

на тему: Розробка системи охолодження та опалення на базі теплового насоса з використанням CO₂ для приватного житлового будинку площею 180 м² у м. Одеса

Свіжевський М.В.

ЕН-141 групи

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.

протокол № 10

Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«16» березня 2026 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Свіжевський Михайло Владиславович

1. Тема роботи Розробка системи охолодження та опалення на базі теплового насоса з використанням CO₂ для приватного житлового будинку площею 180 м² у м. Одеса

Затверджена наказом ОНТУ від 26.09.2025 р. наказ № 499-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Система охолодження, енерго- та теплопостачання на базі ґрунтового теплового насосу, будівля площею 180 м² має 2 поверхи, місце розташування м. Одеса
Холодоагент – R744.

Холодоносій – Етиленгліколь.

Теплоносій – вода.

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, 1. Теоретична частина, 2. Будівельно-ізоляційна конструкція будинку, 3. Визначення теплових втрат, 4. Розрахунок теплоприпливів приміщень крізь огорожі; 5. Розрахунок вмонтованих систем обігріву; 6. Тепловий розрахунок холодильної системи, 7. Розрахунок пластинчастого конденсатора; 8 Підбір компресора; 9. Розрахунок ґрунтового колектора, 10. Охорона праці, Висновки, 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 видав
Охорона праці	д.т.н., проф. Хмельнюк М.Г.	18.05.2026	22.05.2026

7. Дата видачі завдання 16.03.2026 р.

Керівник _____ Хмельнюк М.Г.

Завдання прийняв до виконання _____ Свіжевський М.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Реферат	25.05-25.05.2026	виконано
2	Вступ	16.03-20.03.2026	виконано
3	Теоретична частина	20.03-10.04.2026	виконано
4	Будівельно-ізоляційна конструкція будинку	11.04-13.04.2026	виконано
5	Визначення теплових втрат	15.04-20.04.2026	виконано
6	Розрахунок теплоприпливів приміщень крізь огорожі	21.04-25.04.2026	виконано
7	Розрахунок вмонтованих систем обігріву	26.04-01.05.2026	виконано
8	Тепловий розрахунок холодильної системи	01.05-06.05.2026	виконано
9	Розрахунок пластинчастого конденсатора	07.05-10.05.2026	виконано
10	Підбір компресора	10.05-12.05.2026	виконано
11	Розрахунок ґрунтового колектору	14.05-17.05.2026	виконано
12	Охорона праці	18.05-22.05.2026	виконано
13	Висновки	22.05-23.05.2026	виконано
14	Перелік літературних джерел	24.05-25.05.2026	виконано
15	Підготовка графічної частини кваліфікаційної роботи	25.05-27.05.2026	виконано

Здобувач-дипломник _____ Свіжевський М.В.

Керівник роботи _____ Хмельнюк М.Г.

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 Свіжевський Михайло Владиславович

Зміст

Реферат.	4
Вступ.	6
1.Теоретична частина.	9
2.Будівельно-ізоляційна конструкція будівлі.	31
3.Визначення теплових втрат.	36
4.Розрахунок теплоприпливів скрізь огорожі	43
5.Розрахунок вмонтованих систем обігріву	45
6.Тепловий розрахунок холодильної системи.	62
7.Розрахунок пластинчастого конденсатора	70
8.Підбір компресора.	76
9.Розрахунок ґрунтового колектору.	77
10. Охорона праці.	79
Висновок	93
Список використаних джерел інформації.....	94

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14						
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
Розроб.		Свіжесвський М.В.			Розробка системи охолодження та опалення на базі теплового насоса з використанням CO2 для приватного житлового будинку площею 180 м ² у м. Одеса	Літ.		Арк.	Акрушів		
Перевір.		Хмельнюк М.Г.						5	94		
						ОНТУ гр. ЕН-141					
Н. Контр.		Хмельнюк М.Г.									
Затверд.											

РЕФЕРАТ

У ході виконання кваліфікаційної роботи було розроблено проєкт комбінованої системи опалення, охолодження та гарячого водопостачання для приватного житлового будинку площею 180 м² у м. Одеса на базі ґрунтовотеплового насоса з використанням холодильного агента R744.

У процесі дослідження було визначено загальні теплові втрати будівлі та виконано повний теплотехнічний аналіз огорожувальних конструкцій, розраховано теплоприпливи через зовнішні огорожі та внутрішні джерела теплоти, виконано проєктування та підбір вмонтованих систем обігріву (тепла підлога, фанкойли). Тепла підлога – 7 контурів загальною довжиною 327 м. Фанкойл – Daikin Alterma EBB16D6V/ERLA16DV/W (холод – 13,8 кВт, тепло – 16,0 кВт).

Було проведено тепловий розрахунок холодильної системи, включаючи підбір пластинчастого конденсатора (15 KBT T-CLIM PP-R-15-PH40-6560-V-5565) та компресора (4VES-7V-40P).

Ключові слова: тепловий насос, CO₂, R744, транскритична система, енергоефективність, холодопродуктивність, кондиціювання повітря.

ABSTRACT

As part of this qualification project, a design was developed for a combined heating, cooling and hot water supply system for a private residential house with a floor area of 180 m² in Odessa, based on a ground-source heat pump using R744 refrigerant.

During the research, the total heat losses of the building were determined and a comprehensive thermal analysis of the building envelope was carried out; heat gains through the external envelope and internal heat sources were calculated; and the design and selection of built-in heating systems (underfloor heating, fan coils) were carried out. Underfloor heating – 7 circuits with a total length of 327 m. Fan coil – Daikin Alterma EBB16D6V/ERLA16DV/W (cooling – 13.8 kW, heating – 16.0 kW).

A thermal calculation of the refrigeration system was carried out, including the selection of a plate condenser (15 kW T-CLIM PP-R-15-PH40-6560-V-5565) and a compressor (4VES-7V-40P).

Keywords: heat pump, CO₂, R744, transcritical system, energy efficiency, cooling capacity, air conditioning.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Сучасний розвиток систем теплопостачання та кондиціювання повітря характеризується активним впровадженням енергоефективних і екологічно безпечних технологій. Зростання вартості традиційних енергоносіїв, необхідність скорочення викидів парникових газів та виконання міжнародних екологічних вимог стимулюють пошук альтернативних рішень для забезпечення комфортних умов проживання в житлових будинках. Одним із найбільш перспективних напрямів є використання теплових насосів, які дозволяють ефективно використовувати низькопотенційну енергію навколишнього середовища для потреб опалення, охолодження та гарячого водопостачання.

Особливу увагу в останні роки приділяють застосуванню природних холодильних агентів, що мають мінімальний вплив на довкілля. Серед них важливе місце займає діоксид вуглецю (R744, CO₂), який характеризується нульовим потенціалом руйнування озонового шару (ODP = 0) та надзвичайно низьким потенціалом глобального потепління (GWP = 1). Крім екологічних переваг, CO₂ має високі теплофізичні характеристики, що дозволяють створювати компактні та ефективні теплові насоси, здатні працювати в широкому діапазоні температур.

Для кліматичних умов міста Одеса характерними є відносно м'які зими та тривалий теплий період року, що створює сприятливі умови для використання теплових насосів як універсальних систем забезпечення мікроклімату. Використання однієї установки для опалення в холодний період та охолодження в літній сезон дозволяє підвищити енергоефективність будинку, скоротити експлуатаційні витрати та зменшити споживання первинних енергетичних ресурсів.

Водночас проєктування теплових насосів на базі CO₂ потребує детального аналізу термодинамічних процесів, особливостей транскритичного циклу, вибору раціональних параметрів роботи та підбору основного обладнання. Незважаючи на значний розвиток технології, питання оптимізації режимів

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

роботи теплових насосів на CO₂ для індивідуальних житлових будинків залишаються актуальними та потребують подальших досліджень.

Актуальність роботи полягає у необхідності розробки енергоефективної системи опалення та охолодження приватного житлового будинку площею 180 м² із використанням теплового насоса на діоксиді вуглецю, що відповідає сучасним вимогам енергозбереження та екологічної безпеки.

Метою роботи є розробка системи охолодження та опалення приватного житлового будинку площею 180 м² у місті Одеса на базі теплового насоса з використанням діоксиду вуглецю (R744), а також оцінка її енергетичної ефективності та техніко-економічної доцільності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати аналіз сучасного стану та перспектив застосування теплових насосів на CO₂ у житловому секторі;
- дослідити термодинамічні особливості транскритичного циклу теплового насоса на R744;
- визначити теплові та холодильні навантаження житлового будинку площею 180 м²;
- обґрунтувати вибір принципової схеми теплового насоса та основного обладнання;
- виконати тепловий і термодинамічний розрахунок системи;
- здійснити підбір компресора, газоохолоджувача, випарника, розширювальних пристроїв та допоміжного обладнання;
- оцінити енергетичні показники роботи системи в режимах опалення та охолодження;
- провести техніко-економічний аналіз запропонованого рішення та визначити його ефективність порівняно з традиційними системами теплозабезпечення.

Об'єктом дослідження є система тепlopостачання та кондиціонування приватного житлового будинку.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Предметом дослідження є процеси виробництва теплової та холодинної енергії у тепловому насосі, що працює на діоксиді вуглецю (R744).

Практичне значення роботи полягає у розробці технічного рішення для забезпечення цілорічного комфортного мікроклімату в приватному житловому будинку із застосуванням екологічно безпечного холодинного агента та підвищенням енергоефективності системи енергозабезпечення.

Застосування CO₂ у теплових насосах дозволяє вирішити одночасно декілька важливих завдань сучасної енергетики: підвищення енергоефективності будівель, скорочення споживання викопних видів палива та зменшення вуглецевого сліду. На відміну від традиційних систем опалення, що базуються на спалюванні природного газу або інших органічних палив, теплові насоси забезпечують виробництво теплової енергії з використанням відновлюваних джерел енергії навколишнього середовища. Це відповідає сучасній концепції декарбонізації житлового сектору та переходу до сталого розвитку.

Додатковою перевагою теплових насосів на CO₂ є їх здатність працювати з високими температурами нагріву теплоносія. Завдяки особливостям транскритичного циклу можливе отримання гарячої води температурою понад 70 °C без застосування додаткових джерел теплоти.

Суттєвим фактором актуальності є також розвиток виробництва обладнання для CO₂-технологій провідними світовими виробниками. Удосконалення компресорів, теплообмінних апаратів та систем автоматичного керування сприяло підвищенню надійності та енергетичної ефективності теплових насосів на R744.

Для України питання впровадження високоефективних систем теплопостачання є особливо актуальним у зв'язку з необхідністю підвищення енергетичної незалежності та зменшення споживання імпортованих енергоносіїв. Використання теплових насосів на CO₂ дозволяє значно скоротити експлуатаційні витрати будівель, забезпечити стабільність енергозабезпечення та створити передумови для широкого впровадження екологічно безпечних технологій у житловому будівництві.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Сучасний стан розвитку теплових насосів у житловому секторі

Одним із пріоритетних напрямків розвитку сучасної енергетики є підвищення ефективності використання паливно-енергетичних ресурсів та скорочення негативного впливу енергетичних систем на навколишнє середовище. Значна частина енергоспоживання житлових будівель припадає на забезпечення комфортних параметрів мікроклімату, зокрема опалення, кондиціювання повітря та гаряче водопостачання. У зв'язку з цим все більшого поширення набувають теплові насоси, які дозволяють ефективно використовувати низькопотенційну енергію навколишнього середовища.

Тепловий насос являє собою термодинамічну установку, призначену для перенесення теплоти від джерела з нижчим температурним потенціалом до споживача з вищою температурою за рахунок витрат зовнішньої енергії, як правило електричної. Принцип дії теплового насоса базується на зворотному циклі Карно, який реалізується за допомогою компресорної холодильної машини.

Основними джерелами низькопотенційної теплоти для теплових насосів є атмосферне повітря, ґрунт, поверхневі та підземні води, а також вторинні енергетичні ресурси промислових підприємств і комунальних об'єктів. Залежно від джерела та споживача теплоти розрізняють системи типу «повітря–вода», «повітря–повітря», «ґрунт–вода», «вода–вода» та інші комбіновані схеми.

Головною перевагою теплових насосів є високий коефіцієнт перетворення енергії (COP), який показує відношення виробленої теплової енергії до витраченої електричної. У сучасних установках значення COP може досягати 3–5 і більше, що означає отримання 3–5 кВт теплової енергії на кожен кіловат спожитої електроенергії. Це забезпечує суттєве зниження експлуатаційних витрат порівняно з традиційними електричними або газовими системами опалення.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливо важливою перевагою теплових насосів є можливість роботи в реверсивному режимі. У зимовий період установка забезпечує опалення приміщень та підготовку гарячої води, а в літній період може працювати як холодильна машина для кондиціювання повітря. Таким чином, одна система здатна виконувати функції опалення, охолодження та гарячого водопостачання, що дозволяє скоротити капітальні витрати та підвищити загальну енергоефективність будівлі.

Світова практика показує стрімке зростання використання теплових насосів у житловому секторі. Це обумовлено посиленням екологічних вимог, переходом до відновлюваних джерел енергії та необхідністю скорочення викидів парникових газів. У країнах Європейського Союзу теплові насоси розглядаються як один із ключових елементів декарбонізації житлово-комунального господарства та досягнення кліматичної нейтральності.

В Україні розвиток теплових насосів також набуває актуальності. Зростання вартості енергоносіїв, необхідність зменшення залежності від викопного палива та впровадження сучасних енергоефективних технологій стимулюють використання теплових насосів у приватному та багатоквартирному житловому фонді. Особливо перспективним є їх застосування у нових будівлях із високими показниками теплоізоляції, де можливо максимально реалізувати переваги низькотемпературних систем опалення.

Разом із перевагами існують і певні обмеження використання теплових насосів. До них належать залежність ефективності від температурних умов навколишнього середовища, значні початкові інвестиції та необхідність ретельного проектування системи. Проте розвиток технологій компресорного обладнання, теплообмінних апаратів та систем автоматизації сприяє поступовому усуненню зазначених недоліків та розширенню сфер застосування теплових насосів.

Сучасні тенденції розвитку галузі свідчать про поступовий перехід від традиційних синтетичних холодоагентів до природних робочих речовин.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Особливий інтерес викликає діоксид вуглецю (R744), який характеризується високою екологічною безпечністю, доступністю та сприятливими теплофізичними властивостями. Саме тому останніми роками значна кількість наукових досліджень присвячується створенню високоефективних теплових насосів на CO₂ для житлових і комерційних об'єктів.

1.2 Особливості використання діоксиду вуглецю (R744) як холодильного агента в теплових насосах

Сучасні тенденції розвитку холодильних і теплонасосних технологій спрямовані на поступову відмову від синтетичних холодоагентів із високим потенціалом глобального потепління та перехід до екологічно безпечних робочих речовин. Одним із найбільш перспективних природних холодоагентів є діоксид вуглецю (R744, CO₂), який останнім часом активно впроваджується у системах холодопостачання, кондиціювання повітря та теплових насосах.

Історично CO₂ використовувався у холодильній техніці ще на початку ХХ століття, однак із появою фреонів його застосування значно скоротилося. Після прийняття міжнародних екологічних угод, спрямованих на обмеження використання речовин із високим потенціалом руйнування озонового шару та глобального потепління, інтерес до діоксиду вуглецю знову зріс. На сьогодні R744 вважається одним із найперспективніших холодоагентів для систем нового покоління.

Головною перевагою CO₂ є його природне походження та мінімальний вплив на навколишнє середовище. Потенціал руйнування озонового шару (ODP) для діоксиду вуглецю дорівнює нулю, а потенціал глобального потепління (GWP) прийнято за одиницю, що є еталонним значенням для оцінки інших холодоагентів.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Порівняння екологічних характеристик поширених холодоагентів

Холодоагент	Хімічне позначення	ODP	GWP
R744	CO ₂	0	1
R290	Пропан	0	3
R32	Дифторометан	0	675
R410A	Суміш HFC	0	2088
R134a	Тетрафторетан	0	1430
R404A	Суміш HFC	0	3922

Як видно з таблиці 1.1, діоксид вуглецю має найкращі екологічні показники серед найбільш поширених холодильних агентів. Саме тому використання CO₂ відповідає сучасним вимогам щодо скорочення викидів парникових газів та реалізації міжнародної політики декарбонізації.

Важливою особливістю діоксиду вуглецю є його нетоксичність та негорючість. На відміну від пропану (R290), який належить до легкозаймистих речовин, або аміаку (R717), що має токсичні властивості, CO₂ забезпечує високий рівень безпеки під час експлуатації житлових і громадських будівель.

Разом із тим діоксид вуглецю має ряд специфічних термодинамічних особливостей. Насамперед це порівняно низька критична температура, яка становить 31,1 °C. У зв'язку з цим за підвищених температур навколишнього середовища робота установки відбувається у транскритичному режимі, коли процес відведення теплоти здійснюється не в конденсаторі, а в газоохолоджувачі.

Основні фізичні властивості діоксиду вуглецю наведено в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Основні фізичні властивості CO₂

Параметр	Значення
Хімічна формула	CO ₂
Молекулярна маса, кг/кмоль	44,01
Критична температура, °C	31,1
Критичний тиск, МПа	7,38
Температура потрійної точки, °C	-56,6
Тиск потрійної точки, МПа	0,518
ODP	0
GWP	1
Клас безпеки ASHRAE	A1

Низька критична температура є одночасно як перевагою, так і недоліком CO₂. З одного боку, це дозволяє отримувати високі коефіцієнти теплопередачі та значні питомі холодопродуктивності. З іншого боку, виникає необхідність роботи при значно вищих тисках порівняно з традиційними холодильними агентами.

Для порівняння робочих параметрів різних холодоагентів наведемо таблицю 1.3.

Таблиця 1.3 – Порівняння робочих тисків теплових насосів

Холодоагент	Тиск кипіння при -10 °C, МПа	Тиск конденсації при +40 °C, МПа
R744	2,65	9–11
R290	0,34	1,37
R32	0,69	2,48
R410A	0,96	2,43
R134a	0,20	1,02

З таблиці видно, що системи на CO₂ працюють при значно вищих тисках. Це вимагає використання спеціальних компресорів, трубопроводів, арматури та теплообмінного обладнання, розрахованого на високі навантаження. Проте завдяки великій густині пари діоксиду вуглецю діаметри трубопроводів можуть бути меншими, ніж у системах на традиційних холодоагентах.

Ще однією важливою перевагою R744 є висока об'ємна холодопродуктивність. Це дозволяє зменшити габарити компресорів та теплообмінників, підвищуючи компактність установки.

Таблиця 1.4 – Основні переваги та недоліки CO₂ як холодоагенту

Переваги	Недоліки
GWP = 1	Високі робочі тиски
ODP = 0	Необхідність спеціального обладнання
Негорючий та нетоксичний	Порівняно низька критична температура
Висока теплопередача	Складніше регулювання транскритичного циклу
Висока об'ємна холодопродуктивність	Підвищені вимоги до герметичності
Низька вартість холодоагенту	Вища вартість окремих компонентів

Особливий інтерес діоксид вуглецю становить саме для теплових насосів. У транскритичному циклі температура теплоносія може змінюватися в широких межах без фазового переходу холодоагенту. Завдяки цьому досягається висока ефективність при нагріванні води до температур 60–80 °С, що є складним завданням для багатьох традиційних теплових насосів.

Для житлових будинків така особливість є надзвичайно важливою, оскільки дозволяє використовувати один агрегат для опалення приміщень, підготовки гарячої води та охолодження в літній період. Особливо ефективним є застосування теплових насосів на CO₂ у регіонах із помірним кліматом, до яких належить і місто Одеса.

Таким чином, аналіз фізичних, екологічних та термодинамічних характеристик діоксиду вуглецю свідчить про його значний потенціал для використання у теплонасосних системах житлових будинків. Незважаючи на необхідність роботи при високих тисках, переваги CO₂ у сфері екологічної безпеки, енергоефективності та можливості отримання високих температур теплоносія роблять його одним із найбільш перспективних холодильних агентів сучасності.

1.3 Термодинамічні цикли теплових насосів на CO₂ та особливості транскритичного режиму роботи

Ефективність будь-якого теплового насоса значною мірою визначається особливостями термодинамічного циклу, який реалізується в холодильному контурі. Для більшості традиційних холодоагентів, таких як R134a, R410A або R290, використовується парокомпресійний цикл із конденсацією холодоагенту при тиску, нижчому за критичний. Однак для діоксиду вуглецю характерною є низька критична температура (31,1 °C), тому за умов експлуатації теплових насосів процес відведення теплоти часто відбувається при температурах, вищих за критичну.

У таких умовах реалізується так званий транскритичний цикл, який є характерною особливістю теплонасосних систем на CO₂. На відміну від традиційних холодильних циклів, у транскритичному режимі відсутній процес конденсації холодоагенту. Після компресора робоча речовина перебуває у надкритичному стані та охолоджується в газоохолоджувачі без фазового переходу.

Принципова схема транскритичного теплового насоса включає такі основні елементи (рис. 1.1):

- 1) компресор;
- 2) конденсатор/газоохолоджувач;
- 3) розширювальний клапан;
- 4) випарник;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

– систему автоматичного регулювання.



Рис. 1.1 Принцип дії ТН на CO₂:

синій: холодоагент під низьким тиском, при низькій температурі;

червоний: холодоагент під високим тиском, при високій температурі.

Термодинамічний цикл теплового насоса в Р-h діаграмі представлений на рис. 1.2.

