

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Сумський державний університет
Центр заочної, дистанційної та вечірньої форм навчання
Кафедра технічної теплофізики

«До захисту допущено»
Завідувач кафедри

_____ Сергій ВАНЄЄВ
(підпис)

«_____» _____ 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття освітнього ступеня бакалавр
зі спеціальності 142 «Енергетичне машинобудування»,
освітньо-професійної програми «Опалення, вентиляція, кондиціонування
повітря та штучний холод»

на тему: «Розрахунок теплообмінника системи рекуперації теплоти»

Здобувача групи ХКз-01с
(шифр групи)

Репетуна Марка Вікторовича
(прізвище, ім'я, по батькові)

Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело.

(підпис)

Марк РЕПЕТУН
(Ім'я та ПРІЗВИЩЕ здобувача)

Керівник Доцент кафедри ТТФ, доцент, к.т.н. Юрій МЕРЗЛЯКОВ _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, Ім'я та ПРІЗВИЩЕ) (підпис)

ЗМІСТ

С.

Вступ.....	3
1 Схеми рекуперації теплоти від холодильного обладнання	5
2 Проектування системи рекуперації тепла	11
3 Розрахунок теплообмінника системи рекуперації теплоти	16
4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях.....	28
Список використаних джерел.....	33

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата				
Розроб.		Репетун			Розрахунок теплообмінника системи рекуперації теплоти	Літ.	Аркуш	Аркушів
Перевір.		Мерзляков					2	33
Н. контр.						СумДУ, гр. ХКз-01с		
Затв.		Ванєєв						

ВСТУП

Рекуперація тепла відноситься до процесу відновлення тепла, яке втрачається під час теплових процесів, для подальшого його використання. Відпрацьоване тепло може бути використане замість того, щоб просто викидатися в атмосферу. У випадку холодильного обладнання, рекуперація тепла передбачає збір тепла, яке віддається під час процесів у холодильній установці, і його використання для нагріву повітря або води. Це може відбуватися через теплообмінники або інші спеціальні пристрої.

Один із методів рекуперації тепла від холодильного обладнання полягає в використанні теплообмінника, який дозволяє передавати тепло, що виділяється у зоні конденсації, на інші системи, наприклад, для опалення приміщень або нагріву води. Теплообмінники підключаються до системи холодильної установки після стиснення у компресорі для ефективного використання тепла.

Теплові насоси з рекуперацією використовують тепло, що виділяється в процесі охолодження, для підігріву води або повітря за допомогою теплового насоса. Це дозволяє ефективно використовувати відпрацьоване тепло для інших цілей.

У приміщеннях з холодильним обладнанням можуть також бути встановлені системи вентиляції з рекуперацією тепла, які використовують відпрацьоване тепло для попереднього нагріву свіжого повітря.

Ці методи рекуперації тепла допомагають оптимізувати використання енергії та зменшити негативний вплив на довкілля, роблячи холодильне обладнання більш енергоефективним.

Одним з позитивних прикладів використання рекуперації тепла від холодильного обладнання є приклад одного з популярних данських супермаркетів, який знизив свої річні витрати на опалення майже на 90% та

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						3
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

власний вуглецевий слід на 6,7 тон на рік, використавши побічне тепло від роботи холодильного обладнання магазину.

Замість того, щоб викидати тепло в навколишнє середовище, як досі роблять більшість супермаркетів, блок рекуперації тепла від компанії Danfoss збирає це тепло для обігріву 1,900 м² площі магазину та забезпечує його гарячою водою для власних потреб протягом року.

Хто хоч раз торкався зворотного боку холодильника або кондиціонера знає, що охолодження продуктів вивільнює багато тепла назовні. В побутових апаратах кількість такого побічного тепла є невеликою, але в сучасних супермаркетах, повних різноманітних холодильників, вітрин та морозильних камер, кількість тепла є значною і достатньою для обігріву цілого супермаркету – якщо навчитися це тепло якісно збирати.

Після повного року експлуатації керівництво супермаркету побачило точну кількість заощадженої їх магазином енергії, грошей та обсяг зниження шкідливих викидів. За перший рік експлуатації загальне енергоспоживання скоротилось на 135 МВт*год, з них 56 МВт*год безпосередньо завдяки блоку рекуперації тепла. На додачу, магазин скоротив свій вуглецевий слід на 6,7 тон, що практично дорівнює викидам автомобіля, якби той об'їхав Землю по екватору.

Вуглецевий слід – це сукупність викидів усіх парникових газів, які утворились (прямо та опосередковано) внаслідок діяльності окремої людини, організації, міста, країни тощо. Викиди парникових газів внаслідок діяльності людини є основною причиною глобального потепління.

У зв'язку з тим, що багато країн і компаній офіційно взяли на себе зобов'язання щодо досягнення цілей Паризької угоди щодо скорочення викидів вуглецю, тиск на декарбонізацію зростає. Німеччина, Франція та Великобританія вже підписали закони про нульові викиди до 2050 року, а США та Канада нещодавно взяли на себе зобов'язання синхронізувати зусилля для досягнення тієї самої цілі до 2050 року.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

1 Схеми рекуперації теплоти від холодильного обладнання

Холодильне обладнання у великих супермаркетах потребує великих витрат електроенергії. Такі машини працюють постійно протягом цілого року. Холодильні машини виробляють холод для холодильних гірок, бонет або вітрин, щоб продовольчі товари утримувалися за необхідними нормами умов їх зберігання. У процесі роботи холодильних установок при конденсації холодоагенту виділяється значна кількість тепла, що віддається в навколишнє середовище приміщення або відводиться назовні будівлі. Тепло, що утилізується, від холодильних машин зазвичай відводиться в навколишнє середовище компресорними блоками, що встановлюються на дахах будівель.

Окрім роботи холодильного обладнання для комфортного мікроклімату у торговому залі необхідне кондиціонування та опалення. А це вже додаткові енерговитрати та капітальні вкладення. Крім того, щоб охолоджувати продукти, доводиться витратити гроші на опалення та кондиціонування торгових залів та додаткових площ.

Роздільні кліматичні системи мають суттєві недоліки: великі енерговитрати, тепло перегрітого холодоагенту (75-100 °C), що виробляється холодильними машинами, викидається в атмосферу, збільшуються викиди CO₂, збільшуються витрати на обладнання (холодильне обладнання та обладнання для опалення), такі системи залежать від вартості енергоносіїв (електроенергії та газу для опалення або ГВП) та сторонніх систем теплопостачання, також потрібно багато місця для розміщення устаткування.

Тому останнім часом, коли вартість енергоносіїв значно зросла, роздільні рішення холодопостачання та опалення супермаркетів стають непопулярними.

Все більше застосування у світі та Україні знаходять енергоефективні рішення для супермаркетів з рекуперацією тепла від холодильних систем з виносними конденсаторами.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Системи рекуперації тепла від холодильних агрегатів мають суттєві переваги на відміну від роздільних систем:

- енергонезалежність та енергоефективність;
- максимальне скорочення витрат за опалення;
- 100% утилізація теплової енергії від холодильного обладнання;
- повністю автономна система опалення за рахунок впровадженої системи рекуперації;
- підготовка гарячої води за рахунок теплової енергії, що виділяється холодильними установками;
- автоматичне регулювання та підтримання необхідних умов для холоду та тепла для будівлі за будь-яких зовнішніх температур;
- мінімальні витрати на обладнання та зниження необхідних енергоресурсів для роботи об'єкту.

Схеми рекуперації тепла можуть бути реалізовані як у нових проектах, так і впроваджені для систем, що вже працюють з виносним холодом: діючих супермаркетів, заводів, медичних закладів, готелів, ресторанів тощо.

