

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

на тему: Дослідження режимів роботи теплового насоса з
використанням відновлюваних джерел енергії

Здобувача Таряника Є.В.
2 курсу ХМ-161МН групи
Керівник к.т.н., доц. Трандафілов В.В.
Консультанти: д.т.н, проф. Хмельнюк М.Г.
д.е.н, проф. Басюркіна Н.Й.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від 28.05.2026 р. протокол № 10
Завідувач кафедри ХУКП Михайло ХМЕЛЬНЮК

Одеса - 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

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

«20» листопада 2025 року

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Таряник Євгеній Вікторович

1. Тема роботи Дослідження режимів роботи теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії

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

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 28.05.2026 р.

3. Вихідні дані роботи

Система кондиціонування на базі парокомпресійного теплового насосу в системі комбінованого виробництва тепла та холоду тепловий насос, який працює на R-410A, R-452B, R-1234ze, R-1234yf. розташований у м. Одеса. Будинок площею 300м² у м. Одеса. Будівля є двоповерховою.. Вологість повітря у приміщенні: 40% - 60%

4. Перелік питань, які потрібно розробити

Реферат, Вступ, Розділ 1 Теоретична частина;

Розділ 2 Аналітична частина. Розділ 3 Економічна частина;

Розділ 4 Охорона праці.

Висновки.

Перелік використаної літератури.

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

1. Презентація в PowerPoint

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

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

7. Дата видачі завдання _____ 20.11.2025 р. _____

Керівник _____ Трандафілов В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Таряник Є.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач-дипломник _____ Таряник Є.В.

Керівник роботи _____ Трандафілов В.В.

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

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

Здобувач-дипломник _____ Таряник Євгеній Вікторович _____

РЕФЕРАТ

У кваліфікаційній роботі розроблено та проаналізовано тепловий парокомпресійний насос, призначений для систем опалення, кондиціонування та гарячого водопостачання, який працює на сучасних холодоагентах R-410A, R-452B, R-1234ze, R-1234yf. Система передбачає використання 2 баків для забезпечення роботи протягом усього року. Особливістю є нагрівання бака для гарячого водопостачання до температури 60 °C і вище, що відповідає санітарним нормам. Основні технічні рішення: Встановлення форконденсатора для компенсації тепла та підтримання температури 60 °C у баку ГВП, що дозволяє економити 8–10% витрат на нагрів води. Використання теплообмінника між баком опалення та баком ГВП, який компенсує дефіцит енергії в системі опалення на рівні 4 кВт. Окремий бак для опалення забезпечує влітку температуру до 20 °C, що створює комфортні умови та зменшує капітальні витрати на 5–7%.

Ключові слова: тепловий насос, парокомпресійна система, холодоагенти, енергоефективність, опалення, кондиціонування, гаряче водопостачання.

ABSTRACT

This thesis develops and analyses a thermal vapour compression heat pump designed for heating, air conditioning and domestic hot water systems, which operates using modern refrigerants R-410A, R-452B, R-1234ze and R-1234yf. The system incorporates two tanks to ensure year-round operation. A key feature is the heating of the hot water supply tank to a temperature of 60 °C and above, in accordance with sanitary standards. Key technical solutions: Installation of a heat recovery condenser to compensate for heat loss and maintain a temperature of 60 °C in the DHW tank, resulting in an 8–10% saving on water heating costs. Use of a heat exchanger between the heating tank and the DHW tank, which compensates for an energy deficit in the heating system of 4 kW. A separate heating tank ensures a temperature of up to 20 °C in summer, creating comfortable conditions and reducing capital expenditure by 5–7%.

Keywords: heat pump, vapour compression system, refrigerants, energy efficiency, heating, air conditioning, hot water supply.

						Арк.
						4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ.....	5
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1. Теоретична частина.....	8
1.1. Принцип роботи систем опалення на базі теплових насосів.....	8
1.2. Вибір холодильного агента для теплового насоса.....	17
1.3. Сучасні холодильні агенти для теплового насоса.....	19
1.4. Кігалійская поправка по робочим тілам для ТН.....	23
1.5. Характеристика холодоагентів.....	30
РОЗДІЛ 2. Аналітична частина.....	39
2.1. Характеристика будівельно-ізоляційних конструкцій будинку.....	39
2.2. Розрахунок теплоприпливів через огорожувальні конструкції.....	46
2.3. Аналіз та розрахунок системи кондиціонування повітря.....	53
2.4. Розрахунок системи водяної теплої підлоги.....	57
2.5. Технологія монтажу системи водяної теплої підлоги.....	65
2.6. Теплотехнічний розрахунок водяної теплої підлоги.....	68
2.7. Гідралічний розрахунок системи водяної теплої підлоги.....	70
2.8. Тепловий розрахунок холодильної системи.....	72
2.9. Порівняльний аналіз холодоагентів.....	76
2.10. Розрахунок баку ГВП і баку осистеми опалення.....	91
РОЗДІЛ 3. Економічна частина.....	98
РОЗДІЛ 4. Охорона праці.....	106
ВИСНОВКИ.....	114
Перелік використаної літератури.....	115

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ документа</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Гаряник С.В.</i>			<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Трандафілов В.В.</i>				5	115
<i>Н. Контр.</i>					ОНТУ Гр. ХМ-161МН		
<i>Затверд.</i>		<i>Трандафілов В.В.</i>					

Дослідження режимів роботи теплового насоса з використанням відновлюваних джерел енергії

ВСТУП

В нашій країні проблеми економії енергоресурсів є особливо важливими в теперішній період розвитку. Вартість палива та теплової енергії постійно зростає, і ця тенденція прогнозується на майбутнє. Разом з тим швидко збільшується обсяг споживання енергії, що робить актуальним пошук резервів для зниження енерговитрат. Одним із ключових напрямів є впровадження енергозберігаючих технологій у системах теплопостачання, опалення, вентиляції та кондиціювання повітря (ТГВ).

Функціонування традиційних систем інженерного обладнання має значний негативний вплив на навколишнє середовище. Викиди від ТЕЦ та котелень складають понад третину загальних викидів в атмосферу, що спричиняє погіршення екологічної ситуації та зростання захворюваності населення. Додатковим чинником є підвищення вартості видобутку та транспортування паливно-енергетичних ресурсів.

Теплові насоси, зокрема ґрунтові (Ground Source Heat Pumps, GSHP), сьогодні розглядаються як прогресивне технологічне рішення.** Вони здатні використовувати низькопотенційне тепло ґрунту, ґрунтових вод, скидного вентиляційного повітря та стічних вод, перетворюючи його у високопотенційне тепло для обігріву будівель та нагріву води.

Сучасні дослідження показують:

- **Енергоефективність GSHP** сягає **300–600%** (COP 3,5–6,0), що значно перевищує традиційні системи.
- **Зниження викидів CO₂** становить **50–70%** у порівнянні з котельними на викопному паливі
- **Інтеграція з «розумними» технологіями** (AI, IoT, ML) забезпечує оптимізацію роботи, прогнозування навантажень та підвищення довговічності систем
- **Гібридні системи** (поєднання ґрунтових насосів із сонячними та вітровими джерелами) підвищують стабільність енергопостачання та ефективність.

						Арк.
						6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ****Економічна ефективність****: попри високі інвестиційні витрати (\$2500–5000 за 1 кВт встановленої потужності), окупність досягається протягом ****5–15 років****, а експлуатаційні витрати залишаються низькими (\$0,01–0,03 за кВт·год).

Важливим аспектом є екологічна безпека таких систем. За рахунок зниження споживання викопного палива ґрунтові теплові насоси дозволяють скоротити викиди парникових газів на 50–70% у порівнянні з котельними установками. Це відповідає сучасним міжнародним стандартам у сфері енергетики та кліматичної політики, зокрема вимогам Європейського Союзу щодо декарбонізації будівельного сектору.

Сучасні тенденції також включають інтеграцію ґрунтових теплових насосів із системами «розумного дому» та відновлюваними джерелами енергії. Використання алгоритмів штучного інтелекту та Інтернету речей (IoT) дозволяє оптимізувати роботу обладнання, прогнозувати навантаження та підвищувати довговічність систем. Гібридні рішення, що поєднують ґрунтові теплові насоси із сонячними колекторами чи фотоелектричними панелями, забезпечують ще більшу ефективність та енергетичну незалежність.

Таким чином, впровадження ґрунтових теплових насосів у системи ТГВ дозволяє одночасно вирішувати завдання ****енергозбереження, екологічної безпеки та економічної ефективності****, що робить їх одним із найперспективніших напрямів розвитку сучасних інженерних систем.

Метою даного дослідження є аналіз та удосконалення парокомпресійного теплового насоса для підвищення енергоефективності екологічно безпечних енергетичних систем.

Об’єктом дослідження виступає парокомпресійний тепловий насос із плаваючою температурою конденсації. Встановлено, що зміна температури конденсації протягом року суттєво впливає на ефективність роботи теплового насоса та рівень споживання електричної енергії.

Основним методом дослідження є порівняльний аналіз коефіцієнта перетворення (COP) та витрат електроенергії за різних режимів роботи системи. Проведено порівняння значень COP для розрахункової температури конденсації та для фактичної температури конденсації, що змінювалася впродовж річного циклу експлуатації теплового насоса.

						Арк.
						7
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.

1.1. Принцип роботи систем опалення на базі теплових насосів

Тепловий насос – пристрій для перенесення теплової енергії від джерела з нижчою температурою до джерела з більш високою температурою, що дозволяє за допомогою витрат електричної енергії використовувати низькотемпературну теплову енергію ґрунту, повітря, води, господарсько-побутових стоків, шахтних вод, промислових скидів для отримання теплоносія придатного для тепло- та холодопостачання приміщень, будівель, споруд. При цьому витрачаючи 1 кВт·год електричної енергії на роботу насоса можна отримати близько 2,5-3,5 кВт·год теплової енергії.

Загальна встановлена потужність теплових насосів на сьогодні складає 15 723 МВт [1]. Встановлена потужність геотермальних теплонасосних систем становить близько 6 700 МВт [2].

Такий великий обсяг використання теплових насосів у розвинених країнах пояснюється значними перевагами теплонасосних установок перед іншими системами теплопостачання:

- мають високий ступінь автоматизації;
- відрізняються високою надійністю, налагодженою системою виробництва та технічного обслуговування;
- приносять високу ефективність; (на кожен кіловат електричної енергії, витрачений на привід компресора, можна отримати від 3 до 8 кВт теплової енергії залежно від температури низькопотенційного джерела [3];
- характеризується високим рівнем заводської готовності обладнання, простотою монтажу, підключення та технічного обслуговування [4].

Зменшити температурний перепад без значного впливу на ефективність системи опалення можна за умови використання нового напрямку у теплофікації – «теплі підлоги». Технології створення «тепліх підлог» відпрацьовані та розширюють обсяги використання, а ТН з «теплими підлогами» – це ще найбільш ефективніша система теплопостачання.

Лінійка потужності теплових насосів досить різноманітна, тому робить можливим забезпечення теплопостачання приватного будинку. Головним пріоритетом при реалізації такого проекту є наявність джерела низькотемпературної теплової енергії та економічна ефективність самого проекту.

Перед встановленням ТН постає потреба в проекті опалення, також попередньо проводиться розрахунок теплових втрат у приміщенні – це потрібно для того, щоб підібрати найбільш ефективний насос, який постачатиме теплом у необхідній кількості. Для монтажу обладнання потрібна оцінка технічних умов.

При встановленні ТН необхідно дотримуватись наміченого плану робіт:

- буріння свердловини;
- встановлення зондів та їх занурення на глибину;
- занурення колектора, до якого встановлені теплообмінники;
- опускання труб з теплоносієм, а також з холодоагентом;
- розведення труб та їх з'єднання;
- встановлення баків, забезпечених термометром та нагрівальним елементом;

									Арк.
									8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18				

- підключення до електромережі;
- підключення до системи опалення будинку;
- пробний запуск системи.

У системах теплопостачання для приватних будинків потрібно враховувати протяжність теплових мереж споживача, які вимагають капітальних вкладень під час будівництва і експлуатації, але в перспективному баченні окуповуються при використанні.

Щоб забезпечити ефективну роботу теплового насоса, необхідно дотримуватися низки умов [5]:

- приміщення має бути якісно утепленим (тепловтрати не можуть перевищувати 100 Вт/м²);
- тепловий насос вигідно використовувати для низькотемпературних опалювальних систем. Цей критерій відповідає системі теплої підлоги [6], оскільки її температура 35-40°C. ККД багато в чому залежить від співвідношення між температурою вхідного контуру і вихідного.

Принцип дії теплового насосу:

- холодоагент надходить у випарний контур і змінює свій агрегатний стан. При переході з рідкого стану в газоподібний з середовища поглинається тепло;
- за допомогою компресора газ під значним тиском переміщається в місце де необхідно віддати тепло. При цьому температура самого холодоагенту збільшується в декілька разів;
- стиснутий газ у теплообміннику конденсується, віддаючи при цьому накопичену енергію;
- тепло, що вивільнилося, передається рідині, яка циркулює в системі опалення будинку.

Енергія здатна без обмеження постійно переміщатися від пристрою, де здійснюється її відбір, до радіаторів опалення, тому цей процес нагадує спосіб перекачування будь-яких рідких або газоподібних речовин. Навіть незважаючи на те, що тепловий насос, який використовується для опалення будинку, споживає значну кількість електроенергії, в результаті такий спосіб обігріву обійдеться значно дешевше за використання традиційних печей і котлів.

Застосування теплових насосів є економічно виправданим, якщо тепла енергія використовується безпосередньо на місці установки обладнання.

Тепловий насос – пристрій для переносу теплової енергії від джерела низькопотенційної теплової енергії (з низькою температурою) до споживача (теплоносія) з більш високою температурою. Термодинамічно тепловий насос аналогічний холодильній машині. Однак якщо в холодильній машині основною метою є виробництво холоду шляхом відбору теплоти з будь-якого об'єму випарником, а конденсатор здійснює скидання теплоти в навколишнє середовище, то в тепловому насосі картина зворотна. Конденсатор є теплообмінним апаратом, що виділяє теплоту для споживача, а випарник - теплообмінним апаратом, що утилізує низькопотенційну теплоту та переробляє її у вторинні енергетичні ресурси і (або) нетрадиційні поновлювані джерела енергії.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Поняття холодильної машини та теплового насоса, класифікація і область застосування

Зазвичай холодильна машина переносить тепло від джерела, температура якого нижче навколишнього середовища, до джерела, що має температуру навколишнього середовища, - води або повітря; в цьому випадку машина служить для охолодження або підтримки низьких температур в певному обсязі - холодильній камері.

За допомогою холодильної машини тепло можна перенести і до джерела, температура якого значно вище навколишнього середовища. Це тепло можна корисно використовувати, наприклад, для опалення. У цьому випадку холодильну машину прийнято називати тепловим насосом.

Опис роботи теплового насосу:

1. Незамерзаючий теплоносій, що проходить по трубопроводу, який укладається, наприклад, в землю, забирає по ходу якусь кількість тепла, що накопичене в ґрунті, та нагрівається на кілька градусів. Теплоносій, проходячи через спеціальний теплообмінник, званий випарником, розташований всередині теплового насоса, передає накопичене тепло внутрішньому контуру теплового насоса.

2. Внутрішній замкнений контур теплового насоса заповнений спеціальним хладагентом. Хладагент при низькому тиску і низькій температурі поступає у випарник. Сам хладагент має дуже низьку температуру кипіння. Коли він проходить через випарник, забирає накопичене тепло та переходить з рідкого стану в газоподібне з температурою +6град.С.

3. Газоподібний хладагент потрапляє з випарника в компресор - серце теплового насоса, тут він стискається, його температура ще більше підвищується. При стисканні пари проходить виділення великої кількості тепла. Температура рідини підвищується до 35-60град. С.

4. Далі нагрітий хладагент поступає в конденсатор, у якому відбувається передача тепла в контур споживання тепла - контур системи опалення та гарячого водопостачання. Нагрітий до температури 45-60град. теплоносій

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	<i>Арк.</i>
<i>Зм.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		10

спочатку поступає в накопичувальний бак для зняття пікових навантажень теплового насосу. Після цього нагріта вода використовується як для системи опалення - поступає до опалювальних приладів, так і для подачі в точки використання гарячої води.

5. Хладагент, після того як віддав тепло в систему опалення, проходить крізь дросельний клапан, в якому за рахунок моментального зниження тиску, знову переходить в рідкий стан, а температура його різко падає. Після чого цикл повторюється: холодоагент знову потрапляє у випарник і забирає низькопотенційне тепло.

На сьогоднішній день теплові насоси - геотермальні, повітряні чи водяні, є найбільш ефективним, екологічним та енергозберігаючим видом теплотехнічного обладнання, що використовується для опалення, кондиціонування приміщень та гарячого водопостачання. Навіть в умовах відсутності державної підтримки та стимулювання впровадження такої енергоефективної техніки для населення України, при високих первинних інвестиціях,- реальних кращих за теплові насоси альтернатив на сьогоднішній день не існує. Ціни на теплові насоси в зв'язку зі зростанням темпів їх використання та все більшою популярністю в світі, знижуються.