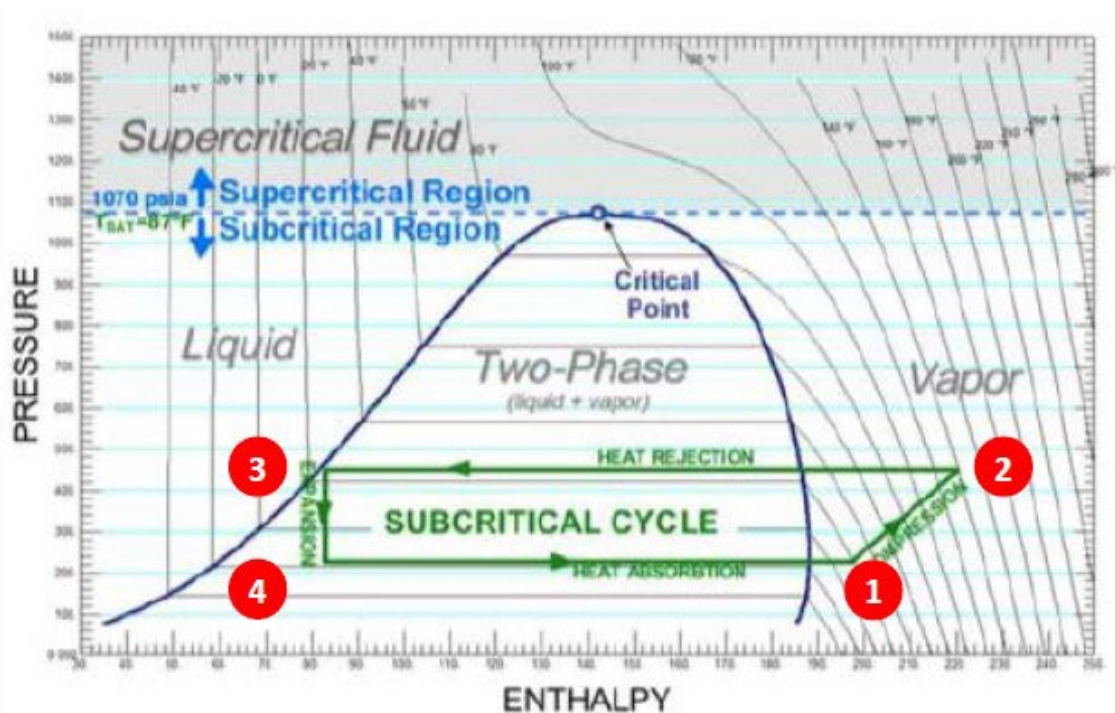


Рис. 1.2. Термодинамічний цикл теплового насоса в Р-h діаграмі.

Термодинамічний цикл складається з чотирьох основних процесів:

1. Стиснення пари в компресорі.
2. Відведення теплоти в газоохолоджувачі.
3. Дроселювання в розширювальному клапані.
4. Кипіння холодоагенту у випарнику.

Таблиця 1.5 – Характеристика процесів транскритичного циклу CO₂

Процес	Позначення	Характеристика
Стиснення	1–2	Підвищення тиску та температури пари
Охолодження	2–3	Відведення теплоти у газоохолоджувачі
Дроселювання	3–4	Зниження тиску без виконання роботи
Випаровування	4–1	Поглинання теплоти від джерела

Основною відмінністю транскритичного циклу від традиційного є заміна конденсатора газоохолоджувачем. У газоохолоджувачі температура CO₂ поступово знижується, але фазовий перехід відсутній. Це дозволяє більш ефективно нагрівати теплоносії, особливо при значній різниці температур між входом і виходом води.

Для систем опалення приватних будинків така особливість є надзвичайно важливою, оскільки дозволяє отримувати температуру теплоносія до 70–90 °C без використання додаткових джерел теплоти.

Однією з ключових характеристик теплового насоса є коефіцієнт перетворення енергії COP (Coefficient of Performance), який визначається як відношення теплової потужності до споживаної електричної потужності компресора:

$$\text{COP} = Q_{gc} / N_{\text{comp}}$$

де:

COP – коефіцієнт перетворення;

Q_{gc} – теплова потужність газоохолоджувача, кВт;

N_{comp} – потужність компресора, кВт.

Для сучасних теплових насосів на CO_2 значення COP зазвичай перебуває в межах від 2,5 до 5,0 залежно від температури джерела теплоти та параметрів теплоносія.

Таблиця 1.6 – Типові значення COP теплових насосів на CO_2

Режим роботи	Температура джерела, °C	Температура води на виході, °C	COP
Опалення підлоги	5	35	4,5–5,0
Радіаторне опалення	5	55	3,5–4,2
Гаряче водопостачання	10	65	3,0–3,8
Низькотемпературний режим	-5	35	3,0–4,0
Високотемпературний режим	-5	65	2,5–3,2

Важливим параметром транскритичного циклу є високий тиск у газоохолоджувачі. Для кожного режиму існує оптимальне значення цього тиску, при якому досягається максимальний коефіцієнт перетворення.

Таблиця 1.7 – Типові робочі параметри циклу CO_2

Параметр	Значення
Температура кипіння	-15...+10 °C
Тиск випаровування	2,0–4,5 МПа
Тиск газоохолоджувача	8–12 МПа
Температура після компресора	80–140 °C
Температура після газоохолоджувача	30–50 °C

На відміну від традиційних холодильних машин, де тиск конденсації визначається температурою навколишнього середовища, у транскритичних системах необхідно здійснювати безперервне регулювання високого тиску. Саме тому сучасні установки обладнуються електронними системами керування, які автоматично підтримують оптимальний режим роботи.

Одним із способів підвищення ефективності циклу є використання внутрішнього теплообмінника. У ньому відбувається переохолодження потоку високого тиску та додатковий перегрів пари перед компресором. Це дозволяє збільшити холодильний коефіцієнт та підвищити стабільність роботи системи.

Таблиця 1.8 – Вплив конструктивних рішень на ефективність циклу

Рішення	Зміна COP
Внутрішній теплообмінник	+3...8 %
Електронний розширювальний клапан	+2...5 %
Регулювання високого тиску	+5...15 %
Використання економайзера	+5...12 %
Ежекторна технологія	+10...25 %

Особливу увагу в останні роки приділяють застосуванню ежекторних технологій. Ежектор дозволяє частково компенсувати втрати при дроселюванні та повернути частину енергії потоку високого тиску до циклу. В результаті підвищується холодопродуктивність і зменшується споживання електроенергії компресором.

Для кліматичних умов міста Одеса тепловий насос типу «повітря–вода» на CO₂ може працювати з високою ефективністю протягом більшої частини року. Середня зимова температура повітря є достатньо високою для забезпечення стабільної роботи випарника, а тривалий літній період дозволяє використовувати систему в режимі охолодження приміщень.

Таким чином, транскритичний цикл на діоксиді вуглецю має низку особливостей, які відрізняють його від традиційних теплонасосних систем. Основними перевагами є можливість отримання високих температур теплоносія, екологічна безпечність холодоагенту та висока енергоефективність. Разом із тим необхідність роботи при підвищених тисках потребує ретельного підбору обладнання та оптимізації режимів роботи. Саме тому подальший аналіз

доцільно присвятити конструктивним особливостям теплових насосів на CO₂ та сучасним схемним рішенням їх побудови.

1.4 Конструктивні схеми теплових насосів на CO₂ та шляхи підвищення їх енергоефективності

Розвиток теплонасосних систем на діоксиді вуглецю супроводжується постійним удосконаленням термодинамічних циклів та конструктивних схем. Основною метою модернізації є підвищення коефіцієнта перетворення енергії (COP), зниження питомих витрат електроенергії та розширення діапазону ефективної роботи установки.

На сьогодні найбільше поширення отримали одноступеневі транскритичні цикли, схеми з внутрішнім теплообмінником, економайзером, ежектором та двоступеневим стисненням.

1.4.1 Одноступенева транскритична схема

Найпростішою конструкцією теплового насоса на CO₂ є одноступенева транскритична система. Вона складається з компресора, газоохолоджувача, розширювального клапана та випарника.

Перевагами такої схеми є:

- простота конструкції;
- низька вартість обладнання;
- висока надійність;
- простота автоматизації.

Недоліком є значні втрати енергії під час дроселювання.

Таблиця 1.9 – Характеристика одноступеневої схеми

Параметр	Значення
Складність	Низька
COP	2,5–4,0
Вартість	Низька
Надійність	Висока
Енергоефективність	Середня

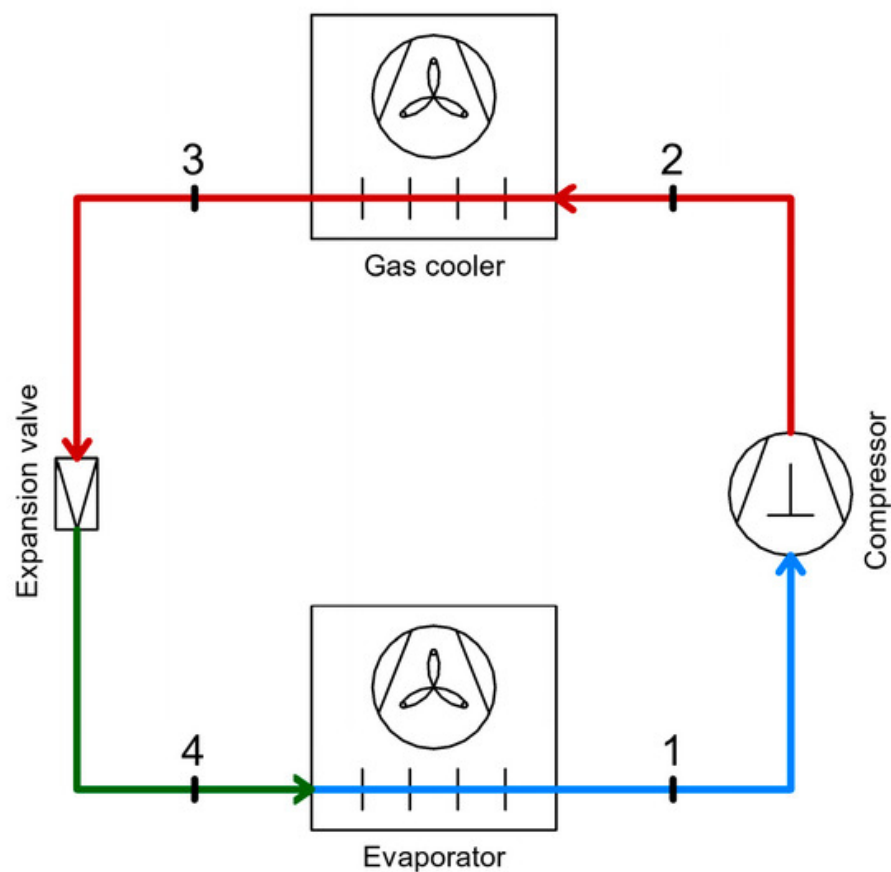


Рис. 1.3. Одноступенева транскритична схема на CO_2 .

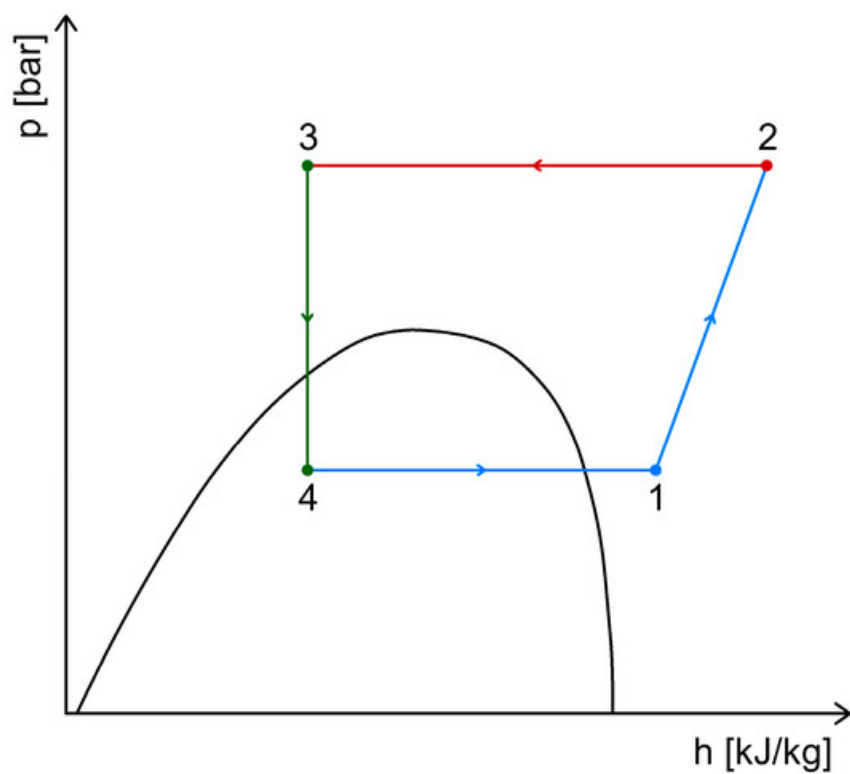


Рис. 1.4. Термодинамічний цикл одноступеневого теплового насоса в P-h діаграмі.

1.4.2 Схема з внутрішнім теплообмінником

Для підвищення ефективності транскритичного циклу часто застосовується внутрішній теплообмінник (Internal Heat Exchanger, ІНХ).

У теплообміннику відбувається передача теплоти від потоку високого тиску після газоохолоджувача до потоку низького тиску після випарника. Це забезпечує:

- переохолодження рідини перед дроселюванням;
- додатковий перегрів пари перед компресором;
- збільшення холодильного коефіцієнта.

Таблиця 1.10 – Вплив внутрішнього теплообмінника на показники циклу

Показник	Без ІНХ	З ІНХ
COP	3,4	3,6–3,8
Питома теплопродуктивність	100 %	103–108 %
Температура нагнітання	Базова	Вища

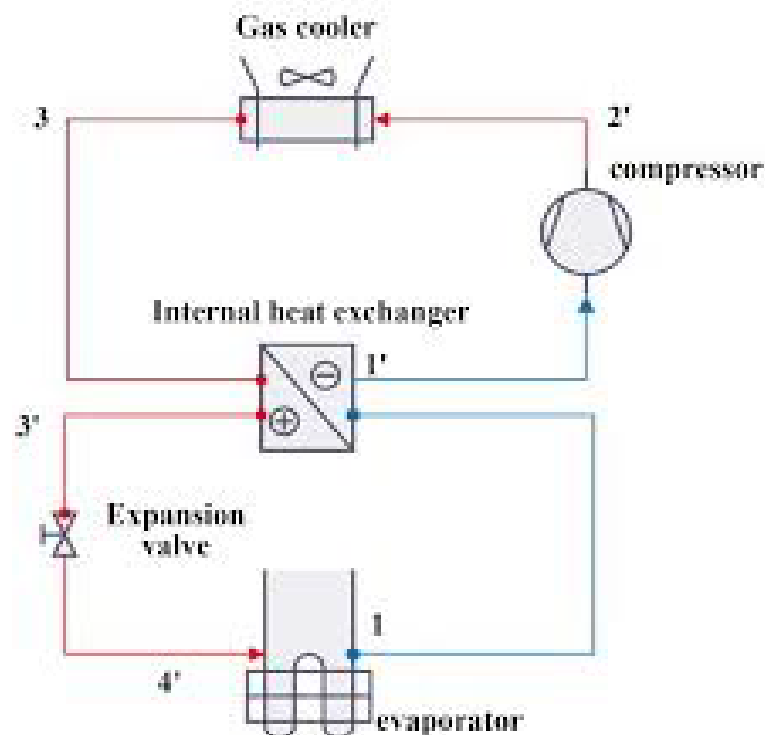


Рис. 1.5. Схема з внутрішнім теплообмінником на CO₂.

1.4.3 Схема з економайзером

Подальшим розвитком транскритичного циклу є використання економайзера та проміжного відбору пари.

Суть рішення полягає у частковому випаровуванні холодоагенту після першого ступеня розширення з подальшим упорскуванням пари у компресор.

Основні переваги:

- зростання холодопродуктивності;
- зниження температури нагнітання;
- підвищення COP.

Таблиця 1.11 – Ефективність застосування економайзера

Показник	Стандартний цикл	Цикл з економайзером
COP	3,5	3,8–4,2
Потужність системи	100 %	105–115 %
Температура нагнітання	Висока	Нижча

1.4.4 Ежекторна схема

Найбільш перспективним напрямом розвитку сучасних CO₂-систем є використання ежекторів.

Ежектор виконує функцію рекуперації частини втрат, які виникають у процесі дроселювання. Енергія потоку високого тиску використовується для підвищення тиску пари після випарника.

Переваги:

- збільшення холодопродуктивності;
- підвищення COP;
- зменшення навантаження на компресор.

Таблиця 1.12 – Вплив ежектора на характеристики системи

Показник	Без ежектора	З ежектором
COP	3,5	4,0–4,5
Споживана потужність	100 %	85–95 %
Холодопродуктивність	100 %	110–130 %

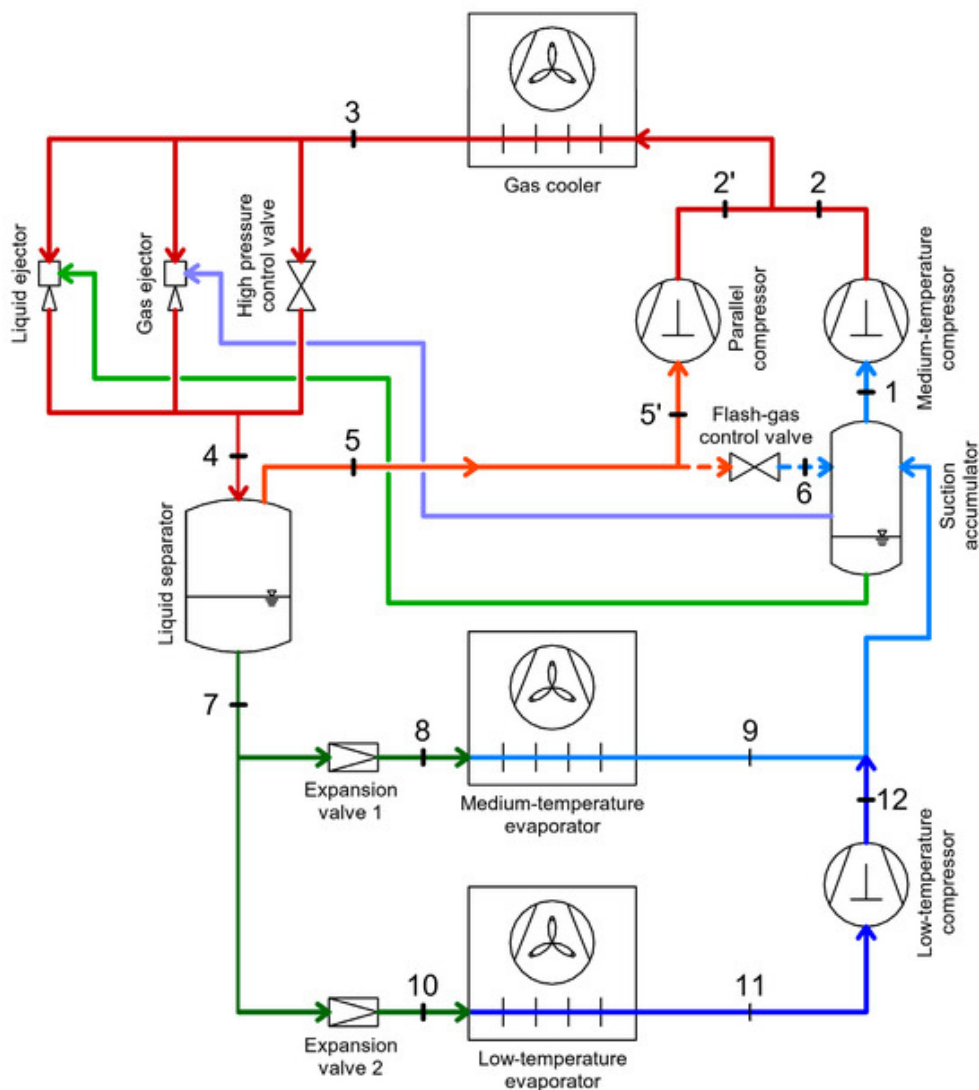


Рис. 1.6. Схема з мультиежекторним блоком.

1.4.5 Двоступенева схема стиснення

Для регіонів із низькими температурами навколишнього середовища застосовуються двоступеневі схеми стиснення.

Такі системи дозволяють:

- знизити температуру нагнітання;
- підвищити ресурс компресорів;
- збільшити ефективність роботи при великих перепадах температур.

Таблиця 1.13 – Порівняння одно- та двоступеневих схем

Показник	Одноступенева	Двоступенева
COP	3,5–4,0	4,0–4,8
Вартість	Нижча	Вища
Складність	Низька	Висока
Робота при низьких температурах	Обмежена	Покращена

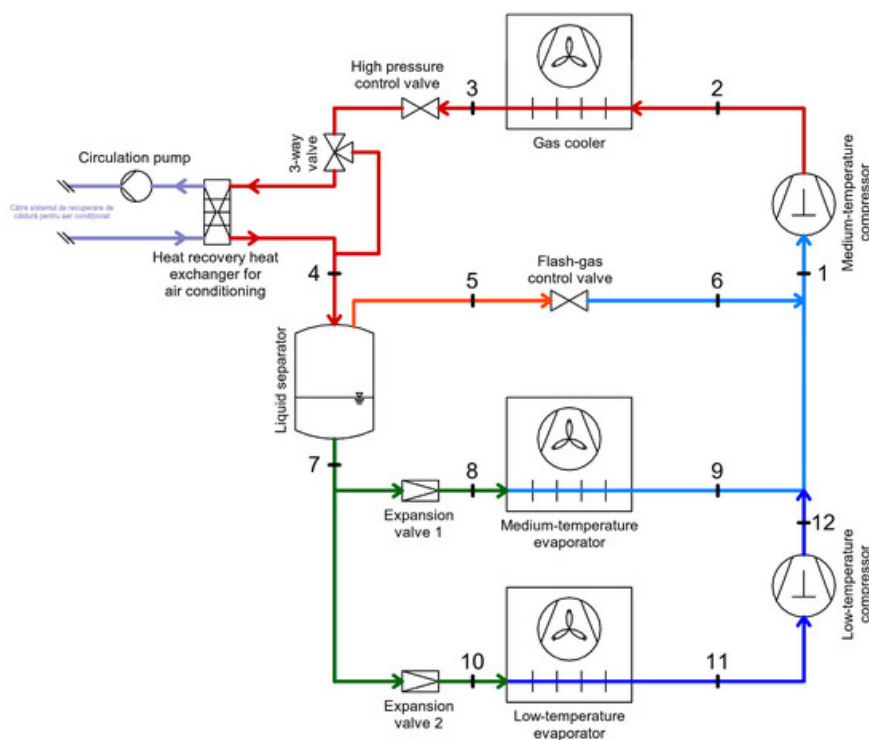


Рис. 1.7. Двоступенева схема стиснення з рекуперацією тепла.

1.4.6 Порівняльний аналіз схем

Для вибору раціональної конструкції теплового насоса необхідно враховувати як енергетичні показники, так і вартість реалізації.

Таблиця 1.14 – Порівняння сучасних схем теплових насосів на CO₂

Тип схеми	COP	Складність	Вартість	Перспективність
Базова транскритична	2,5–4,0	Низька	Низька	Висока
З ІНХ	3,0–4,2	Низька	Низька	Висока
З економайзером	3,5–4,5	Середня	Середня	Висока
З ежектором	4,0–5,0	Середня	Середня	Дуже висока
Двоступенева	4,0–4,8	Висока	Висока	Висока

Аналіз сучасних наукових досліджень свідчить, що найбільш перспективними для житлових будинків є схеми з використанням ежекторної технології та внутрішнього теплообмінника. Вони забезпечують найкраще співвідношення між енергоефективністю, складністю конструкції та вартістю обладнання. Саме такі рішення дедалі частіше застосовуються в сучасних теплових насосах на CO₂ для систем опалення, охолодження та гарячого водопостачання.