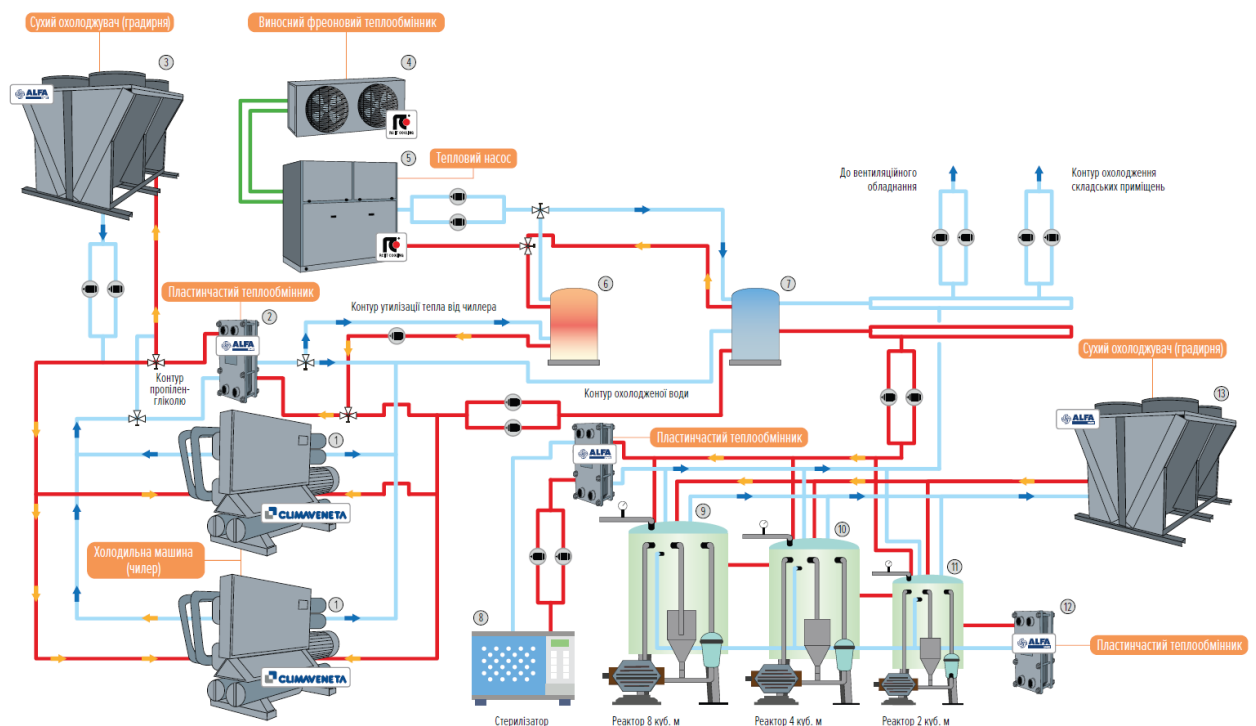


Рисунок 1 – Схемне рішення утилізації тепла для заводів

									Аркуш
									6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	Б142з 01.00.00.00 ПЗ				

Сучасні рішення щодо систем холодопостачання та опалення, а також ГВП, включають холодильне обладнання, конденсаторні блоки, додаткові блоки утилізації тепла і баки для гарячої води. До конденсаторних блоків та холодильної техніки для економії енерговитрат на опалення та досягнення потрібної температури у приміщенні підключаються сучасні теплові насоси (рис. 2).

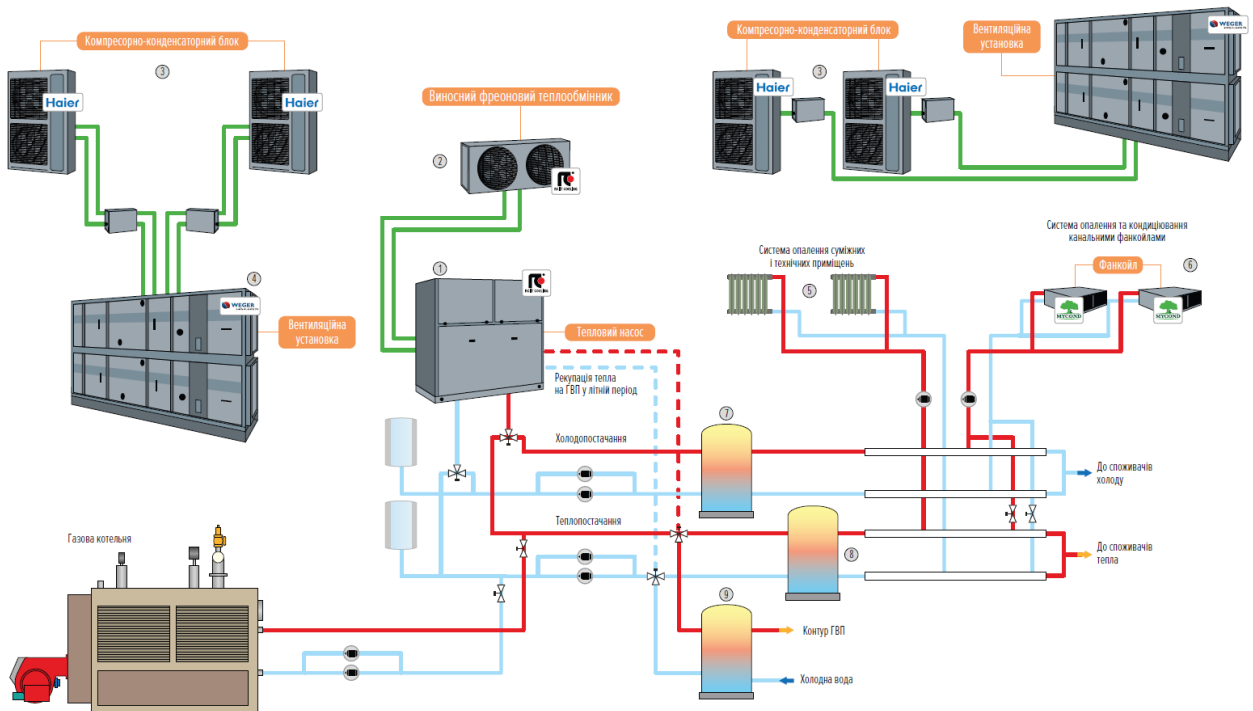


Рисунок 2 – Схемне рішення утилізації тепла для офісів з тепловим насосом

Найпростішою схемою вважається схема із двома повітряними конденсаторними установками. Перша, зовнішня установка, працює влітку та видаляє надлишки тепла в атмосферу, другий повітряний конденсатор встановлений усередині будівлі та підігріває повітря приміщення взимку. Сезонні перемикання здійснюються вручну або автоматично.

За рахунок рекуперації тепла від холодильного агрегату в системах з гарячим газом (без використання додаткового теплоносія) для опалення використовується 100% тепла, що виділяється холодильним агрегатом. Встановлюються спеціальні блоки утилізації тепла від конденсації холодоагенту, а як вентиляторні доводчики для повітряного опалення можуть

використовуватися фанкойли настінної, стельової або прихованої установки, де в якості теплоносія задіяний гарячий газ.

До системи холодильної машини через спеціальний теплообмінник може підключатися бак-накопичувач для гарячої води. Як теплоносії для системи опалення фанкойлами може бути використана вода, що накопичується в буферній ємності. Різноманітність моделей фанкойлів дозволяє підібрати рішення для кожного конкретного інтер'єру торговельної зали, допоміжних чи службових приміщень. Підготовка гарячої води особливо важлива там, де є пекарний чи м'ясний цех, кафе чи тренажерні зали.