Грунт – це, мабуть, найбільш універсальне джерело розсіяного тепла. Він акумулює сонячну енергію і круглий рік підігрівається від земного ядра. При цьому він завжди "під ногами" і здатний віддавати тепло незалежно від погоди. Адже вже на глибині 5-7 м температура практично постійна протягом всього року. Для середньої смуги Росії вона становить 5-8 ° С. Це дуже підходящі умови для роботи ТН. Більш того, у верхніх шарах землі мінімум температури досягається на пару місяців пізніше піку морозів - потреба в інтенсивному обігріві до цього часу зменшується. В цілому ж грунт досить надійно поставляє калорії. Необхідна енергія збирається теплообмінником, заглибленим у землю, і акумулюється в носії, який потім подається у випарник ТН і повертається назад за новою порцією тепла. В якості такого переносника енергії використовують незамерзаючу, екологічно нешкідливу рідину (її

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

називають також "розсол" або антифризом). Це може бути тридцятивідсотковий водний розчин етилен-або пропіленгліколю.

Грунтові зонди (вертикальні колектори) – це система довгих труб, що опускаються в глибоку свердловину (50-150 м). Тут потрібен лише клаптик землі, зате потрібні дорогі бурильні роботи. На глибині завжди однакова температура - близько 10 ° С, тому зонди потужніші горизонтальних колекторів. Метр їх довжини поставляє від 30 до 100 Вт теплової потужності, в залежності від ґрунту. Найбільш застосовувані зонди: труба в трубі і U-образний зонд. По одній лінії "розсіл" подається циркуляційним насосом вниз, по іншій їм же піднімається наверх, до випарника. Для поліпшення теплопередачі і підвищення міцності зонду, зазор між землею або обсадною трубою і робочими трубами заповнюється Бетонітом або бетоном. Якщо потрібно отримати велику потужність, таких теплосбірників роблять кілька. Відстані між ними - 5-7 м.

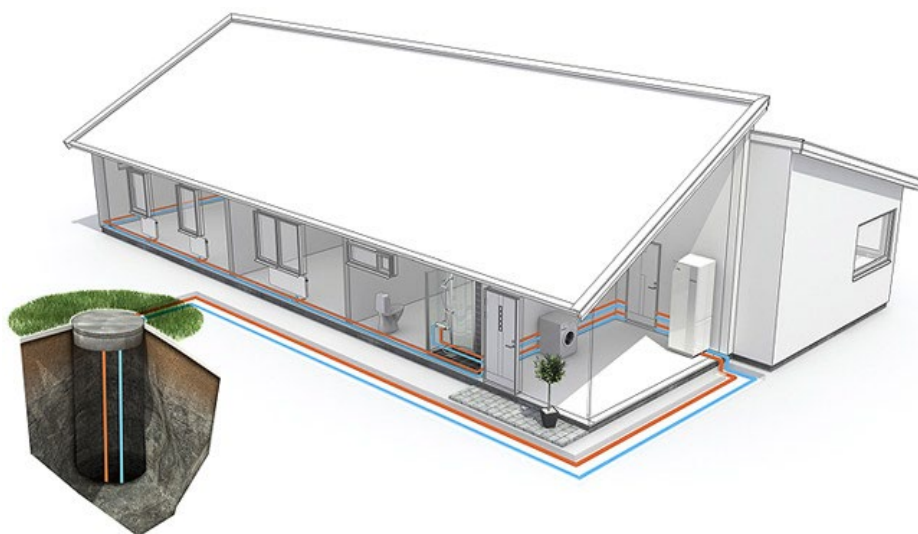


Рис. 1.1 Закладка вертикального ґрунтового колектору

Принцип дії ґрунтового теплового насоса

Ґрунтовий тепловий насос (ГТН) — це пристрій, що використовує природне тепло ґрунту для опалення будівель, підігріву води або навіть для охолодження приміщень. Принцип дії ґрунтового теплового насоса базується

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

на використанні теплової енергії, яка акумулюється в ґрунті протягом року завдяки сонячному випромінюванню. Ця технологія належить до відновлюваних джерел енергії і є екологічно чистою альтернативою традиційним системам опалення.

Основи роботи теплового насоса

Тепловий насос працює за принципом перенесення тепла з одного середовища в інше. У випадку ґрунтового теплового насоса тепло витягується з ґрунту і переноситься до системи опалення будівлі (див. рис. 1.2). Головними елементами системи є:

1. **Зовнішній контур** (геотермальний колектор або зонди), який розташовується в ґрунті.
2. **Внутрішній контур** з теплообмінником і компресором.
3. **Система розподілу тепла** (радіатори, тепла підлога тощо).

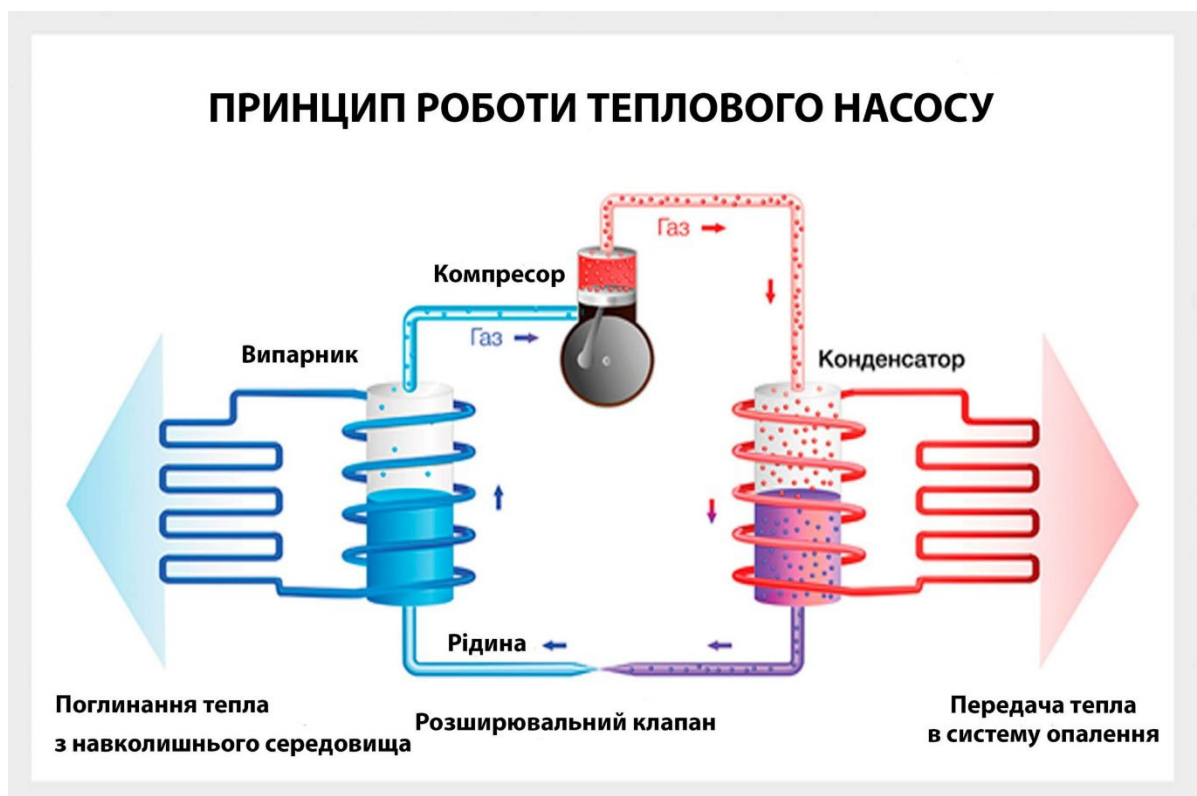


Рис. 1.2 Принцип роботи теплового насоса

					КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

2. Передача тепла в теплообмінник

Теплоносії передає поглинуте тепло холодоагенту через теплообмінник (випарник). Холодоагент при цьому випаровується, оскільки має низьку температуру кипіння.

3. Стиснення холодоагенту в компресорі

Компресор стискає холодоагент, підвищуючи його температуру. Це ключовий етап, під час якого низькопотенційне тепло перетворюється на високопотенційне.

4. Передача тепла в будівлю

Гаряча пара холодоагенту передає тепло через конденсатор у систему опалення будівлі. Холодоагент конденсується, а теплоносії у системі розподіляється радіаторами або трубами для теплої підлоги.

5. Цикл повторюється

Після конденсації холодоагент знову повертається у випарник, і цикл починається заново.

Типи ґрунтових теплових насосів

Ґрунтові теплові насоси поділяються за типом зовнішнього контуру (рис.1.4):

1. **Горизонтальні колектори** — труби укладаються на невеликій глибині (1,5-2 метри) у горизонтальному положенні. Вимагають значної площі землі.
2. **Вертикальні зонди** — труби опускаються на глибину 50-150 метрів. Використовуються на ділянках з обмеженою площею.
3. **Водяні системи** — тепло витягується з водойм або підземних вод.

Переваги та недоліки

Переваги:

- Висока енергоефективність: на кожен спожитий кіловат електроенергії виробляється 3-5 кВт теплової енергії.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

- Екологічність: немає викидів CO₂ під час роботи.
- Стабільність роботи: температура ґрунту залишається постійною незалежно від сезону.
- Довговічність: термін служби теплового насоса становить 20-30 років.

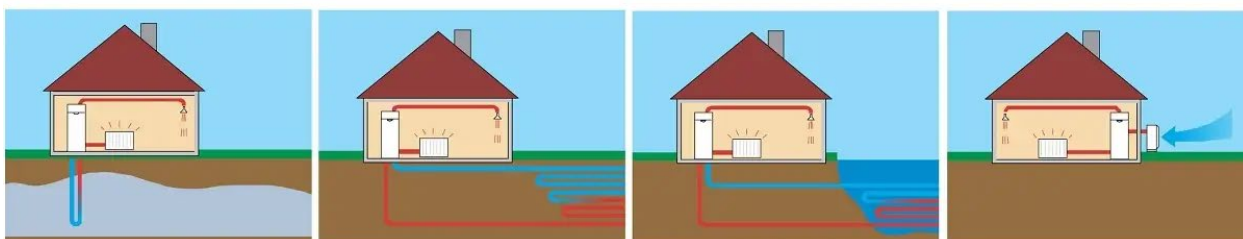


Рис. 1.4 Типи ґрунтових теплових насосів

Недоліки:

- Висока початкова вартість обладнання та монтажу.
- Необхідність підготовки ділянки для встановлення колекторів.
- Залежність від стабільного електропостачання.

Застосування ґрунтових теплових насосів

Ґрунтові теплові насоси знаходять застосування як у приватних будинках, так і в комерційних або промислових об'єктах. Їх використовують для:

- Опалення та гарячого водопостачання.
- Охолодження приміщень у літній період (зворотний цикл).
- Підтримки стабільного мікроклімату у великих будівлях.

Таким чином ґрунтовий тепловий насос є сучасним і перспективним рішенням для енергозабезпечення будівель. Незважаючи на високу вартість установки, його ефективність, екологічність та довговічність роблять його

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

вигідною інвестицією в довгостроковій перспективі. Ця технологія дозволяє зменшити залежність від викопного палива та сприяє збереженню довкілля.

1.2. Вибір холодильного агента для теплового насоса

Прийняті міжнародними комітетами заходи із запобігання руйнуванню шару стратосферного озону, а також виникнення парникового ефекту в атмосфері через викиди холодоагентів привели, починаючи з початку 90-х років, до радикальних змін в технологіях кондиціонування повітря і штучного охолодження. На ринку стали з'являтися все нові і нові холодоагенти, що випускаються різними виробниками. Фахівці холодильних компаній і кінцеві споживачі стали губитися в здогадах про можливі перспективи використання того чи іншого холодоагенту в існуючих і перспективних холодильних установках. Євросоюз з 1 січня 2020 р вводить заборону на використання холодоагентів з потенціалом глобального потепління, більшим ніж 2500, а з 2025 р - заборону на холодоагенти з потенціалом глобального потепління більшими ніж 150. Синхронно відбувається повне припинення виробництва озоноруйнуючих речовин з 2020 р, за поправками до Монреальського протоколу 1987 р.

Таблиця 1.1 Дати припинення виробництва деяких холодоагентів

Fluids	R507A	R404A	R452A	R407A	R410A	R407F	R407C	R134a	R449A	R448A	R32	R513A	R450A	R454C	R455A	R152a	1234ze	1234yf	R290 (Propane)	R744 (CO ₂)	R717 (NH ₃)
	2,500		1,500					150													
GWP	3985	3922	2141	2107	2088	1825	1774	1430	1397	1273	675	631	600	148	145	124	6	4	3	1	0
Usage authorization	before 2020		before/after 2020					before/after 2022 (date for reexamining the F-Gas regulation)						before/after 2022 (date for reexamining the F-Gas regulation)							
Glide (K) to 40°C (Eurovent conditions)	0	0.3	3	4.5	0.1	4.5	5.1	0	4.5	4.8	0	0	0.6	6	11.4	0	0	0	0	0	0
Habitually used in positive refrigeration		X	X	X		X		X	X	X		X	X	X	X	X	X	X	X	X	X
Usually used in negative refrigeration		X	X	X		X			X	X				X	X			X	X	X	X

В огляді новітніх холодоагентів Chemours в якості заміни для R410A представила групу нових холодоагентів Opteon XL.

Холодоагенти Opteon XL складається з гідрофторолефінів (HFOs) або сумішей гідрофтор-олефінів (HFO) і сполук гідрофторуглерода (HFC). Гідрофтор-олефіни (HFOs) є ненасиченими фторуглеродними холодоагентами за рахунок подвійного зв'язку. Саме цей подвійний зв'язок дає сполукам типу HFO свої унікальні властивості. В цілому, HFO мають низький потенціал глобального потепління (GWP), хорошу стабільність системи, енергоефективність, короткий атмосферний час життя і низьку займистість. Тому HFO є ідеальними кандидатами для використання в суміші холодоагентів з HFCs. Холодоагенти Opteon XL були розроблені як ефективні, з низькими показниками GWP альтернативи існуючим холодоагентам з гідровуглеводню.

Таблиця 1.2 Холодоагенти Opteon XL

ISO 817 / ANSI / ASHRAE 34 Refrigerant Designation	Chemours Tradename	Composition (weight %)	GWP*	ODP	Application Area	Replaces
R-1234yf	Opteon™ XL10	R-1234yf (100)	<1 (4)	0	Stationary Refrigeration/AC	R-134a
R-452B	Opteon™ XL55	R-32/125/1234yf (67/7/26)	676 (698)	0	AC and Heat-pumps	R-410A
R-454A	Opteon™ XL40	R-32/1234yf (35/65)	238 (239)	0	Medium and Low Temperature Refrigeration	R-404A, R-507A, R-407A, R-407F
R-454B	Opteon™ XL41	R-32/1234yf (68.9/31.1)	467 (466)	0	AC and Heat-pumps	R-410A
R-454C	Opteon™ XL20	R-32/1234yf (21.5/78.5)	146 (148)	0	Hermetic Medium and Low Temperature Refrigeration	R-22, R-407C, R-404A

Opteon XL41 (R-454B) є легкозаймистим холодоагентом на основі гідрофтор-олефінів з низьким потенціалом глобального потепління (GWP) для заміни R-410A в нових конструкційних рішеннях. XL41 пропонує оптимальне співвідношення властивостей, щоб замінити R-410A у системах кондиціонування повітря з прямим розширенням, теплових насосах і чиллерах. XL41 має нижчий GWP на відміну від R-410A (78% зниження GWP) і забезпечує кращу продуктивність. Холодоагент має подібні властивості R-410A, що робить його легким і економічним для застосування в новому обладнанні без значних модифікацій. XL41 класифікується як легкозаймистий (ISO / ASHRAE клас 2L) холодоагент.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

Таблиця 1.3 Характеристики холодоагенту XL41 (R-454B)

ASHRAE Number	R-454B
Composition Wt %	R-32/R-1234yf 68.9/31.1
Molecular Weight	62.6 g/mol
Boiling Point @ 1 atm (101.3 kPa)	-50.9 °C (-50.6 °F)
Critical Temperature	77 °C (170.6 °F)
Liquid Density @ 21.1 °C	996.5 Kg/m ³ (62.2 lb/ft ³)
Ozone Depletion Potential (CFC-11 = 1.0)	0
AR5 (AR4) GWP (CO ₂ = 1.0)	467 (466)
ASHRAE Safety Classification	A2L
Temperature Glide	-1.5 K
LFL ⁴⁾	0.303 kg/m ³ (18.9 10 ⁻³ lb/ft ³)
Burning Velocity @ 23 °C	5.2 cm/s (2.0 in/s)

1.3. Сучасні холодильні агенти для теплового насоса

Зростання глобального попиту на використання систем кондиціонування повітря та теплових насосів дає зрозуміти і для України, що настав час реалізації енергоефективних рішень для підтримання енергетичної безпеки країни. Світові продажі систем кондиціонування повітря зросли на 16% понад 175 мільйонів одиниць у 2018 році. Зростаючий попит на підтримання комфортних умов (кондиціонування повітря) вже призводить до величезного навантаження на системи енергопостачання багатьох країн, а також приводе до збільшення викидів. Охолодження повітря потребує 50% або більше з пікової потреби в електроенергії у спекотні дні в регіонах з високим попитом на системи кондиціонування повітря. Викиди CO₂ від охолодження втричі збільшилися з 1990р. до 1,1 млрд.т. Існує величезна можливість зменшити розрив між найбільш енергоефективними системами кондиціонування на ринку та середнестатистичними системами. Вдосконалена нормативно-правова база та більш ефективні ланцюги поставок можуть зменшити споживання енергії на охолодження в 3-5разів. Продажі ТН залишаються на порядок меншими від продажів систем кондиціонування, але підтримують майже 10% річного

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

зростання. Загалом ТН складають близько 2,5% від продажу світового обладнання для опалення будівель, але ця частка зростає. З 2016 року зростання продажів теплових насосів підштовхнуло Європу та Японію. Продажі в Європі були підсилені ринковими стимулами, включаючи придатність теплових насосів враховувати цілі ЄС на відновлювану енергію.