1.5 Аналіз кліматичних умов м. Одеса та визначення вимог до системи опалення й охолодження житлового будинку площею 180 м²

Ефективність роботи теплового насоса значною мірою залежить від кліматичних умов району експлуатації. Температура зовнішнього повітря визначає параметри джерела низькопотенційної теплоти, впливає на продуктивність випарника, енергетичну ефективність установки та річне споживання електроенергії. Тому при проектуванні системи опалення та охолодження необхідно враховувати кліматичні особливості місцевості, де розташований об'єкт.

Місто Одеса знаходиться у південній частині України на узбережжі Чорного моря та характеризується помірно-континентальним кліматом із відносно м'якою зимою та тривалим теплим періодом року. Вплив морського узбережжя сприяє зменшенню добових і сезонних коливань температури, що створює сприятливі умови для застосування теплових насосів типу «повітря–вода».

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

При проєктуванні систем опалення в Україні використовуються розрахункові параметри зовнішнього повітря відповідно до чинних будівельних норм. Для Одеси розрахункова температура зовнішнього повітря в холодний період року становить близько -18°C , хоча протягом більшої частини опалювального сезону температура перебуває в межах від -5 до $+5^{\circ}\text{C}$.

Таблиця 1.15 – Основні кліматичні характеристики м. Одеса

Параметр	Значення
Розрахункова температура зовнішнього повітря для опалення, $^{\circ}\text{C}$	-18
Середня температура січня, $^{\circ}\text{C}$	-1,5
Середня температура липня, $^{\circ}\text{C}$	+23,0
Абсолютний мінімум температури, $^{\circ}\text{C}$	-28
Абсолютний максимум температури, $^{\circ}\text{C}$	+39
Тривалість опалювального періоду, діб	158–170
Середня річна температура, $^{\circ}\text{C}$	+11
Відносна вологість повітря, %	70–75

Наведені дані свідчать, що клімат Одеси є досить сприятливим для використання повітряних теплових насосів. На відміну від північних регіонів України, де тривалий час спостерігаються низькі температури, в Одесі більшу частину року теплонасосна установка працює в умовах, близьких до оптимальних.

Особливістю південних регіонів України є також значна потреба в кондиціюванні повітря в літній період. Внаслідок високих літніх температур система повинна забезпечувати не тільки опалення взимку, але й ефективне охолодження приміщень.

Таблиця 1.16 – Середньомісячна температура зовнішнього повітря в м. Одеса

Місяць	Температура, °С
Січень	-1,5
Лютий	-0,8
Березень	+3,8
Квітень	+10,2
Травень	+16,1
Червень	+20,5
Липень	+23,0
Серпень	+22,6
Вересень	+17,8
Жовтень	+11,6
Листопад	+5,6
Грудень	+0,7

Аналіз кліматичних даних показує, що режим охолодження в умовах Одеси є не менш важливим, ніж режим опалення. Тривалість теплого періоду становить приблизно п'ять місяців, а температура зовнішнього повітря в літній час часто перевищує +30 °С.

Об'єктом проєктування є приватний житловий будинок загальною площею 180 м². Для сучасного індивідуального житлового будівництва характерним є використання енергоефективних конструкцій зовнішніх огорожень, енергозберігаючих вікон та систем вентиляції з рекуперацією теплоти. Це дозволяє значно знизити теплові втрати та забезпечити комфортний мікроклімат протягом року.

Для попередньої оцінки теплового навантаження можна використовувати питомі теплові характеристики будівель.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Таблиця 1.17 – Орієнтовні питомі теплові навантаження житлових будинків

Тип будинку	Питоме навантаження, Вт/м ²
Старий житловий фонд	100–140
Будинок із частковим утепленням	70–100
Сучасний утеплений будинок	45–70
Енергоефективний будинок	25–45
Пасивний будинок	до 15

Для даної роботи приймається сучасний житловий будинок із якісною теплоізоляцією зовнішніх конструкцій. У такому випадку орієнтовне теплове навантаження може становити 50–60 Вт/м².

Таблиця 1.18 – Попередня оцінка теплового навантаження будинку площею 180 м²

Показник	Значення
Площа будинку, м ²	180
Питоме теплове навантаження, Вт/м ²	55
Розрахункове теплове навантаження, кВт	9,9
Запас потужності, %	15
Необхідна теплова потужність, кВт	11,4

Отримане значення може бути використане як початкове наближення при виборі теплового насоса. Остаточне теплове навантаження повинно визначатися на підставі детального теплотехнічного розрахунку огорожувальних конструкцій.

Для літнього режиму роботи необхідно оцінити потребу в охолодженні приміщень. З урахуванням кліматичних умов Одеси та сучасного рівня теплоізоляції будинку питомі холодильні навантаження зазвичай становлять від 50 до 80 Вт/м².

Таблиця 1.19 – Попередня оцінка холодильного навантаження

Показник	Значення
Площа будинку, м ²	180
Питоме холодильне навантаження, Вт/м ²	65
Розрахункове холодильне навантаження, кВт	11,7

Таким чином, для житлового будинку площею 180 м² у місті Одеса необхідна теплонасосна система, здатна забезпечити приблизно 11–12 кВт теплової потужності в режимі опалення та близько 12 кВт холодопродуктивності в режимі охолодження. Аналіз кліматичних умов підтверджує доцільність застосування теплового насоса типу «повітря–вода» на діоксиді вуглецю, який здатний ефективно працювати протягом усього року та забезпечувати потреби будинку в опаленні, охолодженні та гарячому водопостачанні.

Проведений аналіз літературних джерел, конструктивних схем та кліматичних умов району експлуатації дозволяє перейти до розроблення принципової схеми системи теплопостачання та холодопостачання на базі теплового насоса з використанням CO₂, що буде розглянуто в наступному розділі роботи.

2. Будівельно-ізоляційна конструкція будівлі

Типи будівельних конструкцій за матеріалом: залізобетонні, бетонні, кам'яні, металеві, дерев'яні, азбестоцементні.

Несучі конструкції – несуть навантаження від власної ваги, снігу, вітру тощо, і передають його на фундамент. До них належать фундамент, стіни, перекриття, колони.

Огороджуючі конструкції – створюють зовнішню оболонку будівлі та захищають від зовнішніх впливів, наприклад, стіни, перегородки, дах, вікна.

Утеплювачі – зменшують втрати тепла.

Акустична ізоляція – зменшує рівень шуму.

Гідроізоляція – захищає від вологи.

Протипожежна ізоляція – захищає від вогню.

Дах. Конструкція даху включає несучі балки, покрівельний матеріал, теплоізоляцію та гідроізоляцію.

Таблиця 1. Вихідні дані для проектування системи опалення

Місто	Площа м ²	Сім'я	ХА	Тип ґрунту
Одеса	180	4 людини	R744	Кам'яні породи з високою теплопровідністю

Висота зовнішніх стін – 3.5 м.

Висота будинку – 8 м.

Площа вікна, 1 поверх – 1.92 м²

Площа вікна мансарда – 0.6 м²

Площа дверей: двостворчасті – 2.4 м² і вхідні – 1,9 м²

Гаражні ворота – 8,8 м²

№	Найменування приміщення	Площа м ²
	Перший поверх	
1	Тамбур	3,10

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						31
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2	Комора	1,77
3	Хол	2,43
4	Кухня	9,78
5	Столова-вітальня	36,94
6	Санвузол	2,61
7	Кабінет	8,82
8	Котельня-пральня	7,69
9	Гараж	28,95
	Всього 1 поверх	104,31
	Мансарда	----
1	Гардеробна	3,72
2	Санвузол 1	6,70
3	Спальня 1	16,94
4	Хол-сходи	6,55
5	Спальня 2	15,84
6	Спальня 3	15,91
7	Санвузол 2	8,08
	Всього мансарда	68,74
	Житлова площа	134,46
	Загальна площа	178,05

2.1. Конструктивне рішення

Зовнішнє утеплення стін – це процес теплоізоляції будівлі шляхом нанесення ізоляційних матеріалів на зовнішню поверхню стін для зменшення тепловтрат та захисту від погодних умов. Найпопулярнішими матеріалами для цього є пінопласт та мінеральна вата. Технологія «мокрого фасаду», коли утеплювач кріпиться на клей, армується сіткою та штукатуриться, є найпоширенішою.

Пінопласт. Доступний, легкий, простий у монтажі та має низьку теплопровідність. Недоліки: руйнується від сонячних променів (потребує швидкого оздоблення) та горючість.

Мінеральна вата. Негорючий матеріал, що має високу паропроникність. Це робить його хорошим вибором для утеплення дерев'яних будинків або там, де потрібна вентиляція фасаду. Також використовується для кам'яних будівель з подальшим штукатуренням.

2.2. Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій

Для розрахунку утеплення зовнішніх стін потрібні геометричні розміри стін (довжина, ширина, висота), характеристики матеріалу стін (товщина та коефіцієнт теплопровідності), кліматичні дані (для визначення нормативного опору теплопередачі) та параметри обраного утеплювача (тип та його теплопровідність)

Дані про стіни та будівлю.

Геометричні розміри стіни: довжина стіни,, ширина та висота , а також площу вікон і дверей, які потрібно віднімати від загальної площі.

Матеріал стіни: тип матеріалу (наприклад, цегла, газоблок) та його товщина. Ці дані необхідні для розрахунку теплового опору існуючої конструкції.

При проектуванні нових будинків і реконструкції існуючих, шари з теплоізоляційних матеріалів слід розташовувати з зовнішньої сторони огорожувальної конструкції. Проектування теплоізоляційної оболонки будинків необхідно здійснювати з застосуванням теплоізоляційних матеріалів, термін ефективної експлуатації яких становить не менше ніж 25 років; для змінних ущільнювачів – з терміном ефективної експлуатації не менше ніж 15 років, із забезпеченням ремонтпридатності елементів теплоізоляційної оболонки.

Для подальшого розрахунку треба визначити загальну площу стін. Загальна довжина стін складає 49,4 м. Висота 3,0 м. Таким чином, площа 148,2 м². Від загальної площі треба вилучити площу дверей та вікон.

Умовні дані: стіна газобетон товщина – 0,3 м; штукатурка – 0,02 м; утеплювач – пенопласт, сітка, клій та декоративна штукатурка.

					КРБ.ХУКП.1.4.99-03.1.14	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис.1. Схема розрізу огорожувальної конструкції

Таблиця 2. Опір огорожувальної конструкції

	Шар	Товщина, м	Теплопровідність λ , Вт/(м*К)	$R=d/\lambda$. М ² *К/Вт
1	Внутрішня штукатурка	0.02	0.70	0.0286
2	газобетон	0.30	0.12	2.5000
3	Пенопласт(ЕПС)	0.10	0.038	2.6316
4	Клій+ сітка	0.005	0.70	0.0071
5	Декоративна штукатурка	0.01	0.70	0.0143
6	Внутрішній поверхневий опір R	-	-	0.3
7	Зовнішній поверхневий опір R	-	-	0.04

Сумарний опір:

$$R_{\text{tot}}=0.13+0.0286+2.5+2.6316+0.0071+0.0143+0.04=5.3516 \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Коефіцієнт теплопередачі:

$$U=1/R_{\text{tot}}=1/5.3516=0.187 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$U=0.19 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$ (округлено) Це дуже хороший показник- відповідає сучасним вимогам (норматив ДБН в,2,6-31:2021) енергоефективності для зовнішніх стін у більшості кліматичних зон України.

2.3. Визначення коефіцієнтів теплопередачі вальмової покрівлі мансарди

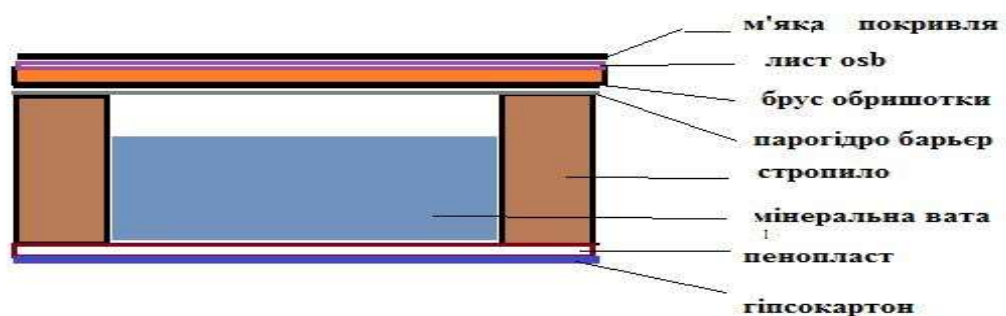


Рис. 2. Розріз покрівлі

Таблиця 3. Характеристики покрівлі

№	Шар	Товщина, мм	Теплопровідність λ , Вт/(м*К)	Опір шару R, м ² *К/Вт
1	М'яка покрівля	5	0,75	0,0067
2	Ліст osb	12	0,13	0,0923
4	Мінеральна вата (міжстропилами)	150	0,038	3,947
5	Пенопласт (EPS)	40	0,036	1,111
6	Гіпсокартон	13	0,25	0,052
	Разом	-	-	5,57

Сумарний опір

$$R_{\text{tot}} = 0,0067 + 0,0923 + 0,1923 + 3,947 + 1,111 + 0,052 = 5,57 \text{ м}^2\text{К} / \text{Вт}$$

Коефіцієнт теплопередачі визначаємо за формулою:

$$U = 1/R_{\text{tot}}$$

$$U = 1/5,57 = 0,179 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{*К})$$

$$U = 0,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{*К}) (\text{округлено})$$

3. Визначення теплових втрат

3.1. Визначення тепловтрат будинку крізь огорожі

Проектований об'єкт являє собою одноповерхову будівлю, з житловою мансардою, розташовану у місті Одеса Географічна широта - 46°29'.

Будівля має площу 180 м².

Визначимося з формулами для розрахунку тепловтрат.

Формула розрахунку величини теплового опору огорожувальних конструкцій будинку:

$$R = B / K$$

R - тепловий опір, (м² · К) / Вт;

K - коефіцієнт теплопровідності матеріалу, Вт / (м · К);

B - товщина матеріалу, м.

$Q = S \cdot dt / R$ - це формула розрахунку тепловтрат.

Q - тепловтрати, Вт;

S - площа огорожувальних конструкцій будинку, м²;

dt - різниця температури між внутрішнім приміщенням і вулицею, К;

R - значення теплового опору конструкції, м² · К / Вт

Температурний режим всередині будинку для розрахунку беремо +20 - +23 ° С. Такий режим є найбільш комфортним для людини.

Мінімальна вулична температура для розрахунку тепловтрат взята -20 ° С, саме найменший температурний показник рекомендується закладати в розрахунки, при цьому різниця температур отримуємо dt = 50-53, в середньому - 52 градуси. Загальні втрати тепла будинку починаються з тепловтрат всіх огорожувальних конструкцій, тому, використовуючи ці формули, виконуємо: Стіни будинку – газобетон 0,3 м. Фасад будинку утеплений пенопластом (EPS) товщиною 0,10 м.

Для розрахунку площі стіни потрібні наступні розміри:

Вітальня-столова: Довжина стін – 14,98 м. Висота стін - 3,5 м. Площа вікон – 3,84 м². Площа дверей – 3,6 м². $S_{\text{стін}} = 14,98 \cdot 3,5 - 3,84 - 3,6 = 44,99 \text{ м}^2$.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Кабінет: Довжина стін – 6,15 м. Висота стін - 3,5 м. Площа вікна – 1,92 м².
Площа дверей – 1,6 м². $S_{\text{стін}} = 6,15 \cdot 3,5 - 1,92 - 1,6 = 18 \text{ м}^2$.

Кухня: Довжина стін – 6,14 м. Висота стін - 3,5 м. Площа вікна – 1,92+1,6=3,52 м². $S_{\text{стін}} = 6,14 \cdot 3,5 - 3,52 = 17,97 \text{ м}^2$

Тамбур + Комора: Довжина стін – 4,20+1,73 м. Висота стін - 3,5 м. Площа дверей – 1,8 м². $S_{\text{стін}} = (4,2+1,73) \cdot 3,5 - 1,8 = 34,25 \text{ м}^2$.

Санвузол: Довжина стін – 7,5 м.+ 3,2м. Висота стін - 3,5 м. Площа дверей – 1,6 м². $S_{\text{стін}} = (7,5+3,2) \cdot 3,5 - 3,2 = 15,50 \text{ м}^2$.

Котельня+ пральня: Довжина стін – 6,55+1,95+3,15 м. Висота стін - 3,5 м. Площа дверей – 1,8·2=3,6 м². Площа вікна – 1,92 м². $S_{\text{стін}} = 11,65 \cdot 3,5 - 3,6 - 1,6 = 35,57 \text{ м}^2$

Площа стін відома, тепер для розрахунку тепловтрат необхідно обчислити величину опору R для кожного шару утеплювача стін, так як утеплення стін багатошарове – 5 шарів:

1. Декоративна штукатурка має товщину – 0,01 м з коефіцієнтом теплопровідності 0,70 Вт / мК. $R_1 = 0,01 / 0,70 = 3,75 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$;

2. Сітка+клій має товщину – 0,005м з коефіцієнтом теплопровідності 0,70 Вт / мК. $R_2 = 0,005 / 0,70 = 0,0071 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$;

3. Товщина утеплювача – 0,10 м з коефіцієнтом теплопровідності 0,038 Вт / мК. $R_3 = 0,10 / 0,038 = 2,63 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$;

4. Газобетон 0,3 м завтовшки з коефіцієнтом теплопровідності 0,12 Вт / мК. $R_4 = 0,30 / 0,12 = 2,50 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$;

5. Внутрішня штукатурка, сітка+клей – 0,02 м з коефіцієнтом теплопровідності 0,70 Вт / мК. $R_5 = 0,02 / 0,70 = 2,50 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$;

Розрахунок теплового опору стін будинку робимо за формулою:

$$R_{\text{стін}} = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5 = 11,38 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$$

3.2. Визначення тепловтрат мансарди крізь огорожі

Необхідно подбати про правильне утеплення горища, тому що велика частина тепла з будинку виходить через дах. Якщо монтаж гідро- і теплоізоляції

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

буде проведено неправильно, то в майбутньому у власників будинку можуть виникнути проблеми з опаленням приміщення – нове приміщення стане найхолоднішим приміщенням, обігрів якого обійдеться дуже дорого.

Правильний монтаж тепло- і гідроізоляції передбачає зведення конструкції з декількох шарів, а саме:

Внутрішнє оздоблення з гіпсокартону, фанери або сендвіч панелей (мансардна стеля).

Шар пароізоляційного матеріалу (мембранна плівка).

Шар теплоізоляційного матеріалу, який укладається в проміжки між кроквами. Як правило, в якості утеплювача вибирають базальтову мінеральну вату.

Шар гідроізоляційного матеріалу, який захищає конструкцію від випадкового попадання вологи.

Для початку треба визначити коефіцієнти теплопередачі.

Мансарда являє собою чотирехскатну кровлю. Для того щоб визначити площу покривлі треба провести деякі розрахунки.

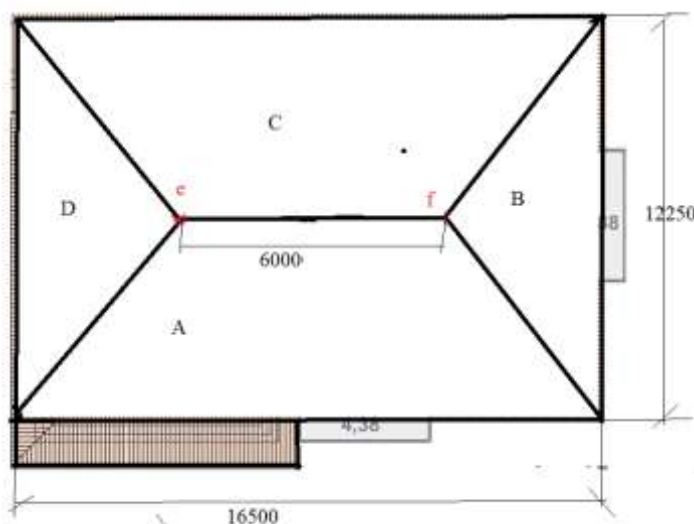


Рис.3. Схема покрівлі

Спочатку розіб'ємо дах на ділянки по площинах: А.В.С.Д (Рис.3.). Також позначимо розмір коника даху: $e - f = 6000$ мм та висоту- 4,500 мм. Довжина 16,500 мм, ширина 12,250 мм.

Планова площа секції А:

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						38
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$A=L+l_r/2 \cdot W/2=16.5+6/2 \cdot 12.5/2=68.906 \text{ м}^2.$$

Коефіцієнт площі через підйом=1,2409. Похила площина:
 $A=68,906 \cdot 1,2409=85,48 \text{ м}^2$

$$A+C=85,48 \cdot 2=170,93 \text{ м}^2$$

Таким чином площа короткої 32,156 м²

$$\text{Коефіцієнт площі } B=1,3170; B=32,156 \cdot 1,3170=42,35 \text{ м}^2$$

$$B+E=42,35 \cdot 2=84,69 \text{ м}^2$$

Сумарна площа покрівлі – 255,6 м² (округлено).

Площа даху відома, тепер для розрахунку тепловтрат необхідно обчислити величину опору R для кожного шару покрівлі:

Товщина м'якої покрівлі – 0,005 м з коефіцієнтом теплопровідності 0,75 Вт / мК. $R_1=0,005 / 0,75 = 0,0066 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт};$

Ліст osb- 12 мм з коефіцієнтом теплопровідності 0,13 Вт / мК.

$$R_2=0,012 / 0,13 = 0,0923 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт};$$

Мінеральна вата (між стропилами) – 0,15 м, теплопровідність 0,038.

$$R_3=0,15 / 0,038 = 3,947 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$$

Пенопласт (EPS)- 0,04 м, теплопровідність 0,036.

$$R_4=0,04 / 0,036= 1,111 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$$

Гіпсокартон – 0,013 м, теплопровідність 0,036.

$$R_5=0,013 / 0,25= 0,052 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$$

Разом 5,57 м² · °C / Вт

3.3. Розрахунок тепловтрат на інфільтрацію

Розрахунок витрат теплоти на нагрівання інфільтраційного повітря дійсно може втрачати зміст при використанні сучасних ущільнених вікон та дверей, оскільки значення інфільтрації стають надзвичайно малими. Ця ситуація призводить до того, що отримані показники можуть бути меншими за мінімальні санітарні норми повітрообміну, тому розрахунок не відображає реальних потреб будівлі в вентиляції.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Зменшення інфільтрації: сучасні ущільнені вікна та двері значно знижують проникнення повітря ззовні.

