

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



**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ**

на тему: Проект системи кондиціонування на базі повітряного
теплового насосу для приватного житлового будинку площею 200 м²
у м. Херсон

Здобувача

Смірнов Д.В.

2 курсу

ЕН-141 групи

Керівник

к.т.н, доц. Яковлева О.Ю.

Консультанти:

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від

31.05.2024 р.

протокол №

12

Завідувач кафедри ХУКП

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2024 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет	Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра	Холодильних установок і кондиціонування повітря
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 Енергетичне машинобудування
Освітня програма	Холодильні машини, установки і кондиціонування повітря

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«01» березня 2024 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Смірнов Данило Володимирович

1. Тема роботи Проект системи кондиціонування на базі повітряного теплового насосу для приватного житлового будинку площею 200 м² у м. Херсон

Затверджена наказом ОНТУ від 31.08.2023 р. наказ № 487-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 31.05.2024 р.

3. Вихідні дані роботи

Система кондиціонування повітря на базі повітряного теплового насосу. В якості холодинного агента – R454B. Площа будівлі 200 м². Житловий будинок складається з двох поверхів (перший та другий поверхи) та розташований у м. Херсон.

Температура конденсації: +42°C B0 / W35

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1 Огляд теплових насосів, 2 Будівельно-ізоляційна конструкція Будинку, 3 Визначення теплових втрат, 4 Розрахунок теплоприпливів приміщень, 5 Тепловий розрахунок повітряного теплового насосу, 6. Розрахунок пластинчастого конденсатора, 7 Підбір компресора та теплообмінних апаратів, 8 Охорона праці, Список використаних джерел інформації.

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

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

Розділ	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	17.05.2024	22.05.2024

7. Дата видачі завдання 01.03.2024 р.

Керівник Яковлева О.Ю.

Завдання прийняв до виконання Смірнов Д.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	28.05-30.05.2024	
2	Вступ	02.03-20.03.2024	
3	Огляд теплових насосів	20.04-25.04.2024	
4	Будівельно-ізоляційна конструкція	26.04-30.04.2024	
5	Визначення теплових втрат	01.05-04.05.2024	
6	Розрахунок теплоприпливів приміщень	05.05-08.05.2024	
7	Тепловий розрахунок теплового насосу	08.05-10.05.2024	
8	Розрахунок пластинчатого конденсатора	11.05-13.05.2024	
9	Підбір компресора та теплообмінних апаратів	13.05-15.05.2024	
10	Охорона праці	17.05-22.05.2024	
11	Список використаних джерел інформації	27.05-28.05.2024	
12	Презентація в PowerPoint	28.05-31.05.2024	

Здобувач-дипломник Смірнов Д.В.

Керівник роботи Яковлева О.Ю.

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 Смірнов Данило Володимирович

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна робота складається з: 80 сторінок тексту, 17 рисунків, 14 таблиць, 19 посилань на літературні джерела. В кваліфікаційній роботі вирішено задачу розробки системи кондиціонування на базі повітряного теплового насосу для приватного житлового будинку.

Двоповерхова житловий будинок, розташований у м. Херсон загальною площею 200м². Будівля складається з 2-х поверхів (перший та другий поверхи). Об'єктом дослідження є парокомпресійний повітряний тепловий насос. Холодоагент – R454B. Система кондиціонування передбачає як вбудовані прилади опалення (тепла підлога) так і фанкойли в житлових приміщеннях розраховані на охолодження та опалення. Також розроблена система охолодження, опалення та гарячого водопостачання має бак непрямого нагріву з електропідігрівачем для забезпечення гарячого водопостачання. Також передбачена установка сонячних колекторів та додатково контуру системи опалення теплої підлоги.

Ключові слова: система кондиціонування – тепловий насос – житловий будинок – опалення – фанкойл.

ABSTRACT

Qualification work consists of: 80 pages of text, 17 figures, 14 tables, 19 references to literary sources. In the qualification work, the task of developing an air conditioning system based on an air heat pump for a private residential building was solved.

Two-story residential building, located in the city of Kherson with a total area of 200 m². The building consists of 2 floors (first and second floors). The object of the study is a vapor compression air heat pump. Refrigerant – R454B. The air conditioning system includes both built-in heating devices (underfloor heating) and fan coils in living spaces designed for cooling and heating. The cooling, heating and hot water supply system also developed has an indirect heating tank with an electric heater to provide hot water supply. The installation of solar collectors and additionally the circuit of the underfloor heating system is also provided.

Keywords: air conditioning system – heat pump – residential building – heating – fan coil.

									Арк.
									4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Зміст

	стр.
РЕФЕРАТ	4
ВСТУП	6
1. Огляд теплових насосів	7
1.1. Сфери застосування теплових насосів	8
1.2. Опалення тепловими насосами	8
1.3. Утилізація теплоти	9
1.4. Переваги теплових насосів	26
1.5. Термодинамічний цикл теплового насоса	11
1.6. Принцип дії теплового насоса	26
1.7. Особливості повітряних теплових насосів	18
1.8. Режими роботи повітряних теплових насосів	26
1.9. Пристрій повітряного ТН	26
1.10. Практичність і ефективність повітряного теплового насоса	22
2. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку	26
3. Визначення теплових втрат	39
4. Розрахунок теплоприпливів приміщень	47
5. Тепловий розрахунок повітряного теплового насосу	51
6. Розрахунок пластинчастого конденсатора	55
7. Підбір компресора та теплообмінних апаратів	60
8. Охорона праці	72
Список використаних джерел інформації	79

<i>КРБ.ХУКП.1.487-03.2.9</i>				
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>
<i>Розроб.</i>		<i>Смірнов Д.В.</i>		
<i>Перевір.</i>		<i>Яковлева О.Ю.</i>		
<i>Реценз.</i>				
<i>Н. Контр.</i>		<i>Яковлева О.Ю.</i>		
<i>Затверд.</i>				
<i>Проект системи кондиціонування на базі повітряного теплового насосу для приватного житлового будинку площею 200 м² у м. Херсон</i>				
		<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
			5	80
<i>ОНТУ група ЕН-141</i>				

ВСТУП

Проблеми економії енергоресурсів є особливо важливими в сучасний період розвитку нашої країни. Вартість палива та теплової енергії росте і ця тенденція прогнозується на майбутнє. Разом з тим постійно та швидко росте об'єм споживання енергії.

В зв'язку з цим очевидна важливість виявлення резервів зниження енерговитрат. Одним з напрямків економії енергоресурсів є реалізація енергозберігаючих заходів при роботі систем ТГВ (теплопостачання, опалення, вентиляція та кондиціонування повітря) необхідно, щоб максимально можливе зниження витрат енергії на роботу систем теплопостачання, вентиляції будівель стало однією з основних задач, розв'язувальних при проектуванні і експлуатації цих систем.

Потреба міст в паливно-енергетичних ресурсах та надання інженерних услуг росте. Слід зазначити, що функціонування систем інженерного обладнання оказує негативний вплив на навколишнє середовище. Наприклад, викиди від ТЕЦ та котельних складає більш однієї третини викидів в атмосферу. Це викликає ріст захворюваності населення, а також до зносу та псуванню виробничого обладнання, погіршенню екологічної обстановки населених пунктів.

Крім того, найважливішою причиною проведення більш інтенсивної енергозберігаючої політики є значне підвищення вартості видобутку та транспортуванню паливно-енергетичних ресурсів, що відбувається зараз.

Теплові насоси на сьогоднішній день є прогресивним технологічним устаткуванням, здатним витягувати енергію з скидного вентиляційного повітря, теплоту із стічних вод та іншого промислового вторинного тепла, а також відновлюваних природних джерел ін. Працездатність даних систем базується на наявності низькопотенційного тепла, яке потім перетворюють в високопотенційне, що здатне обігріти будівлю і нагріти воду.

						Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. Огляд теплових насосів

Проблема енергозбереження стає з кожним роком все більш актуальною. У структурі собівартості виробництва електричної та теплової енергії вартість палива сягає 70% і продовжує зростати в зв'язку з подорожчанням газу. Тому питань отримання електричної та теплової енергії з використанням альтернативних джерел надається особливе значення. За прогнозами Світової енергетичної ради, до 2020 р в розвинених країнах світу теплопостачання здійснюватиметься за допомогою теплових насосів. Теплові насоси йдуть на зміну опалювальних котлів, тому що використовують невичерпне джерело тепла - енергію сонця, поглинену землею, водою і повітрям. Вони компактні, прості в монтажі і запуску, при експлуатації потрібно лише періодична перевірка показань і огляд. Теплові насоси потребують малій кількості електроенергії, споживають 15 ... 20% енергії в порівнянні з вироблюваною. При опаленні електрикою вихід теплової потужності - 1 кВт на 1 кВт витраченої електроенергії. Тепловий насос дає 3 кВт теплової потужності при витраті 1 кВт електроенергії. [1]

Питаннями проектування, виготовлення і впровадження теплонасосної техніки займаються найбільші енергетичні корпорації Японії, США, Канади, Китаю, країн ЄС. Міжнародне Енергетичне Агентство (МЕА, латинська аббревіатура IEA), куди асоційованими членами входять 28 енергетично розвинених країн і, метою діяльності якого є забезпечення світової енергетичної безпеки і пошук шляхів поліпшення екології планети, поступово стає головним координатором політики впровадження теплонасосних технологій. Агентством регулярно публікується міжнародний огляд «Перспективи енергетичних технологій» (Energy Technology perspectives, ETP), видається міжнародний журнал «Теплові насоси» і проводяться міжнародні конференції, симпозіуми, виставки і семінари, пов'язані з аналізом застосування передових теплонасосних технологій. По ряду програм, званих Додатками, здійснюються роботи з наукових досліджень і прискорення впровадження інноваційних розробок в системи опалення, кондиціонування,

						Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вентиляції, гарячого водопостачання. деякі з проектів в рамках цих Додатків фінансуються. Координується діяльність МЕА з Європейською асоціацією теплових насосів (ЕНРА), з регіональними національними комітетами практично всіх зацікавлених країн. Така політика дає можливість урядам країн, що входять і не входять в МЕА, об'єднувати ресурси і сприяти розробки та впровадження передових теплонасосних технологій. [2]

1.1 Сфери застосування теплових насосів

На сьогоднішній день теплові насоси широко застосовуються у всьому світі. Кількість теплових насосів, що працюють в Японії, Європі та США обчислюється десятками мільйонів штук. Виробництво теплових насосів в кожній країні, насамперед, орієнтовано на задоволення потреб внутрішнього ринку. У Японії і США найбільше застосування отримали теплові насоси класу «повітря – повітря» для опалення та річного охолодження повітря. У Європі – теплові насоси класу «вода – вода» і «вода -повітря». У США дослідженнями і виробництвом теплових насосів займаються понад шістьдесят фірм. У Японії щорічний випуск теплових насосів перевищує 500 тисяч одиниць. У Німеччині щорічно вводиться понад 5 тисяч установок. У Швеції та країнах Скандинавії експлуатуються, в основному, великі теплові насосні установки. У Швеції вже до 2000 року експлуатувалося понад 110 тисяч теплонасосних станцій (ТНС), 100 з яких мали потужність близько 100 МВт і вище. Найбільш потужна ТНС- 320 МВт працює в Стокгольмі.

Споживачами тепла, виробленого тепловим насосом є всі споживачі, яким необхідна температура води до 55 градусів, а саме:

- Опалення;
- Гаряче водопостачання;
- Підігрів води в басейни;
- Кондиціонування.

1.2 Опалення тепловими насосами

						Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Системи опалення, засновані на застосуванні теплового насоса, відрізняються екологічною чистотою, так як працюють без спалювання палива і не виробляють шкідливих викидів в атмосферу.

Крім того, вони характеризуються економічністю: при підводі до теплового насоса, наприклад, 1 кВт електроенергії, залежно від режиму роботи та умов експлуатації він дає до 3-5 кВт теплової енергії.

Серед достоїнств теплового насоса вказують зниження капітальних витрат за рахунок відсутності газових комунікацій, збільшення безпеки житла завдяки відсутності вибухонебезпечного газу, можливість одночасного отримання від однієї установки опалення, гарячого водопостачання та кондиціонування.

Системи опалення бувають моновалентні і бівалентні. Різниця між двома видами полягає в тому, що моновалентні системи мають одне джерело тепла, який повністю покриває річну потребу в опаленні. Бівалентні системи мають у своєму складі два джерела тепла для розширення діапазону робочих температур. Наприклад, тепловий насос працює до температури зовнішнього повітря $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, а при подальшому зниженні температури на додаток до нього підключається газовий або рідкопаливний котел для компенсації зниження продуктивності теплового насоса.

1.3 Утилізація теплоти

Додатковий енергетичний та економічний ефект застосування теплових насосів заснований на створенні контуру утилізації (використання) тепла в рамках єдиної системи охолодження, опалення та нагріву води.

Аеротермальні (повітряні) теплові насоси переважніше геотермальних, оскільки вимагають менших початкових капітальних вкладень. Немає необхідності в полях теплос'єма і в свердловинах, а значить, не потрібні дорогі земляні роботи і буріння свердловин. Не потрібні і багатометрові труби ґрунтових теплообмінників. Вся зовнішня частина – це тільки зовнішній блок теплового насоса.

						Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.4 Переваги теплових насосів

Економічність. Низьке енергоспоживання досягається за рахунок високого ККД (від 300%) і дозволяє отримати на 1 кВт фактично витраченої енергії 3-8 кВт теплової енергії або до 2,5 кВт потужності по охолодженню.

Екологічність. Екологічно чистий метод опалення та кондиціонування як для довкілля так і для людей, що знаходяться в приміщенні. Застосування теплових насосів – це заощадження не поновлювальних енергоресурсів і захист довкілля, в тому числі і шляхом скорочення викидів CO₂ в атмосферу.

Безпека. Немає відкритого полум'я, немає вихлопу, немає сажі, немає запаху солярки, виключений витік газу, розлив мазуту. Ні пожежонебезпечних сховищ для вугілля, дров, мазуту або солярки.

Надійність. Мінімум рухомих частин з високим ресурсом роботи. Незалежність від поставки топкового матеріалу і його якості. Захист від перебоїв електроенергії. Практично не потребує обслуговування. Термін служби теплового насоса становить 15-25 років.

Комфорт. Тепловий насос працює практично безшумно, а погодозалежна автоматика і мультизональний кліматичний контроль створюють комфорт і затишок в приміщеннях.

Гнучкість. Тепловий насос сумісний з будь- циркуляційної системою опалення, а сучасний дизайн дозволяє встановлювати його в будь-яких приміщеннях.

Універсальність по відношенню до виду використовуваної енергії (електричної або теплової).

Широкий діапазон потужностей. Теплові насосні установки можуть легко вирішувати питання тепlopостачання замиського будинку, котеджу. В цілому тепловий насос універсальний і застосуємо як в цивільному, промисловому, так і в приватному будівництві.

						Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5 Термодинамічний цикл теплового насоса

Термодинамічний тепловий насос являє собою звернену холодильну машину і, за аналогією, містить випарник, конденсатор і контур, який здійснює термодинамічний цикл. Основні типи термодинамічних циклів - абсорбційний і, найбільш поширений, парокомпресійний. Якщо в холодильній машині основною метою є виробництво холоду шляхом відбору теплоти з будь-якого обсягу випарником, а конденсатор здійснює скидання теплоти в навколишнє середовище, то в тепловому насосі картина зворотна. Конденсатор є теплообмінним апаратом, що виділяють теплоту для споживача, а випарник-теплообмінним апаратом, утилізують низькопотенційну теплоту: вторинні енергетичні ресурси і (або) нетрадиційні поновлювані джерела енергії. Термодинамічний цикл теплового насоса в T-S діаграмі (де T-температура, S-ентропія) представлений на Рис. 1.3 Точка 1 на схемі відповідає стану сухої насиченої пари, що утворився в результаті повного випаровування рідкої фази холодоагенту у випарнику теплового насоса. Далі відбувається стиснення холодоагенту в компресорі (процес 1-2), при цьому тиск і температура холодоагенту різко підвищуються. Перегрітий пар в стані 2 з досить високою температурою подається в конденсатор, де спочатку охолоджується по ізобарі до сухої насиченої стану і потім конденсується до рідкого стану (точка 3), віддаючи при цьому сумарну теплову енергію, величина якої дорівнює сумі енергії, отриманої при кипінні холодоагенту у випарнику, і енергії, еквівалентної роботі стиснення холодоагенту у компресорі. Потім рідкий холодоагент проходить через дросель клапан, при цьому знижується тиск і, відповідно, температура холодоагенту (процес 3-4). Процес дроселювання проходить практично адіабатно, тому з великою точністю процес 3-4 вважають ізентальпним. При цьому холодоагент частково випаровується. Далі холодоагент (з температурою нижче, ніж у низько потенційного джерела) надходить у випарник, де кипить, відбираючи теплоту від низько потенційного джерела (процес 4-1).

						Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплові, енергетичні та економічні характеристики теплових насосів тісно взаємопов'язані з характеристиками джерел, з яких насоси беруть тепло. Ідеальне джерело тепла повинно давати стабільну високу температуру протягом опалювального сезону, не бути корозійним і забруднюючим, мати сприятливі теплофізичні характеристики, не вимагати істотних інвестицій і витрат на обслуговування. У більшості випадків наявне джерело тепла є ключовим чинником, що визначає експлуатаційні характеристики теплового насоса. Як джерела тепла в невеликих системах на базі теплових насосів широко використовуються зовнішнє повітря, ґрунт, для систем великої потужності застосовуються морська, озерна і річкова вода, геотермічні джерела і ґрунтові води.