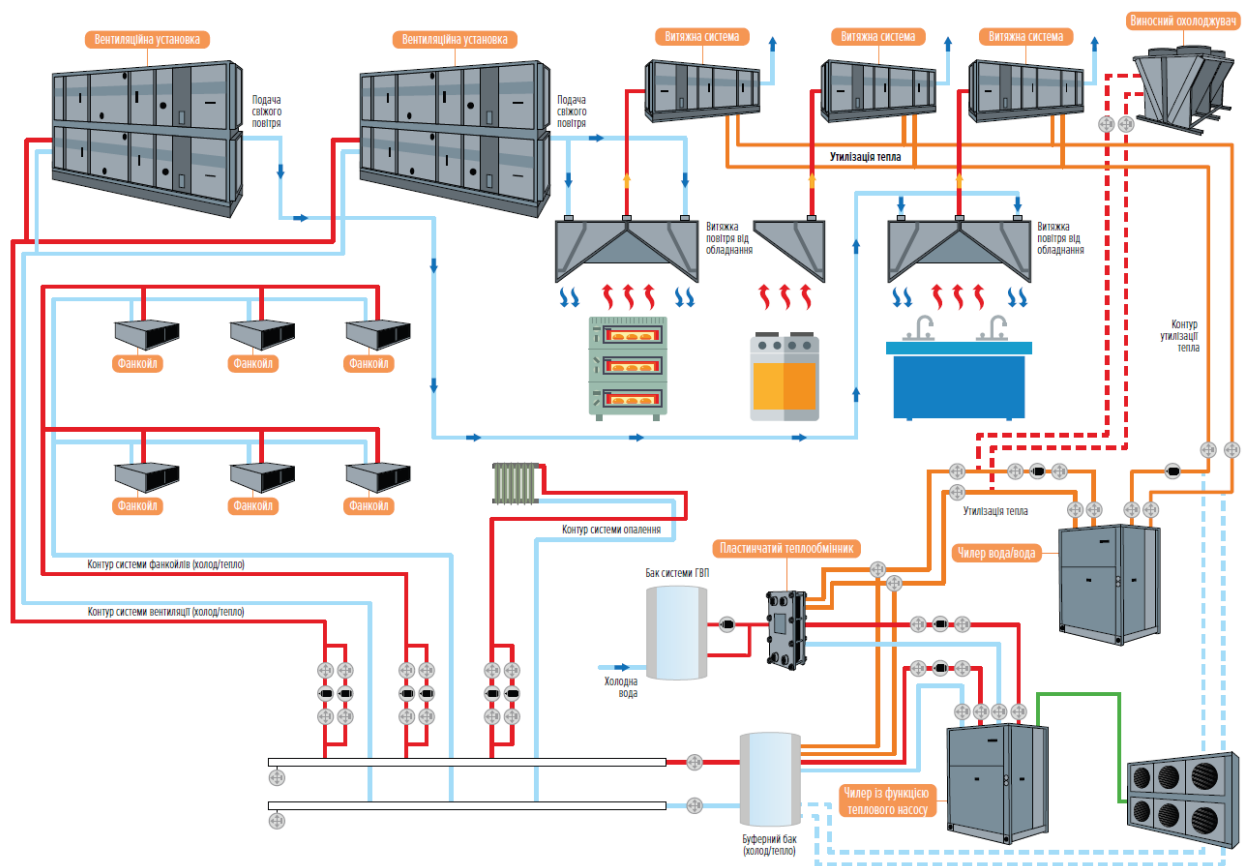


Рисунок 3 – Схемне рішення утилізації тепла для ресторану з бак-накопичувачем

Таким чином, варіанти реалізації проектів модернізації існуючої системи холодопостачання або впровадження енергоефективного проекту теплохолодопостачання для нових об'єктів залежать від конкретних умов та масштабу індивідуального проекту.

Існує багато прикладів успішної реалізації проектів рекуперації тепла від холодильних установок у світі. У магазині з 8-12 холодильних вітрин, скринь або гір реалізовано проект 100% рекуперації тепла конденсації гарячого газу для повітряного опалення, а також нагрівання води шляхом водної рекуперації через теплообмінник, підключений до магістралі зовнішнього конденсатора. Холодильна система віддає до 60 кВт на годину або 1440 кВт тепла на добу для безкоштовного опалення та нагрівання води у супермаркеті. У перерахунку за тарифами для комерційного користування на місяць та на рік виходять солідні суми економії. В Україні також є успішний досвід реалізації таких проектів у супермаркетах VARUS, Велика кишеня, Євротек та інших.

Також існують й інші сучасні методи для підвищення енергоефективності систем з рекуперацією тепла. Як перспективні розробки можна виділити розробки компанії Danfoss, коли в системах холодопостачання застосовується не фреон, а вуглекислий газ. Крім цього, установка рекуперації тепла поставляється у вбудованому блоці, який використовує як холодоагент CO₂. Економія на опалення від використання такої установки дозволяє скоротити терміни окупності до 1-3 років. Такі системи чудово зарекомендували себе у Данії та інших європейських країнах. Причому, окрім повного задоволення потреб у теплі для магазину (супермаркету), така установка, що утилізує тепло, додатково гріє воду для господарських потреб, а також за домовленістю з місцевими теплогенеруючими компаніями продає надлишкове тепло в їхній мережі, обігриваючи, наприклад, кілька приватних будинків. Утилізація тепла та повторне використання для обігріву та ГВП дає до 95%. Економія від впровадження таких установок допомагає покрити всі витрати супермаркету на опалення, воду та електроенергію.

Установки холоду, що працюють на фреоні, поступово виводяться з експлуатації, і замінюються більш ефективними та озонобезпечними

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

агрегатами на вуглекислому газі як холодоагент. Вони трохи дорожчі за звичайні установки, але більш вигідні і безпечні в експлуатації.

У таких системах збільшується ефективність системи за рахунок використання технології відтаювання гарячими парами CO₂. Вуглекислий газ є одним із небагатьох недорогих холодоагентів, які підходять для систем охолодження супермаркетів. CO₂ має низький потенціал глобального потепління (GWP = 1) і не впливає на озоновий шар Землі (ODP = 0).

Різні конструктивні та технологічні вдосконалення зазнають холодильні установки та системи їх керування. До таких інноваційних нововведень належать сучасні контролери, клапани високого тиску, спеціальні ежектори, регулятори частоти для компресорів, удосконалені триходові клапани та інша арматура. Крім цього вводиться інтегрований автоматизований контроль освітлення, вентиляції та кондиціонування повітря.

Установки рекуперації тепла – це установки альтернативного «зеленого» теплопостачання, які є найбільш перспективними для впровадження нових енергоефективних проєктів в нашій країні. Їх легко встановити в проєктах реконструкції або модернізації, в холодильних системах, що вже діють.

Рекуперація тепла у поєднанні з використанням CO₂ — це перспективне та економічно вигідне майбутнє для споживачів у всьому світі.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

2 Проектування системи рекуперації тепла

Об'єкт розрахунку: працюючий склад продуктів.

Температура в камері: -5°C .

Холодильна установка працює на компресорах Frascold:

- напівгерметичний поршневий компресор Frascold S15-51Y – 2 шт,
холодопродуктивність компресора при $t^{\circ}\text{конд.}+45^{\circ}\text{C}$; $t^{\circ}\text{кип.}-10^{\circ}\text{C}$: 25,386 кВт.

- напівгерметичний поршневий компресор Frascold S15-52Y – 1 шт,
холодопродуктивність компресора при $t^{\circ}\text{конд.}+45^{\circ}\text{C}$; $t^{\circ}\text{кип.}-10^{\circ}\text{C}$: 26,534 кВт.



Рисунок 4 – Напівгерметичний поршневий компресор Frascold

Напівгерметичний поршневий одноступінчастий компресор Frascold підходить для класичних ГФУ-холодоагентів, нових холодоагентів з низьким ПГП, гідрофторолефінів та природних холодоагентів. Компресори Frascold призначені для широкого ряду комерційних та промислових холодильних систем, чилерів та кондиціювання, теплових насосів; одиночних, багатокомпресорних та каскадних систем. Великий набір комплектуючих збільшує їх діапазон застосувань. Модельний ряд характеризується високою ефективністю та низькими операційними витратами. Конструкція також

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		11

забезпечує їхню надійність, низький рівень шуму та компактні розміри. У компресорах встановлені найсучасніші системи захисту.