Недостатній повітрообмін: В результаті, природна інфільтрація може не забезпечувати необхідний санітарний рівень повітрообміну в приміщенні.

Неактуальність розрахунку: Тому традиційні методики розрахунку, які базуються на інфільтрації через реальні щілини, стають нерелевантними, оскільки вони не враховують потреби в примусовій вентиляції для забезпечення нормативних показників якості повітря.

Тепловтрати на інфільтрацію Q_H , Вт, визначаємо за формулою:

$$Q_H = 0.28 \cdot L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_B - t_H) \cdot k_H$$

де: L – витрата повітря, що видаляється, що не компенсується припливним повітрям, що визначається, крізь площу підлоги приміщення, за формулою: $L = 3 \cdot A = 3 \cdot 26,24 = 78,72 \text{ м}^3 / \text{год}$;

c - питома теплоємність повітря = $1 \text{ кДж} / (\text{кг} \cdot ^\circ \text{C})$; k_H - коефіцієнт, що враховує вплив зустрічного теплового потоку в конструкціях, $k_H = 0,7$;

ρ - щільність зовнішнього повітря, $\rho = 1,477 \text{ кг} / \text{м}^3$.

$$Q_{in} = 0,28 \cdot L \cdot \rho \cdot c \cdot (t_B - t_H) \cdot k_H = 0,28 \cdot 78,72 \cdot 1,477 \cdot 1 \cdot (25-20) \cdot 0,7 = 113,944 \text{ Вт} = 0,113944 \text{ кВт}.$$

Визначення побутових тепловиділень

Побутові тепловиділення Q_6 , Вт.

$$Q_{1п} = 21 \cdot A \text{ Вт} = 21 \cdot 73,36 = 1582,565 \text{ Вт (перший поверх)}.$$

$$Q_M = 21 \cdot A \text{ Вт} = 21 \cdot 68,74 = 1433,04 \text{ Вт (мансарда)}.$$

$$Q_6 = Q_{1п} + Q_M = 3015,605 \text{ Вт}$$

3.4. Загальні тепловтрати будинку

Розрахункові втрати теплоти, що відшкодовуються системою опалення $Q_{от}$, Вт, визначається сумою втрат теплоти через огорожувальні конструкції будівлі $Q_{тр}$ і витрати теплоти на підігрів вентиляційного повітря Q_v , зменшеного на величину сумарних «побутових» тепловиділень До «побутових» відносяться

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

тепловиділення від електропобутових і освітлювальних приладів, приготування їжі, гарячого водопостачання та людей, що знаходяться в квартирі.

$$Q_{от} = Q_{тр} + Q_{в} - Q_{б}$$

Основні і додаткові тепловтрати слід визначати, за підсумком втрати теплоти через окремі огорожувальні конструкції Q , Вт, з округленням до 10
Перший поверх.

$$Q = S \cdot dT / R_{стін}$$

$$\text{Тамбур+ Комора : } Q_{т+к} = 34,25 \cdot 52 / 11,38 = 156,50 \text{ Вт}$$

$$\text{Кухня: } Q_{кух} = 17,97 \cdot 52 / 11,38 = 82,11 \text{ Вт}$$

$$\text{Столова- Вітальня: } Q_{с-в} = 44,98 \cdot 52 / 11,38 = 205,53 \text{ Вт}$$

$$\text{Санвузол: } Q_{с.в.} = 15,50 \cdot 52 / 11,38 = 70,82 \text{ Вт}$$

$$\text{Кабинет: } Q_{к} = 18,00 \cdot 52 / 11,38 = 82,24 \text{ Вт}$$

$$\text{Котельня- Пральня } Q_{к-п} = 35,57 \cdot 52 / 11,38 = 162,53 \text{ Вт}$$

$$Q_{1\text{пов}} = 759,55 \text{ Вт}$$

Розрахунок тепловтрат крізь стелю. Площа = 75,34 м². Товщина утеплювача 0,15 м / теплопровідність утеплювача 0,039 Вт / мК

$$R_{стелі} = 3,84 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$$

Виконуємо розрахунок тепловтрат через стелю :

$$Q_{стелі} = S \cdot dT / R = 75,34 \cdot 52 / 3,84 = 1020,22 \text{ Вт}$$

$$S_{стелі \text{ мансарди}} = 200 \text{ м}^2. \text{ Теплопровідність } 5,57 \text{ Вт} / \text{мК}.$$

Виконуємо розрахунок тепловтрат через стелю мансарди.

$$Q_{стелі \text{ м.}} = S \cdot dT / R = 200 \cdot 52 / 5,57 = 1867,14 \text{ Вт}$$

В будинку встановлено 12 вікон 6 по 0,6 м², та 6 по 1,92 м².

$$S_{вікон} = (6 \cdot 0,6) + (6 \cdot 1,92) = 15,12 \text{ м}^2$$

Всі вікна виконані з трикамерного профілю ПВХ і мають двокамерні склопакети 4 - ширина скла, 16 - відстань між стеклами.

Теплоопір вікна:

Теплоопір двокамерного склопакета такої конструкції: $R_{скп} = 0,4 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплоопір трикамерного профілю ПВХ: $R_{\text{профіль}} = 0,6 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$ 90% площі вікна займає склопакет і 10% - профіль ПВХ.

$$R_{\text{вікна}} = (R_{\text{скп}} \cdot 90 + R_{\text{профіль}} \cdot 10) / 100 = (0,4 \cdot 90 + 0,6 \cdot 10) / 100 = 0,42 \text{ м}^2 \cdot ^\circ\text{C} / \text{Вт}$$

Розрахунок тепловтрат через вікна:

$$Q_{\text{вікон}} = S_{\text{вікон}} \cdot dT / R_{\text{вікна}} = 15,12 \cdot 52 / 0,42 = 1872,00 \text{ Вт}$$

Розрахунок тепловтрат крізь двері.

На першому поверху встановлено 4 двері по $1,8 \text{ м}^2$ і 1 на $2,4 \text{ м}^2$.

$$S_{\text{двері 1}} = 4 \cdot 1,8 + 2,4 = 9,6 \text{ м}^2$$

$$S_{\text{двері М}} = 2 \cdot 2,4 = 4,8 \text{ м}^2$$

Тепловий опір двері такий самий як у вікон тому що вони вироблені з такого ж склопакету.

$$Q_{\text{двері}} = S_{\text{двері}} \cdot dT / R_{\text{двері}} = 14,4 \cdot 52 / 0,42 = 1782,85 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						42
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4. Розрахунок теплоприпливів скрізь огорожі

Теплота ($Q_{\text{вікон}}$) від сонячної радіації, через віконні прорізи, залежить від площі вікон, їх орієнтації по сторонах світу і наявності сонцезахисних пристроїв. В холодний період року теплоприток від сонячної радіації не враховується.

$$Q_{\text{вікон}} = S_{\text{вікон}} \cdot q_{\text{вікон}} \cdot k, \text{ Вт}$$

де: $S_{\text{вікон}}$ - площа вікна (м^2),

$q_{\text{вікон}}$ - питомі теплопритоки через вікна, величина яких залежить від орієнтації по сторонах світу, Південь- 1,0; Схід- 0,7-0,8; Захід- 0,8-0,9; Північ- 0,1-0,2 ; Південний схід ,південний захід- 0,9-1,0 Вт / м^2 .

k - понижуючий коефіцієнт, що залежить від типу сонцезахисного пристосування.

Перший поверх:

$$\text{Для кабінету : } Q_{\text{вікон}} = 1,92 \cdot 0,1 \cdot 1,15 = 220 \text{ Вт}$$

$$\text{Вітальня=столова: } Q_{\text{вікон}} = 3,84 \cdot 0,1 \cdot 1,15 = 441 \text{ Вт}$$

$$\text{Для кухні: } Q_{\text{вікон}} = 3,84 \cdot 1,0 \cdot 1,15 = 441 \text{ Вт}$$

$$\text{Котельня-пральня: } 1,92 \cdot 0,1 \cdot 1,15 = 220 \text{ Вт}$$

$$\text{Мансарда: } Q_{\text{вікон}} = 3,6 \cdot 0,1 \cdot 1,15 = 54 \text{ Вт}$$

$$Q_{\text{віконзагл.}} = 220 + 441 + 441 + 220 + 54 = 1376 \text{ Вт}$$

4.1. Розрахунок внутрішніх теплоприпливів

Теплота від людей ($Q_{\text{люд}}$), залежить від кількості людей, характеру їх роботи та відповідних питомих тепловиділень.

$Q_{\text{люд}} = n \cdot q_{\text{люд}}$ (Вт), де: n - кількість людей, $q_{\text{люд}}$ - питомі тепловиділення однієї людини (Вт / чел). Беремо «легка робота»

$$Q_{\text{люд}} = 4 \cdot 130 = 520 \text{ Вт.}$$

4.2. Розрахунок загальних теплоприпливів

Для визначення необхідної холодопродуктивності установки виконується калоричний розрахунок, тобто визначаються всі зовнішні та внутрішні припливи теплоти у приміщення, що охолоджуються, та у холодильну систему в цілому:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						43
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$Q_{\text{заг}} = Q_{\text{віконзаг}} + Q_{\text{двері}} + Q_{\text{ст}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{ін}} = 1376 + 1782,85 + 1020,22 + 520 + 113,944 \text{ Вт} = 4813,01 \text{ Вт}$$

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5. Розрахунок вмонтованих систем обігріву

Вмонтовані системи обігріву — це різноманітні рішення для опалення, які монтуються всередину підлоги, стін або інших елементів конструкції, а не встановлюються зовні. До них належать системи "теплої підлоги", які можуть бути як водяними, так і електричними, а також вбудовані конвектори для опалення просторів з віконними конструкціями.

Основні типи вмонтованих систем обігріву.

Електрична тепла підлога – монтується у вигляді кабелів або матів під фінішне покриття підлоги. Вона нагріває поверхню, яка, своєю чергою, віддає тепло повітрю.

Вбудовані конвектори – працюють за допомогою електричних нагрівальних елементів, розташованих в алюмінієвих пластинах для кращого тепловіддачі, або за допомогою теплоносія з централізованої системи опалення

Водяна тепла підлога – це опалювальна система, де теплоносії (нагріта вода) циркулює по трубах, укладених під підлогою, що забезпечує рівномірне обігрівання приміщення знизу вгору. Основні компоненти системи включають джерело тепла (котел, тепловий насос), трубопровідну систему (зазвичай із зшитого поліетилену), бетонну стяжку та фінішне покриття підлоги. Система є енергоефективною та забезпечує комфортний мікроклімат у приміщенні.

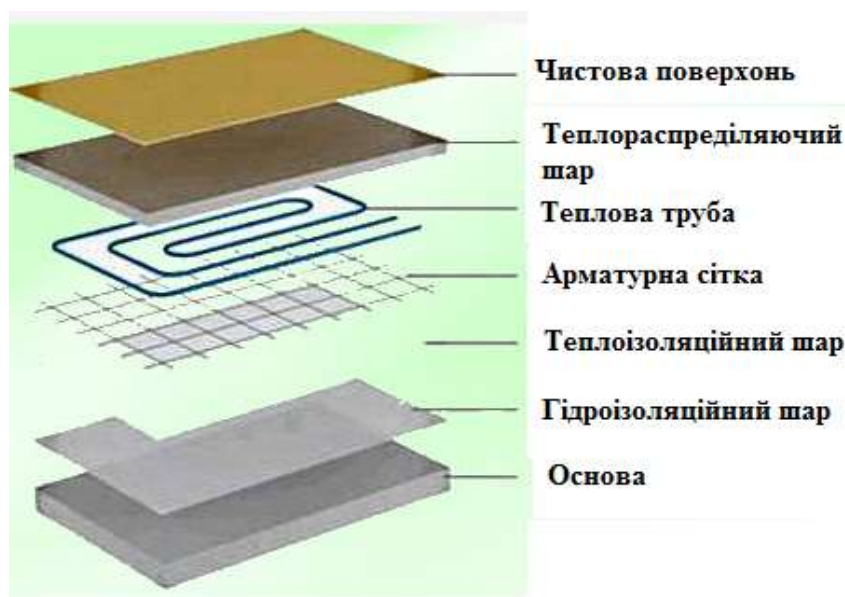


Рис. 4. Схема шарів теплої підлоги

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Циркуляція теплоносія – підігріта вода або інша рідина проходить по трубах, укладених у вигляді спіралі або змійки під підлогою.

Передача тепла – труби віддають тепло бетонній стяжці, яка, в свою чергу, нагріває поверхню підлоги.

Обігрів приміщення – тепле повітря від підлоги піднімається вгору, створюючи комфортну температуру по всій площі кімнати, на відміну від традиційних радіаторів, де тепле повітря концентрується біля стелі.

Охолодження контуру – охолоджена вода повертається в котел для повторного нагрівання.

Основні компоненти системи:

Джерело тепла – газовий, електричний котел, тепловий насос або підключення до центральної системи опалення.

Труби – гнучкі труби з матеріалу, що добре проводить тепло та витримує тиск, наприклад, з зшитого поліетилену діаметром 16 мм.

Колектор пристрій, що дозволяє регулювати витрату теплоносія в кожному контурі системи.

5.1. Розрахунок теплої підлоги

Спочатку необхідно оцінити всі приміщення, виконати повний ескіз, а ще краще зробити повний план у відповідному масштабі, при цьому повинні бути здійснені точні виміри площі кімнат, де безпосередньо будуть виконані роботи зі встановлення систем водяної теплої підлоги. Все це необхідно, щоб правильно розрахувати кількість труби для водяної теплої підлоги, місця встановлення колекторів, а також для визначення технологічних отворів подачі та звороту труб.

Робота над водяною «теплою підлогою» починається з її проектування і проведення розрахунків. І одним з найважливіших параметрів стане довжина труб в прокладається контурі. Справа тут не тільки, та й не стільки у витратах на матеріал – важливо домогтися того, щоб довжина контуру не перевищувала

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

допустимих максимальних значень, інакше працездатність і ефективність системи – не гарантується.

Важливою деталлю є визначення температури в кімнатах будинку. Слід враховувати, що водяна опалювальна система працює за рахунок низької температури теплоносія, показник якої не повинен перевищувати 55 °С, так це призводить до деформації самої стяжки та елементів оздоблювального покриття, а також зменшує комфорт у самому житловому приміщенні.

Крім показника температури води в системі, необхідно звернути увагу на температуру поверхні самої підлоги, тому що за існуючими європейськими стандартами та відповідними нормами ДБН визначено оптимальну температуру поверхні підлоги:

робочих приміщень – 27°С;

житлових – 29°С;

санвузлів, ванних кімнат – 33°С.

При цьому важливим показником є матеріал покриття підлоги, якщо це синтетичний матеріал або лінолеум, температура поверхні підлоги не повинна перевищувати – 26 °С, паркетна дошка та ламінат – 27 °С, з покриттям з керамічної плитки – 31°С.

Щоб провести розрахунок теплої підлоги потрібно знати: площу, на якій буде виконуватися укладання системи, тип укладання труб та крок укладання.

Корисна площа

Площу, на якій буде виконуватися укладання системи, називають корисною. Щоб її розрахувати потрібно із загальної площі приміщення відняти ту площу, яку будуть займати стаціонарні предмети меблів — кухня, диван або ліжко з коробами, шафи і т. д. Щоб було простіше виконати розрахунок труби для теплої підлоги без калькулятора, експерти пропонують зробити графічний креслення. План приміщення, де буде виконано укладання, або всієї квартири з розміткою корисних площ. Щоб провести розрахунок водяних теплих підлог по площі, потрібно скласти всі корисні площі.

					КРБ.ХУКП.1.4 99–03.1.14	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для вітальні-столової, кабінету і тамбура візьмемо за коефіцієнт 0,8. Для кухні та санвузла – 0,6.

$$\text{Вітальня-столова: } S_{\text{корисна}} = 36,94 \cdot 0,8 = 30 \text{ м}^2$$

$$\text{Кабінет: } S_{\text{корисна}} = 8,82 \cdot 0,8 = 7 \text{ м}^2$$

$$\text{Тамбур: } S_{\text{корисна}} = 3,1 \cdot 0,8 = 2,5 \text{ м}^2$$

$$\text{Кухня: } S_{\text{корисна}} = 9,78 \cdot 0,6 = 6 \text{ м}^2$$

$$\text{Санвузол: } S_{\text{корисна}} = 2,61 \cdot 0,6 = 1,6 \text{ м}^2$$

Тип укладання труб

Типи укладання труб для водяної теплої підлоги включають "спіраль" (або "равлик"), "змійка" та "комбінований" метод. "Спіраль" забезпечує найрівномірніше прогрівання, "змійка" є найпростішою і потребує менше труб, а "комбінований" метод дозволяє оптимізувати укладання залежно від зони приміщення.

Крок укладання

Крок — відстань між сусідніми виробами. Він не повинен перевищувати позначку в 30 см. Таке обмеження пов'язане з неефективністю роботи теплої підлоги. При ходьбі по ньому ступні людини не повинні відчувати перепад температур. При монтажі труб з кроком понад 33 см такий ефект буде дуже помітним.

Є обмеження і для граничних зон. Тут труби розміщуються з кроком 10 см. В інших зонах параметр збільшують на 5 см (зазвичай). Тобто 15, 20 і 25 см. Чим більший крок, тим менш тепло в приміщенні і тим менший обсяг витратних матеріалів буде потрібно.. Якщо це спальня при поганому центральному опаленні, тоді 10-15 см. Якщо коридор, 20-25 см.

Обчислюємо параметри і знаходимо довжину труби теплої водяної підлоги. Підставляємо дані формулу:

$$L = S/N \cdot 1.1$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						48
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

L - довжина труби, S - корисна площа, N - крок укладання труб, коефіцієнт 1.1 компенсує витрату труб на поворотах. Сантиметровий крок обов'язково переводимо в метри.

Вітальня- столова: $L = 30 / 0,20 \cdot 1,1 = 220$ м

Кабінет: $L = 7 / 0,15 \cdot 1,1 = 51$ м

Кухня: $L = 6 / 0,20 \cdot 1,1 = 33$ м

Санвузол: $L = 1.6 / 0,15 \cdot 1,1 = 12$ м

Тамбур: $L = 2.5 / 0,25 \cdot 1,1 = 11$ м

Для отримання остаточного результату розрахунку до довжини труби треба додати відстань до колектора.

Для вибору діаметра труб для теплої підлоги потрібно враховувати довжину контуру та площу опалення. Найпоширеніші діаметри – 16 мм (для контурів до 70-100 метрів) та 20 мм (для контурів до 90-120 метрів). 16 мм часто використовується для невеликих приміщень, тоді як 20 мм підходить для великих просторів, де потрібна більша теплопередача.

Прораховуючи, скільки метрів труби треба на 1 квадратний метр теплої підлоги, не варто випускати з уваги і діаметр витратних виробів. Якщо вибрано невірно, то швидкість подачі і обірки теплоносія буде занадто повільна або занадто швидка, що призведе до великих втрат тепла і неефективної експлуатації системи. Тому визначившись з тим, як розрахувати, скільки метрів труби треба на теплу підлогу, підрахуємо діаметр за формулою:

$$D = 18 \cdot (p/L \cdot 2G) - 0.19,$$

де: p — заявлений в технічній документації тиск насоса для системи;

L – довжина труби, розрахована за формулою вище; G – витрата теплоносія, який необхідний для циркуляції по контуру

Температура подачі – 45, °C. Температура зворотки – 32 °C. Крок труби – 0,15 м. Труба 16x2 (металопластик). Підлогове покриття – керамічна плитка. Товщина стяжки над трубою – 0,05 м.

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Питома теплова потужність - 84 Вт/м². Температура поверхні підлоги (середня) - 28 °С. Питома витрата теплоносія – 5,55 (л/г)/м²

$$D=18 \cdot (15/(220+51+33+23)) \cdot 5,55 - 0,19 = 11,6 \text{ мм}$$

Підрахувавши, скільки потрібно труби для теплої підлоги на 1 м², можна, швидко визначитися з кроком і діаметром витратних матеріалів. Але варто враховувати, що ці параметри прораховані для певного кроку укладання. Щоб створити в кожному конкретному приміщенні комфортні умови, необхідно визначити «потребу» тепла. Вона розраховується в кіловатах. При цьому розрахунок водяних теплих підлог проводять по площі без калькулятора і складних обчислень. Враховують, що: 1м³ об'єму простору потребує 40 Ватт теплоти;

Кожне вікно в приміщенні додає до 100 Ватт, а двері 200 Ватт (вхідна); Перші і останні поверхи збільшують витрату тепла на теплу підлогу на 1.2- 1.4 (коефіцієнти компенсації). При розкладці труб з кроком 25 см кожен 1 м² системи генерує 82 Вата тепла. Тепер знаючи, скільки труби треба на 1м² підлоги, можна варіювати величину кроку, щоб досягти оптимальних умов. Тобто при дистанції між витками в 15 см отримують 101 Вт, 10 см — відповідно, 117 Ват.

При організації водяних теплих підлог важливо визначитися з максимальною довжиною одного контуру в системі. Цей пункт у розрахунках довжини труби для теплої підлоги дуже важливий для великих просторів. Перевищення максимального параметра загрожує створенням ефекту «великій петлі». Ситуація, коли циркуляція теплоносія через контур неможлива навіть при установці дуже потужного насоса. У розрахунку цього параметра тепловіддача теплої водяної підлоги на м² не бере участь. Потрібні значення довжини витратних виробів і їх діаметр.

Металопластикові — при діаметрі в 16 мм довжина контуру не повинна перевищувати 100 м, що оптимальним значенням буде 80-85 м. При 20 мм діаметрі максимальне значення 125 м;

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поліетиленові — при діаметрі 18-20 мм максимальна довжина не повинна перевищувати 120 м. Виконуючи розрахунок 16 мм труби на теплу підлогу, максимальна довжина не більше 85-90 м. Беремо металопластикові труби діаметром 16 мм

Тепловий розрахунок водяної теплої підлоги

Розрахунок тепла теплої підлоги виробляють з урахуванням тепловтрат через огорожувальні конструкції і корисної площі кімнат. Помилки в розрахунках впливають на роботу системи, збільшують енерговитрати і витрати на утримання будинку. Похибки обумовлені застосуванням укрупнених показників. Ефективність утеплення і герметичність конструкцій (фундамент, несучі стіни, перекриття, покрівля, склопакети, вхідні двері) гарантує економну витрату енергоресурсів в системі водяного теплої підлоги. низьконапірний нагрівальний контур здатний оптимізувати радіаторне опалення або забезпечити рівноцінний обігрів будинку і знизити енерговитрати. Нагрівальний елемент і теплоносій є конструктивними особливостями, за якими розрізняють водяний і електричний тепла підлога. Розрахувати потужність електричного теплого статі можна за допомогою онлайн калькуляторів.