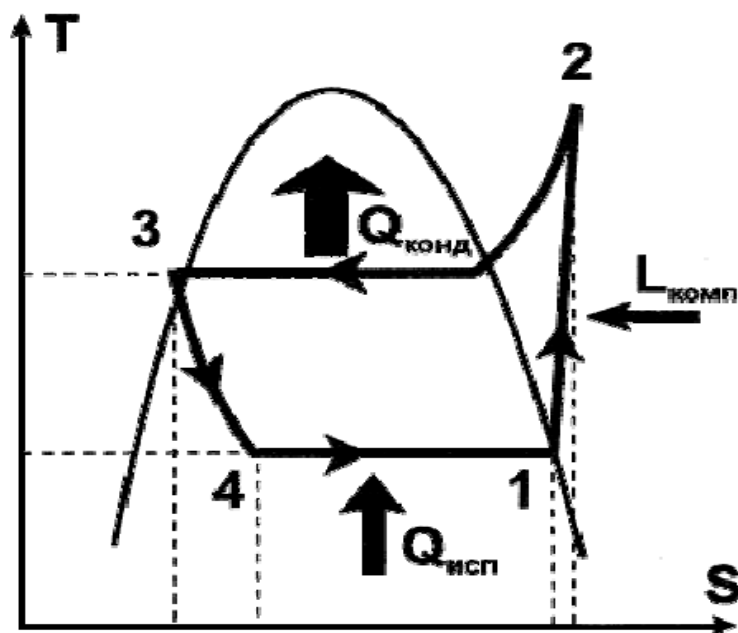


Рис. 1.1 Термодинамічний цикл теплового насоса в T-S діаграмі

Основними характеристиками теплового насоса є коефіцієнт перетворення (трансформації) тепла, термодинамічний ККД і питома вартість, тобто вартість, віднесена до теплопродуктивності теплового насоса.

Коефіцієнт перетворення тепла являє собою відношення одержуваної теплової потужності до витратної потужності на привід компресора. Він вище одиниці, істотно залежить від температури холодного джерела теплоти T_1 і

					Арк.
					12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

температури одержуваного гарячого теплоносія T_2 . В результаті роботи теплового насоса можна отримати приблизно в 2-8 разів більше теплоти, ніж у випадку безпосереднього підігріву теплоносія в електрокалорифері.

$$\varepsilon_T = \frac{Q_B}{N} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (1.1)$$

Для людей, не знайомих з роботою теплових насосів, ця обставина здається порушенням першого закону термодинаміки. Насправді це не так. В даному випадку ми лише трансформуємо теплоту більш низького потенціалу в теплоту більш високого потенціалу, тобто іншого температурного рівня. Коефіцієнт перетворення тепла не є коефіцієнтом корисної дії теплонасосної установки. Відомо, що якість виду енергії залежить від його здатності перетворюватися в інший вид енергії. Якщо механічна робота в ідеальному процесі може бути повністю перетворена на інший вид енергії, то теплота навіть в ідеальному процесі лише частково перетворюється в механічну роботу. Ступінь перетворення теплоти в роботу характеризується працездатністю або ексергією потоку теплоти і істотно залежить від температурного рівня потоку теплоти, а також від температури навколишнього середовища.

Термодинамічне досконалість теплового насоса визначається його ексергетичним ККД. Він може бути обчислений наступним чином:

$$\eta_e = \frac{Q_B \omega}{N} \quad (1.2)$$

де ω - температурна функція або коефіцієнт працездатності теплоти, що визначається як:

$$\omega = \frac{T_2 - T_{oc}}{T_2} \quad (1.3)$$

Як видно, ексергетичний ККД теплонасосної установки завжди менше одиниці.

						Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Орієнтовна залежність коефіцієнта трансформації тепла від температури представлена на рис.1.4. Як видно, у разі малої різниці температур у випарнику і конденсаторі коефіцієнт трансформації може досягати великих значень. На практиці при сучасному рівні цін на обладнання та енергоносії рекомендують застосовувати теплові насоси з коефіцієнтом трансформації не нижче 2,5.

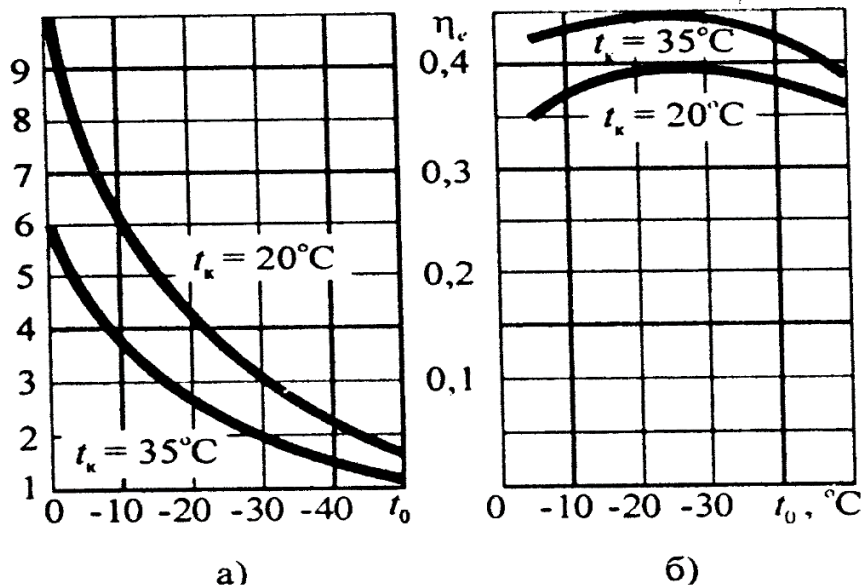


Рис. 1.2 Залежність холодильного коефіцієнта (а) і ексергетичного ККД (б) від температур конденсації і випаровування

1.6 Принцип дії теплового насоса

Тепловий насос (ТН) працює дуже просто - це зворотний цикл холодильної машини. Відбираючи теплоту з однієї частини простору, наприклад, з повітря зовні будинку, ТН догріває теплоносій в компресорі (за рахунок стиснення) і віддає високопотенційний теплоту в опалювальне приміщення. Перше практичне втілення ідеї ТН пов'язують з ім'ям видатного англійського фізика і інженера Вільяма Томсона (лорда Кельвіна), який ще в 1852 р оприлюднив ідею «умножителя тепла» - схему практичної реалізації теплонасосної системи. Причому ця машина була по суті саме повітряним тепловим насосом. Згодом, уже в ХХ столітті, було запропоновано використовувати для контуру «відбору» тепла ТН ґрунтові або водяні теплообмінники. Тобто, ТН може відбирати тепло звідусіль - з водойми, з землі, з навколишнього повітря - і передавати його далі для підігріву теплоносія. Якщо ж будинок потрібно охолоджувати в жарку пору, то відбувається зворотний процес - тепловий потік перенаправляється назад, і надлишок теплоти скидається в ґрунт, у водойму або підземний водоносний шар, в навколишнє повітря. Один і той же «реверсивний» тепловий насос може взимку нагрівати воду для системи опалення та ГВП, а влітку - охолоджувати будівлю.

З самого початку практичної реалізації ідеї ТН інженерами велася боротьба за ефективність таких машин, яку прийнято обчислювати в вигляді так званого «коефіцієнта та перетворення», або COP (Coefficient of Performance), який показує, скільки потрібно затратити енергії на збір, передачу і виділення тепла в порівнянні з кількістю цієї «зібраної» зовні теплової енергії. Показник $COP = 4$ означає, що тепловий насос переносить корисного тепла вчетверо більше, ніж витрачає електроенергії на своє функціонування.

Цілком працездатні моделі ТН застосовуються ще з середини ХХ століття. Але «розквіт» застосування ТН відбувається саме в наш час, коли

						Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

дуже гостро стоїть питання про енергоефективність та економії витрат на органічне мінеральне паливо.

Верховна Рада 1 листопада 2016 прийняла зміни до Закону «Про альтернативні джерела енергії», які тепер відносять теплові насоси до устаткування, що використовує відновлювальні джерела енергії (ВДЕ). До «альтернативних джерел енергії» тепер належать «аеротермальна енергія», «гідротермальних енергія» і «геотермальна енергія». Законом також визначено, що «теплова енергія, витягнута тепловими насосами з повітря, води, ґрунту вважається виробленої з ВДЕ за умови, що річний обсяг виробництва теплової енергії таким тепловим насосом більше, ніж обсяг теплової енергії, витраченої на виробництво електричної енергії, спожитої самим тепловим насосом. Це відповідає Директиви 2009/28 / ЄС, яка регламентує державне заохочення використання таких видів енергії ».

13 червня 2016 року Європарламент прийняв резолюцію щодо Стратегії опалення та охолодження (EU Strategy on Heating and Cooling), згідно з якою технології прямого спалювання палива для цілей опалення при знаються технічно безперспективними. На перше місце ставиться комбінована технологія використання теплових насосів, в т. Ч. Спільно з сонячними батареями (фотоелектричними та фототермальними), див. Рис. 1.5.

	Потенциальная энергоэффективность существующей технологии
A+++	Комбинированные технологии, использующие ВИЭ
A++	Тепловые насосы (ВИЭ) Котлы на биомассе (ВИЭ)
A+	Когенерация, тригенерация
A	Конденсационные газовые котлы
B	
C	Традиционные газовые котлы
D	Электрические резистивные нагреватели

Рис 1.5 Енергоефективність технологій обладнання для систем опалення, охолодження та ГВП згідно «EU Strategy on Heating and Cooling 2016»

ТН мають характерною особливістю - їх ефективність тим більше, чим менше різниця температур між джерелом теплоти (в разі повітряних ТН це зовнішнє повітря) і температурою споживача теплоти. Тому ТН використовуються в т. Н. низькотемпературних системах опалення, тобто вони краще працюють при температурах теплоносія на виході від + 35 ° С до + 55 ° С. Як низькотемпературних систем опалення використовуються не радіатори, а системи поверхневого нагріву типу «тепла підлога», «тепла стіна», «теплий плінтус», повітряні системи опалення із застосуванням фенкойлів і т. П. Чим вище температура нагрівається теплоносія, наприклад, води, тим менше ефективність теплового насоса. І чим вище температура джерела теплоти, тим ТН працює ефективніше. Наприклад, при підвищенні температури джерела з мінус 20 ° С до + 7 ° С, ефективність роботи ТН підвищиться, наприклад, від значення COP = 2,0 до COP = 4,0. Отже, чим менше диференціал температур між джерелом тепла і його споживачем, тим застосування ТН насосів вигідніше.

За типом середовища, від якої відбирається теплота, ТН поділяють на три основних типи - «грунтові» (тепловий потенціал ґрунту), «водяні» (тепло в підземних водяних горизонтах або у відкритому водоймищі), «повітряні» (тепло атмосферного повітря). По виду теплоносія у вхідному і вихідному контурах насоси ділять на сім типів: «грунт-вода», «вода-вода», «повітря-вода», «грунт-повітря», «вода-повітря», «повітря-повітря».

Ґрунтові і водяні ТН вважаються найефективнішими, оскільки використовують умовно «необмежений» джерело теплоти з приблизно постійною температурою і величезною теплоємністю. Головний їх недолік - значна вартість обладнання, необхідність складного і дорогого монтажу зовнішніх підземних або підводних теплообмінних контурів, які до того ж не скрізь можливо реалізувати (наприклад, в місті). ТН типу «повітря-вода», в тому числі реверсивні, найчастіше використовуються для побутових систем опалення та ГВП. Для опалення (опалення / охолодження) без функції

						Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

приготування води в ГВП придатні ТН типу «повітря-повітря», які, по суті, мало відрізняються по влаштуванню від спліт-кондиціонерів повітря.

1.7 Особливості повітряних теплових насосів

Є два типи повітряних ТН - «повітря-вода» і «повітря-повітря». Обидва типи відбирають тепло з навколишнього повітря, а передають його, відповідно, теплоносія - води або повітря. Вода, насправді, служить «проміжним» теплоносієм, гарячу воду потім направляють через гідросистему в опалювальні прилади (наприклад, в систему «тепла підлога»), які, в результаті, нагрівають повітря в приміщенні. ТН «повітря-повітря» підвищують температуру в приміщенні безпосередньо. У повітряних ТН обох типів різко погіршується ефективність і продуктивність по теплу при зовнішній температурі нижче мінус 15 ° С, проте сучасні ТН теоретично можна використовувати до зовнішньої температури мінус 25 ° С.

Особливості застосування двох типів повітряних ТН представлені в таблиці.

Тепловий насос «повітря-вода»	Тепловий насос «повітря-повітря»
<p>Подібно опалювального котла нагріває воду через теплообмінник, яка направляється в низькотемпературні опалювальні прилади («тепла підлога», фанкойли) і / або для ГВП. Застосування спільно з радіаторами (високотемпературними нагрівачами) неефективно. Можна накопичувати тепло в спеціальних баках-акумуляторах.</p>	<p>ТН «повітря-повітря» доцільно використовувати у вигляді додаткової системи опалення. В якості основної системи в період зимових «мінімумів» може потребувати підтримки від додаткових джерел тепла. Реверсивні (оборотні) ТН «повітря-повітря» використовуються для опалення та охолодження.</p> <p>Є моделі, які пристосовані для роботи з ГВП. У реверсному режимі (літнє охолодження) не потрібно додаткове або спеціальне обладнання. Допускається паралельне використання з наявною системою централізованого опалення.</p> <p>Не потребує глибокої переробки наявної системи опалення.</p>

	<p>Легко встановлюється в будь-яких будівлях - від індивідуальних до багатоквартирних будинків, в офісних центрах і на інших об'єктах житлової або комерційної нерухомості.</p>
<p>При зимових «мінімумах» температур недостатню потужність по теплу можна компенсувати за рахунок додаткових електронагрівальних пристроїв, спеціально вбудованих в водяний контур. Зазвичай ТН «повітря-вода» пристосовані для спільної роботи з іншими опалювальними приладами (газовими, твердопаливними або мазутними котлами, сонячними водонагрівальними панелями).</p>	<p>Якщо ТН «повітря-повітря» обраний в якості основної системи опалення, то недостатню потужність по теплу в період зимових «мінімумів» можна компенсувати повітряними нагрівачами інших типів або паралельно підключати іншу опалювальну систему.</p>
<p>Особливо вигідно застосовувати ТН «повітря-вода» при модернізації наявної водяної системи опалення або коли опалення працює ще і для ГВП.</p>	<p>Легко оснащується системою рекуперації тепла повітря в приміщенні, що працює згадано з ТН. Легко узгоджується з іншими (допоміжними або основними) системами опалення через погодозалежне управління або через спільний контроль внутрішньої температури приміщення.</p>
Висновки	
<p>ТН «повітря-вода» можна вдало використовувати в якості і основної системи опалення, і додатковою. Легко пристосовується для роботи з</p>	<p>ТН «повітря-повітря» доцільно використовувати у вигляді додаткової системи опалення. В якості основної системи в період зимових «мінімумів» може потребувати підтримки від додаткових джерел тепла.</p>

						Арк.
						19
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

<p>ГВП. У літній період може повністю працювати тільки на ГВС. У реверсному режимі (для літнього охолодження) може працювати тільки в системах з фенкойлами і системами поверхневого охолодження (стіни, стеля).</p> <p>Застосовується в системах індивідуального опалення. Вимагає установки гідросистеми, відокремленої від централізованого опалення.</p>	<p>Реверсивні (оборотні) ТН «повітря-повітря» використовуються для опалення та охолодження. Є моделі, які пристосовані для роботи з ГВП.</p> <p>У реверсному режимі (літнє охолодження) не потрібно додаткове або спеціальне обладнання.</p> <p>Допускається паралельне використання з наявною системою централізованого опалення. Не вимагає глибокої переробки наявної системи опалення.</p> <p>Легко встановлюється в будь-яких будівлях - від індивідуальних до багатоквартирних будинків, в офісних центрах і на інших об'єктах житлової або комерційної нерухомості.</p>
--	--

Обидва види повітряних теплових насосів застосовуються як для нових систем опалення, так і при реконструкції або глибокої модернізації старих. На відміну від ТН, що використовують тепло ґрунту або в підземних вод первинний теплообмінник (системи ТН «ґрунт-вода» або «вода-вода»), повітряні теплові насоси обох типів не потребують проведенні ґрунтових робіт і, відповідно, не вимагають спеціальних дозволів для цього. А це означає, що повітряні ТН можуть застосовуватися в історичній забудові або там, де проведення ґрунтових робіт неможливо або важко за геологічними міркувань.

