A	≈1 100 000–1 400 000

До капітальних витрат включено вартість самого обладнання та витрати на монтаж і пусконаладжувальні роботи. Загальна сума інвестицій складає близько 1,4–1,7 млн грн.

Таблиця 3.2. Капітальні витрати.

Стаття витрат	Сума, грн
Вартість обладнання	1 200 000–1 500 000
Монтаж та пусконаладження (10–15%)	120 000–200 000
<b>Разом капітальні витрати</b>	<b>1 400 000–1 700 000</b>

Експлуатаційні витрати включають споживання електроенергії та регулярне сервісне обслуговування. Основна частка витрат припадає на електроенергію.

Таблиця 3.3. Експлуатаційні витрати.

Показник	Значення
Споживана потужність	~40 кВт
Річний режим роботи	2000 год
Споживання електроенергії	80 000 кВт·год
Тариф на електроенергію	4 грн/кВт·год
Витрати на електроенергію	≈320 000 грн/рік
Сервісне обслуговування	50 000–70 000 грн/рік

Амортизаційні витрати визначаються виходячи зі строку служби обладнання — 10 років. Це дозволяє рівномірно розподілити капітальні витрати протягом усього періоду експлуатації.

Таблиця 3.4. Амортизаційні витрати.

Показник	Значення
Строк служби	10 років
Амортизація	120 000–150 000 грн/рік

Загальні річні витрати складають близько 515 тис. грн, що включає електроенергію, сервісне обслуговування та амортизацію.

Таблиця 3.5. Загальні річні витрати.

Стаття	Сума, грн
Електроенергія	320 000
Сервіс	60 000
Амортизація	135 000
<b>Разом</b>	<b>≈515 000 грн/рік</b>

На основі розрахунків визначено, що собівартість виробництва 1 кВт·год холоду становить  $\approx 2,6$  грн, що відповідає сучасним показникам для промислових систем кондиціонування в Україні.

Таблиця 3.6. Собівартість холоду.

Показник	Значення
Річна холодопродуктивність	$100 \text{ кВт} \times 2000 \text{ год} = 200\,000 \text{ кВт}\cdot\text{год}$
Загальні річні витрати	$\approx 515\,000 \text{ грн}$
Собівартість 1 кВт·год холоду	$\approx 2,6 \text{ грн/кВт}\cdot\text{год}$

**Висновок:**

Таким чином, економічна частина проекту показує, що чиллерна система холодопродуктивністю 100 кВт потребує капітальних витрат близько 1,5 млн грн, а річні експлуатаційні витрати становлять  $\approx 0,5$  млн грн, що дає собівартість холоду  $\approx 2,6$  грн/кВт·год.

## РОЗДІЛ 4 Охорона праці.

До початку виконання монтажних робіт кожен будівельний об'єкт повинен бути забезпечений проектною документацією з організації будівництва-ства і безпечного виконання робіт.

Вихідними даними для розробки питань забезпечення безпеки робіт і виробничої санітарії (згідно ДБН А.3.2-2-2009 «Система управління охороною праці в будівництві») є:

- інженерні рішення, що відповідають даному будівництву;
- діючі нормативи;
- типові рішення з охорони праці;
- каталоги технічних засобів безпеки;
- матеріали аналізу причин виробничого травматизму.

Питання, що підлягають розробці в проектній документації, подразделяють на три групи:

- загальномайданчикові;
- технологічні;
- спеціальні.

До першої групи відносять:

- вибір системи освітлення будівельного майданчика, проходів і робочих місць;
- позначення і огороження небезпечних зон;
- забезпечення безпечних умов праці в безпосередній близькості від діючих ліній електропередач;
- організація санітарно-технологічного обслуговування робітників.

До другої групи входять:

- розробка інженерних рішень щодо безпечного виконання будівельно-монтажних робіт і операцій;

					КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8	Арк.
						107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- вибір раціональних пристроїв і пристосувань всіх видів конструктивних елементів і забезпечення безпечної експлуатації монтажних кранів і інших механізмів;

- розробка заходів, що виключають ураження електричним струмом.

До третьої групи питань з охорони праці відносять заходи, які обумовлюються особливостями географічних і метеорологічних умов виробництва робіт.