Рекомендована питома потужність водяної, теплої підлоги на одиницю площі, для будинків збудованих після 1996 року дорівнює 50/80 Вт. Для житлових кімнат великої площі беремо 150 Вт.

Тепло Q (Вт), яке виробляє 1 квадратний метр низьконапірного підводу води становить сумарний потік променевої ($\approx 4,9$ Вт / м²) і конвективного ($\approx 6,1$ Вт / м²) енергії:

$$Q = [\alpha_{\text{п}} \cdot (t_{\text{підлоги}} - t_{\text{ок}}) + \alpha_{\text{к}} \cdot (t_{\text{підлоги}} - t_{\text{повітря}})] \cdot S, \text{ (Вт)},$$

де: $\alpha_{\text{п}}$ і $\alpha_{\text{к}}$ - променистий і конвективний потоки енергії, Вт / м²; $t_{\text{підлоги}}$ - температура підлогового покриття, °С; $t_{\text{ок}}$ — температура стін і стелі, °С; $t_{\text{повітря}}$ — температура в приміщенні, ° С; S - корисна площа контуру, м².

За Санітарними нормами:

28 ° С в житлових кімнатах для постійного перебування;

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

35 ° С по периметру несучих стін житлового будинку;

33 ° С для кухонних приміщень, ванн і санітарних кімнат

Для вітальні-столової: $Q = [4,9 \cdot (35-28) + 6,1 \cdot (28-26)] \cdot 36,94 = 810,37 \text{ Вт}$.

Для кухні: $Q = [4,9 \cdot (28-20) + 6,1 \cdot (28-26)] \cdot 9,78 = 502,69 \text{ Вт}$.

Для кабінету: $Q = [4,9 \cdot (35-28) + 6,1 \cdot (28-26)] \cdot 8,82 = 194,92 \text{ Вт}$

Для тамбура : $Q = [4,9 \cdot (28-20) + 6,1 \cdot (28-26)] \cdot 3,10 = 77,02 \text{ Вт}$

Для санвузла : $Q = [4,9 \cdot (35-28) + 6,1 \cdot (28-26)] \cdot 2,61 = 134,15 \text{ Вт}$

Ідеальні умови, при яких тепловіддача води підлозі на одному квадратному метрі теплої підлоги, для нагріву повітря в кімнаті на 1 °С становить 11 Вт/м². Чим вище температура в приміщенні, тим швидше прогріється кімната і менше витрата енергії теплоносія.

Таблиця 4. Розрахункові характеристики для підлоги

Матеріал	Товщина слою, м	Густина, м³	Коефіцієнт теплопровідності Вт/(м °С)
Залізобетонна плита	0,2	2500	1,92
Цементно-пісчана стяжка	0,05	1800	0,76
Утеплювач	0,18	200	0,041
Керамічна плитка	0,01	1800	1,05
Паркетна дошка	0,025	680	0,15

З наведеної вище таблиці приймаємо матеріал підлоги: санвузол, кухня і тамбур – керамічна плитка; вітальня-столова і кабінет – паркетна дошка.

Нагрівальний контур теплих підлог розташований горизонтальній площині і охоплює більшу площу. Сила, яку циркуляційний насос надає потоку, витрачається на подолання лінійних і місцевих опорів. Розрахунок насоса для теплої підлоги залежить від діаметра, шорсткості труби, фітінгів і довжини контуру.

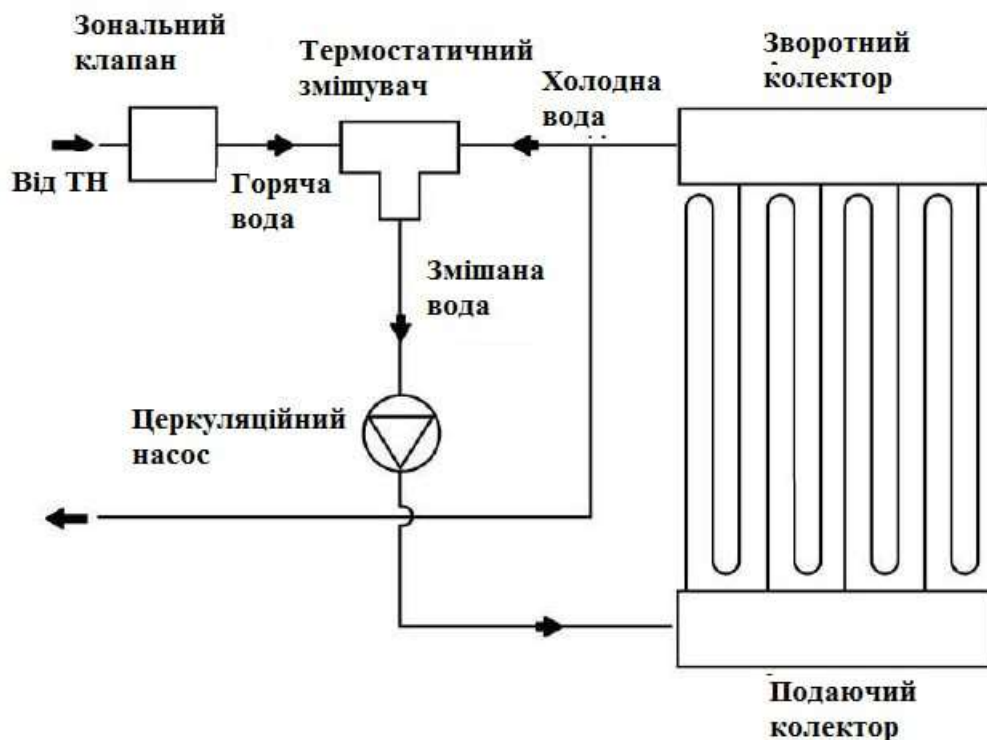


Рис. 5. Схема системи гарячої підлоги

Основний параметр розрахунку - продуктивність насоса в низьконапірний контурі:

$$H = (\Pi \cdot L + \Sigma K) / 1000,$$

де: H - напір циркуляційного насоса, м; Π - гідравлічна втрата на погонному метрі довжини (паспортні дані від виробника), Па / метр; L - максимальна протяжність труб в контурі, м; K - коефіцієнт запасу потужності на місцеві опори.

$$\Sigma K = K1 + K2 + K3,$$

де: $K1$ - опір на перехідниках і трійниках, з'єднаннях (1,2); $K2$ - опір на запірній арматурі (1,2); $K3$ - опір на змішувальному вузлі в системі опалення (1,3).

$$K = 1,2 + 1,2 + 1,3 = 3,7$$

$$H = (619623 \cdot 1482,8 + 3,7) / 1000 = 918776,98 = 918777 \text{ м}$$

Ступінь продуктивності, якою володіє циркуляційний насос, визначають за формулою:

$$G = Q / (1,16 \cdot \Delta t),$$

де: Q - теплове навантаження системи опалення (Вт); 1,16 - питома теплоємність води (Втч / кгс); Δt - знімання в системі (для низьконапірних контурів $5 \div 10$ °С).

$$G = 1727,6 / (1,16 \cdot 0,5) = 2978,6 \text{ м}^3/\text{год}$$

5.2. Розрахунок та підбір фанкойлів

Щоб остаточно розібратися, що таке фанкойл, слід розуміти, як працюють його елементи. Фанкойл складається з металевого корпусу, всередині якого розташовані теплообмінник, вентилятор та фільтри.

Основне завдання фанкойлу полягає в тому, щоб підтримувати задані параметри температури та вологості у приміщенні. Під час роботи кондиціонера теплообмінник охолоджує або нагріває повітря, передаючи тепло між повітрям та холодоагентом. Після цього вентилятор приймає повітря із приміщення, пропускає його через теплообмінник і відправляє вже оброблене повітря назад у приміщення.

Фільтри, що знаходяться у фанкойлі, очищають повітря від пилу, бруду та інших забруднень, що дозволяє покращити якість повітря у приміщенні. Вони повинні періодично замінюватись, щоб не втратити свою ефективність. Крім того, вбудовані датчики температури та вологості дозволяють керувати роботою фанкойлу, регулюючи швидкість вентилятора та налаштування теплообмінника.

Пристрій фанкойлу (канального, касетного, підлогового та настінного) передбачає три етапи робочого процесу:

Забір повітря багатоступінчастим або ЕС-двигуном, з подачею на теплообмінник. (ЕС-двигун – найкращий варіант, оскільки дозволяє фанкойлу плавно регулювати режими роботи та споживає в рази менше енергії).

Подача тепло- або холодоносія в радіатор. Повітря проходить через теплообмінник, нагріваючись чи остигаючи залежно від температури теплоносія.

Повернення повітря до приміщення. Залежно від температури води повітряні маси, що виходять з фанкойлу, нагрівають або охолоджують кімнату.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						54
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Маючи непростий принцип роботи, фанкойли ефективно справляються зі своїми завданнями.



Рис. 6. Устаткування фанкойлу

Розрахунок продуктивності фанкойла проводиться за такою формулою:

$$Q = Q_{\text{огр}} + Q_{\text{люд}} + Q_{\text{тел}} + Q_{\text{комп}} + Q_{\text{тех}} + Q_{\text{вікн}}, \text{ кВт}$$

де:

Q_{lim} – надходження тепла через огорожувальні конструкції: стіни, підлогу, вікна та стелю.

Розрахунок проводиться за формулою:

$$Q_{\text{огр}} = S \cdot h \cdot q \cdot (E_{\text{т}} + E_{\text{вент}}) / 1000$$

S - площа приміщення, в якому буде встановлено фанкойл, м^2 ;

h - висота стелі, м;

q - коефіцієнт, що характеризує ступінь освітленості приміщення сонцем.

Він дорівнює кількості сонячної енергії, що подається на одиницю об'єму приміщення, в якому встановлено фанкойл. Цей коефіцієнт розраховується емпіричним шляхом і може мати такі значення:

$q = 30 \text{ Вт/м}^3$ - для приміщення, розташованого в тіні;

$q = 35 \text{ Вт/м}^3$ - при середньому сонячному освітленні;

$q = 40 \text{ Вт/м}^3$ - для приміщення, яке отримує велику кількість сонячного світла.

Ет – коефіцієнт, який враховує при розрахунку додаткові надходження тепла через стелю, якщо приміщення знаходиться на останньому поверсі і над ним немає горища або технічного приміщення. підлоги і відразу йде дах; в цьому випадку він дорівнює 1,15, тобто потужність фанкойла збільшується на 15% (у всіх інших випадках дорівнює 1).

Вент - це коефіцієнт, який враховує при розрахунку надходження тепла від системи вентиляції, тобто тепло, що надходить в приміщення з вулиці разом з припливним повітрям. Він дорівнює 0,2 для кожного повітрообміну (тобто потужність фанкойла збільшується на 20%, коли кількість вхідного повітря дорівнює об'єму кімнати за годину).

$Q_{\text{люд}}$ - тепловиділення людей (у стані спокою 1 людина виділяє 0,1 кВт тепла, при заняттях спортом - 0,2 кВт)

$Q_{\text{тел}}$ - тепловиділення від телевізора, 1 телевізор виділяє близько 0,1 кВт тепла

$Q_{\text{ком}}$ - надходження тепла від комп'ютерів, 1 комп'ютер разом з монітором виділяє приблизно 0,2 кВт тепла, ноутбук - 0,1 кВт.

$Q_{\text{тех}}$ – тепловиділення від іншої побутової техніки (холодильник, аудіо, відео, оргтехніка тощо). Значення можна прийняти рівними їх споживаної потужності, яка вказана в паспорті виробу.

$Q_{\text{вікн}}$ – підведення тепла через вікно з великою площею вікон (склопакет).

Вище, при розрахунку тепловіддачі через огорожувальні конструкції $Q_{\text{огр}}$, коефіцієнт q вже враховує стандартне вікно площею 1,5-2 м². Якщо площа вікна більше 2 м², то калькулятор збільшує холодопродуктивність фанкойла на кожен додатковий квадратний метр скління за таким принципом:

на 75 Вт - якщо кімната з фанкойлом знаходиться в тіні;

на 100 Вт - при середньому сонячному освітленні;

на 250 Вт - якщо в кімнату потрапляє багато сонячного світла.

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За допомогою онлайн-калькулятора швидко розрахуємо необхідну охолоджувальну потужність фанкойла з різними видами теплоприпливів і тепловіддачі.

Перший поверх:

Вітальня-столова - потужність фанкойла = **5,23** кВт

Кабінет- потужність фанкойла = **1,57** кВт

Кухня - потужність фанкойла = **4,48** кВт

Хол- потужність фанкойла = **0,22** кВт

Тамбур - потужність фанкойла = **0,28** кВт

Загалом - 11,78 кВт.

Виходячи з того що ми отримали дуже різні показники потужності, встановлення фанкойла для кожної окремої кімнати не є доцільним. Тож розглянемо можливість встановлення канального фанкойла .

Краще мати кілька фанкойлів по зоні (наприклад 3–4 одиниці) ніж 1–2 великих – це дає кращий розподіл тепла, можливість регулювати температуру в окремих приміщеннях та резерв у випадку ремонту одного із блоків.

Оптимальний 4 фанкойли по 3.5 кВт → сумарно 14.0 кВт.



					КРБ.ХУКП.1.4 99–03.1.14	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По потужності нагрівання 4,13 кВт і охолодження 4,47 кВт вибираємо модель FWE06CF. Виходячи з сумарної холодопродуктивності всіх фанкойлів 12,39 кВт (маємо запас 5,3%) по каталогу фірми Daikin підбираємо (з найближчої більшою холодопродуктивністю) – Daikin Alterma EBB16D6V/ERLA16DV/W (холод – 13,8кВт, тепло – 16,0 кВт).

Теплопродуктивність Ном. кВт	16,0(1)
Холодопродуктивність Ном. кВт	13,8(3)
Вхідна потужність Нагрів. Ном. кВт	3,53(1)
Вхідна потужність Охолодження. Ном. кВт	4,68(3)
COP	4,53(1)
EER	2,94(3)
Середньоклімат. Загалн. темп. води на виході 55°C SCOP	3,32
Середньоклімат. Загалн. темп. води на виході 35°C SCOP	4,61

Фанкойлы

Тип	Канальний
Рекомендована площа приміщення, кв.м.	60
Тип підключення	4-х трубний
Наявність клапана	так
Потужність у режимі нагрівання (2-трубний), кВт	-
Потужність у режимі нагрівання (4-трубний), кВт	4,13
Потужність у режимі охолодження (повна), кВт	4,47
Потужність у режимі охолодження (явна), кВт	3,23
Споживана потужність, кВт	70
Габарити (ШхВхГ), мм	590x253x1210
Вага (блок), кг	30,1
Вага (експлуатаційна), кг	30
Об'єм теплообмінника, л	1,56
Об'єм додаткового теплообмінника, л	0,52
Витрата води в режимі охолодження, л/год	547
Витрата води в режимі нагріву, л/год	664
Витрата води додатковий теплообмінник, л/год	324
Втрата тиску води (охолодження), кПа	26
Втрата тиску води (підігрів), кПа	47
Втрата тиску води (додатковий теплообмінник), кПа	31,8
Тип вентилятора	Відцентровий
Кількість вентиляторів	2
Витрата повітря куб.м/хв	10,3
Створюваний тиск, Па	-
Рівень звукової потужності, дБА	48
Підключення водопроводу станд. теплообмінник, дюйм	3/4
Підключення водопроводу доп. теплообмінник, дюйм	3/4
Дренаж, дюйми	3/4
Електроживлення	~1/230/50
Гарантія, міс.	120 міс.

5.3. Розрахунок та підбір бойлера непрямого нагріву

Бойлер непрямого нагріву - ефективне і практичне рішення для нагріву води. Ідеально підходить для експлуатації в зимовий час (в сезон опалення). Бойлер такого типу не має нагрівального елементу, що є його ключовою особливістю. В даному випадку вода нагрівається від іншого джерела. Наприклад, від котла або центрального опалення. Газ і електрика не використовується, тому і собівартість гарячої води виходить досить низькою. Навантаження на електромережу теж мінімальна.

При цьому бойлер відрізняється високою продуктивністю, тобто здатний нагрівати великий обсяг води і подавати її на кілька забірних точок. Ключових недоліків у нього всього два: залежність від роботи опалювальної системи і висока вартість.

Для початку розрахунку нам потрібно підсумувати витрата води в різних точках водозабору в період максимального їх використання. Виходимо з потреб конкретної сім'ї. В більшості сімей максимальні періоди водозабору - ранок і вечір. Між цими періодами досить часу для повного нагріву води у водонагрівачі. Звичайно, у всіх переваги різні, але для прикладу припустимо, що в родині з 3-4 чоловік вранці все приймають душ по 5 хвилин. Крім цього, після сніданку потрібно буде помити посуд. Температуру нагріву гарячої води в бойлері приймемо 60 °С, температуру використовуваної гарячої води +40 °С, температуру холодної води +10 °С, витрата води в душі - 12 л/хв, витрата в мийці - 5 л/хв. Загальна кількість витраченої води складе:

для душа - $12 \text{ л/хв} \cdot 5 \text{ хв} \cdot 4 = 240 \text{ л}$.

кухонні витрати - $5 \text{ л/хв} \cdot 5 \text{ хв} = 50 \text{ л}$.

Таким чином, за ранок в нашій родині буде витрачено 290 л теплої води з температурою 40 °С. Але гарячої води буде потрібно набагато менше. Кількість витраченої води з бойлера (температурою 60 °С) порахуємо за формулою:

$$V_{\text{ГВ}} = V_{\text{ТВ}} \cdot (T_{\text{ТВ}} - T_{\text{ХВ}}) / (T_{\text{ГВ}} - T_{\text{ХВ}})$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						60
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де: $V_{гв}$ – необхідний обсяг гарячої води (бойлера непрямого нагріву), л; $V_{тв}$ – обсяг теплої води, л; $T_{гв}$ – температура гарячої води, °C; $T_{тв}$ – температура теплої води, °C; $T_{хв}$ – температура холодної води, °C;

Після розрахунку отримуємо, що для ранкового періоду нам необхідний запас:

$$V_{гв} = 290 \text{ л} \cdot (40 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) / (60 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) = 174 \text{ л.}$$

Для вечірнього періоду:

$$V_{гв} = 150 \text{ л} \cdot (40 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) / (60 \text{ °C} - 10 \text{ °C}) = 90 \text{ л.}$$

Для визначення обсягу бака водонагрівача можна обмежитися вищенаведеним розрахунком. Але треба мати на увазі, що під час споживання води з водонагрівача (при падінні температури води в баку нижче встановленого значення), запускається процес її нагрівання. І реальний необхідний запас води, а, отже, і обсяг бойлера, будуть менше на кількість води, нагрітої в проточному режимі. Кількість підготовлюваної води в проточному режимі можна поррахувати за формулою:

$$q_m = Q / ((T_{тв} - T_{хв}) \cdot 1.163)$$

де: q_m – масова витрата води, кг/год; Q – теплова потужність (потужність) теплообмінника водонагрівача Вт

$$q_m = 11,78 / ((60 - 10) \cdot 1.163) = 0,202 \text{ кВт.}$$

Для нагріву води з 10 °C до 40 °C, при потужності теплообмінника (для даних умов) 20 кВт, бойлер здатний нагрівати воду в проточному режимі в кількості:

$$V_{тв} = 20000 / ((40 - 10) \cdot 1.163) = 573 \text{ кг/г.}, \text{ або } 9,6 \text{ л/хв.}$$

Цього цілком вистачить для умивальника і мийки.

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Тепловий розрахунок холодильної системи

У зимовий період експлуатації теплових насосів особливого значення набуває забезпечення стабільної роботи системи при низьких температурах навколишнього середовища. Це впливає як на теплові навантаження, так і на режим роботи компресорного обладнання та теплообмінних апаратів.

Для даного розрахунку прийнято холодильний агент R-744 (CO_2), який характеризується високим тиском конденсації, низьким показником глобального потепління ($\text{GWP} = 1$) та належить до безпечних холодоагентів класу A1.

Використання CO_2 у зимовий період дозволяє ефективно реалізувати переваги транскритичних і субкритичних режимів роботи, а також забезпечити екологічну безпечність системи.

Метою теплового розрахунку є визначення основних параметрів циклу теплового насосу на R-744 для зимових умов, включаючи температури, ентальпії, теплові потоки та енергетичні показники. Це дозволить оцінити ефективність роботи установки, підібрати оптимальне обладнання та сформулювати рекомендації щодо її експлуатації в холодний сезон.

6.1. Тепловий розрахунок теплового насосу на R-744

для зимового періоду:

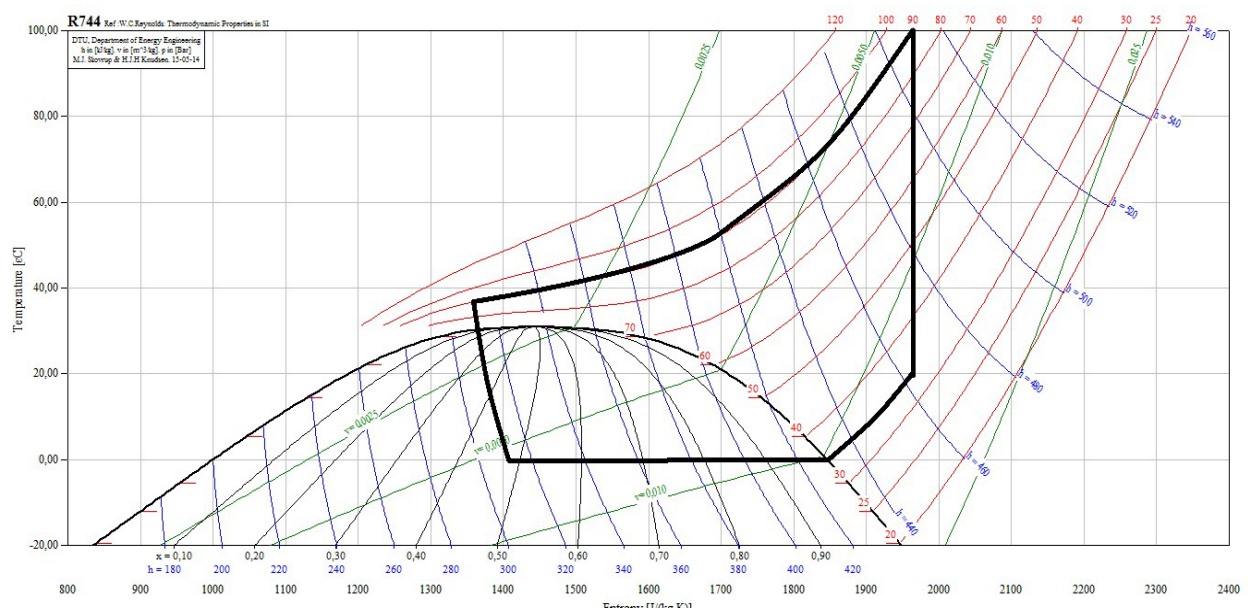


Рис. 6.1 Цикл теплового насосу.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14

Арк.