Компресори Frascold стандартної серії можуть бути оснащені трьома різними типами електродвигунів: тип 1: для середньо- та високотемпературного застосування; тип 2: для низькотемпературного застосування; тип 3: оптимізований для R134a та R1234ze у середньотемпературному діапазоні.

Всі компресори Frascold сконструйовані для роботи з інвертором та придатні для експлуатації частотним регулятором у широкому діапазоні застосувань.

Метою роботи є проектування системи рекуперації тепла від працюючої холодильної установки для потреб гарячого водопостачання підприємства.

Вихідні дані:

Холодопродуктивність: 77,3 кВт.

Холодильний агент: R507.

Температура кипіння холодильного агента: -10°C .

Температура конденсації: $+45^{\circ}\text{C}$.

Теплоносій: вода водопровідна.

Потреба води: ГВП.

Норма води на 1 людину: 50 л.

Температура води на вході в ТО: $t_{w1} = +17^{\circ}\text{C}$.

Температура води на виході з ТО: $t_{w2} = +50^{\circ}\text{C}$.

Властивості холодильного агента R507:

Клас: HFC.

Група безпеки: A1.

GWP: 3985.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						12
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

ODP: 0.

Критична температура: 70,61 °C.

Мастило: POE.

Температурний глайд: відсутній.

Температура самозаймання: незаймистий.

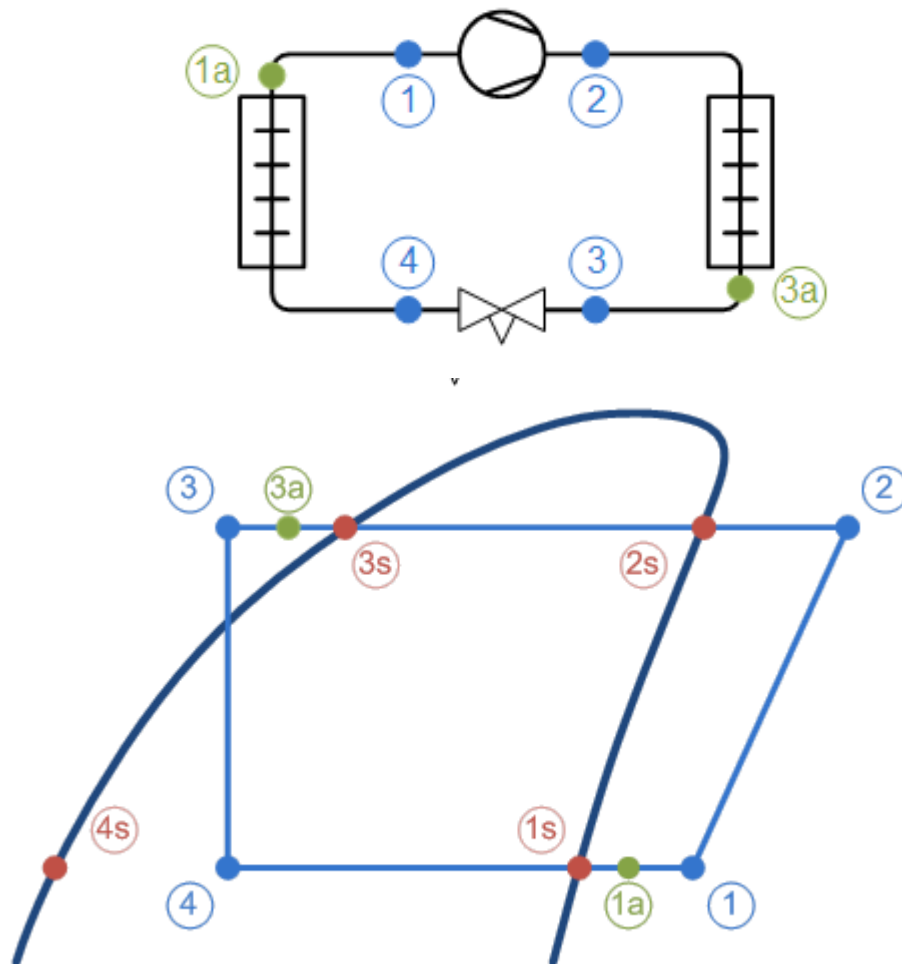


Рисунок 5 – Цикл і схема холодильної установки

Розрахунок параметрів у характерних точках будемо проводити у програмному комплексі Coolselector 2 від компанії Danfoss.

Параметри у характерних точках наведені у таблиці 1.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		13

Таблиця 1 – Параметри у характерних точках

Точка	Опис	Температура	Тиск (абс.)	Густина	Ентальпія	Ентропія
		[°C]	[bar]	[kg/m ³]	[kJ/kg]	[kJ/(kg·K)]
	Всмоктування компресором	-2	4,538	22,39	363,9	1,624
2	Нагнітання компресором (розрахункове)	66,9	21,08	98,76	407,3	1,66
2s	Точка роси на лінії конденсації	45	21,08	124,4	377,1	1,568
3s	Точка початку кипіння на лінії конденсації	45	21,08	935,5	268,5	1,227
3a	Вихід конденсатора	43	21,08	948,7	265,1	1,216
3	Включаючи додаткове переохолодження	43	21,08	948,7	265,1	1,216
4	Після розширювального клапана	-10	4,538	49,59	265,1	1,249
4s	Точка початку кипіння на лінії кипіння	-10	4,538	1195	186,4	0,9498
1s	Точка роси на лінії кипіння	-10	4,538	23,46	356,5	1,596
1a	Вихід з випарника	-2	4,538	22,39	363,9	1,624

Питома холодопродуктивність:

$$q_0 = (i_{1a} - i_4) = 363,9 - 265,1 = 98,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме теплове навантаження на конденсатор:

$$q_K = (i_2 - i_3) = (407,3 - 265,1) = 142,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Повна холодопродуктивність:

$$\dot{Q}_0 = 77,3 \text{ кВт}$$

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Масова витрата холодильного агента:

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_o}{q_o} = \frac{77,3}{98,8} = 0,782 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Теплове навантаження на конденсатор:

$$\dot{Q}_{\text{КД}} = (i_2 - i_3) \cdot \dot{m}_a = (407,3 - 265,1) \cdot 0,782 = 111,2 \text{ кВт.}$$

Потенціал системи рекуперації:

$$\dot{Q}_{\text{РК}} = (i_2 - i_{2s}) \cdot \dot{m}_a = (407,3 - 377,1) \cdot 0,782 = 23,6 \text{ кВт}$$

Максимальна кількість тепла, що може бути утилізована з даної установки дорівнює 23,6 кВт, що становить 21% від теплового навантаження на конденсатор.

Для утилізації теплоти пропонується використовувати пластинчатий теплообмінник, що буде встановлений на лінії високого тиску після стискання у компресорі.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		15

3 Розрахунок теплообмінника системи рекуперації теплоти

Паяний теплообмінник — пластинчастий теплообмінний апарат, що призначений для передачі тепла від теплоносія до середовища, що нагрівається. Теплообмін відбувається між двома гофрованими пластинами, що з'єднані пайкою в герметичний корпус (рис. 6).



Рисунок 6 – Пластинчастий теплообмінник

Пластинчасті теплообмінники бувають різних конструкції та застосовуються при приблизно рівних коефіцієнтах теплообміну для обох теплоносіїв. Пластинчасті теплообмінники компактні та за техніко-економічними і за експлуатаційними показниками перевершують більшість кожухотрубних теплообмінників.

Пластинчастий теплообмінник – апарат, поверхня теплообміну якого утворена з тонких штампованих пластин з гофрованою поверхнею, що утримуються разом у рамі.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		16

За принципом дії пластинчасті теплообмінники відносять до поверхневих рекуперативних апаратів. В таких пристроях теплота передається від нагріваючого потоку середовища до потоку середовища, що нагрівається, через тверду стінку, яка їх розділяє.