Ефективність теплових насосів з часом зростає. Це можна спостерігати як у розвитку продуктивності агрегату, так і при дослідженні ефективності систем. Оцінка продуктивності теплових насосів для різних проектів, виконаних Fraunhofer ISE у Фрайбурзі, Німеччина, виявляє підвищення максимальної ефективності в новобудовах з 5,1 до 5,4 для геотермальних теплових насосів, тоді як теплові насоси повітря-вода підвищили їх максимальну ефективність з 3, 4 - 4,2. На рис. 1.5 представлені дані трьох різних проектів. Діаграма зліва показує результати вимірювань у існуючих будинках, тоді як діаграма в середині та праворуч відображає результати теплових насосів у новобудовах. Порівняння між існуючими та новими будівлями показує, що можлива однакова ефективність, якщо система спроектована належним чином. Аналіз ефективності нових будівель також показує, що загальна якість установок зростає при зменшенні коефіцієнта корисної дії.



Рис.1.5 Підвищення ефективності ТН повітря-вода та земля-вода з часом: А – ТН земля-вода; Б – ТН повітря-вода

Енергії, необхідної для обігріву одного будинку газовим котлом - якщо її перетворити на електроенергію - достатньо для обігріву 2-3 будинків за

допомогою технології теплового насоса. Підвищення енергоефективності означає досягнення більш нижчого рівня енергопостачання для системи або досягнення кращих показників при однаковому підведенні енергії до системи. Енергоефективність може застосовуватися до технологічних удосконалень, які підвищують ефективність роботи ТН або можуть бути наслідком заміни обладнання в системі - коли викопний котел замінюється ТН. В останньому випадку значна частина викопної енергії замінюється на відновлювану енергію, і тому нафту та газ більше не потрібно купувати. В обох випадках застосовується мінімальне визначення енергоефективності: однаковий результат щодо енерговитрат досягається при набагато меншому підведенні енергії до системи.

Максимальна енергоефективність досягається при застосуванні технології ТН. Заміна електричної системи опалення тепловим насосом звільняє від 2/3 до 3/4 електроенергії, що використовується - іншими словами, енергії, необхідної для обігріву однієї будівлі прямою електрикою, достатньо для обігріву 3-4 будинків за допомогою технології ТН.

На Рис.1.6 підкреслюється перевага теплових насосів над іншими рішеннями систем опалення, коли мова йде про енергоефективність теплопостачання. На графіку показано необхідна кількість енергії на вході до системи для забезпечення одиниці (1 кВт-год) корисного тепла.

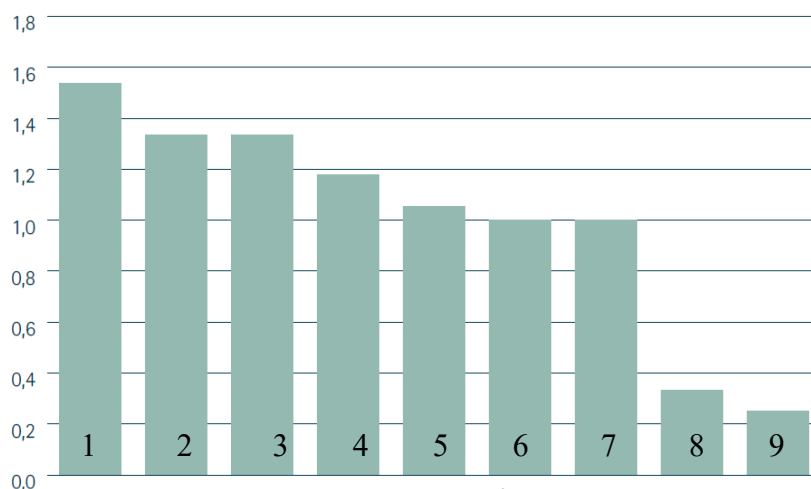


Рис.1.6 Порівняння енерговикористання для різних систем: 1-вугілля, 2-нафта, 3-біомаса, 4-газ, 5-газ з ефективністю використання 95%, 6-пряме електропостачання, 7-централізоване теплопостачання, 8-ТН, 9-високоєфективні ТН + високоєфективне електропостачання.

Аналогічний ефект стосується заміни викопних котлів ТН. Якщо викопна енергія, яка більше не потрібна для опалення, перетворюється на електроенергію в ефективних когенераційних установках, енергетичного вмісту, необхідного для обігріву одного будинку газовим котлом, достатньо для обігріву 2-3 будинків за допомогою технології ТН. Таким чином, широке розгортання ТН сприятиме зменшенню кінцевої потреби в енергії та, як вважається, матиме лише незначний вплив на максимальне навантаження на електромережу.

Скорочення викидів парникових газів є засобом боротьби зі зміною клімату. ТН досягають цієї мети, замінюючи викопне паливо відновлюваною енергією або використовуючи зайву витрату енергії в іншому випадку. Наслідок заміни викопного палива означає підвищення ефективності, чистішого повітря та просування до нульових викидів у наших економіках та суспільствах. Скорочення викидів вуглецю від використання ТН розраховується як порівняння викидів CO₂ теплового насоса із заданою альтернативою. У нових будинках альтернативою є найкраща доступна інша технологія, сьогодні конденсаційний котел на викопних газах. За допомогою діючих холодоагентів та інтеграції відновлюваних джерел енергії можливо зменшити викиди вуглецю на 35-65% при заміні котлів. Якщо замінити вугільний або нафтовий котел, економія значно більша. При заміні прямої електричної системи економія визначається безпосередньо ефективністю системи ТН. Більш ефективна технологія ТН в поєднанні із зеленою електрикою має потенціал майже повністю декорбанізувати систему опалення та - залежно від використаного підходу, методології – систему охолодження.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.4. Кігалійська поправка по робочим тілам для ТН.

За оцінками ІІР, загальна кількість систем охолодження, кондиціонування повітря та теплових насосів, що працюють у всьому світі, становить приблизно 5 мільярдів. Світовий річний обсяг продажу такого обладнання становить приблизно 500 мільярдів доларів. Понад 15 мільйонів людей працюють по всьому світу в холодильній галузі, яка споживає близько 20% від загальної кількості електроенергії, яка використовується у всьому світі. Приведені статистичні дані, підкреслюють важливість галузі охолодження, яка, як очікується, зростатиме в наступні роки через збільшення потреб в охолодженні в багатьох сферах та глобальне потепління.



Рис.1.7. Вплив холодильного агенту

Холодильна промисловість відіграє головну і зростаючу роль у сучасній світовій економіці і в житті людини рис.1.7, причому великий внесок у сферу

харчування, здоров'я, енергетики та навколишнього середовища, які політики повинні краще враховувати.

Паризька угода [1] покликана прийти на зміну Кіотському протоколу в період після 2020р, яка вступила в силу в 2016 році, та Україна стала однією з активних учасників цієї угоди. З аналізу Національного кадастру України вперше представлений звіт по зниженню викидів парникових газів при зростанні показників внутрішнього валового продукту, але навіть таке досягнення не є показовим у зв'язку з поставленими цілями декарбонізації для України.

Згідно з прогнозу [Technavio](#) [2] енергоефективні системи HVAC&R на світовому ринку мають сегмент Рис.1.8 Україна наподлежливо працює з метою досягнення поставлених завдань.



Рис.1.8. Глобальний ринок енергоефективних систем HVAC&R

Цілі України, відповідно Паризької угоди та адаптованими нормативами з екологічної безпеки, передбачають знизити зростання викидів парникових газів майже вдвічі від сьогоденного рівня. Для виконання Паризької угоди Україні необхідно скоротити викиди CO² до 60% від рівня 1990 р. Фактичні показники викидів CO² [4] [5] в 2015р склали 32% від рівня 1990-го.

Енергетичний потенціал України і потенціал щодо зниження антропогенного впливу на навколишнє середовище на ряду з розвитком інноваційних технологій, використанням чистих джерел енергії, поновлюваних джерел енергії, енергоефективності, як ресурсу, відкриває широкі можливості для роботи об'єднаних команд (університети + промисловість) з досліджень і розробок та залучення інвестування. В даний момент сектор обігріву, вентиляції, кондиціонування повітря і холодильної промисловості (HVAC&R) ставить серйозні завдання, зайняти лідируючі позиції в Україні по декарбонізації, вирішити екологічні завдання, пов'язані з потенційним впливом холодоагентів на виснаження озонового шару і глобального потепління. Після поетапного відмови від озоноруйнівних хлорфторуглеродів (ХФУ) і гідрохлорфторвуглеводів (ГХФУ) промислові системи HVAC&R використовують гідрофторвуглеці (ДФУ), такі як R134a і R410A, що становить близько 2% від загального обсягу викидів парникових газів (ПГ) в Україні в 2011 році (еквівалент 119 мільйон метричних тон CO²). З досліджень ОНАХТ Рис 1.9

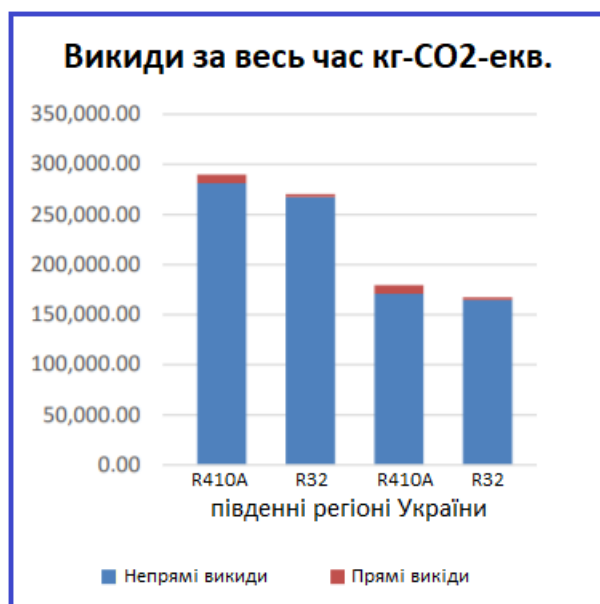


Рис.1.9 LCCP для циклів R410A і R32

Прогнозує, що національні викиди ГФУ в Україні збільшаться на 54% до 2020 року і на 109% в 2030 році (в порівнянні з рівнем 2011 року). Державна політика спрямована на забезпечення можливості впровадження

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

альтернативних холодоагентів з низьким потенціалом глобального потепління. R32 має 0ODP, і є легкозаймистим (класифікація A2L). Обидва R410A і R407A [3]складаються з незаймистих сумішей холодоагентів, які включають R32. Оскільки R32 має набагато нижчий ПГП, ніж у цих сумішей, він оцінюється для використання в якості чистої рідини в системах опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, незважаючи на минулі побоювання з приводу займистості. Слідуючи тенденціям країн Азії, Європи, Нової Зеландії, Австралії, Україна розглядає перехід систем кондиціонування і ТН на використання R32 в якості холодоагенту. При розрахунках наочно підтверджується, що властивості R32 і XL(DR)55 дозволяють їх використання в якості заміни R410A. R290 і R1234ze (E) можуть служити альтернативою для заміни R134a. Для систем кондиціонування повітря і ТН всі перераховані альтернативні холодоагенти обіцяють підвищити ефективність і знизити GWP в порівнянні з R410A.

Оскільки галузь HVAC&R в Україні прагне реалізувати холодоагенти зі зменшеним впливом на навколишнє середовище, доступний необмежений вибір робочих рідин. 1234 R32 для застосування у промислових системах був би більш простим, ніж розподіл нової суміші холодоагенту. R32 має значно менший потенціал глобального потепління, ніж багато використовуваних сьогодні холодоагентів; його GWP на 68% нижче, ніж у R410A. Крім того, були представлені певні докази того, що системи ОВК R32 можуть працювати ефективніше, ніж їх колеги R410A, а перехід може мати істотний вплив на енергетичний ринок та навколишнє середовище. R32 має потенціал для зменшення прямих і непрямих викидів систем ОВК і Р, зменшуючи тим самим вплив на навколишнє середовище та експлуатаційні витрати на опалення та охолодження.

Огляд Кігалійської поправки

На 28-й нараді сторін Монреальського протоколу, який відбувся в жовтні 2016 року в Кігалі (Руанда), була прийнята так звана Кігалійська поправка, що додає гідрофторвуглеці (ДФУ) до списку речовин, висновок яких з обігу

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

регулюється протоколом. Поправка передбачає, що до 2036 році розвинені країни скоротять виробництво і споживання ГФУ до 15% базового рівня 2011-2013 років.

Як відомо,ДФУ безпечні для стратосферного озону, проте мають значний потенціал глобального потепління (ПГП).

Так як поправку ратифікували вже більше 20 сторін Монреальського протоколу, вона вступає в чинності 1 січня 2019 року.

У США, що вийшли з Паризького угоди по клімату, група сенаторів-республіканців настійно рекомендувала президенту Трампу направити поправку на розгляд в сенат.

Сполучені Штати були одним з ініціаторів Кігалійської поправки, за яку проголосували представники всіх 197 сторін Монреальського протоколу. Є думка, що відмова США її ратифікувати дозволить зайняти місце лідера індустрії іншим країнам, наприклад Китаю.

Прорив Honeywell

26 червня 2018 року компанія Honeywell офіційно представила Solstice N41 - негорючий холодоагент з невеликим ПГП для використання в стаціонарних системах повітряного кондиціонування в якості заміни R410A.

Американське товариство інженерів з опалення, холодопостачання і повітряному кондиціонування (ASHRAE) присвоїло продукту R-індекс R466A і клас безпеки A1 (нетоксичний, негорючий), що сприятиме швидкому виходу нового холодоагенту на ринок.

Заява Honeywell стало несподіванкою для ринку. До цього було запропоновано всього кілька альтернатив R410A для використання в системах кондиціонування повітря, і всі вони були помірно горючими речовинами, такими як R32. Були розроблені негорючі холодоагенти R448A і R449A для заміни ДФУ R404A, чий ПГП дорівнює 3922, в холодильному обладнанні. Але негорючої альтернативи R410A, яка мала б порівнянну з ним продуктивність при нульовій озоноруйнівній здатності і низькому ПГП, до сих пір не було.

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						27
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Honeywell не розкриває складу нового холодоагенту, але ймовірно це суміш, що складається з 49% R32, 11,5% R125 і 39,5% трифторйодметана (CF3I) - речовини, що застосовується для боротьби з вогнем при загорянні електронних пристроїв або при пожежах на борту літаків.

Як стверджує виробник, ПГП нового холодоагенту на 65% нижче, ніж у R410A. На ринку Solstice N41 з'явиться не раніше наступного року. Питання, чи виявиться він життєздатною альтернативою R410A, поки залишається відкритим.

У цій ніші вже впевнено почувається R32 - його частка на ринку стабільно зростає. Удосконалюється підготовка підрядників і сервісних служб до безпечного поводження з помірно горючими холодоагентами. Чи зможе новинка посунути R32? По крайній мере, в США, де R32 дозволений для застосування в моноблочних кондиціонерах, в тому числі комерційного призначення (PTAC), але не в спліт-системах, новина про появу негорючого холодоагенту R466A сприйняли з натхненням.

За заявами офіційних представників асоціацій підрядників, новий негорючий холодоагент доведеться вельми до речі на ринку, де пожежної безпеки об'єктів приділяється велика увага. Однак поки ще рано говорити про перспективи R466A.

Виробникам хладагентів і використовує їх обладнання необхідно об'єднатися для проведення демонстраційних випробувань, а потім залучити до роботи фахівців з монтажу і технічного обслуговування кліматичних систем, щоб підтвердити ефективність нового холодоагенту в реальних умовах експлуатації і виявити потенційно можливі негативні наслідки його застосування. Безумовно, на прийняття ринком рішення, використовувати R466A чи ні, буде потрібно якийсь час.

Області застосування альтернативних холодоагентів

Не існує єдиного озонобезпечного холодоагенту з низьким ПГП, який був би безпечний, негорючий, високоефективний і міг використовуватися у всіх

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

областях застосування - від побутового кондиціонування до промислового низькотемпературного охолодження.

Стандартним рішенням для невеликих і середніх кондиціонерів повітря став холодоагент R410A - негорючий Гідрофторвуглеці з нульовою озоноруйнівною здатністю і високим ПГП. Ідеальною заміни для нього не існує. В Японії, а потім в Європі в якості альтернативи набув поширення холодоагент R32 (помірно горючий Гідрофторвуглеці з ПГП, рівним 675). Однак в США область його застосування в кондиціонуванні обмежується лише пристроями моноблочного типу.

У секторі холодопостачання широко використовувався ДФУ R404A, але через високий ПГП, рівного 3922, цей холодоагент неминуче потрапить під заборону.

R134a, часто використовувався в чиллерах і автомобільних кондиціонерах, потрапив під заборону в рамках програми SNAP Агентства з охорони навколишнього середовища США (EPA). Кандидатами на роль заміни R134a в чиллерах на базі компресорів відцентрового типу виступають холодоагенти низького тиску R1233ze, R1233zd, R1336ze і R1224yd (ГХФО-1224yd (Z)). Деякі з цих холодоагентів вже застосовуються в діючому обладнанні.

Для невеликих і середніх чиллерів виробники холодоагентів рекомендують азеотропні суміші R513A і R514A. Обидва ці холодоагенти негорючі і відрізняються високою ефективністю, проте R514A токсичний.