62

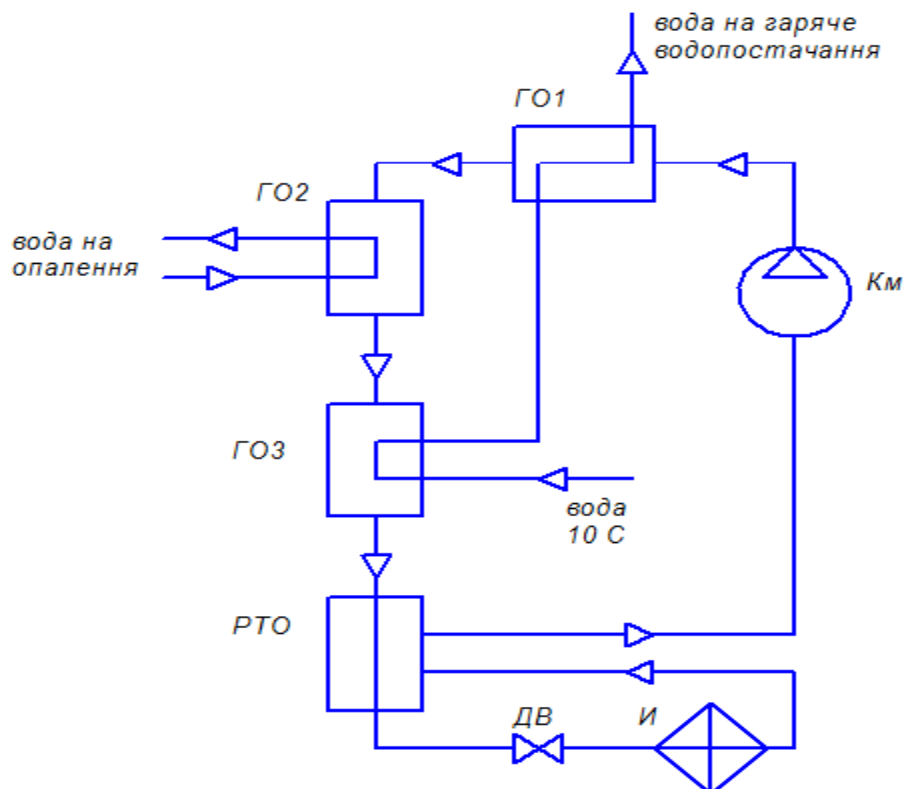


Рис. 6.2 Принципова схема теплового насосу

Таблиця 6.1 Параметри циклу

	Р, бар	t, °C	h, кДж/кг	v, м3/кг
1	37	30	700	0,013
2	90	100	737	-
3	90	68	691	-
4	90	44	616	-
5	90	40	587	-
6	90	36	541	-
7	37	0	541	-
8	37	0	654	-

Розрахунок

1.Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_9 - h_8 = 654 - 541 = 113 \text{ кДж/кг} \quad (6.1)$$

2.Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 113 / 0,013 = 8692 \text{ кДж/м}^3 \quad (6.2)$$

3.Питома адіабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1 = 737 - 700 = 37 \text{ кДж/кг} \quad (6.3)$$

4.Питоме тепло, відведене циклі:

$$q_{k1} = (h_4 - h_5) + (h_2 - h_3) = (616 - 587) + (737 - 691) = 75 \text{ кДж/кг} \quad (6.4)$$

$$q_{k2} = h_3 - h_4 = 691 - 616 = 75 \text{ кДж/кг} \quad (6.5)$$

5. Масова витрата агенту

$$M_a = Q_k / q_k. \quad (6.6)$$

6. Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_d = M_a * v_1 = \quad (6.7)$$

7. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w = 0,96 * 0,856 = 0,822 \quad (6.8)$$

де:

$$\lambda_c = 1 - c * \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0,03 \left[\left(\frac{90}{1,05} \right)^{1,05} - 1 \right] = 0,96 \quad (6.9)$$

$$\lambda'_w = \frac{T_o + \theta^{37}}{T_{K+} + \theta} = 0,856 \quad (6.10)$$

тут:

λ_c – коефіцієнт подачі, учитуючий вплив «мертвого простору»;

c – відносна величина «мертвого простору»;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору»;

λ'_w – коефіцієнт, учитуючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пари в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей;

4. Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора

$$V_h = \frac{V_o}{\lambda} M^3/c \quad (6.11)$$

5. Адиабатна потужність компресора

$$N_a = M_a * l \quad (6.12)$$

6. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} \text{ кВт} \quad (6.13)$$

$$\eta_i = \lambda'_w + b_{i0} \quad (6.14)$$

тут

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини;

t_0 – температура кипіння.

7. Потужність тертя

$$N_{тр} = V_h * p_{imp} \quad (6.15)$$

де

$p_{imp} = 50 \text{ кПа}$ – середній індикаторний тиск тертя.

8. Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_{тр} + N_i \text{ кВт} \quad (6.16)$$

9. Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$\text{COP} = \frac{\text{дійств}}{N_E} 3,41 \quad (6.17)$$

6.2 Тепловий розрахунок для літнього періоду:

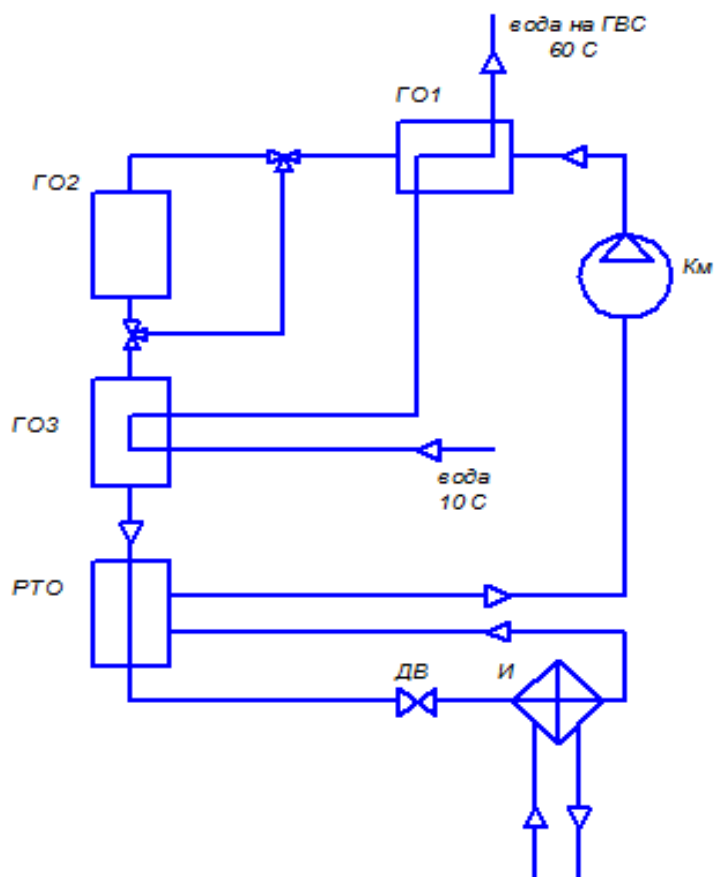


Рис. 6.3 Принципова схема теплового насосу

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

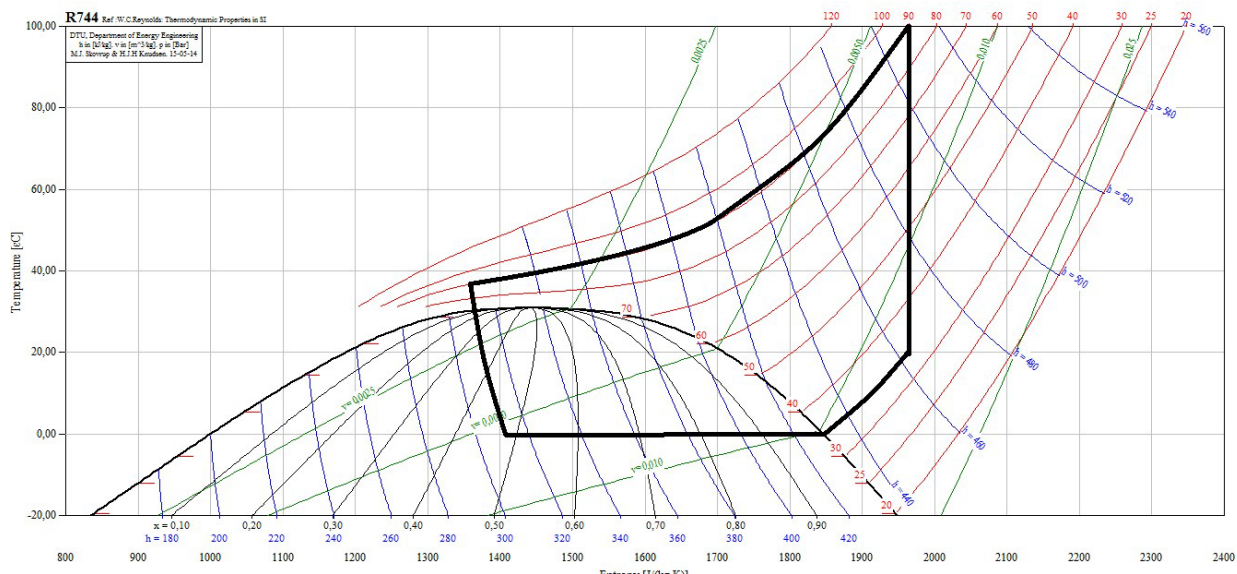


Рис. 6.4 Цикл установки.

Таблиця 6.2 Параметри циклу

	Р, бар	t, °C	h, кДж/кг	v, м ³ /кг
1	37	30	700	0,013
2	90	100	737	-
3	90	68	691	-
4	90	40	587	-
5	90	36	541	-
6	37	0	541	-
7	37	0	654	-

Розрахунок

1. Питома масова холодопродуктивність

$$q_0 = h_9 - h_8 = 654 - 541 = 113 \text{ кДж/кг}$$

2. Питома об'ємна холодопродуктивність

$$q_v = q_0 / v_1 = 113 / 0,013 = 8692 \text{ кДж/м}^3$$

3. Питома адіабатна робота стиску

$$l_a = h_2 - h_1 = 737 - 700 = 37 \text{ кДж/кг}$$

4. Питоме тепло, відведене циклі:

$$q_k = (h_4 - h_5) + (h_2 - h_3) = (691 - 587) + (737 - 691) = 150 \text{ кДж/кг}$$

5. Масова витрата агента

$$M_a = Q_k / q_k \text{ кг/с.}$$

6. Дійсна об'ємна продуктивність компресора

$$V_d = M_a * v_{1M^3/c}$$

7. Коефіцієнт подачі компресора

$$\lambda = \lambda_c * \lambda'_w = 0,96 * 0,856 = 0,822$$

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

де:

$$\lambda_c = 1 - c * \left[\left(\frac{p_k}{p_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \left[\left(\frac{90}{37} \right)^{\frac{1}{1.05}} - 1 \right] = 0.96$$

$$\lambda'_w = \frac{T_0 + \theta}{T_K + \theta} = 0.856$$

тут:

λ_c – коефіцієнт подачі, учитуючий вплив «мертвого простору»;

c – відносна величина «мертвого простору»;

m – показник політропи зворотнього розширення з «мертвого простору»;

λ'_w – коефіцієнт, учитуючий об'ємні втрати, викликані дроселюванням пару в клапанах, підігрівом пари від стінок циліндра в процесі всмоктування, перетіканням з порожнини стискування в порожнину всмоктування в результаті внутрішніх нещільностей;

9. Теоретичний об'єм, описаний поршнями компресора

$$V_h = \frac{V_0}{\lambda} = m^3/c$$

10. Адиабатна потужність компресора

$$N_a = M_a * 1 \text{ кВт}$$

11. Індикаторна потужність компресора

$$N_i = \frac{N_a}{\eta_i} \text{ кВт}$$

$$\eta_i = \lambda'_w + b_{t0} = 0.856 - 0.0025 * 0 = 0.856$$

тут

η_i – індикаторний ККД;

b – коефіцієнт робочої речовини;

t_0 – температура кипіння.

12. Потужність тертя

$$N_{тр} = V_h * p_{imp} \text{ кВт}$$

де

$p_{imp} = 50 \text{ кПа}$ – середній індикаторний тиск тертя.

13.Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_{tr} + N_i \text{ кВт}$$

14. Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = \frac{Q_k}{N_e} = 3,41$$

6.3. Аналіз ефективності системи залежно від параметрів газоохолоджувача

Оптимальний тиск газового охолоджувача – це оптимальний тиск з найвищим COP. Потужність охолодження та нагрівання теплового насоса зростає зі збільшенням тиску газового охолоджувача, COP також збільшується. Робота компресора також збільшується, але не так швидко, порівняно з потужністю охолодження та опалення. У якийсь момент робота компресора збільшується швидше, ніж потужність охолодження та нагрівання зі збільшенням тиску, і це негативно впливає на COP, рис 2.3.

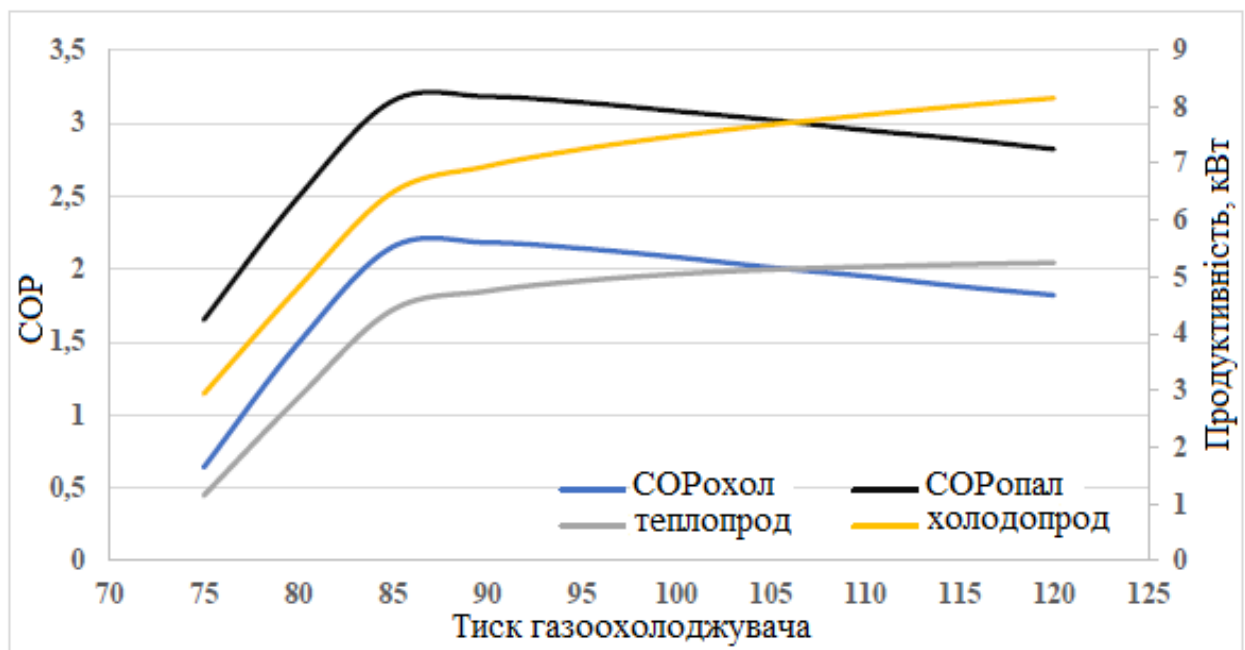


Рис. 6.5 Вплив збільшення тиску газоохолоджувача на ефективність системи

Як показано на рисунку 6.5 вище, температура на виході і на виході з газового охолоджувача була встановлена відповідно 35 і 0,15. Температурний перепад 5K було зафіксовано між CO₂ і вторинною рідиною, яка використовується як тепловідвід. Найвищий показник COP близько 3,20 був досягнутий при тиску газового охолоджувача між 85 і 90 бар. З максимальним тиском газового охолоджувача 120 бар, отримана потужність охолодження та нагрівання 5,25 та 8,15 кВт відповідно. Причиною швидкого збільшення роботи компресора є падіння ізоентропічної ефективності компресора при тиску вище оптимального для газоохолоджувача.

Температура газового охолоджувача є важливим параметром при проектуванні систем теплових насосів для нагріву води на CO₂. Температура вхідної води визначається за декілька наближень. Низька температура газового охолоджувача збільшує ємність теплообмінників. Температура ковзання CO₂ дає перевагу для хорошої відповідності температури між холодоагентом та технологічним потоком.

					КРБ.ХУКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						69
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Розрахунок пластинчастого конденсатора

Вихідні дані:

холодильний агент – R744 ;

теплоносії – вода;

$Q_K = 11,78 \text{ кВт}$ – теплове навантаження на апарат.

$t_K = 40 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура конденсації холодильного агенту;

$t_{\text{вн}} = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура води на вході в апарат;

$t_{\text{вот}} = 35 \text{ }^\circ\text{C}$ – температура води на виході з апарату;

Вибираємо тип пластини HH20-TL фірми «Sondex»

Характеристики пластини

$f_{\text{пл}}, \text{ м}^2$	$f, \text{ м}^2$	$L, \text{ м}$	$d_e, \text{ м}$	$\delta_m, \text{ м}$	$\lambda_m, \text{ Вт/(мК)}$
0.21	0.0004575	0.894	0.00487	0.0005	17

де $f_{\text{пл}}$ – робоча поверхня, м^2 ; f - площа поперечного перерізу одного каналу, м^2 ;
 L - приведена довжина каналу, м ; d_e - еквівалентний діаметр каналу, м ; δ_m - товщину пластини, м ; λ_m - коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини, $\text{Вт/(м} \cdot \text{К)}$.

З циклу процесу конденсації агенту приймаємо:

ентальпію пара на вході в апарат – $h_{\text{п}} = 549,3 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$;

ентальпію рідини на виході з апарату – $h_{\text{р}} = 304,5 \text{ кДж / (кг} \cdot \text{К)}$

На підставі рівняння теплового балансу визначаємо масові витрати агенту та води:

$$Q_K = G_A \cdot (h_{\text{п}} + h_{\text{р}}) = G_W = C_{\text{pw}} \cdot (t_{\text{вн}} + t_{\text{вот}})$$

$$G_A = Q_K / (h_{\text{п}} - h_{\text{р}}) = 18.6 / (549.3 - 304.5) = 0.076 \text{ кг/с}$$

$$G_W = Q_K C_{\text{pw}} \cdot (t_{\text{вот}} - t_{\text{вн}}) = 18.6 / [4.18 \cdot (35 - 12)] = 0.193 \text{ кг/с}$$

де, G_A і G_W – відповідно, масові витрати агента і води кг/с ; C_{pw} – питома теплоємність води при середній (визначальній) температурі $t_{\text{вс}}$, кДж/(кгК) .

$$t_{\text{вс}} = (t_{\text{вн}} + t_{\text{вот}}) \cdot 0.5, \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{м.ср.}} = (12 + 35) \cdot 0.5 = 23.5 \text{ }^\circ\text{C}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Логарифмічний температурний напір для конденсаторів де суха насичена пара перетворюється в рідину при постійній температурі конденсації визначаємо по формулі:

$$\theta_{\text{Л}} = (t_{\text{в_out}} + t_{\text{в_in}}) / \ln [(t_{\text{к}} - t_{\text{в_in}}) / (t_{\text{к}} - t_{\text{в_out}})], \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\theta_{\text{Л}} = (35 - 12) / \ln [(40 - 12) / (40 - 12)] = 13.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Задаючись середньою швидкістю потоку води в першому приближенні $\omega_{\text{w}} = 0,05 \text{ м/с}$ і приймаючи параметри пластини з рівняння суцільності потоку знаходимо число рівнобіжних каналів у пакеті пластин апарата в одному ході по воді:

$$z = G_{\text{w}} / \omega_{\text{w}} \cdot \rho_{\text{w}} \cdot f, \text{ од}$$

$$z = 0.193 / 0.05 \cdot 997.3 \cdot 0,0004575 = 9 \text{ шт}$$

де, $\rho_{\text{w}} = 997,3 \text{ кг/м}^3$ - щільність води при визначальній температурі $t_{\text{вс}}$; $f, \text{ м}^2$ - площа поперечного перерізу одного каналу.

Коректуємо величину прийнятої швидкості:

$$\omega_{\text{w}} = G_{\text{w}} / (z \cdot \rho_{\text{w}} \cdot f)$$

$$\omega_{\text{w}} = 0.193 / (9 \cdot 997.3 \cdot 0,0004575) = 0.047, \text{ м/с}$$

Число Рейнольдса для води при заданих геометричних параметрах пластини та коректованій швидкості:

$$\text{Re} = \omega_{\text{w}} \cdot d_{\text{е}} / \nu_{\text{в}}$$

$$\text{Re} = 0.047 \cdot 0.00487 / 0.936 \cdot 10^{-6} = 245$$

де, $\nu_{\text{в}} = 0,936 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості; $d_{\text{е}}, \text{ м}$ - еквівалентний діаметр.

Критерій Нуссельта на стороні води при турбулентному русі потоку ($\text{Re} = 50 \div 25000$) визначимо за наступною формулою:

$$\text{Nu} = C \cdot \text{Re}^{0.72} \cdot \text{Pr}_{\text{w}}^{0.43} \cdot (\text{Pr}_{\text{w}} / \text{Pr}_{\text{f}})^{0.25}$$

$$\text{Nu} = 0.2 \cdot 245^{0.72} \cdot 6.47^{0.43} \cdot 1.05 = 24.6$$

де $C = 0,2$ - коефіцієнт, що враховує конструкцію пластини прийнятий за рекомендаціями наведеними у роботі [1]; Pr_{w} - число Прандтля для води при визначальній температурі $t_{\text{вс}}$; $(\text{Pr}_{\text{w}} / \text{Pr}_{\text{f}})^{0.25} = 1.05$ - відношення чисел Прандтля,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

що враховує напрямок теплового потоку, для визначення якого необхідно знати температури стінки що невідома, тому з достатньою точністю для розрахунків прийнято значення 1,05.