1.8 Режими роботи повітряних теплових насосів

Оскільки для повітряних теплових насосів джерелом теплоти є зовнішній атмосферне повітря, то зі зміною його температури змінюються умови роботи ТН. При дуже низькій температурі зовнішнього повітря опалення та приготування гарячої води від теплового насоса стає нераціональним - кількості теплоти в перекачується обсязі первинного теплоносія (повітря) недостатньо. Те ж саме відбувається і для високих температур зовнішнього повітря при роботі ТН в режимі охолодження - порція

						Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

теплоти, що видаляється прокачуванням через зовнішній теплообмінник, виявляється занадто мала. Тому є обґрунтований діапазон температури навколишнього повітря і температури вторинного теплоносія (води) як для обігріву, так і для охолодження, розрахований для кожної конкретної моделі ТН. Наприклад, на рис. 1.6 наведені графіки для повітряних моноблочних ТН компанії Vaillant серії aroTHERM. Перша цифра в дужках означає температуру зовнішнього повітря, друга - температуру теплоносія (води) в контурі опалення / охолодження. Експлуатувати ТН слід всередині зазначених температурних областей.

Якщо застосовувати в якості опалювального обладнання тільки ТН, то при низьких температурах потрібно буде використовувати ТН з надмірною запасом потужності. Це нераціонально і в сенсі вартості самого устаткування, і витрат на енергію для роботи ТН. Тому в нашій кліматичній зоні, де бувають періоди в році з температурами нижче мінус 15 ° С ... -20 ° С, рекомендується ТН поєднувати з іншим джерелом тепла, наприклад, з газовим конденсаційним котлом або з електрокотлом. Це так звана «бівалентна схема» опалення, при якій основну (базову) навантаження несе тепловий насос, а пікові навантаження покриваються допоміжним джерелом, що споживають інший енергоносіє.

Практичні схеми бівалентної роботи ТН з котлами вже відпрацьовані, багаторічний досвід їх експлуатації підтверджує економічність такого підходу. Сучасна автоматика регулює спільну роботу опалювальних приладів так, щоб в кожен момент отримувати максимальну кількість енергії з навколишнього середовища від ТН при мінімумі витрат на покупну енергію (електрика і газ). При цьому враховуються також добові особливості тарифів на електроенергію (двостонна і багатозонна тарифікація).

На рис. 1.7 а) і б) представлені схеми реалізації комбінації ТН з додатковим опалювальним устаткуванням - з газовим котлом (а) і електрокотлом (б), причому комбінована схема дозволяє донагравати теплоносіє до високої температури, необхідної для роботи радіаторного

						Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

опалення. Якщо ж використовується низькотемпературна система опалення (наприклад, «тепла підлога»), то великого нагрівання не потрібно, і допоміжний котел включається рідко, тільки для покриття пікових теплових навантажень для опалення та для періодичного прогріву води в ГВП до високої температури для видалення легіонел в баку ГВС. Але схема з «теплою підлогою» допомагає також реалізувати на ТН режим літнього охолодження приміщень.

1.9 Пристрій повітряного ТН

Пристрій повітряного моноблочного ТН можна зрозуміти на прикладі схеми Vaillant aroTHERM моделей VWL 55/2 A - VWL 155/2 A з функцією «активний холод», тобто здатного крім опалення взимку використовуватися для охолодження влітку.

Моноблочна теплонасосная установка (з усіма технічними засобами в зовнішньому блоці складається) з ТН aroTHERM, який встановлюється на відкритому повітрі; модуля управління ТН VWZ AI; регулятора системи multiMATIC VRC 700.

Вигідна особливість моноблочного виконання ТН - немає необхідності «тягнути» в будинок з блоку, розташованого зовні будинку, трубки з холодоагентом. Це істотно спрощує монтаж і підвищує надійність системи - в будинок заводяться тільки теплоізольовані труби системи опалення. Важливо правильно встановити зовнішній блок щодо стін самого будинку - це знизить відчувається рівень шуму. Проте, сучасні ТН при роботі відрізняються дуже низькою гучністю. Наприклад, завдяки технічним новаціям, модель Vitocal 200-S моноблочного повітряно-водяного ТН компанії Viessmann, представлена в цьому році на виставці на ISH-2017, забезпечує особливо низький рівень шуму - всього 35 дБ (А) на відстані 3 м.

1.10 Практичність і ефективність повітряного теплового насоса

Незважаючи на те, що ТН «повітря-вода» мають дещо меншим показником COP, ніж ТН типу «грунт-вода» і «вода-вода», застосування саме «повітряних» ТН розширюється особливо швидко (тепер і в Україні). Не скрізь

						Арк.
						22
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і не всюди можна встановити ґрунтові або водяні ТН, особливо в містах і населених пунктах зі старою історичною забудовою, де просто не дозволить влаштовувати підземні теплообмінні поля або бурити колодязі для водяних систем. Не скрізь є близькі підземні водяні горизонти або відповідний водоїму. Монтаж повітряних ТН не викликає труднощів, особливо ТН моноблочного типу.

ТН «повітря-вода» можна застосовувати скрізь, навіть у містах і навіть у багатоповерхівках.

Розглянемо особливості системи опалення та ГВП для котеджу на одну сім'ю з моноблоковим ТН «повітря-вода» Vaillant aroTHERM VWL 155/2 A 230 V з функцією «активний холод», практично реалізованої в Київській області. Площа опалення 200 м², мінімальна температура зовнішнього повітря мінус 22 °С, розрахункова потужність опалювальної системи 14 кВт, рис. 1.6.

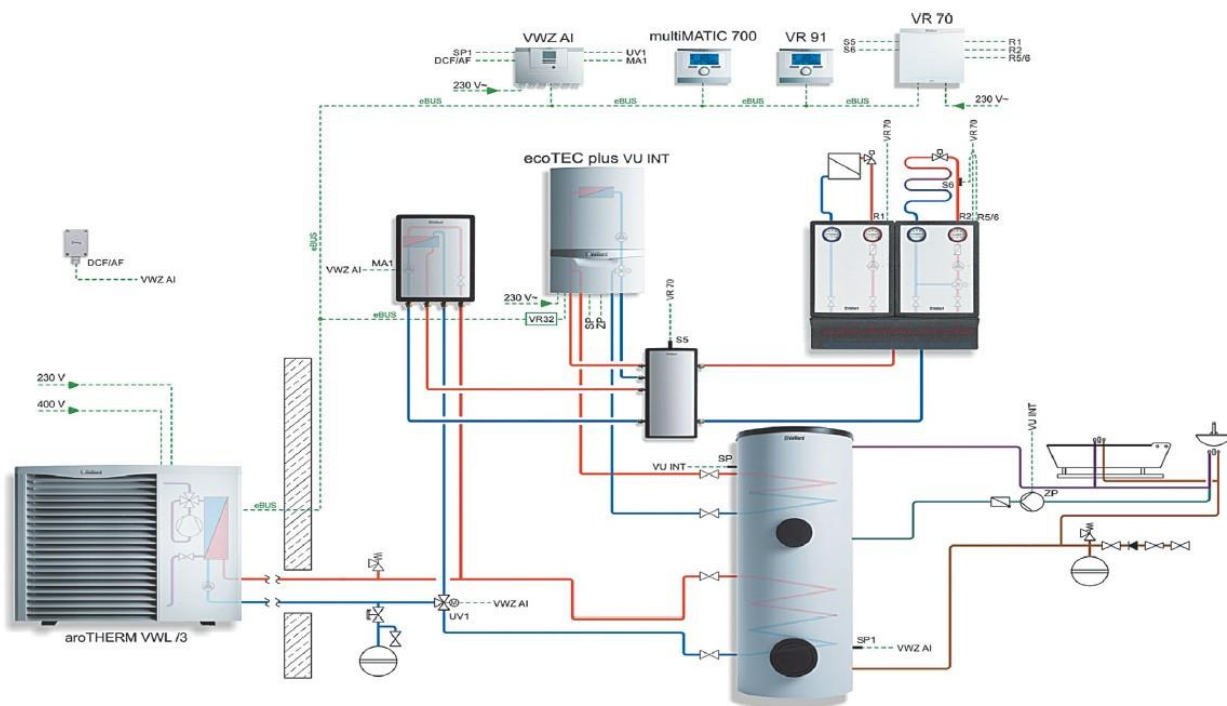


Рис. 1.6. Схема практичної реалізації системи опалення з ТН для котеджу в Київській області (опалювальна площа 200 м²)

Тут застосовується як радіаторне опалення, так і система «водяна тепла підлога», яку влітку використовують ще й для охолодження. Розрахунки потужності враховували середньомісячні температурні графіки в даній

					Арк.
					23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

місцевості. Контур ГВП розділений з опалювальним контуром компактної буферної ємністю Vaillant VWZ MPS 40, а завдяки модулю теплообмінника Vaillant VWZ MWT 150 для теплового насоса Vaillant aroTHERM можна гідравлічно ізолювати тепловий насос, і захистити його від замерзання.

Антифриз використовується тільки в контурі циркуляції теплоносія в самому ТН, не змішуючись з водою в решті гідросистемі. Бівалентний ємнісний водонагрівач непрямого нагріву Vaillant VІН для ГВП має два незалежних змієвикових теплообмінника: для контуру ТН і контуру газового конденсаційного котла ecoTEC plus VU з можливістю приготування гарячої води в комбінації з ємнісним водонагрівачем. Завдяки цій функції, воду для побутових потреб можна періодично нагрівати до більш високої температури для знезараження (усунення легіонел). Температура бівалентності теплового насоса становить мінус 6,4 ° С, тобто, починаючи з мінус 7 ° С автоматика модуля управління тепловим насосом VWZ AI включить ТН і почне управляти узгодженої роботою системи. Погодозалежний регулятор Vaillant multiMATIC VRC700 / 4 з функцією управління каскадом опалювального обладнання може керувати спільно з ТН декількома тепловими насосами, газовими котлами або для підключення згодом інших джерел енергії (наприклад, сонячних панелей). Найкращий варіант замовникам і монтажникам в кожному конкретному випадку підкажуть кваліфіковані фахівці, що представляють фірми-виробники обладнання.

Використання повітряних ТН разом з іншими пристроями ВДЕ і високоефективним опалювальним устаткуванням разом з цифровими системами управління - перспективна європейська тенденція, яка продовжує посилюватися в умовах подорожчання традиційних енергоносіїв. ТН типу «повітря-вода» стають все популярнішими і в Україні. Моноблочні моделі повітряних ТН при цьому мають ряд переваг як при монтажі, так і під час експлуатації. Компанії, що представляють виробників обладнання, накопичують все більший досвід проектування і практичної реалізації об'єктів з повітряними ТН. Все більше пропонується різних готових комплектних

						Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

рішень, апробованих на практиці. Фахівці-монтажники завжди можуть розраховувати на кваліфіковану консультацію і технічну підтримку.

						Арк.
						25
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку.

2.1. Конструктивне рішення

Дані для розрахунку:

Двоповерховий будинок, розташований в Одеській області, м. Чорноморськ корисною площею 249,8 м². Будинок складається з 2-х поверхів (перший та другий поверхи). Площі і найменування приміщень наведено в таб. 2.1.

Таблиця 2.1 характеристика кімнат будинку.

№	Найменування приміщення	Площа, м ²
	Перший поверх	
1	Спальня	21,75
2	С/у	1,18
3	Тамбур	5,06
4	Кухня	26,8
5	Гостинна	31,5
6	Хол	26,79
7	С/у	8,1
8	Бойлерна	10
	Всього	129,54
	Другий поверх	
1	С/у	10,52
2	Холл	21,33
3	Спальня	21,6
4	Спальня	25,6
5	Мала спальня	15,4
6	Дитяча спальня та ігрова	25,8
	Всього	120,25
	Всього по будинку	249,8

Будинок має 10 кімнат, з них 4 спальні на другому поверсі та одна для гостей на першому, 3 санвузли, вітальню, кухню-їдальню на першому поверсі, допоміжні приміщення та не опалювальне горище. Котельня розташована першому поверсі. В якості системи опалення використано тепловий насос. Комбінована система охолодження, опалення та гарячого водопостачання передбачає як вбудовані прилади опалення (тепла підлога) так і фанкойли в

						Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

житлових приміщеннях розраховані на опалення та охолодження, та бак непрямого нагріву з електродігрівачем для забезпечення гарячого водопостачання.

2.2. Обґрунтування вибору температурних режимів.

Затишок і Комфорт - суб'єктивні оцінки відчуттів людини від сприйняття навколишнього середовища. Поняття «комфортна температура» настільки широка, що його не існує в технічній лексиці і нормативної документації. Тут використовуються термін «оптимальна температура» повітря. Різниця велика.

Величина «комфортної» температури повітря є суб'єктивною оцінкою прийнятності умов навколишнього середовища, яка визначається виключно людськими відчуттями.

Величина «оптимальної» температури повітря визначається на підставі складних фізіологічних експериментів і розрахунків. Значення цієї величини залежить від безлічі факторів і, найголовніше - враховує потреби середньостатистичного людського організму. Кожне значення величини «оптимальної» температури для різних умов - підкріплено багаторічними дослідженнями і спостереженнями. Вся інформація по «оптимальної» температурі повітря носить офіційний законодавчий характер і зафіксована нормативними документами ДБН В.2.5-67:2013 та ДСТУ Б EN 15251:2011, за якими встановлено:

Параметри мікроклімату при опаленні та вентиляції приміщень слід приймати відповідно до додатків Д та Е, а саме:

- у холодний період року в зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень температуру та швидкість руху повітря приймають у межах оптимальних (підвищених оптимальних для відповідних приміщень) норм; допускається приймати температуру та швидкість руху повітря в межах допустимих норм у зоні обслуговування громадських та адміністративно-побутових приміщень з відсутніми місцями

						Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

постійного перебування людей та в приміщеннях загального користування за межами квартир житлових будинків;

- у холодний період у робочій зоні виробничих приміщень температуру та швидкість руху повітря приймають у межах оптимальних норм; на робочих місцях допускається приймати температуру та швидкість руху повітря в межах допустимих норм за неможливості забезпечення оптимальних норм через технологічні вимоги виробництва;

- у теплий період року в зоні обслуговування та в робочій зоні громадських, адміністративно-побутових та виробничих приміщень швидкість руху повітря та температуру повітря приймають у межах допустимих норм за неможливості забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату за технологічними вимогами виробництва, технічною недосяжністю та економічно обґрунтованою недоцільністю; у виробничих приміщеннях з надлишками теплоти допускається приймати температуру повітря, яка дорівнює розрахунковій температурі зовнішнього повітря у теплий період року для найжаркішої доби забезпеченістю 0,95 згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27, збільшеної не більше ніж на 4 °С та не більше максимально допустимої норми внутрішньої температури повітря. У теплий період року параметри мікроклімату не нормуються для приміщень: - житлових будинків (крім приміщень з системами кондиціонування та охолодження повітря); - громадських, адміністративно-побутових та виробничих будівель у ДБН В.2.5-67:2013 24 періоди, коли їх не використовують, і у неробочий час за відсутності технологічних вимог до температурного режиму приміщень;

- відносну вологість повітря допускається приймати у межах допустимих норм (за відсутністю спеціальних вимог); допускається приймати відносну вологість повітря до 75 % включно у кліматичних районах (природних зонах) з відносною вологістю зовнішнього повітря у липні, яка дорівнює або перевищує 75 % згідно з ДСТУ-Н Б В.1.1-27 (за відсутності вимог інших норм). У теплий період року в приміщеннях з вентиляторами (загальними для приміщення або індивідуальними) та за можливості місцевого

						Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

регулювання ними допускається збільшувати максимальну результуючу температуру повітря за рахунок підвищення швидкості руху повітря згідно з рисунком Д.5. Якщо у теплий період року в робочій зоні або в зоні обслуговування неможливо забезпечити нормовану температуру через виробничі, технічні або економічні умови, то на постійних робочих місцях і місцях постійного перебування людей у приміщенні слід передбачати душення зовнішнім повітрям або застосовувати кондиціонування з охолодженням повітря.

Параметри мікроклімату приміщень при кондиціонуванні та охолодженні повітря (крім приміщень, для яких параметри мікроклімату встановлені іншими нормативними документами) слід приймати в межах оптимальних норм (підвищених оптимальних для відповідних приміщень) згідно з додатком Д, положеннями ДСТУ Б EN 15251 та ДСТУ Б EN ISO 7730 і санітарно-епідеміологічними вимогами у зоні обслуговування житлових, громадських та адміністративно-побутових приміщень і в межах оптимальних норм згідно з додатком Е і санітарними нормами до мікроклімату виробничих приміщень в робочій зоні виробничих приміщень, а також на робочих місцях виробничих приміщень, де виконуються роботи операторського типу, що зв'язані з нервово-емоційним напруженням (відносяться до категорії робіт Іа), згідно з ДСН 3.3.6.042 і ГОСТ 12.1.005. ДБН В.2.5-67:2013 25 Відносну вологість повітря в робочій зоні або в зоні обслуговування для теплого періоду року допускається передбачати за допустимими нормами замість оптимальних (за відсутності вимог інших норм) з урахуванням економічної доцільності та технічної можливості системи кондиціонування та охолодження повітря. За неможливості забезпечення нормованої відносної вологості повітря слід проектувати систему осушення або зволоження повітря.

						Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2 Умови мікроклімату для житлових будівель з додатка Д нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Тип будівлі/приміщення	Умови мікроклімату	Результуюча температура, °С	
		Діапазон в опалювальний період (у холодний період), приблизно 1,0 кло	Діапазон в період охолодження (у теплий період), приблизно 0,5 кло
Житлові будівлі: житлові об'єми (спальна кімната, вітальня, кабінет, кухня-їдальня тощо) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Житлові будівлі: інші об'єми (кухня, гардеробна, комора тощо) Стояння-ходьба – приблизно 1,5 мет	Підвищені оптимальні	19,5 ± 1,5	–
	Оптимальні	19,5 ± 3,0	–
	Допустимі	19,5 ± 4,0	–
Житлові будівлі: ванна кімната Стояння-ходьба при 0,2 кло – приблизно 1,6 мет	Підвищені оптимальні	25,0 ± 0,5	–
	Оптимальні	25,0 ± 1,5	–
	Допустимі	25,0 ± 2,0	–
Окремий звичайний офіс (комірковий офіс) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Просторий ландшафтний офіс (офіс з відкритим плануванням) Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Універмаг / музей / галерея Стояння – ходьба – приблизно 1,6 мет	Підвищені оптимальні	19,0 ± 1,5	23,0 ± 1,0
	Оптимальні	19,0 ± 3,0	23,0 ± 2,0
	Допустимі	19,0 ± 4,0	23,0 ± 3,0
Аудиторія, клас Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5
Конференц-зала Сидяча діяльність – приблизно 1,2 мет	Підвищені оптимальні	22,0 ± 1,0	24,5 ± 1,0
	Оптимальні	22,0 ± 2,0	24,5 ± 1,5
	Допустимі	22,0 ± 3,0	24,5 ± 2,5

Таблиця 2.3 Відносна вологість за додатком Д нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

						Арк.
						30
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Умови мікроклімату	Відносна вологість повітря, %
Підвищені оптимальні	30-50
Оптимальні умови	25-60
Допустимі	25-70
Обмежено допустимі	Менше 20 та більше 70

Таблиця 2.4 Умови мікроклімату для виробничих будівель додатка Е нормативного документа ДБН В.2.5-67:2013

Період року	Категорія робіт	Оптимальні норми на постійних і непостійних робочих місцях			Допустимі норми			
		Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря, °С		Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше
					на постійних робочих місцях	на непостійних робочих місцях		
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Холодний і перехідні умови	Легка: Ia	22 – 24	60 – 40	0,1	21 – 25	18 – 26	75	0,1
	Iб	21 – 23	60 – 40	0,1	20 – 24	17 – 25	75	0,2
	Середньої важкості: IIa	19 – 21	60 – 40	0,2	17 – 23	15 – 24	75	0,3
	IIб	17 – 19	60 – 40	0,2	15 – 21	13 – 23	75	0,4
	Важка: III	16 – 18	60 – 40	0,3	13 – 19	12 – 20	75	0,5
Теплий	Легка: Ia	23 – 25	60 – 40	0,1	22 – 28	20 – 30	75	0,2
	Iб	22 – 24	60 – 40	0,2	21 – 28	19 – 30	75	0,3
	Середньої важкості: IIa	21 – 23	60 – 40	0,3	18 – 27	17 – 29	75	0,4
	IIб	10 – 22	60 – 40	0,3	15 – 27	15 – 29	75	0,5
	Важка: III	18 – 20	60 – 40	0,4	15 – 26	13 – 28	75	0,6

Величина температури повітря для робочих приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу працюючої людини з навколишнім середовищем і підтримка оптимального або допустимого теплового стану організму. Для цього, в Санітарних Правилах, всі види робіт

						Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

розділені на категорії за енерговитратами. При цьому, для кожної категорії вказується своя оптимальна температура і її граничні відхилення. А також, обмежується час перебування людини на робочому місці, в разі недотримання зазначеного температурного інтервалу.

Установка оптимальної температури в житлових будинках і приміщеннях видається більш простою процедурою, оскільки в житловому приміщенні енергетична активність людини стабільна і мінімальна. Величина температури повітря для житлових приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу людини в стані спокою і підтримання оптимального або допустимого теплового стану організму.

2.3. Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій.

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°C , для покриття і горищного перекриття 3°C і для перекриття над підвалами та підпідлоговими 2°C .

- Вимога, що б температура на внутрішній поверхні огороження була вище температури точки роси.

Розрахунок теплоізоляції передбачає порівняння розрахункових коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій з нормативними

						Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

даними згідно з ДБН В.2.6-31:2016. Градусо-добу опалювального періоду визначають за формулою:

$$\text{ГДОП}=(t_{\text{вн}}-T_{\text{ср}})\cdot Z. \quad (2.1)$$

Необхідний опір теплопередачі огорожувальних конструкцій залежить від ГДОП та розраховується наступним чином:

$$R_{\text{req}} = \frac{n(t_{\text{int}} - t_{\text{ext}})}{\Delta t_n \alpha_{\text{int}}} \quad (2.2)$$

де, n - коефіцієнт положення конструкції

t_{int} - розрахункова температура внутрішнього повітря

t_{ext} - розрахункова температура зовнішнього повітря;

Δt_n - допустимий перепад температур між внутрішнім повітрям і поверхнею огорожувальних конструкцій;

α_{int} - коефіцієнт тепловіддачі внутрішньої поверхні огорожувальних конструкцій.

Термічний опір R , $\text{м}^2 \cdot \text{°C} / \text{Вт}$, шару багат шарової огорожувальної конструкції, а також однорідної (одношарової) огорожувальної конструкції слід визначати за формулою:

$$R = \frac{\delta}{\lambda}, \quad (2.3)$$

де, δ - товщина шару, м;

λ - розрахунковий коефіцієнт теплопровідності матеріалу шару, $\text{Вт} / (\text{м} \cdot \text{°C})$,

						Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5 Вихідні дані для розрахунку.

	Найменування показника	Од. вим.	Значення
1	Район будівництва	Чорноморськ	
2	Розрахункова (для опалення) температура зовнішнього повітря	°С	-18
3	Середня температура опалювального періоду	°С	1,7
4	Тривалість опалювального періоду	сутки	158

Для проектуваного будинку передбачено три режими опалення:

1-й режим – для житлових приміщень, температура +20 °С, відносна вологість 40%;

2-й режим – температура +19 °С, відносна вологість 40%, передбачений для допоміжних приміщень;

3-й режим – температура +24 °С, відносна вологість 40% - для санітарних приміщень.

Таблиця 2.6 Вимоги та приведені коефіцієнти термічного опору в трьох режимах.

Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °С	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °С	Градусо-добу опалювати. періоду, °С * сутки	Темп. точки роси, °С
1	20	40	2891,4	5,995
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,412
2	Покриття			3,646
3	Перекриття горищні			3,201
4	Перекриття над проїздами			3,646
5	Перекриття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям			3,201
6	Перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами			3,201
7	Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів			3,201

8	Перекриття над неопалюваними технічними кімнатами			3,201
9	Вікна та балконні двері			0,367
10	Ліхтарі zenітні			0,322
11	Вітрини і вітражі			0,367
13	Двері поверхів вище першого			0,55
Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °C	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °C	Градусо-добу опалювати. періоду, °C * сутки	Темп. точки роси, °C
2	19	40	2733,4	5,103
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,357
2	Покриття			3,567
3	Перекриття горищні			3,13
4	Перекриття над проїздами			3,567
5	Перекриття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям			3,13
6	Перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами			3,13
7	Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів			3,13
8	Перекриття над неопалюваними технічними кімнатами			3,13
9	Вікна та балконні двері			0,355
10	Ліхтарі zenітні			0,318
11	Вітрини і вітражі			0,355
12	Двері першого поверху			0,851
13	Двері поверхів вище першого			0,55
Режим	Розрахункова темп. повітря в приміщеннях, °C	Відносна вологість повітря в приміщеннях, °C	Градусо-добу опалювати. періоду, °C * сутки	Темп. точки роси, °C
3	24	40	3523,4	9,56
№	Найменування конструкції			Rтр м2/К Вт
1	Стіни зовнішні			2,633
2	Покриття			3,962
3	Перекриття горищні			3,486
4	Перекриття над проїздами			3,962

						Арк.
						35
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5	Перекриття над підвалами, сполученими із зовнішнім повітрям	3,486
6	Перекриття над неопалюваними підвалами зі світловими прорізами	3,486
7	Перекриття над неопалюваними підвалами без світлових прорізів	3,486
8	Перекриття над неопалюваними технічними кімнатами	3,486
9	Вікна та балконні двері	0,414
10	Ліхтарі зенітні	0,338
11	Вітрини і вітражі	0,414
12	Двері першого поверху	0,966
13	Двері поверхів вище першого	0,55

Конструкція, матеріали та коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій представлені в Таблиці 1.7. В якості матеріалу несучої конструкції використані газобетонні блоки з щільністю 400 кг/м^3 , товщиною 400 мм, паропроникна штукатурка цементно-перлітова, товщиною 20 мм.

Конструкція підлоги по ґрунту включає: штучну основу з ущільненого піску середньої крупності, $\delta=500\text{мм}$, залізобетонну монолітну плиту $\delta=350 \text{ мм}$, пісочну засипку $\delta=350\text{мм}$, залізобетонну монолітну плиту 1-го поверху $\delta=100 \text{ мм}$, в якості утеплювача використано пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=100\text{мм}$. Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку $\delta=60\text{мм}$ та керамічну плитку $\delta=10\text{мм}$.

Конструкція перекриття 2-го поверху передбачає залізобетонну монолітну плиту $\delta=160\text{мм}$, шар утеплювачу – пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=100\text{мм}$. Верхні шари включають цементно-пісчану стяжку $\delta=60\text{мм}$ та керамічну плитку $\delta=10\text{мм}$.

Конструкція перекриття горища передбачає залізобетонну монолітну плиту $\delta=160\text{мм}$, та шар утеплювачу – пінополістирол «Піноплекс 43» $\delta=150\text{мм}$.

Конструкція підлоги на першому поверху передбачає розбивку по зонах.

						Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.7 Коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій

Конструкція	Матеріали шарів	λ Вт/м К	δ см	R, м2 К/Вт	K, Вт/м2 К	
Стіна основна	РОЗЧИНИ: Розчин цементно перлітний	0,3	2	0,067		
	БЕТОНИ ЛЕГКІ: Газобетон 400	0,14	40	2,857		
	РОЗЧИНИ: гіпсоперлітний	0,23	1	0,043		
	Конструкція в цілому:			3,125	0,32	
Підлога	ГРУНТЫ: Пісок 1600	0,58	35	0,603		
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	10	3,125		
	РОЗЧИНИ: цементно-пісчаний 1800	0,93	6	0,065		
	ПІДЛОГИ: Плитка керамічна	1	1	0,01		
	Конструкція в цілому:			Зона 1	5,903	0,169
				Зона 2	8,103	0,123
				Зона 3	12,403	0,081
				Зона 4	18,003	0,056
Перекриття 2-го поверху	БЕТОНИ: Залізобетон 2500	2,04	16	0,078		
	УТЕПЛЮВАЧІ: пінополістирол «Піноплекс 43»	0,032	10	3,125		
	РОЗЧИНИ: цементно-пісчаний 1800	0,93	6	0,065		
	ПІДЛОГИ: Плитка керамічна	1	1	0,01		
	Конструкція в цілому:			3,436	0,291	
Перекриття горища	БЕТОНИ: Залізобетон 2500	2,04	16	0,078		
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	15	4,688		
	Конструкція в цілому:			4,964	0,201	

Опір теплопередачі показує, яка кількість тепла піде через квадратний метр огорожувальної конструкції при заданому перепаді температур. Можна сказати і навпаки, який перепад температур виникне при проходженні певної кількості тепла через квадратний метр огорож.

$$R = \frac{\Delta T}{q} \text{ Вт/м}^2; \quad (2.4)$$

					Арк.
					37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

де, q – це кількість тепла, яке втрачає квадратний метр огорожувальної поверхні. Його вимірюють у ватах на квадратний метр ($Вт/м^2$); ΔT – це різниця між температурою на вулиці і в кімнаті ($^{\circ}C$) та, R – це опір теплопередачі ($м^2/К$ $Вт$).

Коли мова йде про багатошарової конструкції, то опір шарів просто складаються. Наприклад, опір стіни з дерева, обкладеного цеглою, є сумою трьох опорів: цегляної та дерев'яної: $R(сумм.) = R(дерев.) + R(цегл.)$.

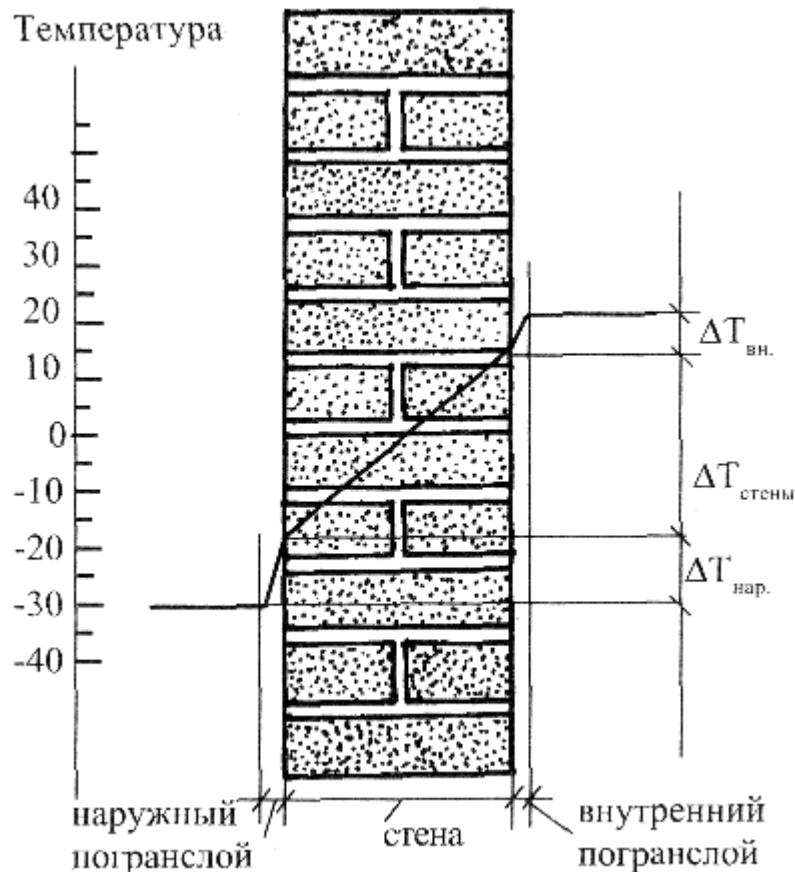


Рис. 2.1 Розподіл температури і прикордонні шари повітря при передачі тепла через стіну

При порівнянні розрахункових приведених коефіцієнтів термічного опору в трьох режимах з таблиці 1.6, з отриманими коефіцієнтами термічного опору огорожувальних конструкцій робимо висновок, що підібрана теплоізоляція задовольняє вимогам ДБН В.2.6-31:2016.

3. Визначення теплових втрат.

					Арк.
					38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

3.1. Розрахунок теплових втрат скрізь огорожі.

У цивільних і житлових будівлях тепловтрати приміщень складаються з тепловтрат через різні огороджувальні конструкції, такі як вікна, стіни, перекриття, підлоги а також тепловитрат на нагрівання повітря, який інфільтрується крізь нещільності в захисних спорудах (конструкціях) даного приміщення. У промислових будівлях існують і інші види тепловтрат. Розрахунок тепловтрат приміщення проводиться для всіх огороджувальних конструкцій всіх опалювальних приміщень. Мусять враховуватися тепловтрати через внутрішні конструкції, при різниці температури в них з температурою сусідніх приміщень до 3 °С . Сумарні тепловтрати складаються з основних і додаткових. Основні теплові втрати визначають шляхом підсумовування витоків теплоти через огороджувальні конструкції приміщення. Додаткові ж залежать від орієнтації огороджувальних конструкцій по сторонах світу, а також від розташування цеху на відкритій місцевості, швидкості вітру в даному географічному районі.

Теплові втрати через огороджувальні конструкції розраховуються за формулою:

$$Q_{ог} = k \cdot F \cdot (t_{вн} - t_{н}^B) \cdot n \cdot (1 + \sum B), \text{Вт} \quad (3.1)$$

де, $t_{н}^B$ – температура зовнішнього повітря, °С;

k - коефіцієнт теплопередачі окремої огорожі Вт/м²·К;

$t_{вн}$ – температура в приміщенні, °С;

F – площа відповідної зони, м²;

n – коефіцієнт, який враховує положення огорожі або захисної споруди (його зовнішній поверхні) щодо зовнішнього повітря;

B - додаткові втрати теплоти в частках від основних втрат, Вт;

Коефіцієнт k визначається по формулі:

$$k_H = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} + \frac{1}{\alpha_2}}, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) \quad (3.2)$$

						Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де; α_1 - коефіцієнт тепловіддачі з боку зовнішнього простору Вт/(м² · К);

α_2 - коефіцієнт тепловіддачі з боку внутрішнього приміщення Вт/(м² · К);

$\delta_{СТ}$ - товщина захисної конструкції м.;

$\lambda_{СТ}$ - теплопровідність огорожі Вт/м² ;

Таблиця 3.1 Коефіцієнти тепловіддачі огороджувальних конструкцій

Поверхня огороження	α_2 Вт/(м ² · К);	α_1 Вт/(м ² · К);
Поверхня внутрішня підлоги, стін, гладких стель	8,7	-
Поверхня зовнішня стін, перекриття без горищ	-	23
Перекриття горищ и перекриття над підвалами неопалювальними з світовими отворами	-	12
Перекриття над підвалами неопалювальними без світових отворів	-	6

Таблиця 3.2 Додаткові тепловтрати

Тип огороження	Умови	В
Вікна, двері та зовнішні вертикальні стіни	орієнтація на північний захід, схід та північний схід	0,1
	захід, південний схід	0,05
Зовнішні двері, двері с тамбурами 0,2Н без повітряної завіси при висоті будівлі Н, м	двері потрійні с двома тамбурами	0,2Н
	двері подвійні с тамбуром	0,27Н
Кутові приміщення додатково для вікон, дверей та стін	одна з огорож орієнтована на схід, північ, північний захід або північний схід	0,05
	інші випадки	0,1

Таблиця 3.3 Величина коефіцієнта n, який враховує положення огорожі (його зовнішньої поверхні)

Тип огорожі	n

Перекрыття, які мають контакт з зовнішнім повітрям та стіни зовнішні	1
Перекрыття горища	0,9
Перекрыття над холодними підвалами з світловими отворами	0,75
Ті ж без світлових отворів	0,6

Опір теплопередачі для неутеплених підлог R_c (Вт/м²) по ґрунту та стін нижче рівня землі розраховується по зонам шириною по 2 м, паралельно зовнішнім стінам. Коефіцієнти теплопередачі приймають рівними 2,1 - для 1 зони, 4,3 - для другої зони, 8,6 - для 3 зони, 14,2 - для останніх зон.