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Чиллери на базі компресорів відцентрового типу на R1224yd

У квітні 2018 року компанія Ebara Refrigeration Equipment and Systems приступила до продажів чілерів серії RTBA на базі відцентрових компресорів, що використовують холодоагент R1224yd (Z), вперше представлений на виставці HVAC & R Japan в лютому 2018 року.

Серія RTBA розроблена на базі добре себе зарекомендували, надійних холодильних машин RTBF і включає в себе моделі продуктивністю від 774 до 4395 кіловат.

R1224yd (Z) - гідрохлорфторолефіновий холодоагент, розроблений компанією AGC і отримав торгову назву AMOLEA 1224yd. ПГП новинки менше одиниці, клас безпеки по ASHRAE - A1 (нетоксичний, негорючий). Основна область застосування холодоагенту - заміна для R245fa і R123.

R1224yd (Z) - однокомпонентне речовина, яке демонструє прекрасну ефективність при використанні в чиллерах на базі відцентрових компресорів, геотермальних електростанціях бінарного циклу і теплових насосах. Практично нульова ОРС і вкрай малий ПГП роблять цей холодоагент екологічної, стабільної і негорючої альтернативою ДФУ. Невисокі робочі тиску істотно спрощують звернення з ним

1.5. Характеристика холодоагентів

R1234ze і інші ГФО-холодоагенти

Основними ГФО-холодоагентами є R1234ze і R1234yf. Це чисті речовини одного класу, що складаються з водню, фтору і ненасиченого вуглецю. Вони обидва мають низьку воспламеняемость і мають дуже низький ПГП. ГФО - гідрофторолефін, який є галогенізованого вуглеводнем, що містить водень, фтор і ненасичений вуглець.

Їх низька займистість обмежує обсяг заправки холодоагенту, але не в тій же мірі, як для вуглеводнів, що володіють більш високою воспламеняемостью. Електричні пристрої системи повинні бути іскробезпечними, на випадок якщо

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

витік холодоагенту створить займисту концентрацію навколо електричного пристрою.

Температура фазового переходу R1234ze при атмосферному тиску в порівнянні з іншими холодоагентами висока, тому він буде працювати з розрідженням на стороні низького тиску систем, використовуваних в низькотемпературному обладнанні. Тому він найбільш підходить для середньо- і високотемпературного обладнання, наприклад, водяних чиллерів. Охолодження R1234ze - нижче, в порівнянні з іншими ДФУ, що вимагає використання більш потужних компресорів.

R1234ze доступний і використовується в чиллерах і агрегованих холодильних установках. R1234yf широко використовується в автомобільних кондиціонерах. Він також почав застосовуватися в торгових чиллерах. Так само, як і R1234ze, він буде працювати з розрідженням на стороні низького тиску систем, використовуваних в низькотемпературному обладнанні, в зв'язку з чим він найбільш підходить для середньо- і високотемпературного обладнання, наприклад, водяних чиллерів. Разом з тим, його продуктивність аналогічна R134a, тому можливо використання тих же компресорів.

Комерційне застосування мають і окремі суміші на основі ГФО. Їх ПГП нижче, ніж у чистих ДФУ, наприклад, R410A і R134a, але деякі з них є займистими.

холодоагент	Системи централізованого холодопостачання	VRV, VRF	Спліт-системи кондиціонування повітря / теплові насоси	Чиллери	Устаткування з виносним холодом	Агреговані холодильні установки
R 452b						
R1234ze R1234yf						

Рис.1.10. Системи для яких підходять холодильні агенти

У таблиці наведено типи систем, для яких найбільш підходять зазначені холодоагенти - це не сектори їх реального використання. У розділі нижче представлена додаткова інформація про існуючі секторах використання.

Зелений - ці системи підходять для використання зазначеного холодоагенту, а обсяг заправки холодоагенту зазвичай знаходиться в межах, зазначених у стандарті EN378. Потрібні деякі зміни конструкції, наприклад, перехід на спеціальні електричні пристрої та / або використання вентиляції.

Жовтий - в цих системах можуть використовуватися і вже використовуються зазначені холодоагенти, але існують обмеження щодо максимального обсягу заправки або практичної межі концентрації холодоагенту, зазначені в стандарті EN378 (див. Примітка 2 нижче). Потрібні деякі зміни конструкції, наприклад, перехід на спеціальні електричні пристрої та / або використання вентиляції. В деяких випадках продуктивність холодоагенту може обмежувати його використання.

Червоний - ці системи не призначені для використання зазначених хладагентів, як правило, через те, що обсяг заправки холодоагенту перевищує максимально допустимий обсяг, стандартом EN378-1-2016.

R-1234YF

Сучасний фреон R-1234YF - найбільш екологічно чистий холодоагент. його особливості

На сьогоднішній день неможливо уявити наше життя без холодильного обладнання та систем кондиціонування. Дані розробки використовуються в промисловості, в комерційній сфері, у побутовій та торгової. Вони бувають самих різних модельних варіацій, виробників, форм, призначення, але найголовніше, що їх об'єднує - це холодильний агент (фреон, хладон) завдяки, якому заповнюється компресор установки і система здійснює ефективне кондиціонування.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Фреон являє собою газоподібна речовина, яка не має ніяким кольором забарвленням і специфічним запахом. Існує ціла класифікація хладагентів, деякі є більш небезпечними для навколишнього середовища, особливо для озонового шару, деякі навпаки. Перед тим, як придбати певний тип холодоагенту, рекомендується прочитати інструкцію, в якій зазначатимуться хімічні властивості, особливості і сумісність.

У сьогоднішньому матеріалі ми поговоримо про особливості сучасного холодоагенту, який іменується, як фреон R-1234 YF. Для початку виявимо його головні переваги. Хладон R 1234YF є більш екологічно чистою речовиною, яке повністю відповідає всім нормам і стандартам, що регламентують кількість викидів в атмосферу. Але на жаль не всі так просто, нове газоподібна речовина досить складніше, особливо, якщо справа стосується займання.

Фреон R 1234 YF легко запалюється, а це значить, що він висуває до власника і компресорної установки більше вимог, а також ж потребує ретельнішого і регулярного обслуговування.

На сучасних автомобілях, заправка яких здійснюється за допомогою газу кріпляться невеликі наклейки жовтого кольору, які несуть в собі певні попередження. А саме:

- сучасний фреон R1234YF потребує більш чітких вимірювальних процесах і дозуваннях при додатковій заправці;
- якщо використовувати хладон R1234YF необхідно продумати все до таких деталей, щоб в його склад не був забруднений іншим газоподібним речовиною або олійною рідиною.

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						33
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Факт

З 2017 року всі автомобілі, що випускаються зобов'язані використовувати ХА R1234yf в системах кондиціонування. Автомобілі, розробка яких велася до початку 2011 року, до 2017 року будуть продовжувати випускатися з 134-м ХА. Новий ХА поки вельми рідко пропонується на ринку, це пов'язано перш за все з недоліком потужностей по його виробництву, на початку 2012 року мають запрацювати лінії виготовлення R1234yf компанії DuPont.

Такі характеристики, як тиск, вагу, температура кипіння нового ХА практично однакові з 134-м; відмінність - в хладопроизводительности, приблизно на 10% в гіршу сторону. R1234yf - більш горючий, займистий, що не вибухонебезпечний, самозаймистий при 150 ° С, погано підтримує горіння ХА у порівнянні з R134А. При аварії єдиний ризик, пов'язаний з можливістю займання ХА - потрапляння його в гарячий нейтралізатор (400 - 600 ° С).

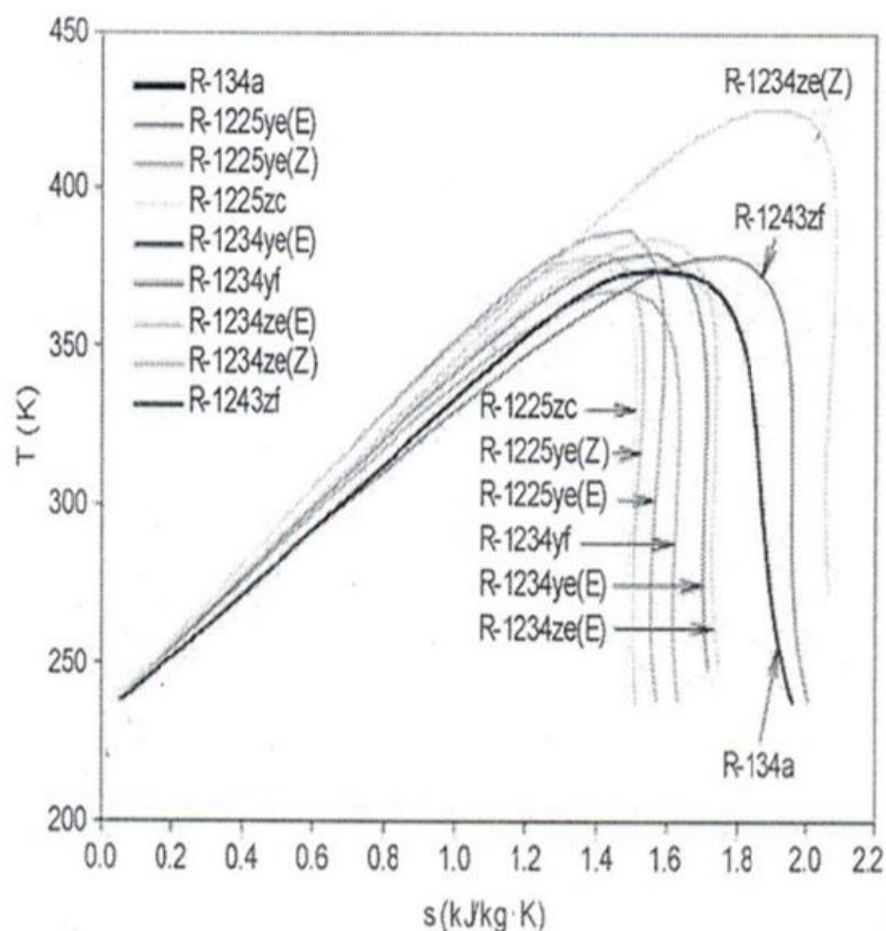


Рис.1.11. Діаграма – температура ентропії для восьми НФО

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Пильна увага екологів до застосовуються в автомобільних кондиціонерах ХА обумовлено високим ризиком витоків в атмосферу, пов'язаних з вібрацією, використанням гнучких магістралей, модульної побудови системи з великою кількістю з'єднань для зручності складання та обслуговування, ушкодженнями в аваріях.

R452B

Таблиця 1.4 Загальна інформація

Пункт	Специфікація
АШРА #	R-452B
Клас	A2L
Тип холодоагенту	Зеотропна суміш
Замінює	R-410A
ДОСЛІДЖЕННЯ	Зареєстровано

Таблиця 1.5 Фізичні властивості

Власність	Значення
Хімічні позначення	67% R- 32/7% R-125/26% R-1234yf
Зовнішній вигляд	Безбарвний
Критична температура (° C)	77.1
Критичний тиск (бар)	52.2
Критична щільність (кг / м³)	443,77
Критичний об'єм (м³ / кг)	0,00225
Щільність рідини (кг / м³) 0 ° C	1092,0
GWP rev / 4-й МГЕЗК	698
GWP rev / 5TH IPCC	675
ODP (ODP-R11-1)	0,00

R452B інформація

Холодоагент R452B є відмінним замінником R410A

Найбільш важлива особливість холодоагенту R452B в даний час на 67% нижче GWP, ніж R410A для низькотемпературних застосувань. Володіючи

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

міццю і потужністю, він також є відмінною заміною, викликаючи лише невеликі витрати на модернізацію системи або інвестиції. Конвергентні функції також прискорюють перехід до холодоагентів з більш низьким значенням ПГП.

Температура вихлопу R452B набагато нижче, ніж у R32, і дуже близька до R410A. R452B також має менший масова витрата, ніж R410A. Це веде, наприклад, до зниження перепаду тиску.

R410A складається з суміші R32 + R125 в співвідношенні 50/50. Холодоагент HFO R452B складається з тих же речовин зі збільшенням R1234yf на 26%. R32: 67% і R125: 7%.

Додатки та використання

R542B є найбільш оптимальною заміною R410A, пропонуючи найкращу енергоефективність і найнижчу займистість A2L. - Хоча обидва з вищезазначених мають низькі температури займання, трохи нижча температура займання R452B важлива для вибору холодоагенту для великих завантажувальних розмірів. (Наприклад, влаштування даху та системи VRF). Завдяки більш високій критичній температурі (77,1 ° C) і більш широкого діапазону застосування низькі температури випаровування R452B перевершують інші варіанти.

Продуктивність, безпека та екологічні переваги

- Холодоагент R452B забезпечує оптимальний баланс продуктивності, безпеки і сумісності конструкції з заміною R410A:
- Покращена продуктивність: підвищення енергоефективності до 5% в порівнянні з R410A
- Відмінна продуктивність в умовах високої температури навколишнього середовища
- Наднизькі характеристики займистості 2L класу
- Адаптованість обладнання: близьке відповідність R410A з мінімальними змінами
- Зниження ПГП на 67% в порівнянні з R410A
- Супер низькотемпературне ковзання

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						36
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

R452B заміна хладагентів

Заміна або альтернативна заміна: R32.

Розглянутий як конкурент R32, R452B продається Honeywell як Сонцестояння L41y.

Як і R410A - суміш 50/50 R32 і R125 - цей новий холодоагент використовує ті ж два компоненти, але на цей раз з додаванням 26% R1234yf до 67% R32 і тільки 7% R125.

Ця комбінація дає R452B з GWP 676, приблизно на 67% менше, ніж у R410A. Кажуть, що температура нагнітання аналогічна R410A і енергоефективність на 5% вище. Важливо відзначити, що його нижча температура / тиск нагнітання в порівнянні з R32 означає, що зниження температури нагнітання не потрібно.

Крім того, R452B забезпечує на 10% менший розмір заряду в порівнянні з існуючим обладнанням, яке використовує R410A. Honeywell також стверджує, що її більш широкий робочий діапазон дозволяє обладнанню досягати низьких температур випаровування, перевершуючи R32 в режимі нагріву і досягаючи більш високих температур води в теплових насосах і чиллерах.

«Honeywell тісно співпрацює з провідними світовими виробниками обладнання та компонентів для оптимізації Solstice L41y для застосування в теплових насосах і чиллерах, де клієнти хочуть досягти високої ефективності нагріву / охолодження і температури води при збереженні низьких витрат на перепроектування», - сказав Жюльєн Соулі, віце-президент і генеральний директор Honeywell Fluorine Products в Європі, на Близькому Сході і в Африці.

Холодоагент також продається компанією Chemours як Opteon XL55. У минулому році китайський виробник кондиціонерів Midea оголосив, що буде використовувати R452B в своїх одиничних кондиціонерах, призначених для ринку Північної Америки.

Сонцестояння[®] L41y (R-452B) - це неотроїна зеотропна суміш, призначена слугувати альтернативою R-410A з низьким вмістом ГВП в умовах комфортного повітряного охолодження та реверсивного опалення. Ключовою особливістю Solstice L41y є його 67% нижчий ГВП з

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

аналогічною ефективністю та відповідною потужністю до R-410A, що допомагає додатково мінімізувати витрати на перепланування та капітальні витрати. Сумісність дизайну Solstice L41y дозволяє OEM-виробникам швидше переходити обладнання R-410A на нижчу альтернативу GWP. Температура скиду для сонцестояння L41y набагато нижча за R-32 і дуже близька до R-410A, що вказує на те, що пом'якшення температури розряду може не знадобитися. Сонцестояння L41y має менший масовий витрата, ніж R-410A, що призводить до зниження падіння тиску і виключає потенційне збільшення проектних витрат теплообмінника.

Програми

Solstice L41y - це найбільш оптимізована заміна R-410A, яка забезпечує найкращі енергетичні показники та найменші характеристики горючості A2L. Незважаючи на те, що і R-32, і Solstice L41y класифікуються як A2L "легкозаймисті", властивості нижчого горючості Solstice L41y набувають важливого значення, особливо в процесі вибору продукції для обладнання більшого розміру заряду, такого як пристрої на даху, системи VRF тощо. Завдяки більш високій критичності температура (77,1 ° C) та більш широка робоча оболонка при низьких температурах випаровування, Solstice L41y перевершує інші альтернативи, такі як R-32 в режимі нагріву та у високих умовах навколишнього середовища в різних областях застосування, таких як холодильники прямого розширення (DX), високий тиск тепла насоси (джерело повітря та наземне джерело), розділені кондиціонери та комерційні пакетовані системи (наприклад, пристрої на даху, VRF).

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						38
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розділ 2. Аналітична частина.

2.1. Характеристика будівельно-ізоляційних конструкцій будинку.

Конструктивне рішення

Дані для розрахунку:

Двоповерховий будинок, розташований в Одесі, корисною площею 300м².

Площі і найменування приміщень наведено в таб. 2.1.

Таблиця 2.1 характеристика кімнат будинку.

№	Найменування приміщення	Площа, м ²
	Перший поверх	
1	Прихожа і тамбур	9.7
2	Кабінет	19.3
3	Вітальня спальня	25.1
4	Гостьовий С/В	6.7
5	Вітальня	42.6
6	Кухня-столова	37.0
7	Хол з сходами	32.4
	Всього	172.8
	Другий поверх	
1	Спальня	28.3
2	С/В	8.3
3	Спальня	35.4
4	С/В	19.3
5	Спальня	23.6
6	С/В	12.3
	Всього	127.2

Будинок має 13 кімнат, з них 4 спальні, 4 санвузли, гостинну, кухню на першому поверсі, допоміжні приміщення та не опалювальне горище. Котельня розташована на цокольному поверсі. В якості системи опалення використано тепловий насос. Комбінована система опалення передбачає як вбудовані прилади опалення (тепла підлога) так і фанкойли в житлових приміщеннях, для збереження оптимального клімату в літку використовується система кондиціонування.