В даному розділі будемо розглядати безпеку монтажу вентиляційного обладнання, тому що даний об'єкт проектування має розгалужену мережу повітроводів, монтаж якої вимагає особливої уваги і запобіжних заходів.

#### **Забезпечення безпеки монтажу вентиляційного обладнання.**

Згідно ДБН А.3.2-2-2009 «Система управління охороною праці в будівництві», серед основних причин травм і нещасних випадків при виконанні монтажних робіт слід виділити перш за все такі:

- порушення порядку проведення робіт та вимог нормативів;
- несправність риштування, сходів або драбин, використовуваних при монтажі;
- падіння предметів з висоти;
- Проведення робіт в безпосередній близькості від переміщаються частин технологічного обладнання;
- відсутність або несправність заземлення обладнання;
- засміченість робочих місць залишками матеріалів, відсутність вільного підходу до робочих місць і недостатнє освітлення;
- відсутність індивідуальних і колективних засобів захисту;
- розрив труб і руйнування арматури при гідравлічних випробуваннях.

Для забезпечення безпеки монтажних робіт потрібно вживати таких заходів:

- монтажні роботи під час монтажу систем вентиляції повинні вестися відповідно до нормативів у взаємозв'язку з загальнобудівельними і іншими спеціальними роботами;

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		108

- охорона праці робітників повинна забезпечуватися видачею адміністрацією необхідних засобів індивідуального захисту (спеціального одягу, взуття та інших);
- виконання заходів щодо колективного захисту робітників (огороження, освітлення, вентиляція, захисні і предохранительні пристрою і пристосовування-собрания і т.д.);
- забезпечення санітарно-побутовими приміщеннями і пристроями відповідно до діючих норм і характером виконуваних робіт;
- робочим повинні бути створені необхідні умови праці, харчування та відпочинку;
- в процесі виконання будівельно-монтажних робіт необхідно дотримуватись вимог ДБН та НПАОП (Нормативно-правові акти з охорони праці) по техніці безпеки в будівництві.

В організації, як правило, призначаються особи, відповідальні за забезпечення охорони праці в межах доручених їм ділянок робіт, в тому числі:

- в цілому по організації (керівник, заступник керівника, головний інженер);
- в структурних підрозділах (керівник підрозділу, заступник керівника);
- на виробничих територіях (начальник цеху, дільниці, відповідальний виконавець робіт по будівельному об'єкту);
- при експлуатації машин і устаткування (керівник служби головного механіка, енергетика і т.п.);
- при виконанні конкретних робіт і на робочих місцях (менеджер, майстер).

В організації повинно бути організовано проведення перевірок, контролю і оцінки стану охорони та умов безпеки праці, що включають такі рівні і форми проведення контролю:

- постійний контроль працівниками справності обладнання, пристосувань, інструменту, перевірка наявності та цілісності огорож, захисного заземлення та інших засобів захисту до початку робіт і в процесі ра-боти на робочих місцях згідно з інструкціями з охорони праці;

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.18</i>	Арк.
						109
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- періодичний оперативний контроль, що проводиться керівниками робіт і підрозділів підприємства згідно їх посадовими обов'язками;

- виборочний контроль стану умов і охорони праці в підрозділах підприємства, що проводиться службою охорони праці відповідно до затверджених планів.

При виявленні порушень норм і правил охорони праці працівники повинні вжити заходів до їх усунення власними силами, а в разі неможливості цього припинити роботи і інформувати посадова особа.

У разі виникнення загрози безпеці та здоров'ю працівників відповідальні особи зобов'язані припинити роботи і вжити заходів щодо усунення небезпеки, а при необхідності забезпечити евакуацію людей в безпечне місце.

На будівельному майданчику все без винятку повинні надягати запобіжні каски.

Вентиляційні та опалювальні матеріали і обладнання при складуванні на будівельному майданчику і робочих місцях повинні укладатися в такий спосіб:

- санітарно-технічні і вентиляційні блоки - у штабель заввишки не більше 2 м на підкладках і з прокладками,
- великогабаритне і важковагове обладнання та його частини - в один ярус на підкладках,
- чорні прокатні метали (листова сталь, швелери, двотаврові балки, сортова сталь) - у штабель висотою до 1,5 м на підкладках і з прокладками,
- труби діаметром до 300 мм - у штабель заввишки до 3 м на підкладках і з прокладками з кінцевими упорами,
- труби діаметром понад 300 мм - у штабель заввишки до 3 м в сідло без прокладок з кінцевими упорами.