Теплообмінник пластинчастий - пристрій, в якому здійснюється передача теплоти від гарячого теплоносія до холодного середовища через сталеві, мідні, графітові, титанові гофровані пластини, які стягнуті в пакет. Гарячі і холодні шари переміщуються один з одним. Основним елементом теплообмінника є теплообмінні пластини, виготовлені з корозійно-стійких сплавів товщиною 0,4 - 1,0 мм, методом холодного штампування. У робочому положенні пластини щільно притиснуті одна до одної і утворюють вузькі канали. На лицьовій стороні кожної пластини в спеціальні канавки встановлена гумова контурна прокладка, що забезпечує герметичність каналів. Два з чотирьох отворів в пластині забезпечують підведення і відведення гріючого або охолоджуючого середовища до каналу. Два інших отвори, додатково ізольовані малими контурами прокладки запобігають змішуванню (перетіканню) середовищ. Для попередження змішування середовищ в разі прориву одного з малих контурів прокладки передбачені дренажні пази.

Незаперечною перевагою пластинчастих теплообмінників є їх значна поверхня нагріву при невеликих габаритах, у порівнянні з традиційними кожухотрубними. Іншими словами, за однакової теплової потужності, габарити трубчастого теплообмінника можуть бути в десятки разів більше, ніж пластинчастого. У цій бездоганній перевазі, звичайно ж, з'являються ще два непрямі чинники: мала металоємність, відповідно мала вага, а також розміри приміщення, у якому потрібно його встановити. Безумовно, більш компактний і легкий пристрій легше змонтувати в порівнянні з більш важким і громіздким. Крім того, вартісні показники в цьому випадку, так само виявляються на стороні компактного пластинчастого теплообмінника.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						17
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Вихідні дані для розрахунку

Теплоносії: холодильний агент R507.

Масова продуктивність холодильного агента: $G_a = 0,782$ кг/с.

Температура холодильного агента на вході у теплообмінник: $t_2 = +67^\circ\text{C}$.

Температура конденсації: $t_k = +45^\circ\text{C}$.

Середня температура холодильного агента: $t_{1\text{cp}} = +56^\circ\text{C}$.

Теплове навантаження на конденсатор: $\dot{Q}_{\text{КД}} = 111,2$ кВт.

Теплопродуктивність рекупративного теплообмінника: $\dot{Q}_{\text{ТО}} = 23,6$ кВт.

Середовище, що нагрівається: водопровідна вода.

Температура води на вході в ТО: $t_{w1} = +17^\circ\text{C}$.

Температура води на виході з ТО: $t_{w2} = +50^\circ\text{C}$.

Середня температура води: $t_{2\text{cp}} = +33,5^\circ\text{C}$

Основні параметри середовищ

Параметри холодоагента R507:

Густина: $\rho_a = 115$ кг/м³

Теплоємність: $C_a = 1,372$ кДж/кг·К

Динамічна в'язкість: $\mu_x = 12,9 \cdot 10^{-6}$ Па·с

Прихована теплота пароутворення: $r_x = 108,6$ кДж/кг

Теплопровідність: $\lambda_x = 0,0162$ Вт/м·К

Параметри води:

Густина: $\rho_w = 994,9$ кг/м³

Теплоємність: $C_p = 4,178$ кДж/кг·К

В'язкість: $\mu_{\text{п}} = 75,8 \cdot 10^{-5}$ Па·с

Теплопровідність: $\lambda_{\text{п}} = 0,6194$ Вт/ м·К

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						18
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Тепловий розрахунок

Головною складністю розрахунку теплообмінника системи рекуперації теплоти є визначення його питомих теплових потоків. У каналах між пластинами теплообмінника відбувається виняткова складність гідродинамічних і теплових процесів, які створюють труднощі для аналітичного розв'язання поставленого завдання. Тому основні розрахункові рівняння отримані експериментальним способом і представлені у критеріальній формі.

Принципова схема системи рекуперації теплоти представлена на рис.7.

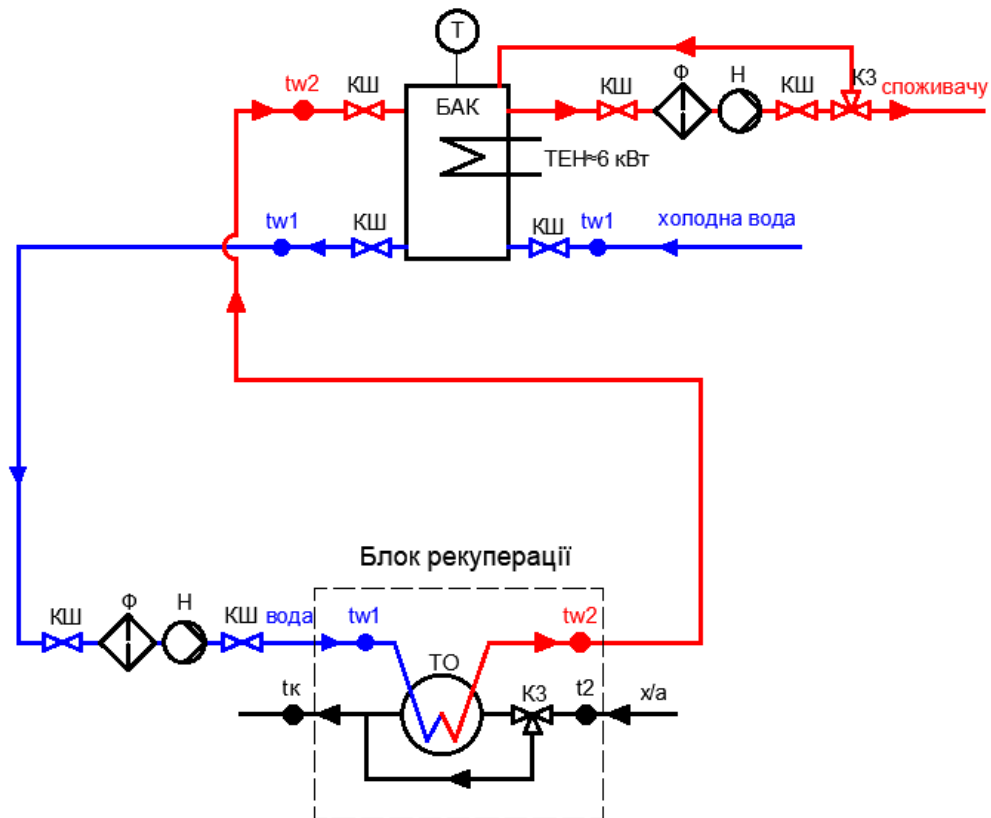


Рисунок 7 – Принципова схема системи рекуперації теплоти: ТО – теплообмінник рекуперації, Н – насос, Ф – фільтр, КШ – кран шаровий, КЗ – 3-ходовий клапан.

Розглядаються теплообмінники із трьома типами пластин – 0,3р, 0,6р і 0,5Пр. При високих тисках доцільніше застосування теплообмінників 0,5Пр,

оскільки ці теплообмінники надійно працюють при робочому тиску до 1,6 МПа (16 кгс/ см²).