Обґрунтування вибору температурних режимів.

Комфортна і оптимальна температура повітря

Затишок і Комфорт - суб'єктивні оцінки відчуттів людини від сприйняття

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

Визначення оптимальної температури для житлових приміщень

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

Оптимальна температура для робочих приміщень

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

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

Характеристика категорій робіт

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

Оптимальна температура на робочому місці

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

Нижче подано узагальнену таблицю оптимальних та допустимих параметрів температури повітря для різних категорій трудової діяльності згідно з чинним українським нормативом ДСН 3.3.6.042-99 «Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень». Формат подачі адаптований для

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

використання в навчальних матеріалах, технічних звітах чи проектній документації.

У таблиці наведено два типи норм:

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

Дві узагальнені таблиці для житлових будівель згідно з чинними українськими нормативами — ДБН В.2.2-15:2019 «Житлові будівлі. Основні положення» та ДСанПіН 2.2.4-171-10 «Гігієнічні вимоги до мікроклімату житлових і громадських будівель».

Таблиця 2.2. Оптимальні та допустимі температури для житлових приміщень (ДБН В.2.2-15:2019)

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

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

(включає проектні значення для систем опалення та кондиціонування)

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

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

Таблиця 2.4. Додаткові мікрокліматичні параметри (ДБН В.2.2-15:2019)

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

Оптимальні показники використовують при визначенні параметрів роботи систем опалення, кондиціонування та вентиляції. Допустимі значення стосуються короткочасних відхилень у періоди пікових теплових або холодних навантажень. Температура в житлових кімнатах є базою для розрахунку теплотехнічних характеристик огорожувальних конструкцій відповідно до ДБН В.2.6-31 та ДСТУ Б.В.2.6-156.

Також в кваліфікаційній роботі були використані наступні нормативні документи:

1. БН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування.
2. БН В.2.2-23:2009 "Будинки і споруди. Підприємства торгівлі".
3. БН В 2.2-9:2018 «Будинки і споруди. Громадські будівлі та споруди».
4. ДБН В 2.2-25:2009 «Будинки і споруди. Підприємства громадського харчування».
5. БН В 2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування.
6. ДБН В.1.2-11-2008 «Основні вимоги до будівель і споруд. Економія енергії»
7. БН В 2.6-31:2021«Теплова ізоляція та енергоефективність будівель»;
8. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010 Захист від небезпечних геологічних процесів шкідливих експлуатаційних впливів, від пожежі. Будівельна кліматологія. – К.: Мінрегіонбуд України, 2011. – 123 с.
9. БН В.2.2-20:2008 «Будинки і споруди. Готелі».
10. Закон України від 22.06.2017 року №2118-VIII «Про енергетичну ефективність будівель».
11. ДСТУ Б А.2.2-12:2015 Енергетична ефективність будівель. Метод розрахунку енергоспоживання при опаленні, охолодженні, вентиляції, освітленні та гарячому водопостачанні.
12. ДСТУ Б EN ISO 13790:2011 Енергетична ефективність будівель. Розрахунок енергоспоживання на опалення та охолодження.
13. ДСТУ Б А.2.2-8:2010. Національний стандарт України. Проектування. Розділ "Енергоефективність" у складі проектної документації об'єктів. – Київ Мінрегіонбуд України, 2010

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Визначення коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій.

Розрахунок теплоізоляції передбачає порівняння розрахункових коефіцієнтів теплопередачі огорожувальних конструкцій з нормативними даними згідно з ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель».

Градусо-добу опалювального періоду визначаються за формулою: ГСОП = (твн-ТСР) Z. Необхідну опір теплопередачі огорожувальних конструкцій залежить від ГСОП по таблицями ДБН В.2.6-31:2021, для виробничих будівель з теплонадлишки понал 23

$$R_{req} = \frac{n(t_{int} - t_{ext})}{\Delta t_n \alpha_{int}} \quad (2,1)$$

повітря t_{ext} - розрахункова температура зовнішнього повітря;

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

Таблиця 2.5. Вихідні дані для розрахунку

№	Найменування показника	Од. вим.	
1	Район будівництва		Одеса
2	Розрахункова (для опалення) температура зовнішнього повітря	°С	-20
3	Середня температура опалювального періоду	°С	0
4	Тривалість опалювального періоду	діб	148

Для проектуваного будинку передбачено три режими опалення: 1-й режим – для житлових приміщень, температура +20 °С, відносна вологість 40%, 2-й режим – температура +19 °С, відносна вологість 40%, передбачений для допоміжних приміщень, 3-й режим – температура +24 °С, відносна вологість 40% - для санітарних приміщень.

Конструкція, матеріали та коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій представлені в таблиці 2.6. В якості матеріалу несучої конструкції використані

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						44
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.6. Коефіцієнти теплопередачі огорожувальних конструкцій

Конструкція	Матеріали шарів	λ Вт/м К	δ см	R м2 К/Вт	K Вт/м2 К
Зовнішня стіна	РОЗЧИНИ: Складний розчин (цемент+пісок+вапно) 1700	0,87	1	0,011	
	ЛЕГКІ БЕТОНИ: Газо - і пінобетон 400	0,14	25	1,786	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Мінераловатні мати Роквул 50	0,047	10	2,128	
	Конструкція в цілому:			4,123	0,243
Підлога цоколя	СИПУЧІ МАТЕРІАЛИ: Шлаковий щебінь 600	0,16	20	1,25	
	БЕТОН: Порожністі залізобетонні плити при потоці зверху вниз*	1,11	30	0,27	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Пінополістирол Піноплекс 43	0,032	6	1,875	
	РОЗЧИНИ: Цементно-піщаний розчин 1800	0,93	4	0,043	
	ПІДЛОГИ: Лінолеум на тканинній основі 1600	0,29	2	0,069	
	Конструкція в цілому:	Зона 1		5,607	0,178
		Зона 2		7,807	0,128
		Зона 3		12,107	0,083
Зона 4		17,707	0,056		
Стіна цоколя	ЛЕГКІ БЕТОНИ: Газо - і пінобетон 400	0,14	25	1,786	
	РОЗЧИНИ: Складний розчин (цемент+пісок+вапно) 1700	0,87	1	0,011	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Мінераловатні мати Роквул 50	0,047	10	2,128	
	Конструкція в цілому:	Зона 1		6,025	0,166
		Зона 2		8,225	0,122
		Зона 3		12,525	0,08
Зона 4		18,125	0,055		
Перекриття 2 этажа	БЕТОН: Порожністі залізобетонні плити при потоці зверху вниз*	1,27	30	0,236	
	УТЕПЛЮВАЧІ: Мінераловатні мати Роквул 50	0,047	18	3,83	
	ДЕРЕВО: Ялина поперек волокон 500	0,18	4	0,222	
	Конструкція в цілому:			4,487	0,223

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.XYKП.1.51-03.1.18

Арк.

45

2.2. Розрахунок теплоприпливів через огорожувальні конструкції

Теплоприплив скрізь огорожу визначається по формулі:

$$Q_1 = kF(\Delta t + \Delta t_c), \text{ Вт}, \quad (3.1)$$

де k – розрахунковий коефіцієнт теплопередачі, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$; F – площа огорожі, м^2 ;

Δt – різниця між зовнішньою і внутрішньою температурою;

Δt_c – різниця температур від дії сонячного випромінювання.

$$\Delta t_c = p \cdot (q_c \cdot \varepsilon_c / \alpha_n) \quad (3.3)$$

де p – коеф. проникнення, залежить від масивності огорожі;

q_c – розрахункова напруга сонячного випромінювання для літнього періоду, $\text{Вт}/\text{м}^2$;

ε_c – коеф. поглинання сол. випромінювання поверхнею огорожі;

α_n – коефіцієнт тепловіддачі від нагрітої сонцем поверхні в навколишнє середовище, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$.

Підлога не обігривається, тому визначення теплопритоків через ґрунт ведеться позонно:

$$Q_{\text{пл}} = (t_n - t_k) \sum_{i=1}^4 (k_{\text{yc}})_i F_i \quad \text{Вт}, \quad (3.4)$$

де F_i – площі відповідних зон, м^2 ;

k_{yc} – коефіцієнт теплопередачі відповідної зони, $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$;

Розрахунок ведемо для площ тих, що потрапили у відповідну зону. Для обліку компенсації збільшення щільності теплового потоку площу першої зони збільшуємо на 4 м^2 (один угол). Умовні коефіцієнти теплопередачі по зонах приймаємо $0.48; 0.24; 0.12; 0.07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ відповідно до довідкових даних.

Вибір теплоізоляції, варіантів утеплення стін, перекриттів і інших огорожуючих конструкцій для більшості замовників-забудовників завдання складне. Занадто багато суперечливих проблем потрібно вирішити одночасно. Дана сторінка допоможе Вам у всьому цьому розібратися.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

В даний час теплозбереження енергоресурсів набуло великого значення. Згідно ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель» опір теплопередачі визначається по одному з двох альтернативних підходів:

- Приписував (нормативні вимоги пред'являються до окремих елементів теплозахисту будівлі: зовнішніх стін, підлог над не опалювальними просторами, покриттям і горищним перекриттям, вікнам, вхідних дверей і т.п.)

- Споживчому (опір теплопередачі огороження може бути знижено стосовно приписував рівню за умови, що проектний питома витрата теплової енергії на опалення будівлі нижче нормативного).

Санітарно-гігієнічні вимоги повинні виконуватися завжди. До них відносяться

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

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

Для Миколаєва і її області необхідну теплотехнічне опір стіни по споживчому підходу становить 1,97 ° С • м. кв. / Вт, а по який приписував підходу:

для будинку постійного проживання 3,13 ° С • м. кв. / Вт,

для адміністративних та інших громадських будівель в т.ч. будівель сезонного проживання 2,55 ° С • м. кв. / Вт.

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

$$R = \Delta T/q, \quad (3,3)$$

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Коли мова йде про багатошарової конструкції, то опір шарів просто складаються. Наприклад, опір стіни з дерева, обкладеного цеглою, є сумою трьох опорів: цегляної та дерев'яної стінки і повітряного прошарку між ними:

$$R(\text{сумм.}) = R(\text{дерев.}) + R(\text{воз.}) + R(\text{кирп.}).$$

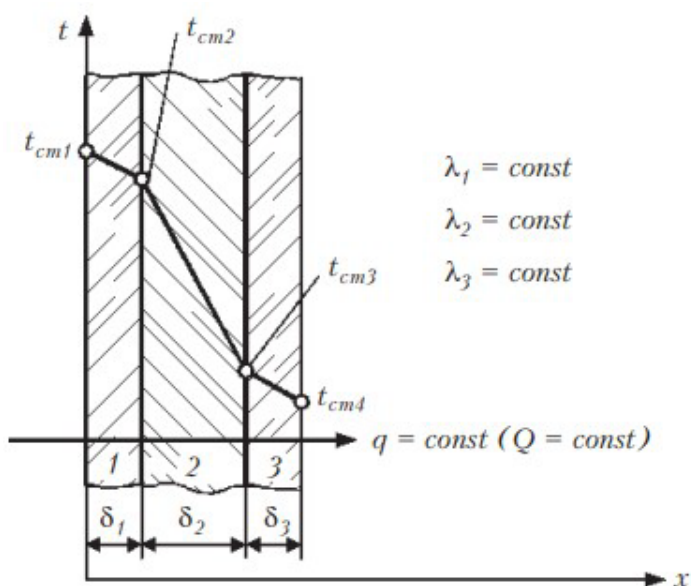


Рис. 2.1 Розподіл температури і прикордонні шари повітря при передачі тепла через стіну

Розрахунок на тепловтрати проводять для самого несприятливого періоду, яким є сама морозна і вітряна тиждень в році.

У будівельних довідниках, як правило, вказують теплове опір матеріалів виходячи з цього умови і кліматичного району (або зовнішньої температури), де знаходиться будинок.

Таблиця 2.7 Опір теплопередачі різних матеріалів при
 $\Delta T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{\text{нар.}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{внутр.}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.)

Матеріал і товщина стіни	Опір теплопередачі R_m , $\frac{\text{м}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}}{\text{Вт}}$
Цегляна стіна товщиною в 3 цегли (79 см)	0,592
товщиною в 2,5 цегли (67 см)	0,502
товщиною в 2 цегли (54 см)	0,405
товщиною в 1 цеглу (25 см)	0,187
Сруб з бревен $\varnothing 25$	0,550
$\varnothing 20$	0,440
Сруб з бруса товщиною 20 см	0,806
товщиною 10 см	0,353
Каркасна стіна (дошка + мінвата + дошка) 20 см	0,703
Стіна з пінобетону 20 см	0,476
30 см	0,709
Штукатурка по цеглі, бетону, пінобетону (2-3 см)	0,035
Стельове (горищне) перекриття	1,43
дерев'яні підлоги	1,85
Подвійні дерев'яні двері	0,21

Таблиця 2.8. Тепловтрати вікон різної конструкції при
 $\Delta T = 50 \text{ }^\circ\text{C}$ ($T_{\text{нар.}} = -30 \text{ }^\circ\text{C}$, $T_{\text{внутр.}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$.)

Тип вікна	RT	q, Вт/м ²	Q, Вт
Звичайне вікно з подвійними рамами	0,37	135	216
Склопакет (товщина скла 4 мм) 4-16-4	0,32	156	250
4-Ar16-4	0,34	147	235
4-16-4К	0,53	94	151
4-Ar16-4К	0,59	85	136

Двокамерний склопакет 4-6-4-6-4	0,42	119	190
4-6-4	0,44	114	182
4-Ar6-4-Ar6-4	0,53	94	151
4-6-4-6-4К	0,60	83	133
4-Ar6-4-Ar6-4К	0,45	111	178
4-8-4-8-4	0,47	106	170
4-Ar8-4-Ar8-4	0,55	91	146
4-8-4-8-4К			

Примітка

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

Як видно з попередньої таблиці, сучасні склопакети дозволяють зменшити тепловтрати вікна майже в два рази. Наприклад, для десяти вікон розміром 1,0 м x 1,6 м економія сягне кіловата, що в місяць дає 720 кіловат- годин.

Для правильного вибору матеріалів і товщини огорожувальних конструкцій застосуємо ці відомості до конкретного прикладу.

У розрахунку теплових втрат на один кв. метр беруть участь дві величини: перепад температур ΔT , опору теплопередачі R. Температуру в приміщенні визначимо в 20°C , а зовнішню температуру приймемо рівної -30°C . Тоді перепад температур ΔT буде рівним 50°C . Стіни виконані з бруса товщиною 20 см, тоді $R = 0,806^\circ \text{C} \cdot \text{м. кв.} / \text{Вт}$. Тепловітрати складають $50 / 0,806 = 62 \text{ (Вт/м. кв.)}$.

Для спрощення розрахунків тепловтрат в будівельних довідниках приводять тепловтрати різного виду стін, перекриттів і т.д. для деяких значень зимової температури повітря. Зокрема, даються різні цифри для кутових приміщень (там впливає завихрення повітря, набрякає будинок) і некутових, а також враховується різна теплова картина для приміщень першого і верхнього поверху.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

Будь-яка конструкція, що огорожує може бути представлена у вигляді багатошарової стіни, кожен шар якої має своє теплове опір і свій опір проходженню повітря. Склавши тепловий опір всіх верств, отримаємо тепловий опір всієї стіни. Також підсумовуючи опір проходженню повітря всіх верств, зрозуміємо, як дихає стіна. Ідеальна стіна з бруса повинна бути еквівалентна стіні з бруса товщиною 15 - 20 см. Наведена нижче таблиця допоможе у цьому.

Для об'єктивної картини тепловтрат всього будинку необхідно врахувати.

Втрати тепла через контакт фундаменту з мерзлим ґрунтом зазвичай приймають 15% від втрат тепла через стіни першого поверху (з урахуванням складності розрахунку).

Втрати тепла, пов'язані з вентиляцією. Ці втрати розраховуються з урахуванням будівельних норм (СНіП). Для житлового будинку потрібно близько одного повітрообміну в годину, тобто за цей час необхідно подати той же об'єм свіжого повітря. Таким чином, втрати пов'язані з вентиляцією, становлять трохи менше сумі тепловтрат припадають на огорожувальні конструкції. Виходить, що втрати тепла через стіни і скління становить тільки 40%, а втрати тепла на вентиляцію 50%. У європейських нормах вентиляції і утеплення стін, співвідношення теплових втрат становлять 30% і 60%.

Якщо стіна «дихає», як стіна з бруса або колоди товщиною 15 - 20 см, то відбувається повернення тепла. Це дозволяє знизити теплові втрати на 30%, тому отриману при розрахунку величину теплового опору стіни слід помножити на 1,3 (або відповідно зменшити тепловтрати).

Підсумувавши всі тепловтрати будинку, Ви визначите, якої потужності генератор тепла (котел) і опалювальні прилади необхідні для комфортного обігріву будинку в найхолодніші і вітряні дні. Також, розрахунки подібного роду покажуть, де «слабка ланка» і як його виключити з допомогою додаткової ізоляції.

Розрахувати витрата тепла можна і за укрупненими показниками. Так, в

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

одно- і двоповерхових не сильно утеплених будинках при зовнішній температурі -25°C потрібно 213 Вт на один квадратний метр загальної площі, а при -30°C - 230 Вт. Для добре утеплених будинків - це: при -25°C - 173 Вт на кв.м. загальної площі, а при -30°C - 177 Вт.