### **Безпека організації інженерних робіт.**

гідно з пунктом ДБН А.3.1-5-2016 «Організація будівельного виробництва», при монтажі інженерного устаткування будівель і споруд (прокладці

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.18</i>	Арк.
						110
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

трубопроводів, монтажі сантехнічного, опалювального, венти-коізоляційні та газового обладнання) необхідно передбачати меро-ємства щодо попередження впливу на працівників наступних небезпечних і шкідливих виробничих факторів, пов'язаних з характером роботи:

- розташування робочого місця поблизу перепаду по висоті 1,3 м і більше;
- підвищена загазованість повітря робочої зони;
- підвищена напруга в електричному ланцюзі, замикання якого може відбутися через тіло людини;
- обвалюються гірські породи.

При наявності небезпечних і шкідливих виробничих факторів, зазначених у ДБН А.3.1-5-2016 «Організація будівельного виробництва», безпеку при монтажі інженерного обладнання д-ня будівель і споруд повинна бути забезпечена на основі виконання з-тримаються в організаційно-технологічної документації наступних рішень з охорони праці:

- організація робочих місць із зазначенням методів і засобів для забезпечення вентиляції,
  - пожежогасіння, виконання робіт на висоті;
- методи і засоби доставки і монтажу обладнання;
- заходи безпеки при виконанні робіт в траншеях і колодязях;
- особливі заходи безпеки при травленні і знежирення трубопрово-дів;
- заготівля і підгонка труб повинні виконуватися в заготівельних мас-терських, а виконання цих робіт на риштуваннях, призначених для мон-тажа трубопроводів, забороняється;
- при монтажі обладнання і трубопроводів вантажопідіймальними кранами слід керуватися вимогами розділу 8 цих норм і пра-вил;
- всі роботи по усуненню конструктивних недоліків і ліквідації недо-делок на змонтованому обладнанні, підданому випробуванню продук-том, слід проводити тільки після розробки і затвердження замовником і генеральним

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		111

підрядником спільно з існуючими субпідрядними, організації заходів з безпеки робіт,

- установка і зняття перемичок (зв'язків) між змонтованим і діючим обладнанням, а також підключення тимчасових установок до діючих систем (електричним, паровим, технічним і т.д.) без письмового дозволу генерального підрядника і замовника не допускаються.

### **Організація безпеки робочих місць.**

Згідно з пунктом ДБН А.3.1-5-2016:

- Монтаж трубопроводів і повітропроводів на естакадах проводиться з інвентарних-тарних риштування, забезпечених сходами для підйому і спуску працівників. Підйом і спуск по конструкціях естакад не допускається.

- Не дозволяється перебування людей під встановлюваним обладнанням, мон-тажних вузлами обладнання і трубопроводів до їх остаточного закріплення.

- Опускання труб в закріплену траншею слід проводити з прийняттям заходів проти порушення кріплень траншеї.

Чи не дозволяється скачувати труби в траншею за допомогою ломів і ваг, а також використовувати розпірки кріплення траншей в якості опор для труб.

- У приміщеннях, де проводиться знежирення, забороняється користуватися відкритим вогнем і допускати іскроутворення.

Електроустановки в зазначених приміщеннях повинні бути під вибухобезпечним виконанням.

- Роботи по знежирення трубопроводів повинні виконуватися в приміщеннях, обладнаних припливно-витяжною вентиляцією. При виконанні робіт на відкритому повітрі працівники повинні перебувати з навітряного боку.

- Місце, де проводиться знежирення, необхідно захистити і позначити знаками безпеки.

- Працівники, зайняті на роботах по знежирення трубопроводів, повинні бути забезпечені відповідними протигазами, спецодягом, рукавицями і гумовими рукавичками.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
						112
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## **Безпека виробництва інженерних робіт.**

Згідно з пунктом ДБН А.3.1-5-2016:

- Монтаж обладнання, трубопроводів і повітропроводів поблизу електричних проводів (у межах відстані, рівного найбільшій довжині монтируемого вузла або ланки трубопроводу) проводиться за знятої напруги або при захисті електропроводів від механічного пошкодження діелектричними коробами.