Таблиця 2 – Технічна характеристика пластин

Показник	Тип пластини		
	0,3р	0,6р	0,5Пр
Габарити (довжина × ширина × товщина), мм	1370×300×1	1375×600×1	1380×650×1
Поверхня теплообміну, м ²	0,3	0,6	0,5
Вага (маса), кг	3,2	5,8	6,0
Еквівалентний діаметр каналу, м	0,008	0,0083	0,009
Площа поперечного перерізу каналу, м ²	0,0011	0,00245	0,00285
Що змочується периметр у поперечному перерізі каналу, м	0,66	1,188	1,27
Ширина каналу, мм	150	545	570
Зазор для проходу робочого середовища в каналі, мм	4	4,5	5
Наведена довжина каналу, м	1,12	1,01	0,8
Площа поперечного перерізу колектора (кутовий отвір на пластині), м ²	0,0045	0,0243	0,0283
Найбільший діаметр умовного проходу, що приєднується штуцера, мм	65(80)	200	200
Коефіцієнт загального гідравлічного опору	19,3 Re ^{0,25}	15 Re ^{0,25}	15 Re ^{0,25}
Коефіцієнт гідравлічного опору штуцера ξ	1,5	1,5	1,5
Коефіцієнти: А	0,368	0,492	0,492
В	4,5	3,0	3,0

Масова витрата води:

$$G_w = \frac{\dot{Q}_{TO}}{c_w(t_{w3} - t_{w2})} = \frac{23,6}{4,178 \cdot (50 - 17)} = 0,17 \text{ кг/с}$$

Об'ємна витрата води:

$$V_w = \frac{3600 \cdot 0,17}{994,9} = 0,62 \text{ м}^3/\text{год}$$

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

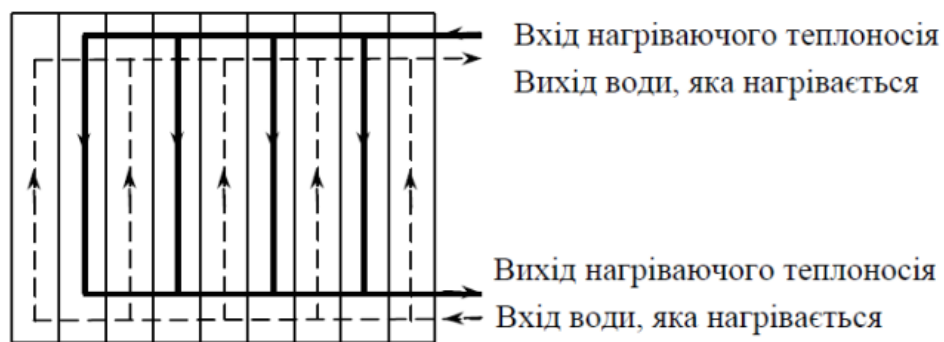
Співвідношення числа ходів для середовищ, що гріє і нагрівається, знаходиться за формулою:

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{G_a}{G_w}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{\Delta P_a}{\Delta P_w}\right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - t_{acp}}{1000 - t_{wcp}}$$

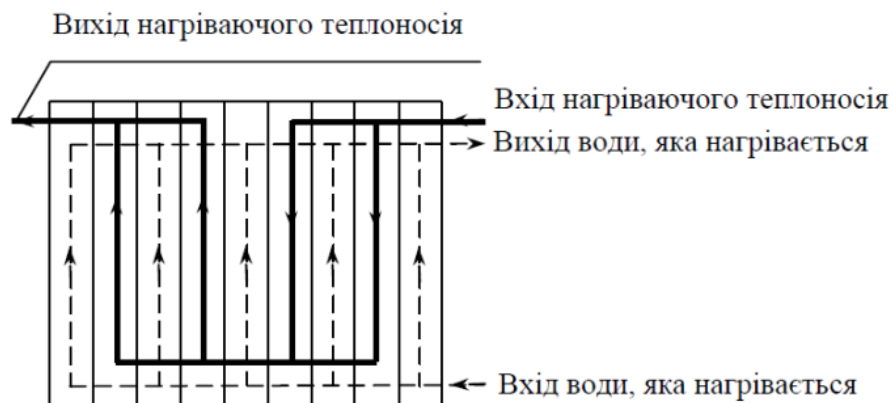
Для пластинчастого теплообмінника в більшості випадків приймається для середовищ, що гріє і нагрівається: $\Delta P_a = 40$ кПа та $\Delta P_w = 100$ кПа.

$$\frac{X_1}{X_2} = \left(\frac{0,782}{0,17}\right)^{0,636} \cdot \left(\frac{40}{100}\right)^{0,364} \cdot \frac{1000 - 56}{1000 - 33,5} = 1,85$$

Так як отримане співвідношення ходів не перевищує 2, значить для підвищення швидкості води й, отже, для ефективного теплообміну, доцільне використовувати симетричне компонування, крім того існує також несиметричне компонування (рис. 8).



а)



б)

Рисунок 8 – Симетричне (а) та несиметричне (б) компонування пластинчастого теплообмінника

При розрахунку пластинчастого теплообмінника оптимальна швидкість приймається, виходячи із втрат тиску 100-150 кПа, що відповідає швидкості води в каналах $w_{\text{опт}} = 0,4$ м/с. Тому після вибору типу пластини теплообмінника за значенням оптимальної швидкості визначають потрібну кількість каналів.

По оптимальній швидкості знаходимо необхідну кількість каналів по середовищу, що нагріває:

$$n_a = \frac{G_a}{w_{\text{опт}} \cdot f_k \cdot \rho_a},$$

де f_k - живий перетин одного міжпластинчастого каналу.

$$n_a = \frac{0,782}{0,4 \cdot 0,00285 \cdot 115} = 5,96$$

Приймаємо необхідну кількість каналів $n_a = 6$.

Компонування теплообмінника приймаємо симетричне, тобто кількість каналів для обох середовищ однаково.

Загальний живий переріз каналів у пакеті пластин по ходу течії холодильного агента та води:

$$f_b = n_a \cdot f_k$$

$$f_b = 6 \cdot 0,00285 = 0,0171 \text{ м}^2$$

Параметри для холодильного агента будемо позначати 1, для води, що нагрівається, будемо позначати індексом 2.

Знаходимо фактичні швидкості середовищ, що гріє і нагрівається:

$$w_1 = \frac{G_1}{\rho_1 \cdot f_b} = \frac{0,782}{115 \cdot 0,00285} = 2,4 \text{ м/с}$$

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$w_2 = \frac{G_2}{\rho_2 \cdot f_b} = \frac{0,17}{994,9 \cdot 0,00285} = 0,06 \text{ м/с}$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_{екв}}{v_1} = \frac{2,4 \cdot 0,009}{12,9 \cdot 10^{-6}} = 16744$$

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_{екв}}{v_2} = \frac{0,06 \cdot 0,009}{75,8 \cdot 10^{-5}} = 7124$$

Число Нуссельта

$$Nu_1 = 0,57 \cdot Re_1^{0,5} = 0,57 \cdot 16744^{0,5} = 73,7$$

$$Nu_2 = 0,57 \cdot Re_2^{0,5} = 0,57 \cdot 7124^{0,5} = 48,1$$

Коефіцієнт тепловіддачі

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{екв}} = \frac{73,7 \cdot 0,0162}{0,009} = 132,66 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\alpha_2 = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{екв}} = \frac{48,1 \cdot 0,6194}{0,009} = 331 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Середній температурний напір

$$\bar{\Delta t} = \theta_n = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_m}} = \frac{t_{\bar{o}2} - t_{\bar{o}1}}{\ln \left(\frac{t_2 - t_{\bar{o}1}}{t_2 - t_{\bar{o}2}} \right)}$$

$$\bar{\Delta t} = \frac{50 - 17}{\ln \left(\frac{67 - 17}{67 - 50} \right)} = 30,6 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Термічний опір

$$\sum R = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} + R_{забр}$$

де $R_{забр} = 0,000057 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$ – термічний опір забруднень

$\lambda_{ст} = 15,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ – теплопровідність пластини (хромнікелева сталь).

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

$$\sum R = \frac{0,001}{15,5} + 0,000057 = 12,2 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Коефіцієнт теплопередачі

$$k = \frac{\beta}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}}}$$

де β - коефіцієнт, що враховує зменшення коефіцієнта теплопередачі через термічний опір накипу й забруднень на пластині, залежно від якості води приймається рівним 0,7-0,85.