Таблиця 2.9 – Теплоприпливи скрізь огорожі

Перший поверх

Приміщення	Тепловтрати, Вт	Інфільтрація, Вт	Разом, Вт
Гостьовий санвузол 4	204,22	30,63	234,86
Котельня 3	408,87	329,13	738,00
Кабінет 2	753,04	827,05	1580,10
Гостина 5	1672,81	208,09	3710,90
Кухня 6	1423,74	562,02	1985,76
Всього по групі	4462,69	3768,93	8249,62
Всього по поверху	4462,69	3768,93	8249,62

Другий поверх

Приміщення	Тепловтрати, Вт	Інфільтрація, Вт	Разом, Вт
Спальня 1	850,93	674,25	1525,18
Санвузол 2	458,35	284,42	742,77
Спальня 3	1182,91	1151,85	2334,76
Санвузол 5	763,90	632,05	1395,95
Спальня 6	695,70	589,97	1285,67
Санвузол 8	583,81	537,24	1121,05
Всього по групі	4535,59	3869,78	8405,37
Всього по поверху	4535,59	3869,78	8405,37

Цокольний поверх

Приміщення	Тепловтрати, Вт	Інфільтрація, Вт	Разом, Вт
Більярдна 7	613,87	242,35	856,21
Кімната відпочинку 4	410,10	197,54	607,64
Санвузол 3	31,82	4,77	36,59
Хол зі сходами 1	289,71	43,46	333,17
Тамбур 2	11,49	1,72	13,21
Роздягальня 6	44,30	6,65	50,95
Постирочна 8	159,59	23,94	183,52
Тренажерний зал 10	398,92	213,88	612,80
Всього по групі	1959,79	734,30	2694,09
Всього по поверху	1959,79	734,30	2694,09

Загальні тепловтрати по об'єкту

Показник	Значення, Вт
Тепловтрати	10958,07
Інфільтрація	8391,02
Загальні втрати	19349,09

2.3 Аналіз та розрахунок системи кондиціонування повітря.

Параметри повітря при політропического охолодженні в теплий період року
 Визначити витрату повітря та побудувати процеси обробки повітря при політропического охолодженні в теплий період року для будинку на 4 чоловік в м.Одеса.

Параметри зовнішнього повітря: температура $t_H^{т.п.} = 27^\circ\text{C}$, $I = 54,6$ кДж/кг.

Параметри внутрішнього повітря: температура $t_B = 22^\circ\text{C}$, відносна вологість повітря $\phi = 60\%$.

Надлишкові повні теплопоступлення в залі $Q_{изб} = 15040\text{Вт}$, кількість вологонадходження $W = 700$ г/ч, Об'єм будівлі = 680м^3 .

Обчислюємо тепловлажностной ставлення $\xi = 7800$ кДж/кг.

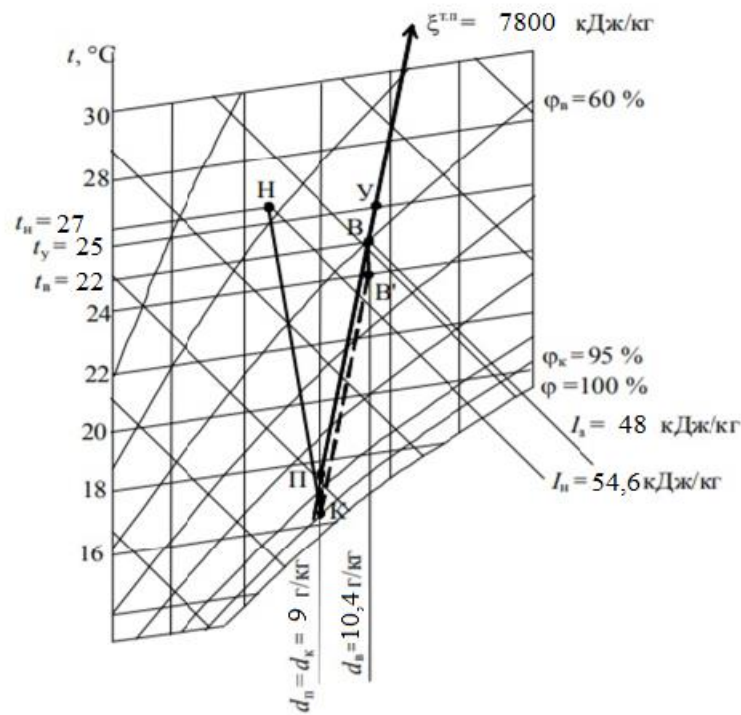


Рис. 2.2. Діаграма повітря при політропическому охолодженні в теплий період року

Таблиця.2.10.Параметри повітря при політропіному охолодженні в теплий період року

Параметри повітря в теплий період року	Н	В	П	К	У
Температура t , °С	27	22	15	13	25
Відносна вологість ϕ , %	47	60	85	95	55
Вологовміст d , г/кг	11.1	10,4	9	9	11
Ентальпія I , кДж/кг	54,6	48	38	36	53
Щільність ρ , кг/м ³	1,18	1,18	1,21	1,22	1.18

Параметри повітря із застосуванням рециркуляції в холодний період року Побудувати процеси обробки повітря у СКП в холодний період року для житлового будинку в м Одеса. Для скорочення енерговитрат на нагрівання зовнішнього повітря у ВКВ застосовується рециркуляція.

Параметри зовнішнього повітря: температура $t_{\text{н}}^{\text{х.п.}} = -18^{\circ}\text{C}$, $I = -16,4$ кДж/кг .

Параметри внутрішнього повітря: температура $t_{\text{в}}^{\text{х.п.}} = 20^{\circ}\text{C}$, відносна вологість повітря $\phi = 40\%$, сумарні теплопоступлення в холодний період року $Q_{\text{изб}} = 12700$ Вт. Об'єм будівлі = 680м^3 .

Обчислюємо тепловлажностной ставлення $\xi = 11300$ кДж/кг.

Таблиця.2.11. Параметри повітря із застосуванням рециркуляції в холодний період року

Параметри повітря в холодний період року	Н	В	П	К	С
Температура t , °С	-18	20	17	5.5	9
Відносна вологість ϕ , %	80	40	44	90	60
Вологовміст d , г/кг	0.6	5.9	5.3	5.3	4.1
Ентальпія I , кДж/кг	-17	35	30.2	20	20
Щільність ρ , кг/м ³	1,18	1,18	1,21	1,22	1,18

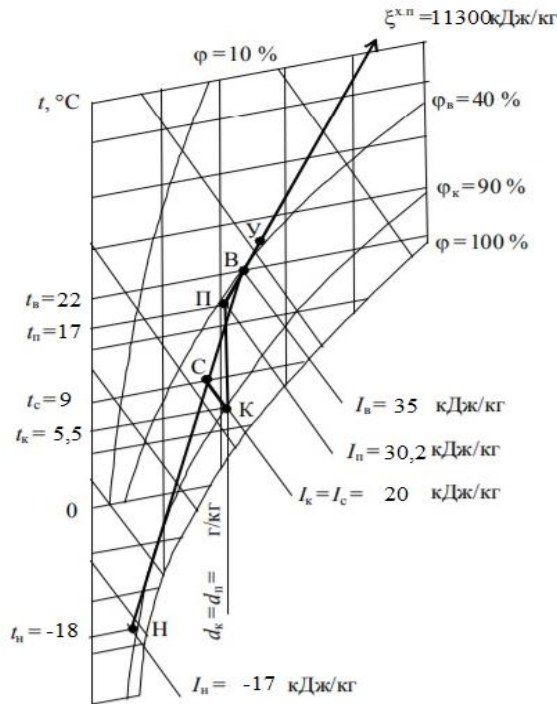


Рис.2.3. Діаграма параметри повітря із застосуванням рециркуляції в холодний період року

Найбільш традиційною схемою організації повітрообміну при проектуванні систем вентиляції і ВКВ для громадських будівель є схема «зверху вгору» - перемішування повітря по висоті приміщення. Подача припливного повітря в зал для глядачів здійснюється зверху вниз похилими струменями через бічні настінні розподільники повітря (ВР), встановлені вздовж стін з двох сторін по довжині залу, а видалення його відбувається у верхній зоні приміщення (рис.2.4).

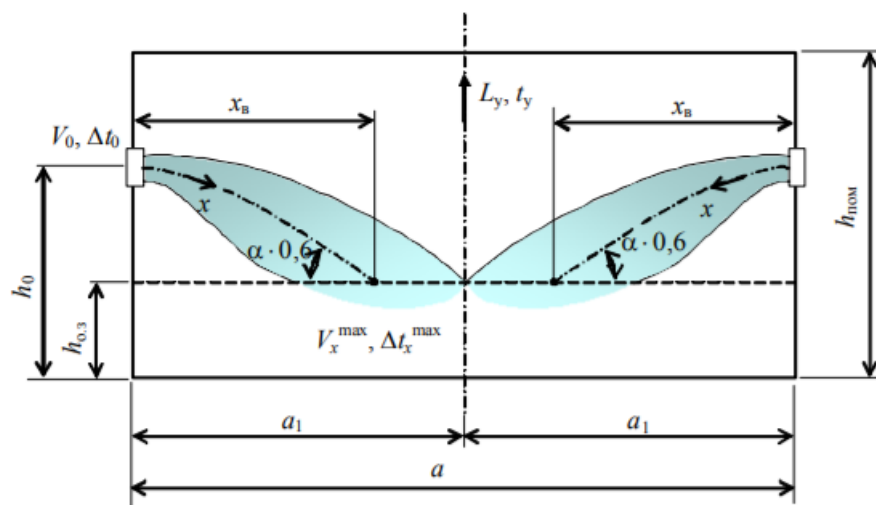


Рис 2.4. Схема розподілу повітря а - ширина приміщення; a_1 - половина ширини приміщення; $h_{\text{пом}}$ - висота приміщення; h_0 - висота установки ВР; $h_{0.3}$ - висота обслуговується зони.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

У громадських будівлях з великим числом людей найбільші теплові надлишки мають місце в теплий період року, при параметрах Б, тому розрахунок розподілу повітря зазвичай проводиться для теплого періоду року. У курсовому проекті необхідно зробити розрахунок розподілу повітря для теплого періоду року і підібрати розподільників повітря.

Підібрати тип ВР пристроїв і розрахувати їх кількість для будинку площею 300 м^2 в місті Одеса . Температура внутрішнього повітря $t_{\text{в}}^{\text{т.п}}=22^{\circ}\text{C}$; температура припливного повітря $t_{\text{п}}^{\text{т.п}}=15^{\circ}\text{C}$; витрата припливного повітря $G_{\text{п}}=3609,6\text{ кг/ч}$.

1. Знаходимо щільність припливного повітря:

$$\rho_{\text{п}}=353/273+t_{\text{п}}^{\text{т.п}}=1,21\text{ кг/м}^3$$

2. Знаходимо об'ємну витрату припливного повітря $L_{\text{п}}\text{ м}^3/\text{ч}$

$$L_{\text{п}}= G_{\text{п}}/ \rho_{\text{п}}=2983,1\text{ м}^3/\text{ч}$$

3. Вибираємо ВР типу АБН і АБР з поворотними регульованими жалюзі і углом нахилу жалюзі, з регуляторами витрати повітря. При допустимому за нормами рівні шуму для будинків 35 дБ приймаємо кілька ВР з витратою повітря 5 штук $L_0 = 280\text{ м}^3/\text{ч}$; 3 штук $L_0 = 550\text{ м}^3/\text{ч}$; 2 штук $L_0 = 50\text{ м}^3$.

4. Знаходимо розрахункову довжину струменя:

$$x_{\text{р}}=0,5*2,1=1,05\text{ м}$$

5. Відстань по горизонталі від закінчення до місця впровадження струменя в обслуговується зону:

$$x_{\text{в}}= (0,3 \div 0,7) a_1= 0,5*6= 3\text{ м}$$

6. При $a_1=45^{\circ}$ находим $m=6,0$; $n=5,1$ АБР розміри $200\text{X}100\text{ мм}$, $F_0=0,014\text{ м}^2$; АБР розміри $400\text{X}100\text{ мм}$, $F_0=0,030\text{ м}^2$; АБР розміри $300\text{X}100\text{ мм}$, $F_0=0,022\text{ м}^2$ при $V_0=2,7\text{ м/с}$.

7. Надлишкова температура повітря в припливній струмені:

$$\Delta t= t_{\text{в}}^{\text{т.п}}- t_{\text{п}}^{\text{т.п}}=22-15=7^{\circ}\text{C}$$

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						56
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

8. Геометрична характеристика припливної струменя:

$$H = \frac{5,45 \cdot m \cdot V\sqrt{F}}{\sqrt{n \cdot \Delta t}}$$

Всі розрахунки зводим в таблицю 2.12

Таблиця 2.12 Повітророзподільники

ВР	Разміри А В, мм	Площа F _o , м ² .	H	Кількість
АБР 280	200X100	0,014	6,9	5
АБР550	400X100	0,030	8,35	3
АБР50	300X100	0,022	7,7	2

2.4.Розрахунок системи водяної теплої підлоги.

Тепла підлога будет розрахована для першого та другого приміщень. Так як система комбінована, то тепла підлога буде використовуватися разом з фанкойлами. Виходячи з розрахунку тепловтрат всі приміщення можна опалити за допомогою теплої підлоги, окрім санвузлів, де додатково повинні бути встановлені рушникосуші. Для роботи теплового насосу в режимі охолодження мають бути встановлені фанкойли.

Обґрунтування вибору температури теплої підлоги.

Температура повинна бути не вище 55 °С, а в деяких випадках не вище 35°С. Якщо сказати ще точніше: температура повинна бути відповідно до температури, розрахованої в проекті, який враховує необхідність конкретного приміщення в теплі і матеріал, з якого зроблено підлогове чистове покриття.

Контролювати температуру можна за допомогою ось такого термометра, а краще двох.

Один термометр показує температуру теплоносія на подачі теплої підлоги (температуру змішаної води), а інший - температуру обратки.

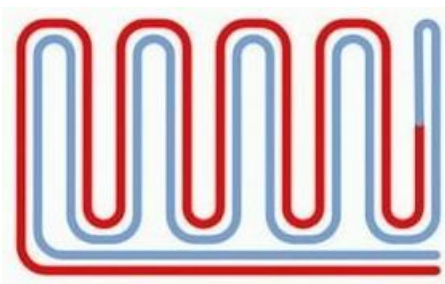
Якщо різниця між показаннями двох термометрів складає 5 - 10 °С, значить система теплих підлог у вас працює правильно.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

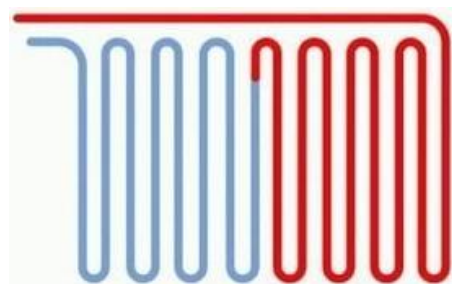
Температура поверхні працюючого теплої підлоги на повинна перевищувати таких значень:

- 35 °С - в прикордонних зонах;
- 29 °С - в приміщеннях тривалого перебування людей;
- 33 °С - в санвузлах, ванних кімнатах.

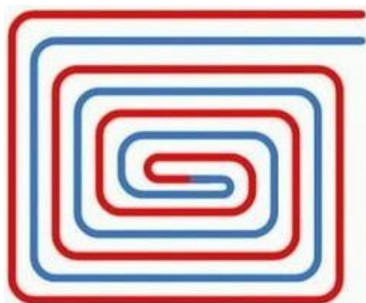
Для укладання труб підлогового опалення використовують різні форми: змійку, кутову змійку, равлика, подвійну змійку (меандр).



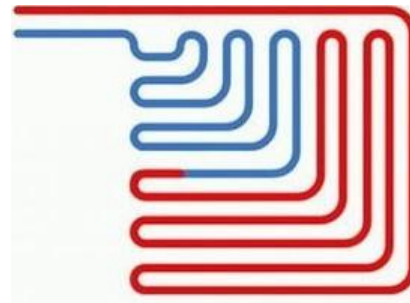
а) двійна змійка



б) проста змійка



в) равлик



г) кутова змійка

Рис.2.5.Види укладання теплих полів

Також при укладанні одного контуру можна комбінувати ці форми.

Наприклад, крайову зону можна розташувати змійкою, а далі основну частину пройти равликом.

Для великих приміщень квадратної, прямокутної або круглої форми без геометричного ексклюзиву краще використовувати равлика.

Для маленьких приміщень, приміщень зі складними формами або довгих приміщень використовуйте змійку.

Крок укладання повинен бути проектним в згоді з розрахунками.

Для крайових зон використовується крок, рівний 10 см. Для інших зон з різницею в 5 см - 15 см, 20 см, 25 см. Але не більше 30 см.

Це обмеження пов'язане з чутливістю ступні людини.

При більшому кроці труб нога починає відчувати різницю температури ділянок статі.

Для цього можна скористатися дуже простою формулою:

$$L = S / N * 1,1$$

Де: S - площа приміщення або контуру, для якого розраховується довжина труби (м²);

N - шаг укладки;

1,1 - запас труби в 10% на повороти.

До отриманого результату не забудьте додати довжину труби від колектора до теплої підлоги, включаючи подачу і обратку.