При неможливості зняття напруги роботи необхідно виконувати за нарядодопуску, затвердженим в установленому порядку.

- Під час продування труб стисненим повітрям забороняється перебувати в камерах і колодязях, де встановлені засувки, вентилі, крани і т.п.

- Під час продування трубопроводів необхідно встановити на кінцях труб щити для захисту очей від окалини, піску.

Забороняється перебувати проти або поблизу незахищених кінців продуваються труб.

- У процесі виконання складальних операцій трубопроводів і обладнання суміщення отворів і перевірка їх збігу в монтованих деталях повинні проводитися з використанням спеціального інструменту (конусних оправок, складальних пробок і ін.). Перевіряти збіг отворів в монтованих деталях пальцями рук не допускається.

- При монтажі обладнання повинна бути виключена можливість мимовільного або випадкового його включення.

- При монтажі обладнання з використанням домкратів повинні бути вжиті заходи, що виключають можливість перекоосу або перекидання домкратів.

При роботі трубними і гайковим ключем забороняється надягати відрізки труби на ручки ключів і застосовувати металеві підкладки під губки ключів.

При заповненні систем теплоносієм і його спуску, при випробуванні і налагодженні необхідно користуватися переносними світильниками напруги-ням не вище 12 В.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		113

Робочі місця газоелектрозварювальників повинні міститися в чистоті і бути обладнані переносними первинними засобами пожежогасіння. Газові балони необхідно зберігати в металевих шафах. Зварювальні апарати повинні бути заземлені або занулені, а в неробочий час знеструмлені. На проведення вогневих робіт повинно бути отримано спеціальний дозвіл.

Вкрай трудомістким є процес монтажу повітропроводів. З огляду на великий обсяг і специфіку робіт, а також необхідність забезпечення безпеки виконання цих робіт, монтажу повинна передувати тщательна підготовка. Одна з особливостей монтажу повітропроводів полягає в наступному: повітроводи і вентиляційні короба можуть мати значні габарити, тому для їх складання і монтажу потрібні великі площі, ніж ускладнюється процеси підготовки і проведення робіт. Значна частина робіт по монтажу систем вентиляції та кондиціонування виконуваних-ться на висоті в обмежених умовах. Процес називається роботою на висоті, якщо робота виконується на висоті більше 1,3 м. Роботою в обмежених умовах називається робота в просторі, що не перевищує 2 м за найменшим обміру. Зважаючи на вищевикладене, необхідно забезпечення робочих місць слюсарів відповідних розмірів риштування, сходів-драбин. При роботі з риштування або у прорізів, розташованих над землею або перекриттям на висоті 1 м і більше, робочі місця повинні мати огорожу. Він повинен складатися зі стійок, поручня, розташованого на висоті 1 м від робочого настилу, і бортової дошки висотою не менше 150 мм, яка запобігає падінню будь-якого предмета на працюючого внизу.

Під час пуску вентиляційних агрегатів слід перебувати осторонь від вентиляторів і ремінних передач. Слюсарю - вентиляционщиків категоричний-ські забороняється включати електродвигуни вентиляційного обладнання та приєднувати прилади до електромережі.

У період огляду коліс вентиляторів, бункерів, при роботі всередині секцій припливних камер та вентиляційних повітропроводів і вентиляційних камер

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.18</i>	Арк.
						114
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

черговий електрик повинен повністю знеструмити систему і повісити табличку «Не включати - працюють люди».

При виявленні ударів, підозрілого шуму, перегріву електродвигунів, вібрації обладнання або припинення подачі електроенергії необхідно про це повідомити чергового електрика або черговому електрику.

Роботи, пов'язані з пуском і регулюванням систем вентиляції та кондиціонування повітря, дозволяється проводити тільки при справному обладнанні.

При монтажі систем вентиляції, підйом і установку припливних камер та іншого великогабаритного обладнання потрібно виконувати в присутності і під наглядом майстра, виконроба або навіть начальника ділянки.

Монтаж вентиляційних камер ведуть за допомогою ручних і електричних талей, що пересуваються по напрямних балках (рейках).