Опір теплопередачі для утеплених підлог по ґрунту R_y (Вт/м²) розраховується:

$$R = R_c + \frac{\delta_{СТ}}{\lambda_{СТ}} \text{ Вт/м}^2; \quad (3.3)$$

Знаходження тепловтрат в віконні заповнення знаходяться за формулою 2.1. Для розрахунків необхідно знати наступні параметри: кількість камер і палітурок, наявність покриття і заповнення газом.

Таблиця 3.4 Тепловтрати вікон різної конструкції при $\Delta T = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ (Тзов. = $-20 \text{ }^\circ\text{C}$, Твнутр. = $20 \text{ }^\circ\text{C}$.)

Тип вікна	RT	q, Вт/м2	Q, Вт
Звичайне вікно з подвійними рамами	0,37	135	216
Склопакет (товщина скла 4 мм)			
4-16-4	0,32	156	250
4-Ar16-4	0,34	147	235
4-16-4К	0,53	94	151
4-Ar16-4К	0,59	85	136
Двокамерний склопакет			
4-6-4-6-4	0,42	119	190
4-Ar6-4-Ar6-4	0,44	114	182
4-6-4-6-4К	0,53	94	151
4-Ar6-4-Ar6-4К	0,60	83	133
4-8-4-8-4	0,45	111	178
4-Ar8-4-Ar8-4	0,47	106	170
4-8-4-8-4К	0,55	91	146
4-Ar8-4-Ar8-4К	0,67	81	131
4-10-4-10-4	0,47	106	170
4-Ar10-4-Ar10-4	0,49	102	163

					Арк.
					41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

4-10-4-10-4K	0,58	86	138
4-Ar10-4-Ar10-4K	0,65	77	123
4-12-4-12-4	0,49	102	163
4-Ar12-4-Ar12-4	0,52	96	154
4-12-4-12-4K	0,61	82	131
4-Ar12-4-Ar12-4K	0,68	73	117
4-16-4-16-4	0,52	96	154
4-Ar16-4-Ar16-4	0,55	91	146
4-16-4-16-4K	0,65	77	123
4-Ar16-4-Ar16-4K	0,72	69	111

Примітка

- Парні цифри в умовному позначенні склопакета означають повітряний зазор в мм;
- Символ Ar означає, що зазор заповнений не повітрям, а аргоном;
- Літера K означає, що зовнішнє скло має спеціальне прозоре теплозахисне покриття.

При розрахунку заповнення дверних прорізів необхідно враховувати добавку на врівання холодного повітря через зовнішні двері, не обладнані повітряними або повітряно-тепловими завісами, при відкриванні їх на короткі періоди часу. Ця добавка відноситься до тепловтрат дверей і враховує потребу у витраті тепла на підігрів вливається через відкриті двері зовнішнього повітря. Перераховані добавки не враховуються, якщо двері є літніми або запасними, тобто не відчиняються постійно. У промислових будівлях врівання холодного повітря через ворота при відкриванні їх в цілому не більше ніж на 15 хв в зміну враховується тим, що тепловтрати через ворота потроюються. При великому часу відкриття воріт врівання холодного повітря має локалізуватися шляхом влаштування спеціальних повітряних завіс або тамбурів.

3.2.Визначення теплових втрат через інфільтрацію

Інфільтрація - це переміщення повітря через огорожувальні конструкції з навколишнього середовища в приміщення за рахунок вітрового і теплового напорів, що формуються різницею температур і перепадом тиску повітря зовні

						Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

і всередині приміщень. Вона відбувається через невеликі щілини в дверних і віконних рамах. Повітря надходить в приміщення також з неопалюваних частин будівлі - горищ, підвалів і так далі. Він проникає через отвори в стінах, підлогах і стелях, таких як тріщини в місцях сполучення двох стін або стіни і стелі. Розрахунок теплових втрат через інфільтрацію ведемо за наступними формулами:

Витрата теплової енергії Q_i на підігрівання зовнішнього повітря, що проникає в дане приміщення крізь нещільності огорожень в результаті вітрового і (або) теплового тисків. Для розрахунку беруть найбільшу величину тепловтрат з певних по наступним рівнянням:

$$Q_i = 0,28 L \rho_n c (t_{вн} - t_n^B), \text{ Вт} \quad (3.4)$$

де, L , м³/час – витрата провітрюваного назовні з приміщень повітря, для житлових будівель приймають 3 м³/ч на 1 м² площі житлових приміщень, в тому числі і кухні;

c – питома теплоємність повітря (кДж/кг·°С);

ρ_n – щільність повітря зовні приміщення, кг/м³.

Питома вага повітря γ , Н/м³, його щільність ρ , кг/м³, визначаються відповідно до формул:

$$\gamma = 3463 / (273 + t), \text{ Н/м}^3 \quad (3.5)$$

$$\rho = \gamma / g, \text{ кг/м}^3 \quad (3.6)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, t , °С – температура повітря.

Витрата теплоти на підігрівання повітря, який потрапляє в приміщення через різні нещільності захисних споруд (огорож) в результаті вітрового і теплового тисків, визначається згідно формули:

$$Q_i = 0,28 G_i c (t_{вн} - t_n^B) \text{ к, Вт} \quad (3.7)$$

						Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де, k – коефіцієнт, що враховує перехресний тепловий потік, для окремо для брошурування балконних дверей і вікон приймається 0,8, для одинарних і парно-палітурних вікон - 1,0;

G_i – витрата повітря, що проникає (інфільтруючого) через захисні споруди (огороджувальні конструкції), кг/ч.

Для балконних дверей і вікон значення G_i визначається як:

$$G_i = 0,216 \Sigma F \Delta P_i^{0,67} / R_{и}, \text{ кг/ч} \quad (3.8)$$

де, ΔP_i – різниця тисків повітря на внутрішній $P_{вн}$ і зовнішній $P_{н}$ поверхнях дверей або вікон, Па;

ΣF , m^2 – розрахункові площі всіх огорожень будівлі;

$R_{и}$, $m^2 \cdot \text{ч/кг}$ – опір повітропроникності даної огорожі, який приймається за довідковими даними.

Величина ΔP_i визначається за формулою:

$$\Delta P_i = (H - h_i) (\gamma_{н} - \gamma_{вн}) + 0,5 \rho_{н} V^2 (c_{e,n} - c_{e,p}) k_1 - p_{int}, \text{ Па} \quad (3.9)$$

де, H , m – висота будівлі від нульового рівня до даху будівлі;

h_i , m – висота від нульового рівня до верху балконних дверей або вікон, для яких проводиться розрахунок витрати повітря;

$\gamma_{н}$, $\gamma_{вн}$ – ваги питомі зовнішнього і внутрішнього повітря;

$c_{e,p}$ і $c_{e,n}$ – аеродинамічні коефіцієнти для підвітряного і навітряного поверхонь будівлі відповідно. Для прямокутних будівель $c_{e,p} = -0,6$, $c_{e,n} = 0,8$;

V , m/c – швидкість вітру, яку для розрахунку беруть з довідкових даних;

k_1 – коефіцієнт, який враховує залежність швидкісного напору вітру і висоти будівлі, для огорож висотою до 5,0 м коефіцієнт k_1 дорівнює 0,5, висотою до 10 м дорівнює 0,65, при висоті до 20 м - 0,85, а для огорож 20 м і вище приймається 1,1;

p_{int} , Па – умовно-постійний тиск повітря, яке виникає при роботі

						Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вентиляції з примусовим спонуканням, при розрахунку житлових будинків p_{int} , можна не враховувати, оскільки воно дорівнює нулю.

3.3. Загальні теплові втрати

Загальні розрахункові тепловтрати в приміщенні:

$$Q_{расч} = \Sigma Q_{ог} + Q_i, \text{Вт} \quad (3.10)$$

Таблиця 3.5 Загальні теплові втрати

Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
1	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Питомі Тепловтрати	Площа	Тепловтрати
	Спальня	148,48	21,75	2845,2
	С/у	90,34	1,18	103,5
	Гамбур	76,77	5,06	216,5
	Кухня	112,62	26,8	2560,12
	Гостинна	97,49	31,5	2964,5
	Хол	41,96	26,79	831,2
	С/у	115,86	8,1	467,3
	Бойлерна	83,73	10	496,23
	Разом по групі:		108,54	9484,6
	Разом по поверху:		129,54	9484,6
Поверх	Тепловтрати по групах приміщень, Вт			
2	Житлове одноквартирне			
	Приміщення	Питомі Тепловтрати	Площа	Тепловтрати
	С/у	90,93	10,52	630,25
	Холл	80,14	21,33	1534,6
	Спальня	78,16	21,6	1501,9
	Спальня	63,23	25,6	1405,83
	Мала спальня	93,82	15,4	1069,5
	Дитяча спальня та ігрова	70,14	25,8	1809,6
	Разом по групі:		106,25	7951,32
	Разом по поверху:		120,25	7951,32
Разом по об'єкту:		249,8	17438,92	

За розрахунками теплових втрат встановлено, що одні з найбільших втрат тепла за приміщеннями є у тамбурі. Такі втрати обумовленні тим, що в даному приміщенні встановлені входні двері без теплового тамбуру, тому для забезпечення комфортних умов та зменшення теплових втрат через відкриття входних дверей передбачається встановлення теплової завіси.

Найбільші втрати тепла встановлені у вітальні, це обумовлено тим що дана кімната найбільша по площі, тому в даній кімнаті передбачається встановлення фанкойлів для додаткового опалення в додаток до опалення теплою підлогою.

У санітарних приміщеннях в додаток до опалення теплою підлогою, передбачається встановлення рушникосуші, як невід'ємний атрибут ванних кімнат.

Опалення холу зі сходами на першому та другому поверсі, передбачає встановлення фанкойлу на сходовій клітці на рівні між першим та другим поверхом, для забезпечення комфортних умов в переході між першим та другим поверхом.

Опалення передпокою не передбачено, так як в дане приміщення має найменші теплові втрати через зовнішні огорожі, якими можна знехтувати в даному прикладі.

Опалення кухні на першому поверсі здійснюється за рахунок теплих підлог.

Опалення житлових кімнат на другому поверсі здійснюється за рахунок теплих підлог.

						Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розрахунок теплоприпливів приміщень

Теплоприпливи - надходження в приміщення тепла від різних джерел. Розрахунок теплоприпливів, це невід'ємна частина розробки систем охолодження та вентиляції у будівлі. Цей підрахунок дуже важливий і від нього залежить: чи буде мікроклімат в кімнаті комфортним для людини.

Охолодження повітря розраховується для наступних приміщень:

- вітальня, в даному приміщенні планується встановити декілька стельових фанкойлів, для забезпечення комфортних умов в спекотний період;
- житлові кімнати в яких планується встановити стельові фанкойли для охолодження приміщень і забезпечення комфортних умов;

Теплоприпливи в приміщення складаються з теплоприпливів через зовнішні огороження, теплоприпливів від сонячної радіації через світлові (віконні) прорізи, теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні та теплоприпливи від електрообладнання.

4.1. Зовнішні теплоприпливи

Теплопоприпливи через зовнішні огороження розраховуються наступним чином:

$$Q_{зс} = q_{зс} \cdot F_{зс}, \text{ Вт} \quad (4.1)$$

де, $q_{зс}$ - питома теплова потужність теплопередачі захисної споруди, Вт/м²

$F_{зс}$ - площа захисної споруди, м².

Таблиця 4.1 Значення питомої теплової потужності теплопередачі огорожуючих конструкцій

Питома теплова потужність теплопередачі	
Захисна споруда	q, Вт/м ²
Зовнішня стіна легкої конструкції (північ)	30
Зовнішня стіна легкої конструкції	60
Зовнішня стіна важкої конструкції (північ)	20
Зовнішня стіна важкої конструкції	30
Внутрішня стіна	30

Дах без утеплення	60
Дах з утепленням	25
Стеля	10
Підлога	10

Теплоприпливи від сонячної радіації через світлові (віконні) прорізи розраховуються наступним чином:

$$Q_{\text{окн}} = q_{\text{окн}} \cdot F_{\text{окн}} \cdot k, \text{ Вт} \quad (4.2)$$

де, $q_{\text{окн}}$ - питома теплова потужність від сонячної радіації в залежності від орієнтації вікна Вт/м^2 .

$F_{\text{окн}}$ -площа заскленої частини вікна, м^2 ;

k - коефіцієнт, що враховує наявність сонцезахисних елементів на вікні.

Таблиця 4.2 Значення питомої теплової потужності від сонячної радіації в залежності від орієнтації вікна

Питома теплова потужність від сонячної радіації	
Орієнтація вікна	$q, \text{Вт/м}^2$
північний схід	190
схід	250
південний схід	240
південь	240
південний захід	350
захід	470
північний захід	370
північ	0

Таблиця 4.3 Значення коефіцієнта, що враховує наявність сонцезахисних елементів на вікні

Коефіцієнт наявності захисних елементів	
Захист	k
Відсутність захисту	1
Жалюзі	0,5
Штори	0,4

Зовнішній навіс	0,3
-----------------	-----

4.2. Теплоприпливи від внутрішніх джерел

Теплоприпливи від людей що знаходяться у приміщенні розраховуються наступним чином:

$$Q_{\text{л}} = q_{\text{л}} \cdot n \quad (4.3)$$

де, n - кількість людей в належному стані;

$q_{\text{л}}$ - тепловиділення однієї людини, Вт/чел

Таблиця 4.4 Тепловиділення людини залежно від стану

Тепловиділення однієї людини	
Стан людини	q , Вт
Відпочинок	80
Легка робота	125
Середня робота	170
Важка робота, спорт	250

Тепловиділення від електрообладнання:

$$Q_{\text{е}} = N_{\text{э}} \cdot m \cdot i, \text{ Вт} \quad (4.4)$$

де, m - кількість одиниць обладнання;

$N_{\text{э}}$ - електрична потужність одиниці обладнання, Вт;

i - коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову.

Таблиця 4.5 Коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову залежно від типу прибору

Коефіцієнт перетворення електричної енергії в теплову	
Обладнання	i
Лампи розжарювання	0,9
Лампи світодіодні	0,4
Електродвигуни	0,3

4.3. Загальні теплоприпливи:

Сумарна величина теплопритоків приміщення становитиме:

						Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Sigma Q = \Sigma Q_{\text{окн}} + \Sigma Q_{\text{зс}} + \Sigma Q_{\text{л}} + \Sigma Q_{\text{е}} = 16784,45 \text{ Вт} \quad (4.5)$$

									Арк.
									50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

5. Тепловий розрахунок повітряного теплового насосу

Теплове навантаження визначимо з урахуванням не врахованих тепловтрат коефіцієнта робочого часу 0.83:

$$\Sigma Q_k = 1.05 \cdot 17439 \cdot 10^{-3} = 18,31, \text{ кВт} \quad (5.1)$$

Даний тепловий насос розраховується на холодопродуктивність 18,31 кВт (теплова продуктивність варіюється). Зроблено розрахунок циклу, підбір обладнання.

Розрахунок циклу теплового насоса зроблений з урахуванням регенеративного теплообмінника і герметичного безсальникового компресора.