Для розрахунку приймаємо $\beta = 0,75$. Товщина пластини й коефіцієнт теплопровідності пластини для пластинчастих теплообмінників рівні відповідно

$$k = \frac{0,75}{\frac{1}{132,66} + \frac{1}{331} + \frac{0,001}{15,5}} = 71 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Поверхня теплообміну

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t}$$

$$F = \frac{23600}{71 \cdot 30,6} = 10,86 \text{ м}^2$$

Кількість ходів у теплообміннику

$$X = \frac{F + f}{2 \cdot n \cdot f}$$

Де f - поверхня нагрівання однієї пластини, м^2 .

$$X = \frac{10,86 + 0,5}{2 \cdot 6 \cdot 0,5} = 1,9$$

Приймаємо кількість ходів у теплообміннику $X = 2$.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						24
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

Дійсна поверхня теплообміну

$$F = (2nX - 1) \cdot f$$

$$F = (2 \cdot 6 \cdot 2 - 1) \cdot 0,5 = 11,5 \text{ м}^2$$

Втрати тиску у каналах теплообмінника

$$\Delta P_1 = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{1cp}) \cdot w_1^{1,75} \cdot X$$

$$\Delta P_1 = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 56) \cdot 2,4^{1,75} \cdot 2 = 1,1 \text{ кПа}$$

де φ - коефіцієнт, що враховує утворення накипу, який для води дорівнює одиниці, а для води, що нагрівається, повинен прийматися за емпіричними даними, за відсутності таких даних можна приймати $\varphi = 1,5$ – 2. До розрахунку приймаємо $\varphi = 1,5$.

B - коефіцієнт, що залежить від типу пластини (табл. 2).

$$\Delta P_2 = \varphi \cdot B \cdot (33 - 0,08 \cdot t_{2cp}) \cdot w_2^{1,75} \cdot X$$

$$\Delta P_2 = 1,5 \cdot 3 \cdot (33 - 0,08 \cdot 33,5) \cdot 0,06^{1,75} \cdot 2 = 1,2 \text{ кПа}$$

За результатами розрахунку теплообмінної поверхні обираємо пластинчастий теплообмінник фірми «SWEP» (табл. 3, рис. 9).

Таблиця 3 - Технічні характеристики пластинчастих теплообмінників фірми «SWEP»

Показник	Нерозбірні паяні				Розбірні з гумовими прокладками						
	B25	B35	B45	B50	B65	G×6N I	G×12 P	G×18 P	G×26 P	G×42 P	G×51 P
Поверхня нагрівання пластини, м ²	0,063	0,09 3	0,128	0,11 2	0,270	0,070	0,120	0,180	0,275	0,450	0,550
Маса пластини, кг	0,234	0,33 6	0,427	0,42 4	1,080	-	-	-	-	-	-
Обсяг води в каналі, л	0,095	0,14 1	0,188	0,18 8	0,474	-	-	-	-	-	-
Максимальне число пластин в установці, шт.	200	200	200	250	300	100	160	160	450	450	450
Робочий тиск, МПа	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	1,0	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6

Максимальна температура, °С	185	185	185	185	185	150	150	150	150	150	150
Габарити установки, мм:											
ширина	117	241	241	241	362	160	320	320	460	460	630
висота	524	392	524	524	864	745	840	1070	1265	1675	1730
довжина, не більш	317	518	518	670	790	500	1090	1090	3080	3080	3130
Діаметр приєднувальних патрубків, мм	25	40	65	65	100	25	50	50	100	100	150
Маса установки при максимальному числі пластин, кг	30,6	71,4	119	119	900	38*	127*	183*	363*	554*	1138*
Максимально ефективна теплова потужність, кВт, при параметрах теплоносія 150 - 80/105 - 70 °С и ΔР _{нап} не більш 150 кПа	350	550	900	2200	6100	400	550	1500	3000	7300	15000
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·°С)	5970	7880	6570	7820	7035	12920	9380	11550	10810	9500	11840
Ефективне число пластин, шт.	42	52	48	140	140	21	23	33	47	77	101
Теплова потужність, кВт, при стандартних умовах	450	-	1500	-	4100	430	750	1050	-	9500	-
Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м ² ·°С), при стандартних умовах	6210	-	6260	-	5150	7980	7080	7030	-	7320	-
Ефективне число пластин, шт. (через дріб - число ходів)	117/2	-	189/2	-	297/2	79/3	89/4	85/3	-	74/2	-

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ						Аркуш
											26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата							

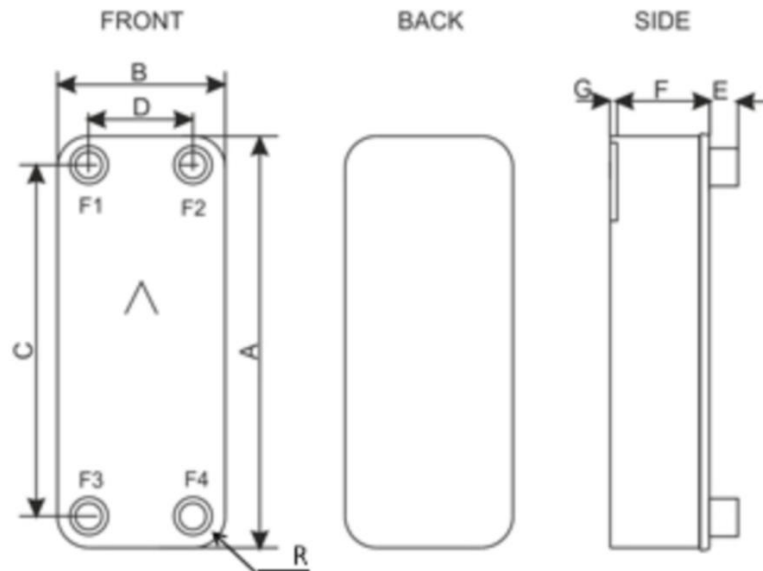


Рисунок 9 – Схемний ескіз пластинчастого теплообмінника: F1, F3 – вхід та вихід холодинного агента, F4, F2 – вхід та вихід води.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		27

4 Охорона праці та безпека у надзвичайних ситуаціях

Проектування системи рекуперації тепла проводилось відповідно до діючої нормативної бази [6-9]:

ДСТУ EN 305-2001 Теплообмінники: Визначення експлуатаційних характеристик теплообмінників та загальна методика випробування для встановлення експлуатаційних характеристик усіх теплообмінників (EN 305:1997, IDT): Чинний від 2003-07-01 –К: Держспоживстандарт України, 2001, 16 с.

ДБН В. 2.5.-39:2008 «Теплові мережі». – К.: Мінбуд України, 2008. – 56 с.

ДБН.В. 2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – К.: Мінбуд України, 2013. – 141 с.

ДСТУ ISO 817:2012 Холодоагенти. Система позначання, 2012.

ДСТУ EN 13313:2009 Установки холодильні та теплові насоси. Компетентність персоналу, 2017.

Відповідно до нормативної бази для систем опалення та внутрішнього теплопостачання допускається застосовувати генератори теплоти, що використовують енергію для нагрівання теплоносія у тому числі тепловим насосом, рекуператорами енергії тощо.

До теплових насосів, сонячних колекторів і сонячних батарей не допускається приєднувати існуючі системи опалення та/або внутрішнього теплопостачання, які не відповідають вимогам даних будівельних норм, у будівлях, що не відповідають вимогам ДБН В.2.6-31.

При застосуванні теплових насосів для відбору теплоти від повітря, що видаляється з кухонь і подібних приміщень, слід убезпечувати забруднення теплообмінних елементів.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		28

Допускається приєднувати систему опалення та/або внутрішнього теплопостачання одночасно до декількох джерел теплоти. При цьому слід забезпечити автоматичне упорядкування пріоритетності роботи цих джерел відповідно до вимог ДСТУ Б EN 15232 залежно від класу енергоефективності будівлі.

Автоматизація та регулювання джерел, до яких приєднують систему опалення та/або внутрішнього теплопостачання, повинні відповідати ДСТУ Б EN 15232 залежно від класу енергоефективності будівлі.