При недостатній висоті і розмірах прорізів камери монтується за допомогою на-гою лебідок, блоків, талей, що закріплюються до будівельних конструкцій будівлі. Цей спосіб монтажу є найбільш трудомістким. Для переміщення великогабаритних і довгомірних вантажів, коли потрібно стропити через не-скільки точок, застосовуються жорсткі вантажозахоплювальні пристрої-траверси виготовлені з балок суцільного перерізу: двутавров, швелерів.

Стропування проводиться за заздалегідь розробленими схемами. Траверси можуть бути двох типів - працюють на вигин і на стиск. Перші мають більшу масу, але, як правило, мають невелику висоту. Другі мають більш легку конструкцію, але вимагають значної додаткової висоти підйому гака крана. Для монтажу об'ємного вентиляційного обладнання д-ня рекомендується використовувати траверси, що працюють на вигин, тому що вони мають найменшу висоту, що дозволяє використовувати їх в приміщеннях. Тому для розрахунку приймаємо траверсу, що працює на вигин.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.18</i>	Арк.
						115
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Розрахунок траверси.

Розрахунок ведемо згідно з ДБН А.3.1-5-2016 «Організація будівельного виробництва».

Траверси - жорсткі вантажозахоплювальні пристрої - виготовляють суцільно-ного перетину у вигляді одиночних двутавров, швелерів або сталевих труб ра-злічних розмірів, а також наскрізного перетину, що складається з спарених двутаврів або швелерів, з'єднаних сталевими пластинами або зі сталевих труб, посилені елементами жорсткості .

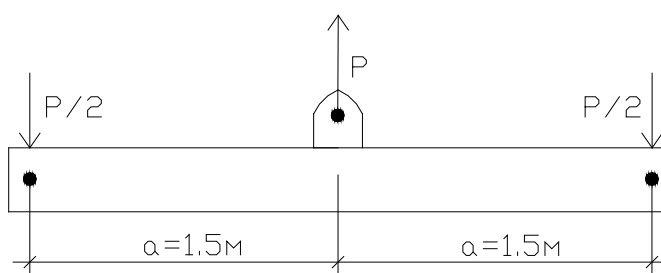


Рис.3.1 Розрахункова схема траверси.

Визначення розрахункових параметрів траверси.

Розрахунок необхідних технічних даних траверси, що працює на вигин, виконують в наступній послідовності:

1. Підраховують навантаження, що діє на траверсу:  $P = Q \cdot k_n \cdot k_d$

$Q = 5,13$  кН - вага воздуховода довжиною 3 м і діаметром 630мм;

$k_n$  – коефіцієнт перевантаження ( $k_n = 1,1$ );

$k_d$  – коефіцієнт динамічного навантаження ( $k_d = 1,2$ ).

$$P = 5,13 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 6,77 \text{ кН}$$

2. Визначають максимальний згинальний момент в траверсі:

$$M_{\max} = 0,5 \cdot P \cdot a$$

$a$  - плече траверси, см

$$M_{\max} = 0,5 \cdot 6,77 \cdot 150 = 508 \text{ кН}\cdot\text{см}$$

3. Обчислюють необхідний момент опору поперечного перерізу траверси:

$$W_{\text{тр}} = M_{\max} / (n \cdot R_{\text{из}} \cdot \varphi) = 508 / (0,85 \cdot 21 \cdot 0,9) = 31,6 \text{ см}^3$$

$n$  - коефіцієнт умов роботи ( $n = 0,85$ );

					КРМ.ХУКП.1.683-03.18	Арк.
						116
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$R_{изг}$  - розрахунковий опір при вигині в траверсі, Па.

4. Приймаємо конструкцію траверси наскрізного перетину, що складається з двутав-ра (див табл. III.2 «Охорона праці в будівництві», Вища школа, 1991р).

Підбравши по табл. III.3 там же двотаврові балки №12:  $W_x^д = 56,4 \text{ см}^3$ , визначаємо момент опору траверси в цілому:

$$W_x = W_x^д = 56,4 \text{ см}^3 > W_{тр} = 31,6 \text{ см}^3.$$

що задовольняє умові міцності розрахункового перетину траверси.