Коефіцієнт теплопровідності на стороні води.

$$\alpha_w = Nu \cdot \lambda_w / d_e, \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

$$\alpha_w = 24.6 \cdot (0.544 / 0.00487) = 2750 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$$

де, $\lambda_w = 0.544 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності води при визначальній температурі $t_{вс}$;

Швидкість пари холодоагенту на вході в канал, визначимо за умови що в крайніх пакетах дотичних із плитами апарата проходить вода:

$$\omega_A = GA / [(z-1) \cdot \rho_{\pi} \cdot f], \text{ м/с}$$

$$\omega_A = 0.076 / 8 \cdot 74.2 \cdot 0,0004575 = 0.28, \text{ м/с}$$

де, $\rho_{\pi} = 74,2 \text{ кг/м}^3$ - щільність пари агента при температурі конденсації; $(z-1)$, шт - число каналів по агенту

Число Рейнольдса для пари холодоагенту:

$$Re' = \omega_w \cdot L / \nu_{\pi}$$

$$Re' = 0.77 \cdot 0.894 / 0.386 \cdot 10^{-6} = 1780940$$

де, $\nu_{\pi} = 0,1887 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2 / \text{с}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості; L , м - довжина каналу (з табл.).

Параметр Π , що враховує вплив швидкості пари холодоагенту в щілинних каналах на коефіцієнт тепловіддачі при його конденсації при

$$1,2 \cdot 10^5 \leq Re' \leq 4.5 \cdot 10^6$$

$$\Pi = 0,2 \cdot Re^{0.12} \cdot Pr_{\pi}^{-0.33}$$

$$\Pi = 0.2 \cdot 13255070^{0.12} \cdot 0.99^{-0.33} = 1.129$$

Pr_{π} - число Прандтля для пари холодоагенту при температурі конденсації.

Коефіцієнт тепловіддачі при конденсації холодоагенту у вертикальних щілинних каналах, з урахуванням поправки на вплив швидкості пари:

$$\alpha_o = 1.15 \cdot \Pi \cdot [(h_{\pi} - h_p) \cdot 10^3 \cdot \rho_A^2 \cdot \lambda_A^3 \cdot g] / (\mu_A \cdot \theta_0 \cdot L)]$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де, фізичні параметри рідкого холодоагенту при температурі конденсації: $\rho_A = 918,5 \text{ кг/м}^3$ - щільність; $\lambda_A = 0,094 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ – коефіцієнт теплопровідності; $\mu = 9,72 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$.

У рівнянні присутня величина θ_0 , яка дорівнює різниці температури конденсації t_K та температури стінки $t_{ст}$ ($t_K - t_{ст} = 14$), але так як температура стінки невідома рівняння приймає вигляд:

$$A = 1.15 \cdot \Pi \cdot [((h_p - h_p) \cdot 10^3 \cdot \rho_A^2 \cdot \lambda_A^3 \cdot g) / (\mu_A \cdot L)]^{0.25}$$

$$A = 1.15 \cdot 1.129 \cdot [((549.3 - 304.5) \cdot 10^3 \cdot 918.5^2 \cdot 0.094^3 \cdot 9.81) / (9.72 \cdot 10^{-4} \cdot 0.894)]^{0.25} = 1478$$

Тоді щільність теплового потоку з боку агента дорівнює:

$$q_A = A \cdot \theta_0^{0.75}, \text{ Вт/м}^2$$

$$q_A = 1478 \cdot 14^{0.75} = 1.07 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$$

Щільність теплового потоку з боку води:

$$q_w = \frac{(t_{ст} - t_{вс})}{\left(\frac{1}{\alpha_w} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i}\right)}, \text{ Вт/м}^2$$

$$q_w = \frac{(26 - 0.5)}{\left(\frac{1}{2750} + \frac{0.005}{17} + 4,17 \cdot 10^{-4}\right)} = 1234.5 \cdot (26 - 0.5) = 3.1479 \cdot 10^4$$

де, λ_m і δ_m - параметри пластини, $\sum \delta_i / \lambda_i = 4,17 \cdot 10^{-4} \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$, прийнятий сумарний термічний опір відкладень; $(t_{ст} - t_{вс})$ - різниця температури стінки та середній температури води.

Задаючись значеннями $(t_{ст} - t_{вс}) = \theta_l = 13.4$, визначимо щільність теплового потоку на стороні води:

$$q_w = 1234.5 \cdot 13.4 = 16542 \text{ Вт/м}^2$$

$$n = 2.62 / 0,21 = 12.475, \text{ шт}$$

Отримане значення розрахункового числа пластин, округлимо до цілого парного значення убік збільшення: $n' = 14$.

Коректуємо значення площі поверхні апарата:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						73
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_{\text{ап}} = f_{\text{пл}} \cdot n', \text{ м}^2$$

$$F_{\text{ап}} = 0.21 \cdot 14 = 2.94 \text{ м}^2$$

Число рівнобіжних каналів:

$$\text{по агенту: } z_1 = 10/2 = 7 \text{ од}$$

$$\text{по воді: } z_2 = z_1 + 1 = 8 \text{ од}$$

Розрахункове значення швидкості води в апараті:

$$\omega'_w = 0.193 / (8 \cdot 997.3 \cdot 0.0004575) = 0.053 \text{ м/с}$$

Перевіримо відповідність прийнятого і розрахункового значень швидкості води в апараті:

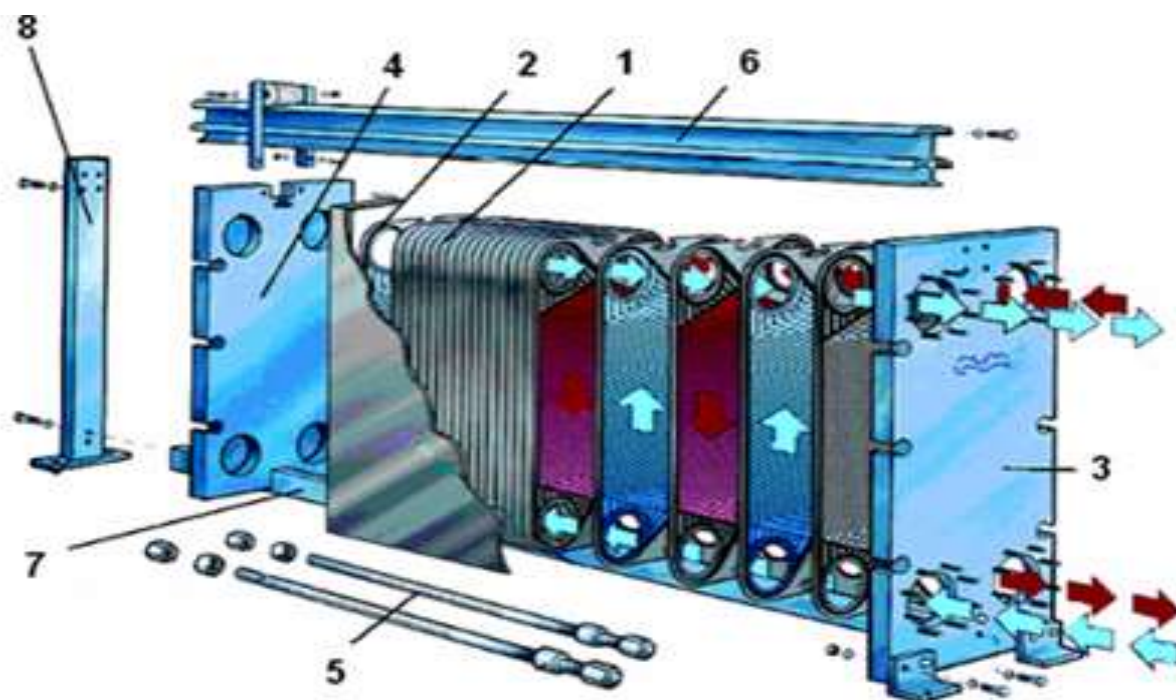
$$|(0.053 - 0.053) / 0.053| \cdot 100 = 0 \%$$

Умова виконується, тому можна зробити висновок що розрахунки вірні. За отриманим значенням площі поверхні апарату підбираємо :

ПЛАСТИНЧАСТИЙ ТЕПЛООБМІННИК ДЛЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСА, 15 КВТ T-CLIM PP-R-15-PH40-6560-V-5565

ТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Потужність теплообмінника, кВт	15
Рідина 1 (вода)	Твх = +55°C, Твих = +65°C, 1 м³/год
Рідина 2 (пропіленгліколь 40%)	Твх = +65°C, Твих = +60°C, 3 м³/год
Тип теплообмінника	Пластинчастий
Бренд	T-CLIM
Країна виробництва	Україна



Конструкція розбірного пластинчатого теплообмінника:

Блакитними та червоними стрілками позначено рух теплоносія і холодильного агента. 1-пакет пластин; 2-ущільнювальні прокладки на пластинах; 3-нерухома плита; 4- натискна плита; 5-болтове чи шпилькове з'єднання; 6-верхня направляюча; 7-нижня направляюча; 8-задня направляюча.

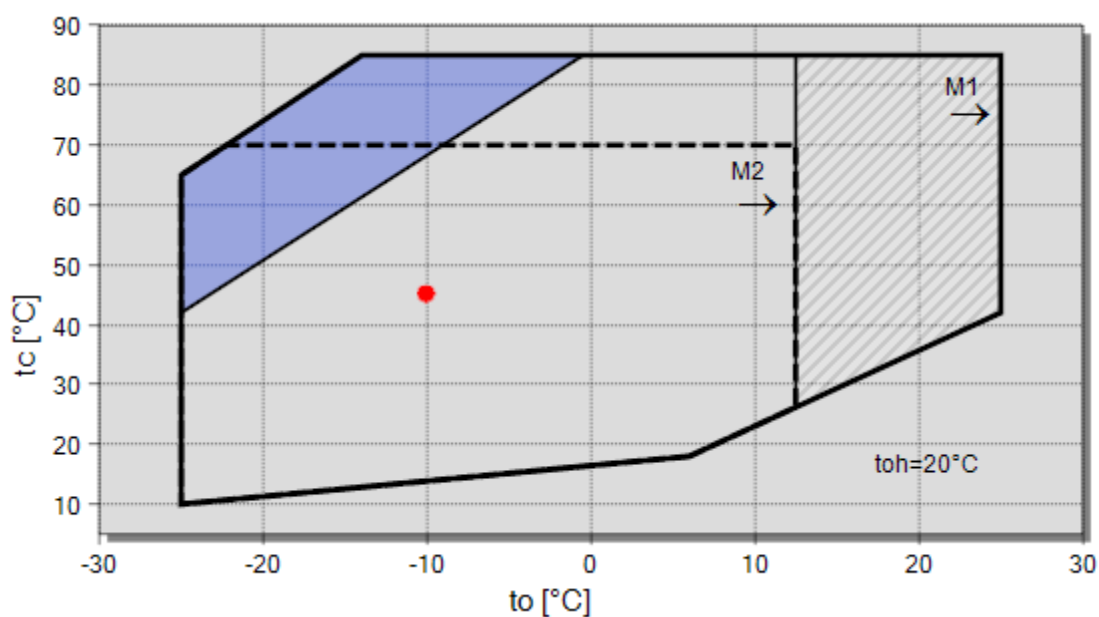
					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Підбір компресора

Підбір компресора здійснимо по потрібній холодопродуктивності $Q_0=13$ кВт з параметрами роботи, представленими при тепловому розрахунку.

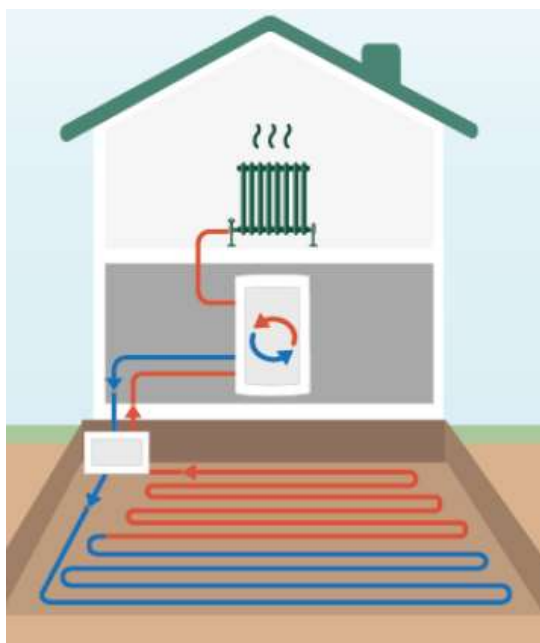
Обираємо компресор для теплового насосу 4VES-7V-40P

Параметр	4CES-6Y-40S	4VES-7Y-40P
<u>Ступені регулювання продуктивності</u>	100 %	100 %
<u>Теплова продуктивність</u>	13,95 кВт	14,41 кВт
<u>Продуктивність конденсатора</u>	13,95 кВт	14,41 кВт
<u>Продуктивність випарника</u>	9,79 кВт	10,24 кВт
<u>Споживана потужність</u>	4,16 кВт	4,17 кВт
<u>Струм (400 В)</u>	8,53 А	7,94 А
<u>Напруга живлення</u>	380–420 В	380–420 В
<u>Тепловий коефіцієнт COP/EER</u>	3,35	3,45
<u>Масова витрата</u>	290 кг/год	303 кг/год
<u>Режим експлуатації</u>	Стандарт	Стандарт
<u>Температура нагнітання без охолодження</u>	84,9 °C	83,0 °C



9. Розрахунок ґрунтового колектору

Теплові насоси використовують безкоштовні, поновлювані джерела енергії: низькопотенційне тепло повітря, ґрунту, підземних, відкритих незамерзаючих водойм, стічних і скидних вод і повітря, а також скидне тепло технологічних підприємств. Для того щоб зібрати цю теплоту витрачається електроенергія, але відношення кількості одержуваної теплової енергії до кількості затрачуваної електричної становить близько 3-7 разів. Ґрунтові теплові



насоси набули широкого поширення через мінімальну зміну температури на протязі року. Так вже на глибині 2 метрів температура ґрунту коливається від 7 до 13°C.

При використанні вертикальних свердловин глибиною від 20 до 100 м в них занурюються U-подібні пластикові (при діаметрах від 32 мм) труби. Як правило, в одну свердловину вставляється дві петлі, з заливанням суспензним розчином. В середньому питома знімання такого зонда можна прийняти рівним 50 Вт/м.п. Можна також орієнтуватися на наступні дані по зніманню тепла: кам'яні породи з високою теплопровідністю - 70 Вт/м.

$$V_s = Q_o \cdot 3600 / (\rho \cdot t), \text{ м}^3 / \text{год}$$

де, t – різниця температур між лініями подачі та возврату теплоносія, яку часто приймають рівною 3 К. Q_o – теплова потужність, що отримується від 51 низькопотенційного джерела (ґрунт), розраховується як різниця повної потужності теплового насоса Q_{wp} і електричної потужності, яка витрачається на нагрів холодоагенту P :

$$P_e = P_H \cdot (1 - 1/COP), \text{ кВт.}$$

$$P_e = 14.41 \cdot (1 - 1/3.8) = 10,6 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_s = 4.17 \cdot 3600 / (10.6 \cdot 3) = 472,07 \text{ м}^3 / \text{год}$$

Сумарна довжина труб колектора L розраховується за формулою:

$$L = Q_e / q, \text{ м}$$

$$L = 10,6 / 0,05 = 212, \text{ м}$$

Підбираємо 3 вертикальні скважини-зонди довжиною 71 м з кроком укладання 6 м. Таким чином, системи тепло- і холодопостачання будівель, які використовують низькопотенційне тепло землі, являють собою надійне джерело енергії, яке може бути використаний повсюдно. Це джерело може використовуватися протягом тривалого часу і може бути відновлено після закінчення періоду експлуатації.

					КРБ.ХЧКП.1.4 99-03.1.14	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

10. Охорона праці

При переведенні холодильного обладнання на альтернативні холодильні агенти надзвичайно актуальною стає задача вибору робочого тіла, яке володіє високою екологічною чистотою та максимальною енергетичною ефективністю.

При умовах гострої енергетичної кризи в Україні задача вибору альтернативних робочих тіл для холодильного обладнання має пріоритетне значення, оскільки буде визначати конкурентоспроможність виробляемого холодильного обладнання, в значній мірі сприяти зниженню енергетичних витрат при виробництві штучного холоду.

Після детального дослідження можливих комбінацій холодильних агентів на каскадній холодильній установці ми зупинились на вуглекислоті (верхній каскад) і пропанові (нижній каскад).

Вуглекислота (CO_2) — належить до групи загальноотруйної дії. Маючи спорідненість до гемоглобіну приблизно в 300 разів вищу, ніж у кисню, витісняє його з неміцної сполуки з гемоглобіном і разом із цим блокує дихальні ферменти, що перешкоджає переносу кисню, його передачі і засвоєнню тканинами. Сполука CO_2 із гемоглобіном називається карбоксигемоглобін. Наростання кількості карбоксигемоглобіну в крові призводить до гіпоксії, а потім аноксії — припинення тканинного дихання, що веде до тяжких уражень та смерті.

Оксид вуглецю не має подразнюючої дії і його неможливо визначити по запаху. CO_2 — це безбарвний газ, без смаку, іноді з дуже слабким часниковим запахом. Густина за повітрям 0,96. В суміші з киснем вибухає. Майже не поглинається активовані вугіллям, тобто звичайні протигази марні. Гранично допустима концентрація CO_2 у повітрі: 1,7-2,3 мг/л — небезпечна після годинного впливу 4,6 мг/л і вище — смерть при експозиції менше, ніж за годину.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Пропан, $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$, насичений вуглеводень; безбарвний горючий газ, без запаху; температура спалахування $187,7\text{ }^\circ\text{C}$, температура кипіння $-42,1\text{ }^\circ\text{C}$; межі вибуховості в суміші з повітрям $2,1\text{—}9,5\%$ (за об'ємом); міститься в природних і попутних нафтових газах, в газах, що отримуються з CO і H_2 , а також при переробці нафти. У промисловості каталітичним дегідруванням пропану отримують пропилен, нітрацією — нітрометан (у суміші з нітроетаном і нітропропаном); пропан використовують також як розчинник (наприклад, при депарафінізації нафтопродуктів), в суміші з бутаном — як побутовий газ.

Класифікація приміщень за ступенем небезпеки ураження електричним струмом. Згідно нормативному документу «Правила устрою і безпечної експлуатації холодильних установок» категорія приміщень лабораторних установок по вибуховій, вибухово-пожежній і пожежній небезпеці, по мірі небезпеки поразки електричним струмом відповідає Сніп 2.09.08-85 і вимогам ПУЕ (Правила устрою електроустановок). Згідно «Правил улаштування електроустановок» холодильна установка відноситься до приміщень напругою до 1000В

Випробування судів, працюючих під тиском.

Сосуди підлягають технічному освідочту: внутрішньому огляду, гідравлічним випробуванням (оскільки вони встановлені перед пуском в роботу), внутрішньому нагляду у раз на два роки, гідравлічним випробуванням – один раз на вісім років.

При гідравлічному випробуванні пробним тиском час витримки сосуда залежить від товщини стінки сосуда: до 50мм – 10хв , $50 \div 100\text{мм}$ – 20хв , більш ніж 100мм – 30хв . Вилиті сосуди, незалежно від товщини стінки витримують під пробним тиском 60хв . Сосуд вважається витримавшим випробування, якщо не виявлено ознак розривів, течі, сльозок, в зварювальних з'єднаннях і основному металі, видимих залишкових деформацій.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні вимоги до конструкції сосуда наступні: надійність, безпека в експлуатації, можливість проведення оглядів, очистки, промивання та ремонту.

Випробовування на міцність та щільність проводимо повітрям. Тиск поетапно збільшуючи із зупинками через 0,3МПа. На стороні нагнітання - тиск 2,5МПа, а на стороні всасування – 2МПа. Тиск утримуємо протягом 5хв. після чого знижуємо до максимального робочого. на стороні нагнітання – 2МПа, на стороні всасування – 1,6МПа утримуємо протягом 15годин. У перші три години здійснюється вирівнювання температури та тиску. Наступні 12годин не припускається зміна тиску по манометру класу 1,5 , після цього систему вакуумуємо до залишкового тиску 5,3КПа і утримуємо протягом 18 годин. В перші 6 годин припускається підвищення тиску, але не вище ніж на 50% від початкового вакуумування.

Розрахунок та підбір запобіжного клапану.

Апарати та сосуди із безпосереднім охолодженням мають пружинні запобіжні клапани у відповідності з вимогами «правил устрою та безпечної експлуатації судів, що працюють під тиском». Установка запорної арматури між апаратом та запобіжним клапаном заборонена. Необхідна установка переключаючогося вентилі із двома запобіжними клапанами.

Випуск холодильного агенту в атмосферу через запобіжний клапан виконуємо за допомогою трубопроводу, виведеного на один метр вище конька даху самої високої будівлі у радіусі 50 метрів від лабораторії.

Пропускную спроможність клапана вибираємо із врахуванням максимально можливого утворення в суді та надходженню до нього пару з живильного джерела, при відсутності розходу із сосуда.

$$M = \mu \cdot F \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2)},$$

де $\mu=0,6$ – коефіцієнт розходу;

F – площа перерізу клапану, м²;

β – коефіцієнт, залежний від показника адіабати;

ρ – щільність середовища для параметрів n та t_1 ;

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

P_1 – максимальний абсолютний тиск перед запобіжним клапаном, Па;

$P_2 = 0,1 \cdot 10^6$ – тиск поза запобіжним клапаном, Па.

Площа перерізу клапана (для компресора верхнього каскаду):

$$F = \frac{M}{\mu \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2) \cdot 10^6}}, \text{ м}^2$$

$$F = \frac{0,394}{0,6 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{2 \cdot 6,08 \cdot (0,299 - 0,1) \cdot 10^6}} = 0,4588 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр необхідного проходу.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,4588 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,024 \text{ м, приймаємо } d_y = 30 \text{ мм.}$$

Площа перерізу клапана (для компресора нижнього каскаду):

$$F = \frac{M}{\mu \cdot \beta \cdot \sqrt{2 \cdot \rho \cdot (P_1 - P_2) \cdot 10^6}}, \text{ м}^2$$

$$F = \frac{0,394}{0,6 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{2 \cdot 14,28 \cdot (0,6 - 0,1) \cdot 10^6}} = 0,188 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

Діаметр необхідного проходу.

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,188 \cdot 10^{-3}}{3,14}} = 0,0155 \text{ м, приймаємо } d_y = 20 \text{ мм.}$$

Не рідше одного разу на 12 місяців запобіжні клапани перевіряємо на стенді на спрацювання, а потім опломбовуємо.