Не допускається приєднувати систему водяного опалення та/або внутрішнього теплопостачання до системи централізованого теплопостачання із застосуванням гідроелеватора, у тому числі регульованого гідроелеватора.

Циркуляцію теплоносія в системах водяного опалення та/або внутрішнього теплопостачання від будь-якого джерела теплопостачання слід здійснювати автоматично регульованими насосами, окрім насосів, що за вимогами безпечної роботи обладнання повинні бути нерегульованими.

У системах водяного опалення та/або внутрішнього теплопостачання житлового будинку класу енергетичної ефективності С та нижче допускається застосовувати нерегульовані циркуляційні насоси. При цьому, якщо система працює зі змінним гідравлічним режимом, то слід захищати від його впливу нерегульований насос (насосну групу) утворенням байпасу з перепускним клапаном, налаштованим на перепад тиску на 10 % більшим від перепаду тиску в точках приєднання байпасу.

У будівлі зі змінним тепловим режимом необхідно забезпечувати залежне від погодних умов автоматичне регулювання теплового потоку системи опалення з додатковим його коригуванням за усередненою температурою внутрішнього повітря або за температурою повітря у характерному за призначенням будівлі приміщенні, що має найбільші питомі

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		29

тепловтрати. Рекомендується застосовувати коригування за другим способом.

Автоматичне регулювання теплового потоку системи опалення за погодними умовами слід здійснювати регулятором теплового потоку, забезпечуючи наближену до лінійної залежність теплового потоку від рівня керуючого сигналу. Необхідно забезпечувати експлуатаційну сталість зазначеної залежності шляхом автоматичної стабілізації перепаду тиску теплоносія на клапані регулятора теплового потоку, настройкою на приводі клапана витратної характеристики за технічно передбаченої такої можливості тощо. Між клапаном автоматичного регулятора теплового потоку та клапаном автоматичного регулятора перепаду тиску не повинно бути жодного місцевого опору (регулювальної арматури, дросельної шайби або діафрагми тощо).

Кожна внутрішня система теплоспоживання (різного призначення, різного типу, з різними параметрами теплоносія) при залежному приєднанні або кожен вузол підготовки теплоносія при незалежному приєднанні до джерела тепlopостачання повинен мати власне автоматичне обмеження максимального теплоспоживання, якщо хоча б одна з цих систем або один із вузлів мають змінний гідравлічний режим. Автоматичне обмеження максимального теплоспоживання допускається забезпечувати загальним, якщо всі внутрішні системи теплоспоживання мають постійний гідравлічний режим.

Не допускається застосовувати мінімальне обмеження теплоспоживання системи опалення або внутрішнього тепlopостачання, якщо це не обумовлено безпечною роботою обладнання.

Тепловий та гідравлічний режими джерела тепlopостачання повинні бути узгоджені з тепловим та гідравлічними режимами систем теплоспоживання будівлі.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

При приєднанні нових та при модернізації або реконструкції існуючих систем теплоспоживання температуру теплоносія, що повертається до джерела, необхідно забезпечувати відповідно до вимог даного джерела.

Систему водяного опалення та/або систему внутрішнього теплопостачання, що досягає дванадцятого поверху будівлі та вище, необхідно приєднувати до теплової мережі за незалежною схемою. Систему водяного опалення та/або систему внутрішнього теплопостачання будівлі до дванадцяти поверхів рекомендується приєднувати до теплової мережі за незалежною схемою через теплообмінники в ІТП.

Систему водяного опалення та систему гарячого водопостачання приміщень різних поверхів, групи приміщень різних орендарів або власників, у тому числі квартири тощо, допускається приєднувати через малий тепловий пункт (квартирний тепловий пункт) до системи внутрішнього теплопостачання будівлі. Систему внутрішнього теплопостачання малих теплових пунктів (квартирних теплових пунктів) слід приєднувати або до місцевого джерела теплопостачання будівлі, або через ІТП до системи централізованого теплопостачання.

Приєднання до теплової мережі системи водяного опалення та/або системи внутрішнього теплопостачання висотної будівлі повинно відповідати вимогам ДБН В.2.2-24.

Системою опалення слід забезпечувати в опалюваних приміщеннях розрахункову результуючу температуру приміщення протягом опалювального періоду.

У центрально неопалюваних будівлях для підтримання відповідної до технологічних вимог температури повітря результуючу температуру в окремих приміщеннях або зонах, а також на тимчасових робочих місцях при наладці та ремонті обладнання слід забезпечувати місцевим опаленням.

Опалення слід проектувати з урахуванням теплового балансу між тепловтратами та теплонадходженнями, а саме:

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		31

а) утратою теплоти через огорожувальні конструкції;

б) витратою теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, що потрапляє у приміщення за рахунок інфільтрації або шляхом організованого припливу для вентиляції приміщень;

в) витратою теплоти на нагрівання матеріалів, обладнання та транспортних засобів;

г) надходженням теплоти, що регулярно надходить у приміщення від електричних приладів, приладів освітлення, технологічного обладнання, трубопроводів, людей та інших джерел.

Утрату теплоти через внутрішні огорожувальні конструкції приміщень допускається не враховувати, якщо різниця температури повітря в цих приміщеннях не більше ніж 3 °С.

Теплове навантаження системи опалення слід визначати згідно з ДСТУ Б EN 12831.

Як теплоносій у трубопроводах систем опалення та внутрішнього теплопостачання слід застосовувати воду. Інші теплоносії допускається застосовувати за технічного та економічного обґрунтування, якщо вони відповідають санітарно-епідеміологічним вимогам та вимогам вибухопожежобезпеки.

Для виробничих приміщень, у яких зберігають або використовують речовини, що створюють при контакті з водою або водяною парою вибухонебезпечні або горючі суміші, забороняється застосовувати як теплоносій воду та водяну пару.

При приєднанні систем опалення та внутрішнього теплопостачання до системи централізованого теплопостачання якість води повинна відповідати вимогам ДБН В.2.5-39.

При застосуванні мідних безшовних круглих труб якість води повинна відповідати вимогам ДСТУ-Н Б В.2.5-45.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мелейчук С.С. Монтаж, експлуатація, обслуговування холодильних і теплонасосних установок : навчальний посібник / С.С. Мелейчук, В.М.Арсеньєв. – Суми : Сумський державний університет, 2011. – 183 с.
2. Процеси і апарати харчових виробництв. Теплообмінні процеси: Підручник / В.С. Бойко, К.О. Самойчук, В.Г. Тарасенко, О.П. Ломейко. Мелітополь, 2020. – 300 с.
3. Хмельнюк, М. Г. Холодильні установки спеціального призначення : підручник / Хмельнюк Михайло Георгійович, Подмазко Олександр Степанович ; Одес. нац. акад. харч. технологій. - Херсон : Вид. Грінь Д.С., 2013. - 488 с.
4. Лозовський А.П. Основи холодильних технологій : навчальний посібник / А.П. Лозовський, О.М. Іванов. – Суми : Університетська книга, 2015. – 149 с.
5. Морозюк Л.І., Соколовська-Єфименко В.В, Гайдук С.В., Грудка Б.Г. Холодильні машини спеціального призначення: посібник до практичних занять та самостійної роботи. – Одеська національна академія харчових технологій, 2018 – 45 с.
6. ДСТУ ISO 817:2012 Холодоагенти. Система позначання, 2012.
7. ДСТУ EN 305-2001 Теплообмінники: Визначення експлуатаційних характеристик теплообмінників та загальна методика випробування для встановлення експлуатаційних характеристик усіх теплообмінників (EN 305:1997, IDT): Чинний від 2003-07-01 –К: Держспоживстандарт України, 2001, 16 с.
8. ДБН В. 2.5.-39:2008 «Теплові мережі». – К.: Мінбуд України, 2008. – 56 с.
9. ДБН.В. 2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. – К.: Мінбуд України, 2013. – 141 с.

					Б142з 01.00.00.00 ПЗ	Аркуш
Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата		33