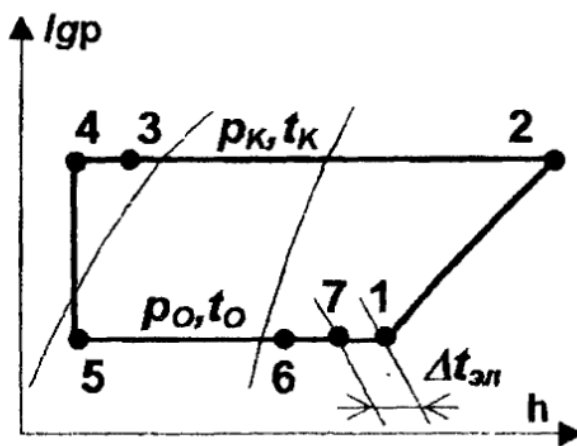


Рис. 5.1 Цикл теплового насоса

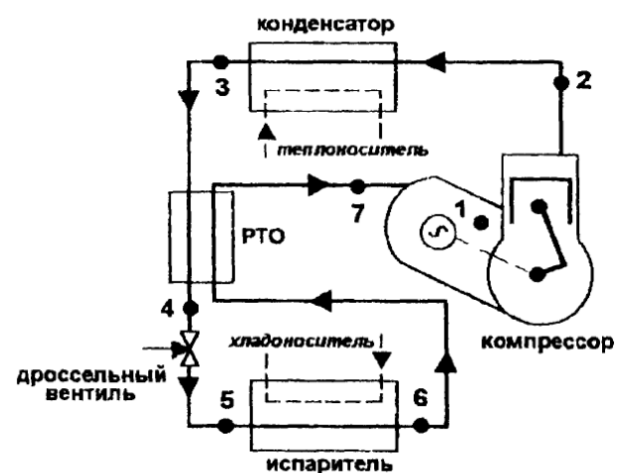


Рис. 5.2 Схема теплового насоса

Вхідні дані:

Хладагент R454B

Температура кипіння холодильного агента (ХА): $t_o = -3 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_o = 0,667 \text{ МПа}$

Температура конденсації холодильного агента : $t_k = 42 \text{ }^\circ\text{C}$, $P_k = 2,32 \text{ МПа}$

Теплоносій (споживач) – вода $t_{v_out} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{v_in} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$

Теплоносій (холодоносій) - пропиленгліколь / вода (30%) $t_{out_TH} = -3 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{in_TH} = 0 \text{ }^\circ\text{C}$

					Арк.
					51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Таблиця 5.1 Параметри вузлових точок циклу

№	t °C	P, МПа	h, кДж/кг	v, м³/кг
1	20	0,667	482,38	0,0525
2	106	2,32	549,3	
3	35	2,32	260,3	
4	26,4	2,32	244,4	
5	-4	0,667	244,4	
6	0	0,667	461,4	
7	15	0,667	477,3	

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = h_6 - h_5, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.2)$$

$$q_0 = 461.4 - 244.4 = 217, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питоме тепло відведене у конденсаторі:

$$q_k = h_2 - h_3, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.3)$$

$$q_k = 549.3 - 260.3 = 289, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питома об'ємна продуктивність:

$$q_k = \frac{q_0}{v_{\text{вс}}}, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3} \quad (5.4)$$

$$q_k = \frac{217}{0.0525} = 4133, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3}$$

Питома адіабатна робота стискування

$$l = h_2 - h_1, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \quad (5.5)$$

$$q_k = 549.3 - 482.38 = 66.9, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Масова витрата агента:

$$M_a = \frac{Q_k}{q_k}, \frac{\text{кг}}{\text{с}} \quad (5.6)$$

						Арк.
						52
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$M_a = \frac{18.6}{66.9} = 0.064, \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

Ступінь стиснення компресора:

$$\pi = \frac{P_k}{P_0} \quad (5.7)$$

$$\pi = \frac{P_k}{P_0} = 3.5$$

Коефіцієнт подачі компресора знайдемо за графіком залежності подачі спірального компресора від ступеня стиснення :

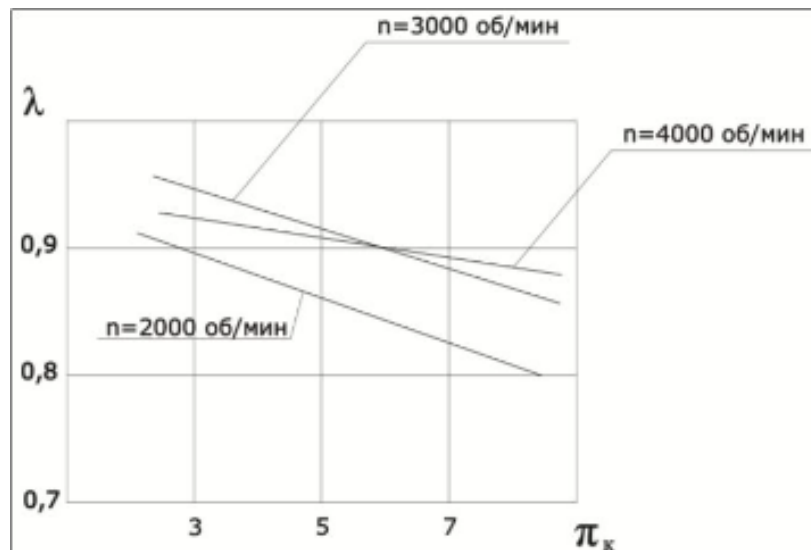


Рис. 5.3 Графік залежності подачі спірального компресора від ступеня стиснення
 $\lambda=0.87$

Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_{\text{вс}}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (5.8)$$

$$V_d = 0.064 \cdot 0.0525 = 0.0034, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Теоретична об'ємна продуктивність:

$$V_h = \frac{V_d}{\lambda}, \frac{\text{м}^3}{\text{с}} \quad (5.9)$$

$$V_h = \frac{0.0034}{0.87} = 0.064, \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l, \text{кВт} \quad (5.10)$$

						Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$N_a = 0.064 \cdot 66.9 = 3.32, \text{ кВт}$$

Ефективний ККД компресора знайдемо за графіком залежності ККД компресора від ступеня стиснення:

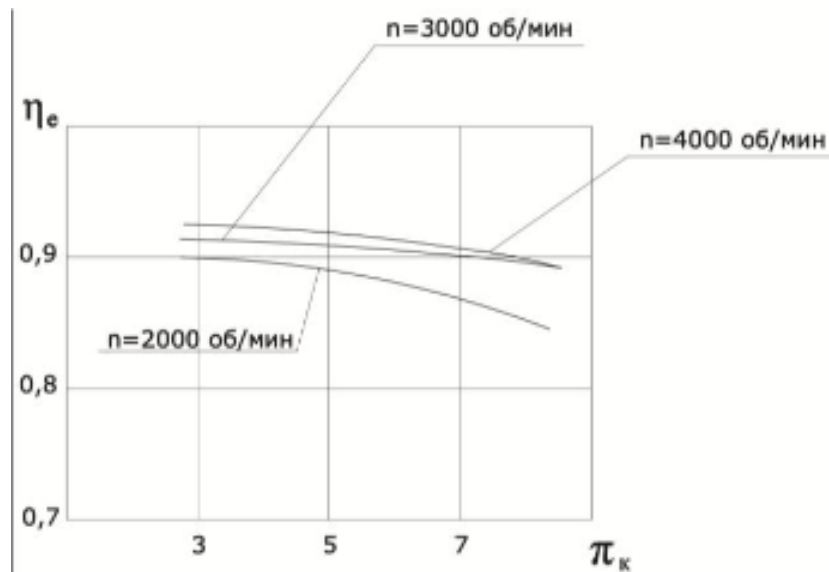


Рис. 5.4 Графік залежності ККД спірального компресора від ступеня стиснення

$$\eta_i = 0.88$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = \frac{N_a}{\eta_i}, \text{ кВт} \quad (5.11)$$

$$N_e = \frac{3.32}{0.88} = 3.6, \text{ кВт}$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} \quad (5.12)$$

$$COP = \frac{13.3}{3.6} = 3.8$$

						Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6 Розрахунок пластинчатого конденсатору.

Дані для розрахунку.

Температура входу агента $t_{\text{вх}}=91,6 \text{ }^\circ\text{C}$

Температура виходу агента $t_{\text{вих}}=29,8 \text{ }^\circ\text{C}$

Геометричні характеристики пластини (нерозбірна).

Робоча поверхня, $f_{\text{пл}}=0.6 \text{ м}^2$

Площа поперечного перетину одного каналу, $f=3.1 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

Приведена довжина каналу, $L=1.16 \text{ м}$

Еквівалентний діаметр каналу, $d_{\text{екв}}=0.009 \text{ м}$

Товщина пластини, $\delta=0.001 \text{ м}$

Коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини, $\lambda_{\text{м}}=16 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$

Тип холодильного агента – R454В.

Розрахунок

Приймаємо початкову температуру води на вході в апарат $t_{\text{w1}}=32 \text{ }^\circ\text{C}$.

З урахуванням підігріву води в апараті приймаємо температуру води на виході з апарату, т.о. $t_{\text{w2}}=t_{\text{w1}}+\Delta t_{\text{w}}=32+4=36 \text{ }^\circ\text{C}$.

При середній температурі води $t_{\text{срw}}=33 \text{ }^\circ\text{C}$ визначаємо її параметри:

- теплоємність води $C_{\text{w}}=4.176 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;
- щільність води $\rho_{\text{w}}=996 \text{ кг}/\text{м}^3$;
- число Прандтля $Pr_{\text{w}}=5.74$;
- теплопровідність води $\lambda_{\text{w}}=0.62 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$.
- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_{\text{w}}=0.84 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$;

З циклу процесу конденсації агента приймаємо:

- ентальпія пари на вході в апарат, $h_{\text{вх}}=413 \text{ кДж}/(\text{кг}\cdot\text{К})$;

						Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ентальпія пари на виході з апарату, $h_{\text{ВЫХ}}=378$ кДж/(кг·К).

Властивості агента при середній температурі пари:

- щільність агента $\rho_a=112$ кг/м³;

- число Прандтля $Pr_a=1.12$;

- теплопровідність агента $\lambda_a=0.013$ Вт/(м·К).

- коефіцієнт кінематичної в'язкості $\nu_a=0.2 \cdot 10^{-6}$ м²/с;

За наслідками теплового розрахунку загальна витрата агента $G_a=0,06$ кг/с. Тоді кількість тепла, яке можна відвести до води від агента рівно:

$$Q_{\text{фк}}=G_a \cdot (h_{\text{ВХ}}-h_{\text{ВЫХ}})=0,06 \cdot (484-246)=14,2 \text{ кВт}$$

З рівнянь теплового балансу визначається масова витрата води, кг/с:

$$G_w=Q_{\text{к}}/(C_w \cdot (t_{w2}-t_{w1})) \quad (6.1)$$

$$G_w=14,2/(4.176 \cdot 5)=0,68 \text{ кг/с}$$

Приймаємо протиточну схему руху середовищ в односекційном теплообміннику.

Температурний натиск між середовищами визначається по формулі:

$$\theta_{\text{л}}=[(t_{\text{ВХ}}-t_{w1})-(t_{\text{ВЫХ}}-t_{w2})]/\ln[(t_{\text{ВХ}}-t_{w1})/(t_{\text{ВЫХ}}-t_{w2})] \quad (6.2)$$

$$\text{Т.о. } \theta_{\text{л}}=((91,6-32)-(35-29,8))/\ln[(91,6-32)/(35-29,8)]=22,3 \text{ }^\circ\text{C.}$$

Задаємося середньою швидкістю руху потоку води $W_w=0.3$ м/с.

По рівнянню потоку визначаємо число рівносторонніх каналів в пакеті пластин апарату в одному ході по воді:

$$z=G_w/(W_w \cdot \rho_w \cdot f) \quad (6.3)$$

						Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

С округленням до цілого $z=0.68/(0.3 \cdot 996 \cdot 0.00031)=8$

Визначаємо число Рейнольдса для води:

$$Re_w = W_w \cdot d_{\text{ЭКВ}} / \nu_w \quad (6.4)$$

$$Re_w = 0.3 \cdot 0.009 / (0.84 \cdot 10^{-6}) = 3214$$

Визначаємо число Нуссельта для води при турбулентному режимі:

$$Nu_w = 1.05 \cdot 0.07 \cdot Re_w^{0.72} \cdot Pr_w^{0.43} \quad (6.5)$$

$$Nu_w = 1.05 \cdot 0.07 \cdot 3214^{0.72} \cdot 5.74^{0.43} = 52.2$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі на стороні води, Вт/(м²·К):

$$\alpha_w = Nu_w \cdot \lambda_w / d_{\text{ЭКВ}} \quad (6.6)$$

$$\alpha_w = 52.2 \cdot 0.617 / 0.009 = 3579 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

При рівних значеннях площі поперечного перетину каналу по агентові і воді визначаємо швидкість пари агента [м/с] на вході в канал, за умови, що в крайніх пакетах проходить вода:

$$W_a = G_a / [\rho_a \cdot f \cdot (z-1)] \quad (6.7)$$

$$W_a = 0,06 / [112 \cdot 0.00031 \cdot (36-1)] = 0.25 \text{ м}/\text{с}.$$

						Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначаємо число Рейнольдса для агента:

$$Re_a = W_a \cdot d_{\text{ЭКВ}} / \nu_a \quad (6.8)$$

$$Re_a = 0.25 \cdot 0.009 / (0.2 \cdot 10^{-6}) = 11250$$

Визначаємо число Нуссельта для пари агента при турбулентному режимі по формулі Міхєєва:

$$Nu_a = 0.018 \cdot Re_a^{0.8} \quad (6.9)$$

$$Nu_a = 0.018 \cdot (11250)^{0.8} = 31,3$$

Визначуваний коефіцієнт тепловіддачі на стороні пари, Вт/(м²·К):

$$\alpha_a = Nu_a \cdot \lambda_a / d_{\text{ЭКВ}}$$

$$\alpha_w = 31,3 \cdot 0.013 / 0.009 = 45,2 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²·К):

$$K = (1/\alpha_w + \Sigma(\delta/\lambda) + 1/\alpha_a)^{-1} \quad (6.10)$$

де $\Sigma(\delta/\lambda)$ - прийнятий сумарний термічний опір стінки пластини і відкладень.

$$K = (1/3579 + 0.000057 + 0.000357 + (0.001/16) + 1/45,2)^{-1} = 197 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

Визначаємо розрахункову площу поверхні теплообміну, м²:

$$F = Q_{\text{фк}} \cdot 10^3 / (K \cdot \theta_{\text{л}}) \quad (6.11)$$

						Арк.
						58
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F=15000/(197 \cdot 22,3)=4,7 \text{ м}^2.$$

Визначаємо необхідну кількість пластин по агентові для забезпечення розрахункової площі теплообміну: $n=F/f_{пл}$

З округленням до більшого цілого парного $n=4,7/0,6=8$ шт.

Визначаємо число каналів:

- по агенту $z_1=n/2=8/2=4$ шт.

- по воді $z_2=z_1+1=5$ шт.

Виходячи з великої витрати води, приймаємо трехзаходний режим руху.

Тоді розрахункова швидкість води в апараті з рівняння (6.3):

$$W_w=0,68/(3 \cdot 0,00031 \cdot 996 \cdot 5)=0,29 \text{ м/с.}$$

Проводимо перевірку відповідності набутого і розрахункового значення швидкості води:

$$[(W_w - W_w)/W_w] \cdot 100\% = [(0,29 - 0,3)/0,3] \cdot 100\% = 0,33\% < 5\%$$

Загальне число пластин в апараті $Z=4+5=9$ шт.

						Арк.
						59
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Підбір компресора та теплообмінних апаратів.

7 Підбір компресорів та допоміжного устаткування, розрахунок магістральних трубопроводів

7.1 Підбір компресору конденсатору та випарнику

Підбір компресорів здійснено по потрібній теплопродуктивності $Q_0=18,3$ кВт з параметрами роботи, представленими при тепловому розрахунку. Вибираємо спіральний компресор фірми Danfoss марки HLP081 з холодопродуктивністю за даних умов $Q_0=14,6$ кВт і споживаною електричною потужністю $N_{ел}=4,6$ кВт.

Type: Hermetic scroll compressors
Producer: Danfoss-Maneurop
Series: HLP/HLH/HLJ

Model: HLP081

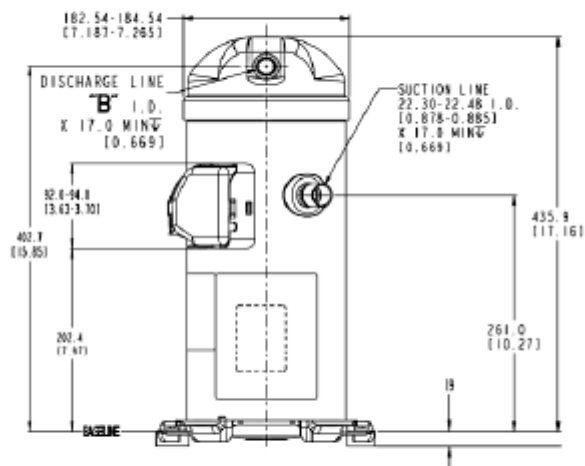
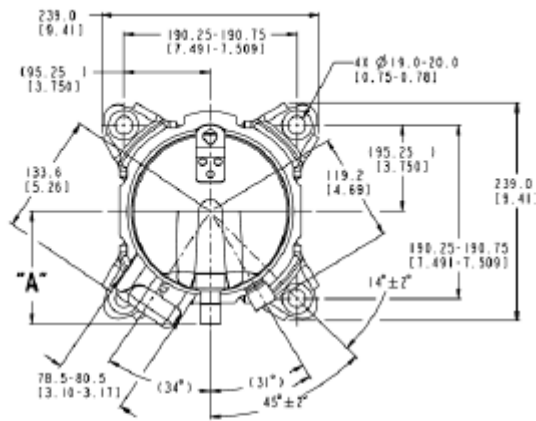
Technical data

Displacement [m ³ /h]:	19,3
Swept volume [cm ³ /rev]:	110,9
RPM [min ⁻¹]:	2900
Weight [kg]:	37
Oil charge [dm ³]:	1,57
Oil type:	polyvinyl ether oil
Working pressure range high side [bar]:	10,5 - 29,1
Working pressure range low side [bar]:	1,1 - 6,4
Refrigerant charge limit [dm ³]:	5,4
Refrigerant:	R407C

Connections

	<u>millimeters</u>	<u>inches</u>
Suction connection with supplied sleeve:	22	7/8"
Discharge connection with supplied sleeve:	19	3/4"

						Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



A [mm]: 122
B [mm]: 19

Для відведення теплоти конденсації в даній холодильній системі використовуємо пластинчатий конденсатор. Розрахункове теплове навантаження може бути визначена за даними теплового розрахунку як:

$$Q_k = Q_0 + N_e = 14.6 + 4.6 = 19.2 \text{ кВт}$$

Характеристики пластинчатого конденсатору для режиму B0/W55. Для підбору була використана програма Danfoss Nexact.

						Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Danfoss Hexact(v3.2.2)

Heat pump - Condenser**Micro Plate Heat Exchanger: H55-C-40**

Customer:

Date: 05-15-2016

Reference:

Danfoss ref:

Design conditions

Flow type

Counter current

		side 1	side 2
Inlet temperature	°C :	124,10	50,00
Condensing temperature(Dew)	°C :	60,50	
Condensing temperature(Bubble)	°C :	56,36	
Subcooling	K :	5,00	
Outlet temperature	°C :	51,36	55,00
Mass flow rate-Total	kg/s :	0,074	0,813
Volumetric flow rate-Total	L/min :	-	49,348
Fluid condensed	kg/s :	0,074	
Inlet / Outlet quality	:	1,000/0,000	
Max pressure drop	kPa :	50,00	40,00
Abs.Saturation pressure-Inlet	bar :	25,59	

Properties of fluid

Fluid	:	R407C	
Reference temperature	°C :	55,94	52,50
Liquid - Viscosity	mPa-s :	0,1006	0,5268
- Density	kg/m ³ :	978,0	987,7
- Heat capacity	kJ/kg-K :	1,897	4,181
- Thermal conductivity	W/m-K :	0,070	0,642
Gas - Viscosity	mPa-s :	0,0144	
- Density	kg/m ³ :	108,6	
- Heat capacity	kJ/kg-K :	1,627	
- Thermal conductivity	W/m-K :	0,020	
- Latent heat	kJ/kg :	138,59	

Micro Plate Heat Exchanger

Heat load	kW :	17,00	
Total area	m ² :	1,94	
LMTD	K :	6,39	
H.T.C.	W/m ² -K :	1410,0/137	2,5
Pressure drop - Total	kPa :	1,12	25,49
- Channel	kPa :	1,15	24,49
- In port	kPa :	-0,03	1,00
Port hole diameter	mm :	28,0	28,0

Арк.

62

Эмн. Арк. № докум. Підпис Дата

Channel number	:	19H	20H
Number of plates	:		40
Surface margin	% :		2,7
Fouling factor	m ² -K/kW :		0,01939

Характеристики пластинчатого конденсатору для режиму В0/В35.



Danfoss Hexact(v3.2.2)

Heat pump - Condenser

Micro Plate Heat Exchanger: H55-C-30

Customer: Date: 05-15-2016
Reference: Danfoss ref:

Design conditions

Flow type		Counter current	
		side 1	side 2
Inlet temperature	°C :	91,61	30,00
Condensing temperature(Dew)	°C :	41,00	
Condensing temperature(Bubble)	°C :	35,90	
Subcooling	K :	5,00	
Outlet temperature	°C :	30,90	35,00
Mass flow rate-Total	kg/s :	0,059	0,670
Volumetric flow rate-Total	L/min :	-	40,377
Fluid condensed	kg/s :	0,059	
Inlet / Outlet quality	:	1,000/0,000	
Max pressure drop	kPa :	50,00	40,00
Abs.Saturation pressure-Inlet	bar :	15,82	

Properties of fluid

Fluid	:	R407C	
Reference temperature	°C :	35,95	32,50
Liquid - Viscosity	mPa-s :	0,1338	0,7609
- Density	kg/m ³ :	1087,6	995,5
- Heat capacity	kJ/kg-K :	1,618	4,176
- Thermal conductivity	W/m-K :	0,079	0,616
Gas - Viscosity	mPa-s :	0,0129	
- Density	kg/m ³ :	60,6	
- Heat capacity	kJ/kg-K :	1,250	
- Thermal conductivity	W/m-K :	0,016	
- Latent heat	kJ/kg :	169,66	

Micro Plate Heat Exchanger

Heat load	kW :	14,00
Total area	m ² :	1,43

					Арк.
					63
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

LMTD		K :	6,20	
H.T.C.		W/m ² -K :	1582,9/158	
			1,7	
Pressure drop	- Total	kPa :	1,81	31,10
	- Channel	kPa :	1,84	30,44
	- In port	kPa :	-0,03	0,67
Port hole diameter		mm :	28,0	28,0
Channel number		:	14H	15H
Number of plates		:	30	
Surface margin		% :	0,1	
Fouling factor		m ² -K/kW :	0,00047	

Характеристики пластинчатого випарника для режиму В0/В35.



Danfoss Hexact(v3.2.2)

Тепловой насос - Испаритель

Микропластинчатый ТОк: Н118-Е-26

Заказчик:

Дата: 11-15-2015

Рекомендация:

Бланк Данфосс:

Расчетные условия

Направление потока		Противоток	
		Сторона 1	Сторона 2
Входная темп-ра	°C :	-11,42	0,00
Темп-ра кипения(Точка росы)	°C :	-7,94	
Перегрев	K :	5,00	
Выходная темп-ра	°C :	-2,94	-3,00
Массовый Расход	-Итого	kg/s :	0,076
	- Вход / Газ	kg/s :	0,029
Объемный Расход-Итого	L/min :	-	-
Испарившаяся жидкость	kg/s :	0,046	
Вход / Выход степень сухости газа	:	0,390/1,000	
Макс. потери давления	kPa :	500,00	30,00
Abs.Давление насыщения-Выход	bar :	3,46	

Свойства теплоносителя

Тип среды	:	R407C	Пропиленгликоль(30%)
Исходная темп-ра	°C :	-9,68	-1,50
Жидкость - Вязкость	mPa-s :	0,2381	7,6255
ь			
- Плотность	kg/m ³ :	1270,6	1031,1
- Тепловая нагрузка	kJ/kg-K :	1,385	3,885
- Теплопроводность	W/m-K :	0,101	0,459
Газ			
- Вязкость	mPa-s :	0,0109	
- Плотность	kg/m ³ :	14,0	

Арк.

64

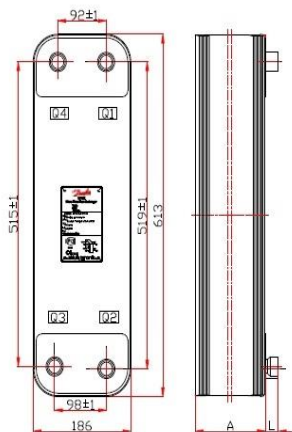
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

- Тепловая нагрузка	kJ/kg-K :	0,904
- Теплопроводность	W/m-K :	0,011
- Теплота фазового перехода	kJ/kg :	133,83

Микропластинчатый ТОк

Нагрузка	kW :	10,50		
Общая площадь	m ² :	2,40		
Среднелогарифмический температурный напор Н.Т.С.	K :	7,70		
	W/m ² -K :	1188,8/56 8,1		
Потери давления	- Итого	kPa :	78,64	28,60
	- Канал	kPa :	5,84	28,47
	- в портах	kPa :	0,05	0,13
	- В дистрибьюторе	kPa :	72,75	
Диаметр портов	mm :	20,0	48,0	
Кол-во каналов	:	12EM	13EM	
Кол-во пластин	:		26	
Запас поверхности	% :		109,3	
Фактор загрязнения	m ² -K/kW :		0,91909	

H118-E-26



Кол-во пластин	26
A (mm)	56,7
L (mm)	25,0
Вес (kg)	12,71
Объем канала (L)	Q1 Q2 Сторона: 1,963 / Q3 Q4 Сторона: 1,812
Расчетное давление(Макс.) (bar)	30
Расчетная температура(макс./минимал.) (°C)	-196 / +200
Паяные присоединения(Макс.):	2_1/8

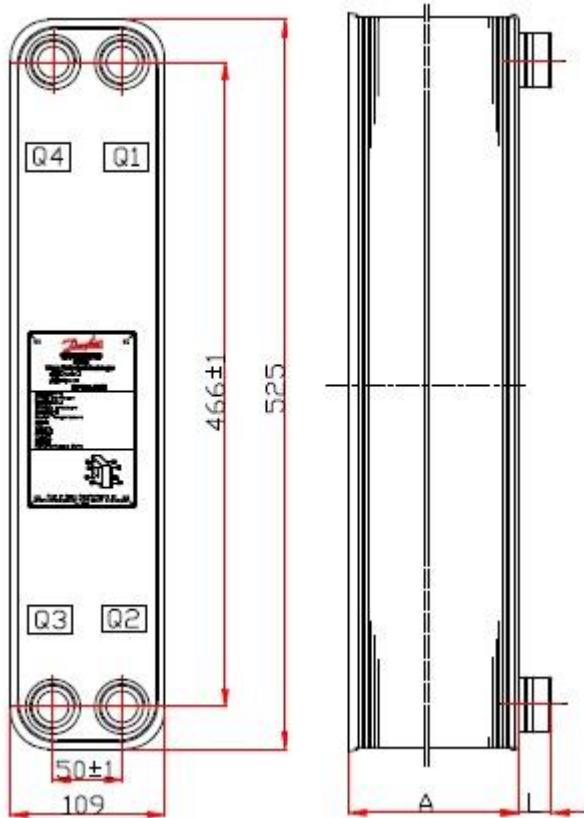
					Арк.
					65
Эмн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Внешняя резьба(Макс.):

2

Danfoss

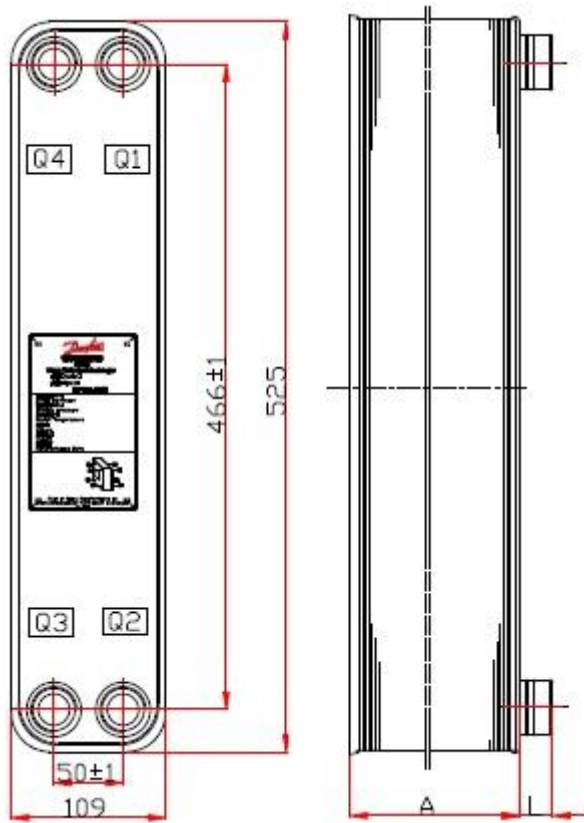
H55-C-30



Number of plates	30
A (mm)	52,7
L (mm)	25,0
Weight (kg)	6,37
Channel volume (L)	Q1 Q2 side: 0,915 / Q3 Q4 side: 0,854
Design Pressure(Max) (bar)	30
Design Temp. (Max/Min) (°C)	-196 / +200
Solder connections(Max):	1_3/8
External threaded(Max):	1_1/4

					Арк.
					66
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

H55-C-40



Number of plates	40
A (mm)	67,1
L (mm)	25,0
Weight (kg)	7,72
Channel volume (L)	Q1 Q2 side: 1,220 / Q3 Q4 side: 1,159
Design Pressure(Max) (bar)	30
Design Temp. (Max/Min) (°C)	-196 / +200
Solder connections(Max):	1_3/8
External threaded(Max):	1_1/4

7.2 Підбір допоміжного устаткування

TPB: Електронний розширювальний вентиль. ETS - це серія електронних регулюючих клапанів, призначених для точного впорскування холодоагенту в випарники систем кондиціонування повітря і холодильних систем. Збалансована конструкція клапана дозволяє чітко позиціонувати місце розташування поршня, забезпечуючи можливість роботи клапана незалежно від напрямку потоку. Також забезпечується щільність закриття клапана в обох

					Арк.
					67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

напрямах аналогічно можливостям електромагнітного клапана. Клапани ETS здійснюють плавне регулювання за рахунок переміщення крокової двигуна AST з електронним управлінням. Це двофазний двополюсний двигун, який залишається в заданому положенні до надходження силових імпульсів від контролера. Ці імпульси подаються в обмотки статора двигуна і ініціюють його обертання в одному з напрямків. Напрямок обертання залежить від фазового співвідношення силових імпульсів, а кут повороту - від кількості імпульсів. Двигун безпосередньо пов'язаний зі шпінделем, обертальний рух якого за допомогою вбудованої трансмісії перетворюється в лінійне переміщення. Двигун AST має стандартний кабель M12 зі скловолоконним ущільненням довжиною 2 м, причому за спеціальним замовленням можливі варіанти довжини і наявність вилки або розетки.

Danfoss ETS6 - 18 (Реверсивний) код: 034g5026 катушка для ets6: ETS6 Coil 034g5105.

Фільтр-осушувач (цеолітовий патрон) - елемент контуру компресійного холодильного агрегату. Фільтр-осушувач служить для видалення вологи з холодоагенту, а також захищає капілярну трубку від засмічення твердими частинками. Встановлюється між конденсатором і капілярної трубкою.

Фільтр-осушувач являє собою відрізок металевої трубки (патрон) довжиною 90 - 170 мм і діаметром 16 - 30 мм, загорнений з обох кінців. У середині патрона, між двома сітками, знаходиться адсорбент (наприклад, синтетичний цеоліт NaA) у вигляді гранул діаметром 1.5 - 3 мм. Сітка на вході в фільтр (з боку конденсатора), що має досить великі отвори, призначена для запобігання попадання гранул цеоліту в конденсатор. Сітка на виході, навпаки, має дуже дрібні отвори і служить безпосередньо для очищення рідкого холодоагенту від твердих частинок.

Фільтри-осушувачі можуть мати два входи, в цьому випадку, призначення другого входу сервісне. Він служить для прискорення процесу вакуумування контуру холодильного агрегату при складанні. Тобто вакуумування йде як з боку низького, так і високого тиску. Без другого

						Арк.
						68
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

входу процес проходив би набагато довше, так як в цьому випадку йому б перешкождала капілярна трубка, знижуючи продуктивність, і клапани компресора.

Підібрано фільтр-осушувач Danfoss типу DMB, пристосований для роботи в режимі опалення та охолодження. Фільтр DMB307s підключається до рідинної лінії (штуцер 7/8 дюйма) (код замовлення: 023Z1477).

Реле тиску: вибрано автоматичне реле тиску (подвійне) Danfoss KP15 (під пайку) (код замовлення: 060-125466). Діапазон регулювання -0,2-7,5 бар, $dP = 0,7-4$ бар, сторона високого тиску, діапазон регулювання 8-32 бар, $dP = 4$ бар. Реле тиску Danfoss типу KP / KPI призначені для регулювання поточного контролю і аварійної сигналізації в промисловості. Місцем установки виступають системи з рідкими і газоподібними середовищами. Реле тиску Danfoss обладнані однополюсними вимикачами, які замикають або розмикають електричний ланцюг при відхиленні тиску від заданих величин.

Чотириходовий вентиль: виходячи з розмірів патрубків (1 / 2x7 / 8 дюймів) підібраний чотирьохходовий вентиль Danfoss STF-0420G тип пристрою В (код замовлення: 060-125466).

Пілотні 4-х ходові реверсивні клапани типу STF і VHV застосовуються для систем теплових насосів, систем кондиціонування віконного типу, спліт-систем і т.п.

Клапана дозволяють швидко перемикає режим роботи установки з охолоджуючого на нагріваючий. Конструкція клапанів гарантує мінімальне падіння тиску і низький ризик виникнення витоків.

Модель STF проводиться з широким спектром приєднувальних розмірів, конфігурацій і продуктивностей для будь-яких умов експлуатації.

Основні технічні характеристики:

- Діапазон розмірів приєднання: см. Документацію.
- Працюють з усіма хлорфторсодержащими холодоагентами.
- Продуктивність до 200 кВт.

						Арк.
						69
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- Різні діаметри і конфігурація труб.
- Максимальний робочий тиск 33 бар.
- Діапазон температури: -20 ... + 55°C.