Контрольно-вимірювальні прилади.

В приміщенні лабораторії використовуємо манометри класу точності 1,5 і встановлюємо їх таким чином щоб виключити вібрацію та щоб їх показники було чітко видно, циферблат розташовуємо вертикально або з нахилом в перед до 30°.

Манометри і мановакуметри, встановлені на висоті 3-5 метрів від рівня обслуговування мають діаметр не менш 0,2 метрів. Усі встановлені манометри опломбовані та мають тавро перевірки. Перевірка манометрів здійснюється щорічно. Терміни держперевірки – 1 рік.

Організація безпечної експлуатації холодильної установки лабораторії.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		82

До обслуговують холодильну установку особи, не молодше 18 років, які пройшли медичний огляд та які мають свідоцтво про закінчення спеціального учбового закладу або курсів:

- по експлуатації холодильної установки;
- для слюсарів КВП (контрольно-вимірювальні прилади) та автоматики;
- по автоматизації холодильної установки.

До самостійного обслуговування холодильної установки машиністи допускаються тільки після проходження стажування терміном не менше 1 місяця, в результаті якого вони опановують обслуговування конкретної установки та підтримці нормальних режимів її роботи та відповідної перевірки знань.

Стажування проводиться досвідчені наставники. Допуски до стажування та самостійної роботи здійснюються розпорядженням по лабораторії. Персонал, працюючий в лабораторії проходить інструктаж з охорони праці.

Заправка холодильних установок холодильним агентом.

Перед заповненням холодильної установки холодильним агентом перевіряємо, щоб в балоні містився відповідний холодильний агент. Перевірка проводимо по величині тиску пари холодильного агенту при температурі балона , рівній температурі навколишнього повітря. Перед перевіркою балон знаходиться в даному приміщенні не менше 6 годин. Залежність тиску холодильного агенту від температури навколишнього повітря перевіряється по таблиці насиченої пари.

Забороняється заповнювати холодильну установку холодильним агентом, що не має документації, підтверджуючої його якість.

Відкриваємо колпачкову гайку на вентилі балона в захисних окулярах. При цьому вихідний отвір вентиля балона має бути направлений убік від працівника. .

Не допускається залишати балони з холодильним агентом, приєднаними до холодильної установки, якщо не виконується заповнення або видалення з неї холодильного агенту.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Заповнення холодильним агентом виконують організації - виготовлювачі, якщо це не заперечує документація на установку.

Поповнення установок холодильним агентом виконується відповідно до вимог, викладених в інструкції організації-виготовлювача. Балони з холодильним агентом зберігаються на спеціальному складі.

Балон забороняється поміщати біля джерел тепла і токоведущих кабелів і дротів. Норма заповнення не перевищує допустимих значень, вказаних, зокрема, в Правилах пристрою і безпечної експлуатації судин, працюючих під тиском. Перевірка наповнення балонів виконується зважуванням. Первинне заповнення холодильної установки холодильним агентом оформляється актом (з додатком розрахунку необхідної кількості холодильного агенту).

Пожежна профілактика.

Границі вогнестійкості будівельної конструкції, яка визначається від початку випробування конструкції на вогнетримкість до виникнення до однієї із наступних ознак: утворення в конструкції наскрізних тріщин або наскрізних отворів, через які проникають продукти горіння або полум'я, підвищення температури на непідігріваємій поверхні конструкції більше ніж на 180°C у порівнянні з температурою до випробування; втрата конструкцією несущої спроможності (завалення).

Для захисту будівлі від розповсюдження пожежі на весь об'єкт (при виникненні на якій-небудь ділянці) передбачуються протипожежні перегородки. До них відносять протипожежні стіни, перегородки, перекриття, конструкції протипожежних зон, а також заповнення світлових проїомів в протипожежних перегородках виконуються із негорючих матеріалів.

Пожежна сигналізація.

Надійний пожежний зв'язок і сигналізація грають важливу роль у своєчасному виявленні пожеж і виклику пожежного підрозділу до місця пожежі.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Електричну пожежну сигналізацію складаємо установлені на ділянках і цехах лабораторії оповіщувачі, з допомогою котрих сигнал передається на пункт зв'язку, пожежної частини.

Теплові оповіщувачі працюють при підвищенні температури оточуючого середовища. Приймальна станція, отримавши сигнал з оповіщувача перетворює його у звукові та світлові сигнали.

Пожежний інвентар.

На території лабораторії встановлюються спеціальні пожежні щити з набором засобів первинного пожежотушіння:

- вогнегасник пінний – 2 шт.;
- вогнегасник вуглекислотний – 1 шт.;
- ящик з піском ($V=0,1 \text{ м}^3$) та лопата;
- багор;
- відро;
- лом;
- щільне полотно (волок, асбест).

Для гасіння пожеж у початкової стадії застосовуємо пінні хімічні вогнегасники. Промисловість випускає вогнегасник ВХП-10 (вогнегасник хімічний пінний, модель 10).

Забороняється застосовувати цей тип вогнегасника для гасіння електроустановок, що знаходяться під напругою, так як утворена піна електропровідна. Час роботи вогнегасника 60-65секунд.

Вуглекислотні вогнегасники застосовуємо для гасіння пожеж у електроустановках, що знаходяться під напругою.

Промисловість випускає вогнегасники ВВ-2, ВВ-5, ВВ-8 (вогнегасник вуглекислотний місткістю 2, 5 та 8 літрів).

Порошкові вогнегасники застосовуємо для гасіння горючої рідини та електроустановок, що знаходяться під напругою. Промисловість випускає порошкові вогнегасники трьох типів ВП-1 «Спутник», ВП-1Б Момент та ВПЕ-10. Дія вогнегасника 20-50секунд.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Заземлення.

Захисне заземлення – намірене з'єднання з землею металевих частин обладнання, яке не знаходиться під напругою у звичайних умовах, але які можуть опинитися під напругою в результаті порушення ізоляції електроустановки. Опір ізоляції не менше 0,5 МОм.

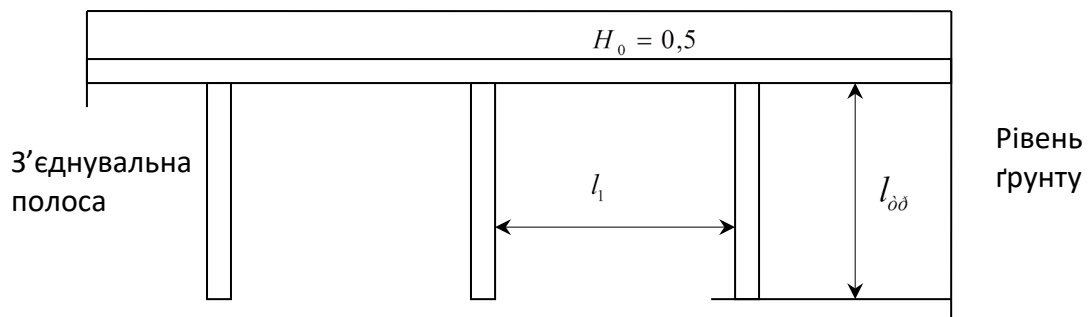
Ідея захисного заземлення складається в тому, що при появі на металевих частинах об'єкта, який захищається, створити основний шлях для утічки струму в землю не через тіло людини, а через заземлюючий провід.

В якості заземлюючих проводів використовують спеціальні провідники.

Для визначення технічного стану заземлюючих пристроїв здійснюємо огляди, при яких перевіряємо наявність електричного кола між заземленим обладнанням та заземлювачем і вимірюємо опір заземлюючих пристроїв, не рідше одного разу на рік. Гранично припустимий опір заземленого пристрою в установках з напругою до 1000В не перевищує 4Ом.

Розрахунок заземлюючого обладнання.

Схема системи заземлення.



1. Визначимо дійсний опір ґрунту:

$$\rho_{\delta\delta} = \rho_{\delta\delta} \cdot \varphi, \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

де $\rho_{\delta\delta} = 0,4 \cdot 10^2$ – фізичний опір ґрунту;

φ – кінетичний коефіцієнт, $\varphi = 1 \div 2$, обираємо $\varphi = 1,1$.

$$\rho_{\delta\delta} = 0,4 \cdot 10^2 \cdot 1,1 = 0,44 \cdot 10^2 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

2. Визначимо опір одного вертикального заземлювача:

$$R_{\partial\partial} = \frac{\rho_{\partial\partial}}{2 \cdot \pi \cdot l_{\partial\partial}} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot l_{\partial\partial}}{d} + \frac{1}{2} \ln \frac{4H + l_{\partial\partial}}{4H - l_{\partial\partial}} \right)$$

$$H = H_0 + \frac{l_{\partial\partial}}{2}, \text{ м} \quad H = 0,5 + \frac{2,5}{2} = 1,75 \text{ м.}$$

$$R_{\partial\partial} = \frac{0,44 \cdot 10^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 2,5} \cdot \left(\ln \frac{2 \cdot 2,5}{0,06} + \frac{1}{2} \ln \frac{4 \cdot 1,75 + 2,5}{4 \cdot 1,75 - 2,5} \right) = 18,15 \text{ Ом.}$$

3. Визначаємо кількість стержнів:

$$n_1 = \frac{R_{\partial\partial}}{R_{\text{ндоі}}}, \text{ шт. } R_{\text{ндоі}} = 4 \text{ Ом.}$$

$$n_1 = \frac{18,5}{4} = 4,6$$

приймаємо $n_1 = 6$,

при довжині труби $l_{\partial\partial} = 2 \text{ м}$ і відстані між ними $l_1 = 6 \text{ м}$, $\frac{l_1}{l_2} = 3$.

Коефіцієнт використання вертикальних заземлювачів: $\eta = 0,85$.

4. Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\partial\partial}^{\text{нєн}} = \frac{R_{\partial\partial}}{n \cdot \eta} = \frac{18,15}{6 \cdot 0,85} = 3,55 \text{ Ом.}$$

5. Визначаємо довжину з'єднувальної полоси:

$$L_n = (n - 1) \cdot l_1 + 50 \div 100, \text{ м}$$

$$L_n = (6 - 1) \cdot 6 + 82,5 = 112,5, \text{ м}$$

6. Визначаємо опір з'єднувальної полоси:

$$R_n = \frac{\rho_{\partial\partial}}{2\pi \cdot L_n \cdot \eta} \cdot \ln \frac{2 \cdot L_n^2}{b \cdot H_0}, \text{ Ом}$$

$b = 0,05 \text{ м}$ – ширина полоси;

7. загальний опір системи заземлення:

$$R_{\text{за}} = \frac{R_{\partial\partial}^{\text{нєн}} \cdot R_n}{R_{\partial\partial}^{\text{нєн}} + R_n}, \text{ Ом;}$$

$$R_{\text{за}} = \frac{3,55 \cdot 13,4}{3,55 + 13,4} = 2,8 \text{ Ом.}$$

$$R_{\text{за}} < 4 \text{ Ом.}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						87
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Виробнича санітарія.

Лабораторія є просторою, добре освітленою, обігрітою, в перехідний та холодний періоди року. Об'єм приміщення лабораторії на кожного працюючого складає більше 1,5м³, а площа приміщення – не менше 4,5м².

Конструкції зовнішніх огорожень опалювального приміщення виключають утворення конденсату на їх внутрішніх поверхнях.

Для попередження поглинання і накопичення токсичних речовин та руйнування агресивними речовинами внутрішніх поверхонь приміщень захищені глазурованими керамічними плитками кислототривкими штукатурками, олійними фарбами та іншим подібним покриттям, яке легко піддається чищенню. Підлога лабораторії виготовлена із вологогазонепроникненого матеріалу (бетону).

Вентиляція.

Утворення сприятливих метеорологічних умов на робочих місцях залежить від раціонального устрою систем вентиляції, кондиціонування повітря та опалення.

За характером дії вентиляцію розділяють на приточну, витяжну та приточно-витяжну, за місцем дії – загально обмінну та місцеву.

В приміщень є аварійна та витяжна вентиляцію.

Найбільш ефективною є приточно-витяжна вентиляція, яка здійснюється за допомогою вентиляторів одночасну подачу свіжого повітря та видалення забрудненого. Лабораторії обладнують вентиляцією із кратністю циркуляції 3 для приточної та 4 для витяжної.

Кількість повітря, необхідного для вентиляції визначаємо знаючи кількість виділяємих шкідливих речовин і їх концентрації у видаленому і приточному повітрі. Для приблизних розрахунків використаємо метод кратності:

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$L = k \cdot V, \text{ м}^3/\text{ч}$$

где k – коефіцієнт кратності, 1/год,

V – об'єм приміщення, м^3 ,

Приймаємо слідуючі коефіцієнти кратності вентиляції:

Витяжна: $k = 4$;

Приточна: $k = 3$;

Аварійна: $k = 4$.

Об'єм приміщення лабораторії складає:

$$V = A \cdot B \cdot H, \text{ м}^3$$

де A – довжина, $A = 6,0 \text{ м}$;

B – ширина, $B = 4,0 \text{ м}$;

H – висота, $H = 3,2 \text{ м}$.

$$V = 6 \cdot 4 \cdot 3,2 = 76,8 \text{ м}^3/\text{год}.$$

1 визначаємо продуктивність вентиляції по кратності повітрообміну:

$\text{м}^3/\text{год}$;

$$L_{\text{прит}} = 3 \cdot 76,8 = 230,4 \text{ м}^3/\text{год};$$

$$L_{\text{авар}} = 4 \cdot 76,8 = 307 \text{ м}^3/\text{год}.$$

2. Потужність електродвигуна вентилятора визначаємо по формулі:

$$N = \frac{k \cdot L \cdot \Delta P_n \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot \eta_{\text{вент.}} \cdot \eta_{\text{перед.}}}, \text{ кВт}.$$

де ΔP_n - втрати тиску в мережі трубопроводів;

Для розрахунків приймаємо високонапорний вентилятор $\Delta P_n = 3000 \text{ Па}$;

$\eta_{\text{вент}}$ – К.К.Д. вентилятора

$$\eta_{\text{вент.}} = 0,6 \div 0,8, \text{ приймаєм } \eta_{\text{вент.}} = 0,7$$

$\eta_{\text{пр}}$ – К.К.Д. привода вентилятора

$$\eta_{\text{пр.}} = 0,9 \div 1, \text{ приймаєм } \eta_{\text{пр.}} = 0,95.$$

$$N_{\text{внт}} = \frac{4 \cdot 307 \cdot 3000 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 1,54 \text{ кВт}$$

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

$$N_{\text{прим}} = \frac{3 \cdot 230 \cdot 3000 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 0,86 \text{ кВт}$$

$$N_{\text{авар}} = \frac{4 \cdot 307 \cdot 3000 \cdot 10^{-6}}{3,6 \cdot 0,7 \cdot 0,95} = 1,54 \text{ кВт}$$

У відповідності із розрахунку по каталогу підбираємо вентилятор.

Розрахунок освітлення.

Розрахунок системи штучного освітлення проводим по наступним даним:

Довжина приміщення, $A = 6,0 \text{ м}$;

Ширина приміщення, $B = 4,0 \text{ м}$;

Висота підвісу світильника $H = 3,2 \text{ м}$;

Напруга в мережі $V = 220 \text{ В}$.

Вибираємо в якості джерела світла газорозрядні лампи. Система освітлення - загальна. Вибираємо світильник типу ПВЛП.

Відстані між центрами світильників (L) до висоти їх підвісу ($H_{\text{раб}}$) складає:

$$H_{\text{раб}} = H - 0,8 = 3,2 - 0,8 = 2,4 \text{ м}$$

$$\text{В даному випадку приймаємо } \frac{L}{H_{\text{раб}}} = 1,5$$

$$H_{\text{раб}} = 2,4 \text{ м, тоді } L = 3,6 \text{ м}$$

Визначаємо кількість необхідних світильників:

$$N = \frac{A \cdot B}{L^2}$$

Визначаємо світловий потік ламп світильника:

$$\Phi = \frac{E_n \cdot S \cdot \kappa \cdot z \cdot 100}{N \cdot \eta}, \text{ лм}$$

де E_n – мінімальна нормуємо освітленість, приймаємо $E_n = 400 \text{ лк}$,

S – площа приміщення, $S = 24,0 \text{ м}^2$,

κ – коефіцієнт запасу, що враховує старіння ламп, $\kappa = 1,5$,

z – відношення середньої освітленості до мінімальної,

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						90
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$z = 1,1$ (для люмінесцентних ламп),

η – коефіцієнт, використання світлового потоку, який залежить від індекса приміщення - i .

Визначаємо індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{H_{\text{раб.}} \cdot (A + B)},$$

$$i = \frac{6.0 \cdot 4.0}{2.4 \cdot (6.0 + 4.0)} = 1$$

$$\Phi = \frac{400 \cdot 24 \cdot 1.5 \cdot 1.1 \cdot 100}{2 \cdot 0.39} = 20307 \text{ лм}$$

У відповідності із виконаним розрахунком вибираємо 4 світильника із двома лампами ($n=2$) ЛБ 80 ($r=80$ Вт) із світловим потоком 10440 лм.

Потужність світильників:

$$R = r \cdot N \cdot n = 80 \cdot 4 \cdot 2 = 640 \text{ Вт.}$$

Долікарська допомога.

Поразка холодильним агентом.

При отруєнні постраждалого необхідно вивести на свіже повітря або в чисте тепле приміщення. При цьому слід звільнити його від стискаючого дихання одягу, зняти забруднений холодильним агентом одяг і надати постраждалому повний спокій. У всіх випадках отруєння давати вдихати йому медичний кисень протягом 30...45 хвилин (з гумової подушки, балона), зігріти хворого (обкласти грілками). В випадку глибокого сну і можливого зниження больової чутливості слід дотримуватися обережності, аби не викликати опіків. Необхідно постраждалому давати пити міцний солодкий чай або каву, вдихати з вати нашатирний спирт. Незалежно від стану постраждалого має бути викликана швидка допомога.

За наявності явищ роздратування слизової оболонки виконуємо полоскання носа і гортані 2 %-вим розчином соди або водою. При попаданні холодильного агента в очі здійснюємо рясне промивання очей струменем чистої води. Потім до приходу лікаря надіваємо темні захисні окуляри. Не

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.14	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забинтовувати очі, не накладати на них пов'язок. При попаданні холодильного агенту на шкіру спостерігається процес її відмороження. В цьому випадку занурюємо уражену кінцівку в теплу воду (35...40 °C) на 5...10 хвилин. Після цього на пошкоджену ділянку накладаємо марлеву пов'язку. В випадку появи пухирів накладаємо марлеву пов'язку на пухірі.

В лабораторії є аптечка із засобами для надання долікарської допомоги:

- нашатирний спирт (для дихання);
- валеріанові краплі;
- двовуглекисла сода (для промивання очей або полоскання горла);
- темні захисні окуляри;
- мазь Вишнєвського або Пеніцилін (для змазування пошкодженої поверхні шкіри);
- серветки, вата, бинти;
- дерев'яні лопатки (для узяття і накладення мазі). В спеціально відведеному місці слід мати балон з медичним киснем і устаткуванням до нього.

Ураження електричним струмом.

Перша перед лікарська допомога у нещасних випадках від електричного струму складається з двох етапів: звільнення потерпілого від дії струму та надання йому медичної допомоги. Звільнення потерпілого від дії струму здійснюється кількома способами. Найбільш простий та правильний спосіб – це відключення відповідної частини електроустановки. Якщо відключення швидко зробити неможна через будь-які причини (наприклад, далеко розташований вимикач), можливо при напрузі до 1000 В перерубати дроти сокирою з дерев'яною рукояткою або відтягнути потерпілого від струмопровідної частини, тримаючись за його одяг, якщо він сухий, відкинути від нього дріт за допомогою дерев'яної палиці та ін.

При напрузі більше 1000 В слід застосовувати діелектричні рукавиці, боти та в необхідних випадках ізолюючу штангу або ізолюючі кліщі.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.15	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

У ході виконання кваліфікаційної роботи було розроблено проєкт комбінованої системи опалення, охолодження та гарячого водопостачання для приватного житлового будинку площею 180 м² у м. Одеса на базі ґрунтового теплового насоса з використанням холодильного агента R744.

У процесі дослідження було:

- визначено загальні теплові втрати будівлі та виконано повний теплотехнічний аналіз огорожувальних конструкцій;
- розраховано теплоприпливи через зовнішні огорожі та внутрішні джерела теплоти;
- виконано проєктування та підбір вмонтованих систем обігріву (тепла підлога, фанкойли). Тепла підлога – 7 контурів загальною довжиною 327 м. Фанкойл – Daikin Alterma EBB16D6V/ERLA16DV/W (холод – 13,8 кВт, тепло – 16,0 кВт).
- проведено тепловий розрахунок холодильної системи, включаючи підбір пластинчастого конденсатора (*15 KBT T-CLIM PP-R-15-PH40-6560-V-5565*) та компресора (*4VES-7V-40P*);
- виконано розрахунок ґрунтового колектора, визначено необхідну теплову потужність та отримано оптимальну конфігурацію: 3 вертикальні свердловини по 71 м, що забезпечують стабільне низькопотенційне джерело тепла.

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.15	Арк.
						93
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 року [Електронний ресурс]. – Режим доступу : zakon1.rada.gov.ua/signal/kr0614.
2. Боженко М. Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціювання повітря будівель [Електронний ресурс] : навчальний посібник. Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 304 с. Режим доступу: ela.kpi.ua.
3. Пирков В. В., Любарець В. А. Особливості проектування сучасних систем водяного опалення [Електронний ресурс] : довідковий посібник. Київ: ПП «Літтер», 2003. 118 с. Режим доступу: herz.ua.
4. 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.
5. ДБН В.2.5-31:2016 «Теплова ізоляція будівель» [Електронний ресурс]. – Київ: Мінрегіон України, 2017. – 61 с. – (Державні будівельні норми України). – Режим доступу: e-construction.gov.ua.
6. Безродний М.К. Термодинамічна та енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання: монографія / М.К. Безродний, Н.О. Притула. – К.: НТУУ «КПІ» Вид-во «Політехніка», 2016. – 272 с.
7. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, Вентиляція та Кондиціювання. Київ : Мінрегіонбуд України, 2013. - 141 с.
8. ДБН В.2.2-15:2019 «Житлові будівлі. Основні положення» [Електронний ресурс]. – Київ: Мінрегіон України, 2019. – 55 с. – Режим доступу: e-construction.gov.ua.
9. Онлайн калькулятор
https://info.liconce.com/otoplenie/raschet_teplogo_pola_online
10. Офіційний сайт компанії BITZER SOFTWARE
<https://www.bitzer.de/websoftware/calculate/HHK/?tab=limits>

					КРБ.ХУКП.1.499-03.1.15	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		