Для прикладу розглянемо задачу, в якій потрібно підрахувати довжину труби для кімнати, в якій підлогу займає корисну площу 12 м². Відстань від колектора до теплої підлоги - 7 м. Крок укладання труби 15 см (не забудьте перевести в м).

Все залежить від гідравлічного опору або втрат тиску в конкретному контурі, які, в свою чергу, безпосередньо залежать як від діаметра використовуваних труб, так і від обсягу теплоносія, який подається через перетин цих труб в одиницю часу.

У випадку з теплою підлогою, (якщо не враховувати вищевикладені фактори) можна отримати ефект так званої замкненими петлі. Ситуація, при якій як потужний б по напору насос ви не ставили, циркуляція через цю петлю буде неможлива.

На практиці встановлено, що втрати тиску, рівні 20 кПа або 0,2 бару якраз призводять до такого ефекту.

Для того, щоб не вдаватися в розрахунки, наведемо деякі рекомендації, які використовуються нами на практиці.

Для металопластикової труби діаметром 16 мм ми робимо контур не більш 100 м. Зазвичай дотримуємося 80 м.

Те ж саме стосується і труб з поліетилену. Для 18 труби із зшитого

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

поліетилену максимальна довжина контуру 120 м. На практиці дотримуємося 80 - 100 м. Для 20 металопластикової труби максимальна довжина контуру складає 120 - 125 м.

Ідеальна ситуація, коли всі петлі однакової довжини. Не потрібно нічого балансувати, налаштовувати.

На практиці це досягти можна, але частіше за все не доцільно.

Наприклад, на об'єкті є група приміщень, де потрібно зробити тепла підлога. Серед них також є санвузол, корисна площа теплої підлоги в якому 4 м². Відповідно довжина трубопроводу цього контуру разом з довжиною труб до колектора становить всього лише 40 м.

Невже все приміщення потрібно обов'язково підлаштовувати під цю довжину, дроблячи корисну площу залишилися приміщень по 4 м².

Звичайно ж ні. Це не доцільно. І потім для чого балансувальна арматура, яка як раз і покликана для того, щоб допомогти зрівняти втрату тиску по контурах?

Знову ж можна скористатися розрахунками, через які можна побачити, до якого максимальної межі можна допустити розкид довжин труб окремих контурів на конкретному об'єкті при даному обладнанні.

Але знову ж таки, не занурюючи вас в складні нудні розрахунки, скажімо, що ми на своїх об'єктах допускаємо розкид по довжинах труб окремих контурів в 30 - 40%. Також, при необхідності можна "грати" діаметрами труб, кроком укладання і "різати" площі великих приміщень не на дрібні або великі, а на середні шматки.

Це питання по фізичному сенсу схожий на питання: "Скільки вантажу можна відвезти на машині?"


Що ви ще хотіли б дізнатися, якби хтось поставив вам це питання? Абсолютно вірно. Ви запитали б: "Про яку машину йде мова?"

Тому в питанні: "Скільки петель можна підключати до колектора теплої підлоги?", Потрібно враховувати діаметр колектора і який обсяг теплоносія здатний пропускати через себе вузол змішування за одиницю часу (прийнято

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

вважати м³ / год). Або, що також рівноцінно, яку теплове навантаження здатний нести обраний вами вузол змішування?

Таблиця 2.13 Технічні характеристики насосного обладнання

 <p>Додаткові: Торгова марка: Grundfos Тип: Центробіговий Країна брэнда: Данія Діаметр умовного проходу (мм): 25 Монтажна довжина (мм): 180 Вага (кг): 3,20</p>	<p>Технічні характеристики: Матеріал корпусу: чавун Максимальний напір (м): 6 Кількість швидкостей: 3 Тип ротора — «мокрый» МАХ продуктивність (за хв. напору) (л/хв): 60,00 Напір у режимі 3 (м): 6,00 МАХ продуктивність (за хв. напору) (м³/год): 3,60 Мінімальна температура довкілля (°С): 0 Напруга мережі (V): 220-240 Вбудований термозахист: Так Частота струму (Гц): 50 Матеріал обмотки статора: Мідь Клас захисту корпусів електронного обладнання: IP44 Напір у режимі 2 (м): 4,50 Потужність (Вт): 90 Продуктивність (л/хв): 40,00 Максимальна температура довкілля (°С): 40 Максимальна температура робочої рідини (°С): 110</p>
---	---

Його максимальний коефіцієнт пропускної здатності становить 2,38 м³ / год. Якщо ставимо насос Grundfos UPS 25 60, то на третій швидкості при даному коефіцієнті цей вузол здатний "потягнути" навантаження в 17000 Вт або 17 кВт.

Що це означає на практиці? 17 кВт це скільки контурів?

Уявімо, що у нас є будинок, в якому є скільки-то (невідомо) приміщень по 12 м²полезной площі теплої підлоги в кожному приміщенні. Труби у нас укладені з кроком 20 см, що призводить до довжини кожного контуру, враховуючи довжину труб від самого теплої підлоги до колектора, 86 м. У згоді з проектними розрахунками ми також отримали, що знімання з кожного м² цього теплої підлоги дає 80 Вт, що призводить нас відповідно до теплового навантаження кожного контуру

$$12 * 80 = 960 \text{ Вт.}$$

Яке кількість приміщень або подібних контурів здатний забезпечити теплом наш вузол змішування?

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$17000/960 = 17,7$ подібних контурів або приміщень. Але це максимально!

На практиці ж у більшості випадків не потрібно робити розрахунок на максимальні показники. Тому зупинимося на цифрі 15.

У самій же компанії Valtec із сайтом є колектор з максимальною кількістю виходів - 12.

У великих приміщеннях конструкцію теплої підлоги потрібно ділити на менші площі і робити кілька контурів.

Ця необхідність виникає як мінімум з двох причин:

1. обмеження довжини труби контуру необхідно, щоб не отримати ефект "замкненої петлі", при якому через неї не буде циркуляції теплоносія;

2. правильна робота самої цементної заливний плити, площа якої не повинна перевищувати 30 м². Співвідношення довжин її сторін має бути 1/2 і довжина одного з країв не повинна перевищувати 8 м.

Для того щоб зрозуміти скільки петель теплої підлоги знадобиться і на підставі цього підібрати підходящий колектор з такою ж кількістю виходів, потрібно відштовхуватися від площі самих приміщень, в яких планується ця система.

Після цього ви обчислюєте корисну площу теплої підлоги.

Потім, скористайтесь наступним способом: відштовхуючись від кроку теплої підлоги, розбийте корисну площу теплої підлоги в кожному приміщенні на наступні розміри:

- крок 15 см - не більше 12 м²;
- крок 20 см - не більше 16 м²;
- крок 25 см - не більше 20 м²;
- крок 30 см - не більше 24 м².

Якщо площа підлоги в приміщенні менше зазначених розмірів, то її розбивати не потрібно.

Рекомендуємо зменшити ці значення на 2 м², якщо довжина приєднання труб від теплої підлоги до колектора перевищує 15 м.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Розбиваючи корисну площу підлоги в приміщеннях, намагайтеся також досягти того, щоб довжина труб в цих контурах була або однаковою, або різниця між окремими контурами не перевищувала 30 - 40%. Як дізнатися довжину труб в кожному контурі, читайте в 6 питанні.

Щоб підрахувати корисну площу майбутнього теплої підлоги, потрібно накреслити план приміщення, де він буде розташовуватися. План краще зробити в масштабі.

Від кожної зі стін приміщення відступите по 30 см. Заштрихуйте вийшло простір. Відзначте на плані ділянки, де буде постійно стояти меблі: холодильник, меблева стінка, диван, велика шафа і т.д. Ці ділянки також заштрихуйте. Незаштриховані частина плану приміщення і буде тією корисною площею теплої підлоги, яку ви шукаєте.

Також можна побачити роботу самої програми, яка робить можливим проведення візуального контролю над такими важливими параметрами як довжина труби, втрати тиску, температура на поверхні підлоги, тепло, що йде марно вниз, корисний тепловий потік і т.д.

Визначити габарити колекторного шафи не складно. Ми знову пропонуємо скористатися продукцією компанії Valtec і їх готовими рекомендаціями, представленими в таблиці, за умови, що ви користуєтеся вже готовими вузлами для теплої підлоги, що випускаються цим виробником.

Таблиця 2.14 Лінійні розміри колекторного шафи

Модель	Довжина, мм	Глибина, мм	Висота, мм
ШРВ1	670	125	494
ШРВ2	670	125	594
ШРВ3	670	125	744
ШРВ4	670	125	894
ШРВ5	670	125	1044
ШРВ7	670	125	1344
ШРН1	651	120	453
ШРН3	651	120	703
ШРН4	651	120	853
ШРН5	651	120	1003
ШРН7	658	121	1309

Таблиця 2.15 Підбір колекторного шафи

Колекторні групи 1 (VT.594, VT59)	Модель шафи ШРН/ШРВ + Combimix + шаровий кран	Модель шафи ШРН/ШРВ + Dualmix + шаровий кран	Модель шафи ШРН/ШРВ + кран
Колектор 1*3вих	ШРН3/ШРВ3	ШРН4/ШРВ4	ШРН1/ШРВ1
Колектор 1*4вих	ШРН3/ШРВ3	ШРН4/ШРВ4	ШРН2/ШРВ2
Колектор 1*5вих	ШРН4/ШРВ3	ШРН5/ШРВ4	ШРН2/ШРВ2
Колектор 1*6вих	ШРН4/ШРВ4	ШРН5/ШРВ5	ШРН3/ШРВ3
Колектор 1*7вих	ШРН4/ШРВ4	ШРН5/ШРВ5	ШРН3/ШРВ3
Колектор 1*8вих	ШРН5/ШРВ4	ШРН6/ШРВ5	ШРН3/ШРВ3
Колектор 1*9вих	ШРН5/ШРВ5	ШРН6/ШРВ6	ШРН4/ШРВ4
Колектор 1*10вих	ШРН5/ШРВ5	ШРН6/ШРВ6	ШРН4/ШРВ4
Колектор 1*11вих	ШРН6/ШРВ5	ШРН7/ШРВ6	ШРН4/ШРВ4
Колектор 1*12вих	ШРН6/ШРВ6	ШРН7/ШРВ7	ШРН5/ШРВ5

На цей рахунок немає ніяких конкретних правил, але є рекомендації.

З одного боку, зрозуміло, що монтуючи колекторний шафа, потрібно враховувати висоту майбутньої стяжки і обробки, щоб не вийшла ситуація, коли неможливо буде відкрити навіть дверцята шафи.

З іншого боку, потрібно враховувати зручність обслуговування і необхідність можливої заміни окремих елементів системи з ймовірністю від'єднання трубопроводу.

Чим коротше відрізок труби, тим більше його жорсткість і навпаки.

З огляду на цей фактор, можна зробити підйом колекторного шафи на 20 - 25 см від рівня чистої підлоги.

Однак, не можна забувати про дуже важливого дизайнерському елементі. Якщо підйом шафи призводить до неприпустимого порушення дизайну і неможливо вирішити цю задачу іншим способом, опускайте шафа до рівня підлоги, але з тим розрахунком, щоб він міг відкриватися.

										Арк.
										64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>					

2.5 Технологія монтажу системи водяної теплої підлоги

Найбільш поширеним способом реалізації систем підлогового опалення є монолітні бетонні підлоги, виконані так званим "мокрим" методом. Конструкція підлоги представляє з себе "лишковий пиріг" з різних матеріалів (рис.2.6).

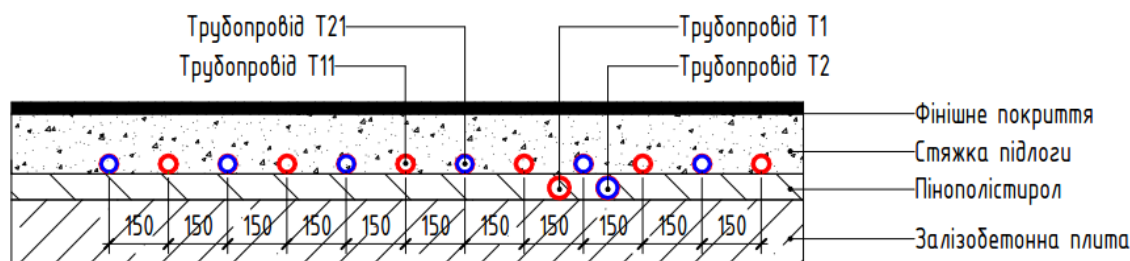


Рис.2.6 Укладання петель теплої підлоги одиночним змійовиком

Монтаж системи теплих підлог починається з підготовки поверхні під монтаж теплої підлоги. Поверхня повинна бути вирівняна, нерівності по площі не повинні перевищувати ± 5 мм. Допускаються нерівності і виступи не більше 10 мм. При необхідності поверхню вирівнюється додаткової стяжкою. Порушення цієї вимоги може привести до "завоздушіванію" труб. Якщо в розташованому нижче приміщенні підвищена вологість бажано укласти гідроізоляцію (поліетиленова плівка).

Після вирівнювання поверхні необхідно уздовж бічних стін укласти демпферну стрічку шириною не менше 5мм для компенсації теплового розширення моноліту теплої підлоги. Вона повинна бути покладена уздовж всіх стін, що обрамляють приміщення, стійок, дверних коробок, відводів і т.п. Стрічка повинна виступати над запланованої висотою конструкції підлоги мінімум на 20 мм.

Після чого укладається шар теплоізоляції для запобігання витоку тепла в нижні приміщення. Як термоізоляції рекомендується використовувати спінені матеріали (полістирол, поліетилен і т.д.) щільністю не менше 25 кг / м³. Якщо неможливо укласти товсті шари теплоізоляції, то в цьому випадку

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

застосовуються фольговані теплоізоляційні матеріали товщиною 5 або 10 мм. Важливо, щоб фольговані теплоізоляційні матеріали мали захисну плівку на алюмінії. В іншому випадку, лужне середовище бетонної стяжки руйнує фольгований шар протягом 3-5 тижнів.

Розкладка труб здійснюється з певним кроком і в потрібній конфігурації. При цьому рекомендується подає трубопровід слід укласти ближче до зовнішніх стін.

При укладанні "одиначний змійовик" (рис.3.6.) розподіл температури поверхні підлоги не рівномірний.

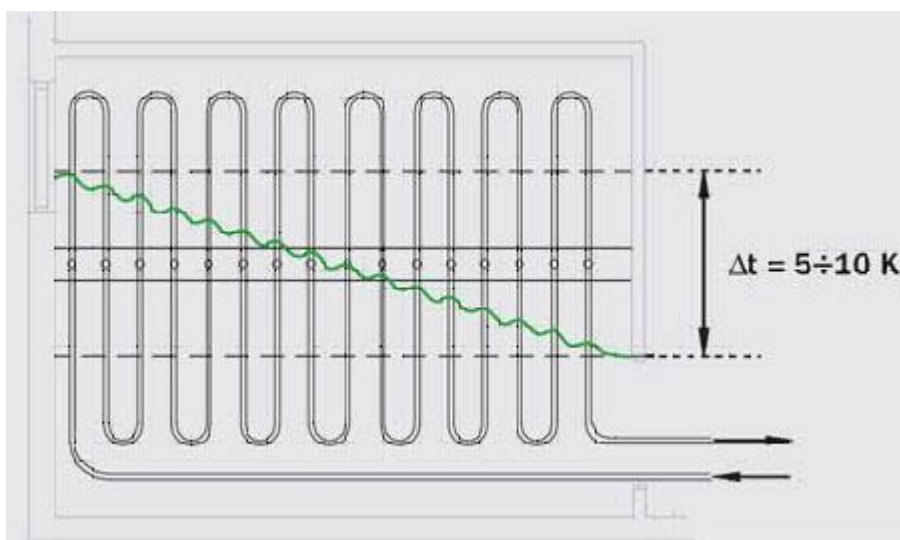


Рис.2.7. Укладання петель теплої підлоги одиначним змійовиком

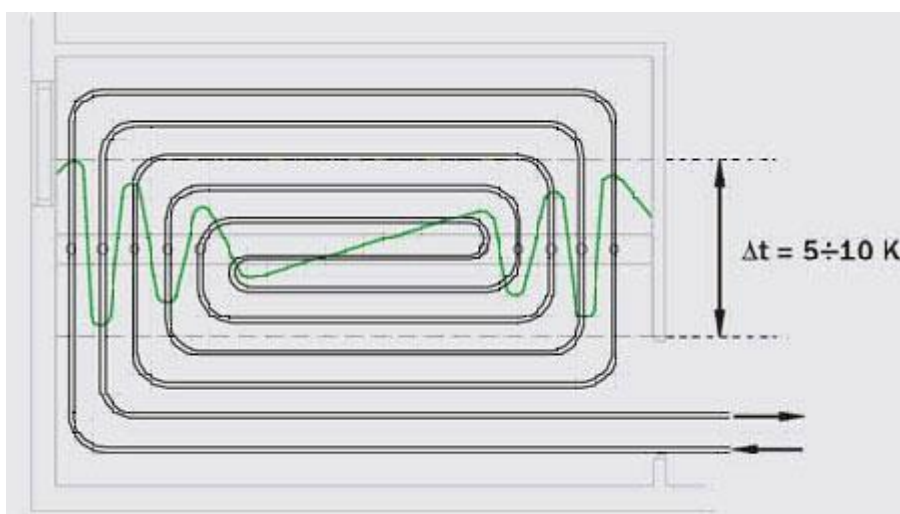


Рис.2.8. Укладка петель теплого пола спіраллю.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

При спіральній укладанні (рис.2.8), труби з протилежними напрямками потоків чергуються, причому найбільш гарячий ділянку труби сусідить з найбільш холодним. Це призводить до рівномірного розподілу температури по поверхні підлоги.