Регенеративний теплообмінник: за визначеною тепловим навантаженням на РТО підбраний теплообмінний апарат типу «труба-в-трубі» фірми Danfoss, мідний. Модель HE 4, за номінальною холодопроизводительности, приєднання: всас. лінія: 1 1/8 дюйм., нагні. лінія: 1/2 дюйм. (Код 015D0008)

Теплообмінники типу HE застосовуються для забезпечення теплообміну між рідинної лінією і лінією всмоктування холодильної установки. При цьому в теплообміннику пар з лінії всмоктування, що має низьку температуру, використовується для переохолодження рідкого холодоагенту. При відсутності теплообмінника охолоджуючий потенціал пара під усмоктуваної лінії втрачається при поглинанні теплоти з навколишнього повітря через поверхню трубопроводів.

Лінійний ресивер: розрахований і підбрано вертикальний лінійний ресивер об'ємом 7 літрів фірми Guntner, модель GBV 7, альтернатива Thermokey TRV 7 на 7 л (у них є і на 12).

Лінійний ресивер призначений для рівномірної подачі рідкого агента на пристрої, що дроселюють, і його зберігання у той час коли система не працює.

Лінійний ресивер для даної холодильної системи безпосереднього охолодження підбирається з розрахунку, що його об'єм складає не менше 60% об'єму повітроохолоджувачів. При цьому робоче заповнення ресивера складає 50%. Загальний внутрішній об'єм повітроохолоджувачів можна визначуваний виходячи їх конструктивних характеристик і числа повітроохолоджувачів:

$$V_{исп} = 9 \cdot 0.25 \cdot \pi \cdot d_{вн}^2 \cdot \Sigma L = 9 \cdot 0.25 \cdot 3.14 \cdot 0.016^2 \cdot 168 = 0.304 \text{ м}^3.$$

Відповідно до правил техніки безпеки розрахунковий об'єм також збільшують на 20%, оскільки його заповнення не повинне перевищувати 80%.

						Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Т.ч., місткість лінійного ресівера можна визначити як:

$$V_{л}=(0.6 \cdot V_{исп}/0.5) \cdot 1.2=(0.6 \cdot 0.304/0.5) \cdot 1.2=0.437 \text{ м}^3.$$

Як лінійні ресівери використовують горизонтальні або вертикальні циліндрові судини. По місткості підбираємо горизонтальний ресівер 0.5PB, який може використовуватися при робочому тиску до 1.8 мПа в діапазоні температур від -15 до +47 °С. Обичайки ресівера зварні, запобіжні клапани мають умовний прохід D_y 15мм.

Зворотний клапан: для рідинних ліній підбираємо клапан Danfoss NRV 19s під пайку патрубков 7/8 дюйма код замовлення 020-1054.

Зворотні клапани типу NRV і NRVH можна використовувати в рідинних і всмоктуючих трубопроводах гарячого газу холодильних установок і установок кондиціонування повітря з фторованими холодоагентами. NRV і NRVH можуть також поставлятися з соєди- Передачі деталями більше звичайного розмі- для забезпечення гнучкості ви- користання зворотних клапанів.

Регулятор витрати води: Водяні клапани AVTA з керуванням по температурі застосовуються для безперервного регулювання витрати води через охолоджуваній водою конденсатор холодильної установки відповідно до уставкой і показаннями температурного датчика. Водяні клапани AVTA є регуляторами прямої дії і не потребують для роботи додаткової енергії, наприклад, електрики. Задана температура підтримується з мінімально можливим витратою води через конденсатор. Підбираємо клапан Danfoss AVTA 20, штуцер (ISO 228-1) G 3/4, температурний діапазон +10 - +80, макс температура +130. (Код: 003N0108).

						Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Охорона праці

Стандарт EN 378-1:2008+A2:2012 визначає вимоги безпеки і охорони навколишнього середовища на етапах проектування, виробництва, будівництва, монтажу, експлуатації, технічного обслуговування, ремонту і утилізації холодильних систем і установок по відношенню до навколишнього середовища в приміщеннях і навколишньому середовищу в цілому.

Поняття «холодильна система», що використовується в цьому стандарті, включає в себе теплові насоси.

Можливі ризики, які існують в холодильній техніці, перераховані нижче. Крім того, при аналізі ризиків доцільно брати до уваги стандарти EN ISO 12100-1 та EN ISO 12100-2, в яких перераховані ризики машин і устаткування, не охоплені цим стандартом.

Метою цього стандарту є зниження ймовірності виникнення потенційних аварій з боку холодильних установок і холодоагентів зі збитком для життя і здоров'я людей, майна та навколишнього середовища. Ці аварії головним чином можуть бути обумовлені фізико-хімічними властивостями холодоагентів, а також дією тисків і температур, що виникають в процесі реалізації холодильних циклів.

Недостатність запобіжних заходів може призвести:

- до руйнування окремих елементів системи, в тому числі вибухового характеру з подальшою можливістю розльоту осколків;
- викиду холодоагенту з ризиком заподіяння шкоди або шкоди навколишньому середовищу, отруєння атмосфери токсичними речовинами через поломки, витоку, викликані поганою конструкцією, неправильною експлуатацією, технічним обслуговуванням, ремонтом, заправкою або неправильної утилізацією;

						Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- займання (загоряння) холодоагенту з небезпекою виникнення пожежі і в тому числі з ризиком утворення токсичних продуктів горіння горючих холодоагентів.

Холодоагенти, їх суміші та комбінації з маслом, водою або іншими речовинами, якими навмисно чи ні заповнюють холодильну систему, надають хімічну і фізичну дію на внутрішні поверхні конструкційних матеріалів і елементів холодильної системи, в тому числі через значний тиск і температуру. Холодоагенти можуть, якщо у них є руйнують властивості, становити небезпеку для людей, майна та навколишнього середовища, безпосередньо або побічно в силу ефектів їх глобального довгострокового впливу (ОРП, ПГП), при їх викиді з холодильної системи. Холодоагенти вибирають з урахуванням їх потенційного впливу на навколишнє середовище в цілому і їх можливого впливу на навколишнє середовище в приміщенні. Однак оцінка екологічних показників вимагає підходу, який повинен враховувати характер типового життєвого циклу системи.

Якщо мова йде про вплив викидів холодоагенту на зміну клімату, то в даний час зазвичай як основу для оцінки такого впливу використовують показник, який називають повним еквівалентним внеском (TEWI) в парниковий ефект (див. додаток В). Для розгляду інших екологічних аспектів використовують серію стандартів EN ISO 14040.

TEWI (повний еквівалентний внесок у парниковий ефект) є показником для оцінки парникового ефекту шляхом поєднання прямого вкладу від викидів холодоагентів в атмосферу і непрямого внеску від викидів вуглекислого газу та інших газів, що утворюються при виробленні енергії, необхідної для роботи холодильної системи протягом усього терміну її експлуатації.

Показник TEWI призначений для розрахунку повного впливу процесів штучного охолодження на парниковий ефект. Цей показник враховує як прямий вплив на парниковий ефект холодоагенту, якщо має місце його витік, так і непрямий вплив холодильної системи внаслідок споживання нею енергії, використаної для енергопостачання установки при її нормальній роботі

						Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

протягом всього терміну її експлуатації. Такий підхід справедливий тільки при порівнянні між собою двох холодильних систем або при виборі хладагентів для застосування в одній і тій же системі.

Показник TEWI може бути розрахований за такою формулою, де різні фактори впливу (величини вкладу в сумарне значення TEWI) представлені відповідними складовими:

$$YEWI = ПГП \cdot L \cdot n + [ПГП \cdot m \cdot (1 - \alpha_{рекуперации})] + [n \cdot E_{годовое} \cdot \beta], \quad (9.1)$$

де, $ПГП \cdot L \cdot n$ — внесок внаслідок витоків холодоагенту з системи;

$ПГП \cdot m \cdot (1 - \alpha_{рекуперации})$ — внесок, обумовлений наявністю або відсутністю рекуперації;

$n \cdot E_{годовое} \cdot \beta$ — внесок, обумовлений енергоспоживанням;

YEWI — повний еквівалентний внесок у парниковий ефект, кілограми CO₂;

ПГП — величина потенціалу глобального потепління холодоагенту по відношенню до CO₂;

L — величина витоків холодоагенту, кг/г;

n — повний час експлуатації системи, лет;

m — маса холодоагенту, заправленого в систему, кг;

$\alpha_{рекуперации}$ — коефіцієнт ступеня рекуперації холодоагенту, може приймати значення від 0 до 1;

$E_{годовое}$ — середньорічне споживання енергії, кВт · ч/г;

β — емісія CO₂, кг на кВт · ч.

На навколишнє середовище роблять той чи інший вплив багато чинників, наприклад:

- розташування системи;
- енергетична ефективність системи;
- тип холодоагенту;
- циклограмма роботи системи;
- величина витоків холодоагенту;

						Арк.
						74
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- вплив навантаження на ефективність;
- мінімізація теплоприпливів;
- методи контролю і управління роботою системи.

Непрямий вплив на екологічні показники надає вартість системи. Додаткові інвестиції можуть бути спрямовані на зниження величини витоків холодоагенту, підвищення енергоефективності, зміна конструкції для отримання можливості використання інших холодоагентів. Тільки аналіз типового життєвого циклу системи дозволяє виявити ключові позиції, при яких додаткові інвестиції можуть привести до досягнення більш вигідних результатів.

Небезпеки, обумовлені величинами тиску і температури в холодильних системах, в основному виникають внаслідок одночасної присутності в холодильному контурі рідкої і газоподібної фаз холодоагенту. Крім того, ступінь впливу холодоагенту на різні компоненти системи залежить не тільки процесів і параметрів всередині установки, але також і від зовнішніх факторів.

Перелік небезпек представлений таким списком:

а) прямий вплив екстремальних температур, наприклад: розтріскування матеріалів при низькій температурі; замерзання рідини в замкнутому просторі (вода, розсіл і т. д.); термічні напруги; об'ємні деформації при зміні температури; несприятливий вплив низьких температур на людей; дотик до гарячих поверхонь;

б) вплив надмірного тиску в результаті, наприклад: підвищення тиску конденсації внаслідок недостатнього охолодження, парціального тиску неконденсованих газів, накопичення масла або холодоагенту в рідкій фазі; підвищення тиску насиченої пари через надмірне зовнішнього нагріву, наприклад, в установці для охолодження рідини, при відтайці повітроохолоджувача або при високій температурі довкілля під час стоянки системи; теплового розширення рідкого холодоагенту в замкнутому просторі під час відсутності газової подушки при підвищенні зовнішньої температури; пожежі;

						Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

с) безпосередній вплив рідини, наприклад: надмірна заправка або затоплення обладнання; потрапляння рідкої фази в компресор внаслідок підсмоктування або конденсації парів холодоагенту в компресорі; гідравлічний удар в трубах; погане змащення через розрідження масла; кавітація;

д) витоку холодоагенту, наприклад: пожежа; вибух; токсичність, включаючи продукти горіння; обмороження шкіри; задуха; паніка; руйнування озонового шару; парниковий ефект;

е) обертові частини механізмів, наприклад: поранення; втрата слуху через надмірного шуму; пошкодження, викликані вібраціями.

Слід також звернути увагу на небезпеку, загальні для всіх компресорних систем, такі як висока температура нагнітання, гідравлічний удар, неправильне поводження і зниження механічної міцності, викликане корозією, ерозією, термічним напруженням, вібрацією або гідравлічними ударами.

Особливу увагу слід звернути на корозію в холодильних системах, оскільки такі системи працюють в специфічних умовах поперемінних циклів «заморожування - відтавання», і обладнання, закритого теплоізоляцією.

За рівнем токсичності холодоагенти відносять до однієї з двох груп - А чи В - в залежності від рівня допустимої концентрації при тривалому впливі:

Група А (низька токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони, яка дорівнює або більша 400 мл / м³ (400 частин на мільйон за обсягом), відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8-годинну робочого дня при 40-годинному робочому тижні;

Група В (висока токсичність): холодоагенти, при середній концентрації яких у повітрі робочої зони нижче 400 мл / м³ (400 частин на мільйон за обсягом) відсутній шкідливий вплив майже на всіх працюючих, які можуть піддаватися впливу холодоагенту день у день протягом 8 - годинного робочого дня при 40-годинному робочому тижні.

						Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За займистості холодоагенти відносять до одного з трьох класів - 1, 2 або 3 - в залежності від результатів випробувань займистості. Сумішеві холодоагенти займистістю класифікують на основі аналізу результатів процесу розкладання суміші на фракції і визначення найгіршої рецептури по займистості.

Клас 1 (негорючі холодоагенти) До першого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, які не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Сумішеві холодоагенти відносять до першого класу, якщо фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН, не здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа.

Клас 2 (трудногорючі холодоагенти) До другого класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних трьох умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;
- значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом; -теплота згоряння менш 19000 кДж / кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до другого класу при виконанні наступних трьох умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;
- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом; - суміш з номінальною рецептурою має теплоту згоряння менш 19000 кДж / кг.

						Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Клас 3 (горючі холодоагенти) До третього класу відносять індивідуальні речовини, використовувані в якості холодоагентів, при виконанні наступних двох умов:

- здатність до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа; - значення НКМЗ не менше 3,5% за обсягом або теплота згоряння не менше 19000 кДж / кг.

Сумішеві холодоагенти відносять до третього класу при виконанні наступних двох умов:

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, здатні до поширення полум'я в ході випробувань на відкритому повітрі при температурі речовини 60 ° С і тиску 101,3 кПа;

- фракції, які утворюються в результаті процесу розкладання суміші СРН-НКМЗ, мають значення НКМЗ більше 3,5% за обсягом або теплоту згоряння не менше 19000 кДж / кг.

Таблиця 8.1 Система класифікації холодоагентів по групах небезпеки

Горючість	Токсичність	
	Низька	Висока
Здатність до поширення полум'я відсутня	A1	B1
Важка горючість	A2	B2
Горючість	A3	B3

Список використаних джерел інформації

1. Эволюция тепловых насосов. // Электронный журнал энергосервисной компании «Экологические системы», № 9, сентябрь, 2012.
2. Мацевитый Ю.М., Чиркин Н.Б., Клепанда А.С., Об использовании тепловых насосов в мире и что тормозит их широкомасштабное внедрение в Украине // Энергосбережение. Энергетика. Энергоаудит. – 2014. – № 2 (120). – с. 2 – 17.
3. Reports at the 8th IEA Heat Pump Conference, Las Vegas, 2005
4. Reports at the 9th IEA Heat Pump Conference, Zurich, 2008
5. Reports at the 10th IEA Heat Pump Conference, Tokyo, 2011
6. Новое поколение геотермальных тепловых насосов Danfoss.
[Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.danfoss.com/>.
7. Степаненко В. А., Афанасьев А. С. «Тепловые насосы в системах теплоснабжения и кондиционирования городов и зданий Украины в 21 веке»// Международная конференции "Тепловые насосы в странах СНГ", 2013 г., г. Алушта (Крым, Украина).
8. Viessmann Примеры установок 2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.viessmann.ua/uk/sluzhby/broshury-dla-skachuvannia.html>
9. Viessmann Руководство по проектированию. Тепловые насосы. 2015 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://www.viessmann.ua/uk/sluzhby/broshury-dla-skachuvannia.html>
10. Серегина Ю.С., Щукина Т.В., Ковалев И.И., Влияние полифункциональности на энергоэффективность тепловых насосов // Тепловые насосы. - декабрь 2015. - №4 (25). – с. 38 – 42.
11. Лагутин А. Ю. Апараты холодильних установок. В двох томах. Том 1. – Одеса: видавництво ОДАХ, 2003. – 141 с.

									Арк.
									79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

12. Богданов С.Н., Иванов О.П., Куприянова А.В. Холодильная техника. Свойства веществ: Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп. М.: Агропромиздат, 1985. – 208 с.
13. Холодильні установки. Проектування: Учбовий посібник / Чумак І.Г., Лагутін А.Ю., Лар'яновський С.Ю., та ін.; Під ред. докт. тех. Н. проф. І.Г. Чумака. – 4-е вид. переробл. і доп. – Одеса: Друк, 2008. – том 3, –156 с.
14. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціонування. Київ: Мінрегіонбуд України, 2013. - 141 с.
15. ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній трубопровід та каналізація. Київ: Мінрегіонбуд України, 2013. - 104 с.
16. ДБН В.2.5-31:2016 Теплова ізоляція будівель: Мінрегіонбуд України, 2017. - 141 с.
17. Холодильні установки спеціального призначення: конспект лекцій [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко, Н. О. Піщанська ; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНТУ, 2023. — 99 с. — Електрон. текст. Дані.
18. Методичні вказівки та примірний розрахунок по курсовому та дипломному проектуванню з дисципліни "Холодильні машини і установки спеціального призначення" [Електронний ресурс] / О. С. Подмазко; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНАХТ, 2019. — 34 с. — Електрон. текст. дані.
19. Кваліфікаційна робота: метод. вказівки до виконання та оформлення роботи для здобувачів СВО "Бакалавр" [Електронний ресурс]: спец. 142 "Енергетичне машинобудування", галузі знань 14 "Електрична інженерія" ден. та заоч. форм навчання /М. Г. Хмельнюк та ін. ; відп. за вип. М. Г. Хмельнюк; Каф. холодильних установок і кондиціонування повітря. — Одеса: ОНАХТ, 2021. — Електрон. текст. дані: 20 с.

						Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		