### **Забезпечення безпеки при необхідності евакуації людей з будівлі.**

#### **а. Пожежна безпека об'єкта. Димовидалення.**

У будівлі повинні бути виконано таким чином, об'ємно-планувальні рішення, що забезпечують в разі пожежі:

-можливість евакуації людей незалежно від їхнього віку і фізичного со-  
стояння назовні на прилеглу до будинку територію до настання загрози  
їхньому життю та здоров'ю внаслідок впливу небезпечних чинників по-  
спека;

-можливість порятунку людей;

-можливість доступу особового складу пожежних підрозділів та подачі  
засобів пожежогасіння до осередку пожежі, а також проведення заходів з  
порятунку людей і мат. цінностей;

-нераспространеніє пожежі на поруч розташовані будинки, в тому числі  
при про-рушенні палаючої будівлі;

-обмеження прямого і непрямого матеріального збитку, включаючи содер-  
жимое будівлі і сама будівля, при економічно обґрунтованому  
співвідношенні величини збитку і витрат на протипожежні заходи,  
пожежну охорону і її технічне оснащення.

В процесі будівництва необхідно забезпечити:

-пріорітетное виконання протипожежних заходів, передусмот-корінних  
проектом, розробленим відповідно до діючих норм і затвердженим в  
установленому порядку;

					КРМ.ХУКП.1.683-03.18	Арк.
						117
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-Дотримання протипожежних правил, і охорону від пожежі будується і допоміжних об'єктів, пожежобезпечний проведення будівельних і монтажних робіт;

-наявність і справне утримання засобів боротьби з пожежею;

-можливість безпечної евакуації і порятунку людей, а також захисту матеріальних цінностей при пожежі в споруджуваному об'єкті і на будівельному майданчику.

В процесі експлуатації слід:

-забезпечити утримання будівлі і працездатність засобів його протидії пожежного захисту відповідно до вимог проектної та технічної документації на них;

-забезпечити виконання правил пожежної безпеки, затверджених в установленому порядку.

-не допускати змін конструктивних, об'ємно-планувальних і інженерно-технічних рішень без проекту, розробленого відповідно до діючих норм і затвердженими в установленому порядку.

-При проведенні ремонтних робіт не допускати застосування конструкцій і матеріалів, що не відповідають вимогам діючих норм.

Заходи щодо протипожежного захисту будівель передбачаються з урахуванням технічного оснащення пожежних підрозділів та їх розположення.

При аналізі пожежної небезпеки будівель можуть бути використані розрахунок-ні сценарії, засновані на співвідношенні часових параметрів розвитку і поширення небезпечних факторів пожежі, евакуації людей і боротьби з пожежею.

Відповідно до пункту ДБН А.3.1-5-2016 «Організація будівельного виробництва» необхідно забезпечити за допомогою на-гою засобів автоматики відключення припливної системи в разі появи пожежі.

Відповідно до ДБН А.3.1-5-2016 «Організація будівельного виробництва» слід проектувати аварійну протидимний вентиляцію для видалення диму

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
						118
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

при пожежі з метою забезпе-чення евакуації людей з приміщень будівлі в початковій стадії пожежі, по-знікшого в одному з приміщень. У проєктований будинок передбачає-ться створення систем димовидалення: ВДУ. Системи протидимного вентиля-ції включаються автоматично і дистанційно при спрацьовуванні пожежної сигналізації.

Повітроводи протидимного вентиляції виконуються зі сталі класу II,  $\square = 1,5$  мм на зварюванні, для забезпечення необхідної відповідно ДБН А.3.1-5-2016 «Організація будівельного виробництва» вогнестійкості 0,5 год. Передбачається оснащення систем радіальними вентиляторів з електродвигунами на одному валу (в тому числі радіальних дахових вентиляторів) без м'яких вставок.

#### **б. Евакуація людей з приміщень будівлі.**

Евакуація є процес організованого самостійного руху людей назовні з приміщень, в яких є можливість впливу на них небезпечних факторів пожежі.

Порятунок є вимушене переміщення людей назовні при впливі на них небезпечних факторів пожежі. Порятунок здійснюється са-мостійно, за допомогою пожежних підрозділів або спеціально навчений-ного персоналу, в тому числі з використанням рятувальних засобів, через евакуаційні та аварійні виходи.

Евакуаційні шляхи в межах приміщення повинні забезпечувати безпека-ву евакуацію людей через евакуаційні виходи з даного приміщення без урахування застосовуваних у ньому засобів пожежогасіння і протидимного за-щити.

За межами приміщень захист шляхів евакуації слід передбачати з умови забезпечення безпечної евакуації людей з урахуванням функціональних-ної пожежної безпеки приміщень, що виходять на евакуаційний шлях, чи-сленності евакуйованих, ступеня вогнестійкості і класу конструктивної пожежної безпеки будинку, кількості евакуаційних виходів з поверху і зда-вання в цілому.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
						119
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Протидимний захист будівлі виконується відповідно до вимог ДБН А.3.1-5-2016 «Організація будівельного виробництва» Виходи є евакуаційними, якщо вони ведуть:

а) з приміщень першого поверху назовні:

- безпосередньо;
- через коридор;
- через вестибюль;
- через сходову клітку;
- через коридор і вестибюль;
- через коридор і сходову клітку;

б) з приміщень будь-якого поверху, крім першого:

- безпосередньо до сходової клітки або на сходи 3-го типу;
- в коридор, що веде безпосередньо до сходової клітки або на сходи 3-го типу;

в) в сусіднє приміщення на тому ж поверсі, забезпечене виходами, зазначеними в а і б;

Шлях допускається вважати евакуаційним, якщо він веде з технічного по-ня без постійних робочих місць.

В даному об'єкті передбачені наступні евакуаційні виходи: з приміщень першого поверху через вестибюлі, і з підвальних приміщень через тамбур-сходи і тамбур-шлюз.

Виходи з підвальних і цокольних поверхів, є евакуаційними, як правило, слід передбачати безпосередньо назовні відокремлений-ними від загальних сходових кліток будівлі. Число евакуаційних виходів з поверху повинно бути не менше двох, якщо на ньому розташовується приміщення, ко-лось повинно мати не менше двох евакуаційних виходів. Висота евакуаційних виходів в світлі повинна бути не менше 1,9 м, ширина не менше: 1,2 м з приміщень при числі евакууюються більше 15 чол., 0,8 м

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
						120
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## ВИСНОВКИ

З аналізу системи можна зробити висновок, що використання холоду навколишнього середовища дозволяє значно збільшити COP всієї установки протягом року. Температура навколишнього середовища значною мірою впливає на продуктивність системи, при підвищенні температури COP установки знижується на 7-9%.

Використання холодоагенту R152a дозволяє підвищити коефіцієнт перетворення системи на 5-7% в порівнянні з R-134a в залежності від температури конденсації. Холодоагент R-152a має на 10-13% більшу об'ємну продуктивність та більш низьку масову витрату, що дозволяє знизити кількість завантаженого холодоагенту. У номінальних умовах роботи досліджуваній тепловий насос має холодопродуктивність 100 кВт і COP 6,46.

Збільшення швидкості обертання призводить до підвищення холодопродуктивності та зниження COP. Підвищення температури навколишнього середовища призводить до зниження холодопродуктивності та зниження COP. Підвищення температури в приміщенні призводить до підвищення холодопродуктивності та до підвищення COP. Встановлено, що швидкість обертання є найважливішим параметром для значення холодопродуктивності, тоді як температура навколишнього середовища є найважливішим параметром для значення COP. R152a вважається найефективнішим холодоагентом порівняно з шістьма іншими холодоагентами. Встановлено, що середнє покращення для R600a становить 1,14%, тоді як для R134a 4,36%, а для R404a 20,20%.

У підсумку, холодоагент R152a є високоефективним вибором для циклів стиснення охолоджуючої пари. Цей холодоагент нетоксичний і має низький ПГП, при цьому має розумну вартість. Єдина проблема – підвищена горючість, яка не настільки велика. Усі фактори можуть зробити цей холодоагент надійним вибором для майбутніх систем охолодження.

					КРМ.ХУКП.1.683-03.18	Арк.
						121
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Внаслідок впровадження принципу вільного охолодження споживана потужність холодильної системи може бути знижена, оскільки машинне охолодження можна не використовувати в повному обсязі до температури навколишнього середовища +23°C. Використання R152a як холодоагенту призводить до значного підвищення температури нагнітання. Це певною мірою може вплинути на термін служби компресора.

Динамічне вільне охолодження забезпечує переваги свіжого охолодження повітря, використовуючи більш поширені технології охолоджувальної води та можуть запропонувати великі можливості модернізації. Можна використовувати інтелектуальну систему керування для оптимізації використання вільного охолодження на системі, що працює на охолодженій воді. Коли теплове навантаження в приміщенні або зовнішня температура перевищують порогове значення, насоси компресора запускаються і система повертається до нормальної роботи.

COP всієї установки протягом року має найвищі значення для заданої температури охолодженої води 11°C. Друга краща продуктивність розрахована тоді, коли задана температура охолоджуваної води була встановлена до 9°C. Отже, можна зробити висновок, що найкращою температурою для економії енергії та продуктивності системи є температура охолодженої води 9 °C та температура навколишнього середовища, при якій застосування вільного охолодження становить 10°C. Слід також зазначити, що найбільша економія енергії відбувається, коли температура навколишнього середовища, при якій було включено вільне охолодження, становить 10°C.

Внаслідок впровадження принципу вільного охолодження споживана потужність холодильної системи може бути знижена на 11% для розрахункових температур охолодженої води 9°C та температури навколишнього середовища 10°C.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
						122
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

## Перелік використаних джерел інформації

1. Бондаренко, О.В. Теплові насоси: принцип дії та використання в енергоефективних системах. Харків: Техноцентр, 2006.
2. Кравченко, І.М. Системи теплопостачання на базі теплових насосів для житлових будівель. Київ: Техніка, 2008.
3. Сидоренко, П.Г. Енергозберігаючі технології в опаленні: використання теплових насосів. Львів: Екотех, 2011.
4. Тараненко, Ю.В. Теплові насоси для низькотемпературного опалення. Вінниця: Універсум-Він, 2012.
5. Демченко, В.М. Сучасні теплові насоси для приватних будинків: конструкція і монтаж. Одеса: Одеський науково-технічний центр, 2014.
6. Зінченко, М.О. Теплові насоси: нові рішення в енергоефективності. Київ: Наукова думка, 2015.
7. Іванченко, А.О. Інновації в теплопостачанні: впровадження теплових насосів у міську інфраструктуру. Дніпро: Наука і технології, 2017.
8. Петренко, І.М. Технології теплових насосів у промислових підприємствах. Київ: Технополіс, 2016.
9. Гринчук, В.П. Застосування теплових насосів у системах вентиляції та кондиціювання повітря. Харків: Науково-технічна бібліотека, 2018.
10. Коваленко, О.М. Енергоефективність теплових насосів у комунальних послугах. Київ: Міська енергетика, 2019.
11. Мельник, В.І. Теплові насоси як альтернатива традиційним системам опалення. Вінниця: Національна технічна бібліотека, 2020.
12. Білецький, Р.П. Використання відновлювальних джерел енергії: теплові насоси. Львів: Енергетика та екологія, 2021.
13. Савченко, Т.О. Теплові насоси для підвищення ефективності систем опалення. Черкаси: Технології майбутнього, 2020.
14. Поліщук, Л.В. Теплові насоси у сільському господарстві. Київ: Агропромислова енергія, 2019.

					КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8	Арк.
						123
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

15. Мартиненко, П.О. Аналіз енергетичної ефективності теплових насосів у холодному кліматі. Луцьк: Теплоенергетика, 2022.
16. Глущенко, С.В. Моделювання та оптимізація теплових насосів для енергоефективних будівель. Київ: Київський політехнічний інститут, 2023.
17. Носенко, І.Г. Вплив теплових насосів на зменшення викидів CO<sub>2</sub> в житловому секторі. Полтава: Екоенергетика, 2018.
18. Дмитренко, М.В. Системи управління тепловими насосами для багатоквартирних будинків. Одеса: Одеський технічний інститут, 2021.
19. Олійник, А.М. Порівняння теплових насосів з іншими системами опалення у промислових об'єктах. Київ: Інститут енергозбереження, 2022.
20. Радченко, Ю.С. Теплові насоси для кліматизації та опалення у сучасних житлових будинках. Харків: Техноцентр, 2023.

					<i>КРМ.ХУКП.1.683-03.1.8</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		124