Укладання труби проводиться по розмітці, нанесеної на утеплювач, якірними скобами через 0.3 - 0.5 м, або між спеціальними виступами утеплювача. Крок укладання розраховується і лежить в межах від 10 до 30 см, але не повинен перевищувати 30 см інакше виникне нерівномірне нагрівання поверхні підлоги з появою теплих і холодних смуг. Області поблизу зовнішніх стін будівлі називають граничними зонами. Тут рекомендується зменшувати крок укладання труби, для того щоб компенсувати втрати тепла через стіни. Довжина одного контуру (петлі) теплої підлоги не повинна перевищувати 100-120 м, втрати тиску на одну петлю (разом з арматурою) не більше 20 кПа; мінімальна швидкість руху води - 0,2 м / с (щоб уникнути утворення в системі повітряних пробок).

Після розкладки петель, безпосередньо перед заливкою стяжки, проводиться опресовування системи при тиску 1.5 від робочого, але не менше 0.3 МПа.

При заливці цементно-піщаної стяжки труба повинна перебувати під тиском води 0,3 МПа при кімнатній температурі. Мінімальна висота заливки над поверхнею труби повинна бути не менше 3 см (максимальна рекомендована висота, за європейськими нормами - 7 см). Цементно-піщана суміш повинна бути не нижче марки 400 з пластифікатором. Після заливки стяжку рекомендується «провібріровать». При довжині монолітної плити більше 8 м або площі більше 40 м² необхідно передбачити шви між плитами мінімальною товщиною 5 мм, для компенсації теплового розширення моноліту. При проходженні труб через шви вони повинні мати захисну оболонку довжиною не менше 1 м.

Пуск системи здійснюється тільки після повного висихання бетону (приблизно 4 дні на 1 см товщини стяжки). Температура води під час пуску

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

системи повинна бути кімнатної. Після пуску системи щодня збільшувати температуру води, що подається на 5 ° С до робочої температури.

Основні температурні вимоги до систем теплих підлог

Рекомендується середню температуру поверхні підлоги приймати не вище (згідно ДБН В.2.5-67:2013:

26 ° С для приміщень з постійним перебуванням людей

31°С для приміщень з тимчасовим перебуванням людей і обхідних доріжок плавальних басейнів

Температура поверхні підлоги по осі нагрівального елемента в дитячих установах, житлових будинках і плавальних басейнах не повинна перевищувати 35°С

Згідно ДБН В.2.5-39:2008 перепад температури на окремих ділянках підлоги не повинен перевищувати 10 ° С (оптимально 5 ° С). Температура теплоносія в системі теплих підлог не повинна перевищувати 55°С (ДБН В.2.5-39:2008 п. 3.5 а).

2.6.Теплотехнічний розрахунок водяної теплої підлоги.

При відомому питомій тепловому потоці розрахунок ведеться за формулою:

$$t_{\text{тн}} = t_e + q_e R_n^e + q_e b R_{\text{тр}}^{\text{тп}} (1 + a) \quad (3,5)$$

де: $t_{\text{тн}}$ - середня температура теплоносія, °С

t_e - температура повітря в приміщенні, °С;

q_e - питомий тепловий потік у напрямку "вгору", Вт/м²;

$R_{\text{в,пр}}$ - приведений опір теплопередачі шарів підлоги над трубами, м² К/Вт;

b - крок труб теплої підлоги, см;

$R_{\text{тр,пр}}$ - приведений опір теплопередачі стінки труби, м² К/Вт;

a - відношення питомих теплових потоків за напрямками "вниз" / "вгору", Вт/м² К.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

При відомій середній температурі теплоносія питомий тепловий потік у напрямку "вгору" визначається шляхом рішення рівняння:

Таким чином, сумарне навантаження на систему опалення, з урахуванням 20% не облікованих тепловтрат:

$$t_{\text{жн}} = t_e + q_e R^e + 0,1368 q_e^{(1/1,1)} + q_e b R_{\text{жп}}^{\text{жп}} \left[1 + \frac{t_e + q_e R^e + 0,1368 q_e^{(1/1,1)} - t_x}{q_e R_x^x} \right] \quad (3,5)$$

Таблиця 2.16 – Характеристики труб теплої підлоги

ДАНИ ПРО ТРУБИ			
Матеріал	МЕТАЛОПЛСТИКОВІ 16x2.0		
Діаметр зовнішній	Øн	16	мм
Діаметр внутрішній	Øв	12	мм
Шероховатість	Δ	0,01	мм
Коефіцієнт теплопроводност и стенок труби	λст	0,43	Вт/м К

Таблиця 2.17 – Характеристики шарів ізоляції над та під трубами теплої підлоги

Приміщення	tв	tн	Шари підлоги над трубами		Шари підлоги під трубами		Потік в пом	Крок	t підлоги		Тепловий потік			tпн	
			Матеріал	D	Матеріал	D			b	max	min	q в	q Σ		q пог.
				см		см				°C	°C	Вт/м 2	Вт/м 2		Вт/м .п.
Вітальня 1-4	20	20	Розчин цементно-піщаний 1800	3,4	Пінополістирол 40	2	1268	25	26,8 9	24,6 7	74,1 7	88,8 9	22,2 2	35	
			Керамічна плитка	2	Плити залізобетонні пустотні при потоці низу-вгору*	30									

2.7. Гідравлічний розрахунок системи водяної теплої підлоги

Визначаємо загальні гідравлічні втрати:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{лин}} + \Delta p_{\text{кмс}} \quad (3,6)$$

Де, Δp - загальні втрати тиску, Па;

$\Delta p_{\text{кмс}}$ - втрати тиску на місцеві опори, Па; $\Delta p_{\text{лин}}$ - лінійні втрати тиску, Па;

$$\Delta p_{\text{лин}} = \lambda \frac{\rho v^2}{2d} \quad (3,7)$$

Де, λ - коефіцієнт тертя;

ρ - щільність середовища, що транспортується, кг/м^3 ; v - швидкість потоку, м/с;

$$\Delta p_{\text{кмс}} = \xi \frac{\rho v^2}{2} \quad (3,8)$$

$$\sqrt{\lambda} = \frac{0.5 \left[\frac{b}{2} + \frac{1.312(2-b) \lg(3.7d_p / K_s)}{\lg Re_\phi - 1} \right]}{\lg(3.7d_p / K_s)} \quad (3,9)$$

Де, Re_ϕ - фактичне число Рейнольдса;

b - число подібності режимів течії рідини;

K_s - коефіцієнт еквівалентної шорсткості, мм;

d_p - внутрішній діаметр трубопроводу на розрахунковому ділянці, мм;

$$Re_{\text{вп}} = \frac{500d_p}{K_s} \quad (3,10)$$

$$Re_\phi = \frac{d_p V}{\nu_t} \quad (3,11)$$

$$b = 1 + \frac{\lg Re_\phi}{\lg Re_{\text{вп}}} \quad (3,12)$$

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За результатами гідравлічного розрахунку для компенсації втрати тиску підбираємо два насоси Циркуляционный насос Grundfos UPS 25-40 з номінальним напором 4 м.

Дані розрахунку заносимо в таблицю

Таблиця 2.18 – Характеристики колекторів теплої підлоги

<i>Характеристики колекторів теплої підлоги</i>								
<i>Номер кол.</i>	<i>Ø кол., мм</i>	<i>Номер петлі</i>	<i>Довж петлі брунто, м</i>	<i>Тепл. навант, Вт</i>	<i>Витрат, кг/с</i>	<i>Швидкість, м/с</i>	<i>Втрат тиску, Па</i>	<i>% відкр. вентиля</i>
1	32	1	105	1347,786	0,032	0,287	16161,259	13,574
1	32	2	139	2203,035	0,053	0,469	49402,494	41,492
1	32	3	220,1	2825,216	0,068	0,601	119064,407	100
1	32	4	112	898,45	0,022	0,191	8574,772	7,202
РАЗОМ		4	576,1	7274,487	0,174	0,218	119135,064	
2	32	5	36,5	292,799	0,007	0,062	440,041	1,263
2	32	6	108,2	1388,861	0,033	0,295	17073,429	48,999
2	32	7	118	946,582	0,023	0,201	9661,83	27,728
2	32	8	77	617,685	0,015	0,131	3091,037	8,871
2	32	9	140	1797,048	0,043	0,382	34844,464	100
РАЗОМ		5	479,7	5042,974	0,121	0,151	34878,42	

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

2.8. Тепловий розрахунок холодильної системи.

Даний тепловий насос розраховується на холодопродуктивність 21 кВт (теплова продуктивність варіюється) в середньому вона становить 15.5кВт. Зроблено розрахунок циклу, підбір обладнання.

Схема і цикл теплового насоса.

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

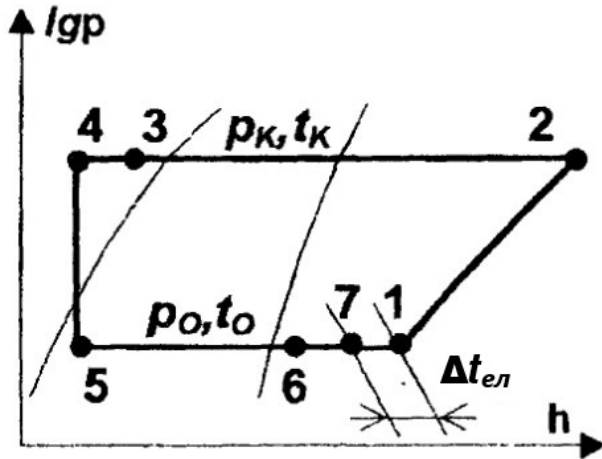


Рис. 2.9 Цикл теплового насоса

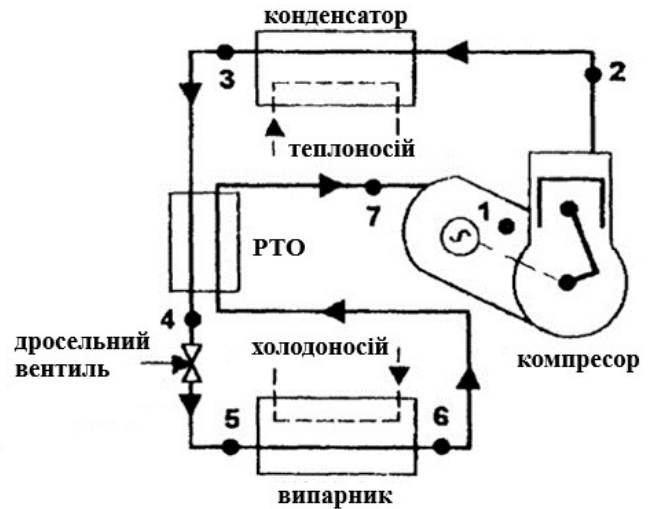


Рис. 2.10 Схема теплового насоса

Початкові дані

Режим S0/W35

Хладагент R452B

Температура кипіння холодильного агента : $t_o = -3^\circ\text{C}$, $P_o = 6,7641\text{MPa}$

Температура конденсації холодильного агента : $t_k = 40^\circ\text{C}$, $P_k = 23,357\text{MPa}$

Теплоносій (споживач) – вода $t_{v_out} = 35^\circ\text{C}$, $t_{v_in} = 30^\circ\text{C}$

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

Таблиця 2.19 Параметри вузлових точок циклу для режиму S0 / W35

№	t °C	P, МПа	H, кДж/кг	S, кДж/(кг*K)	V, м ³ /кг	p, кг/м ³
1a	0	6,7641	457,39	1,9557	45,4714	
1	10	6,7641	468,06	1,9941	48,2662	
2	93,42	23,357	530,06	2,0459	17,264	
3	40	23,357	259,93	1,2009	1,0575	
4	-3,88	6,764	259,93	1,2229	12,0643	25,5
1-2			62			
1-2s			43,4			

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

KPM.XUKP.1.51-03.1.18

Арк.

72

Питомі характеристики циклу:

1. питома масова продуктивність:

$$q_0 = h_6 - h_5 \text{ кДж/кг} \quad (2.1)$$

2. питома об'ємна продуктивність:

$$q_v = q_0 / v_1 \text{ кДж/м}^3 \quad (2.2)$$

3. питома адіабатна робота стискування:

$$l = h_2 - h_1 \text{ кДж/кг} \quad (2.3)$$

4. Масова витрата агента:

$$M_a = Q_0 / q_0 \text{ кг/с} \quad (2.4)$$

5. Дійсна об'ємна продуктивність компресора:

$$V_d = M_a \cdot v_1 \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.5)$$

6. Коефіцієнт подачі компресора:

$$\lambda_c = 1 - 0.03 \cdot [(P_k / P_0)^{1/m} - 1] \quad (2.6)$$
$$\lambda'_w = (T_0 + \Theta) / (\alpha \cdot T_k + \beta \cdot \Theta) \quad \lambda = \lambda_c \cdot \lambda'_w$$

7. Об'єм, описаний поршнями компресора:

$$V_h = V_d / \lambda \text{ м}^3/\text{с} \quad (2.7)$$

8. Адіабатна потужність компресора:

$$N_a = M_a \cdot l \text{ кВт} \quad (2.8)$$

9. Індикаторна потужність компресора:

$$N_i = N_a / (\lambda'_w + b \cdot t_0) \text{ кВт} \quad (2.9)$$

10. Потужність тертя:

$$N_{тр} = V_h \cdot P_{тр} \text{ кВт} \quad (2.10)$$

де $P_{тр}$ - середній тиск тертя, приймаємо для фреонових компресорів $P_{тр} = 40$ кПа

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						73
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Потужність тертя ($p_{тр} = 40$ кПа - середній тиск тертя):

$$N_{тр} = V_h \cdot p_{тр}, \text{ кВт} \quad (2.10)$$

Ефективна потужність компресора:

$$N_e = N_i + N_{тр}, \text{ кВт}. \quad (2.11)$$

Електрична потужність компресора:

$$N_{ел} = N_e / \eta_{ел}, \text{ кВт}. \quad (2.12)$$

де $\eta_{елдв}$ - ККД електродвигуна компресора.

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP = Q_k / N_e. \quad (2.13)$$

Холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = Q_0 / N_e. \quad (2.14)$$

Розрахунок виконано за допомогою програми Chemours Refrigerant Expert CRE 1.0. Результати розрахунків зведені в табл. 2.20- 2.22.

Таблиця 2.20 Параметри вузлових точок циклу для режиму S0 / W35

№	t °C	P, МПа	H, кДж/кг	S, кДж/(кг*К)	V, м ³ /кг	ρ, кг/м ³
1a	0	6,7641	457,39	1,9557	45,4714	
1	10	6,7641	468,06	1,9941	48,2662	
2	93,42	23,357	530,06	2,0459	17,264	
3	40	23,357	259,93	1,2009	1,0575	
4	-3,88	6,764	259,93	1,2229	12,0643	25,5
1-2			62			
1-2s			43,4			

Таблиця 2.21 Розрахункові параметри теплового насоса для режиму S0 / W35

Питома холодопродуктивність, q_0 , кДж/кг	208,13
Об'ємна холодопродуктивність, q_v , кДж/м ³	4318,04
Питома адіабатне робота стиснення, l_a , кДж/кг	62
Масова витрата холодоагенту, M_a , кг/с	0,1
Дійсна об'ємна продуктивність компресора, $V_{д,м^3/ч}$	0,00482
Холодопроизводительность, кВт	21
Коефіцієнт подачі компресора λ	0.74
Об'ємна продуктивність компресора, V_h , м ³ /ч	0.0065
Адіабатне потужність компресора, N_a , кВт	6.2
Індикаторна потужність, N_i , кВт	7.8
Ефективна потужність, N_e , кВт	8.06
ККД електродвигуна	0.97
Потужність електродвигуна, $N_{эл}$, кВт	8.31
$COP_{хол}$	4,36
$COP_{кар}$	3,18

Таблиця 2.22 Додаткові параметри системи

Діаметр всмоктуючого патрубку КМ, мм	28
Діаметр нагнітального патрубку КМ, мм	22
Швидкість руху холодоагенту, м/с	8,64
Кількість заповнюється ХА в ресивер, кг	0.066
Кількість заправляється масла в компресор, л	2,6

2.9. Порівняльний аналіз холодоагентів.

Тепловий насос працює на холодильному агенті R-410a . В зв'язку з заборонаю R-410a. То систему потрібно перевести на новий хладагент.

Було вибрано декілька типів холодильних агентів а саме: R-452b, R-1234yf, R-1234ze.

R-452b

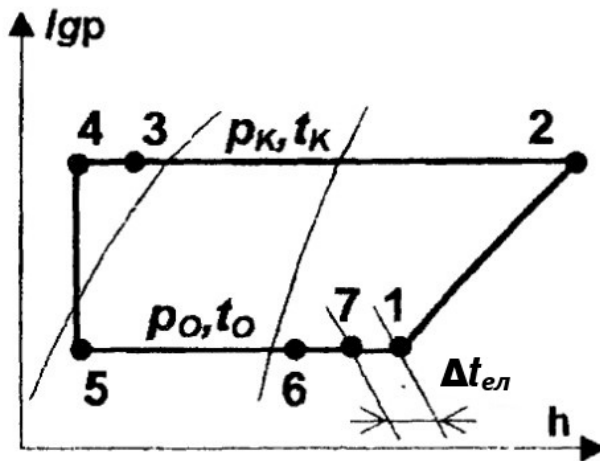


Рис. 2.9 Цикл теплового насоса

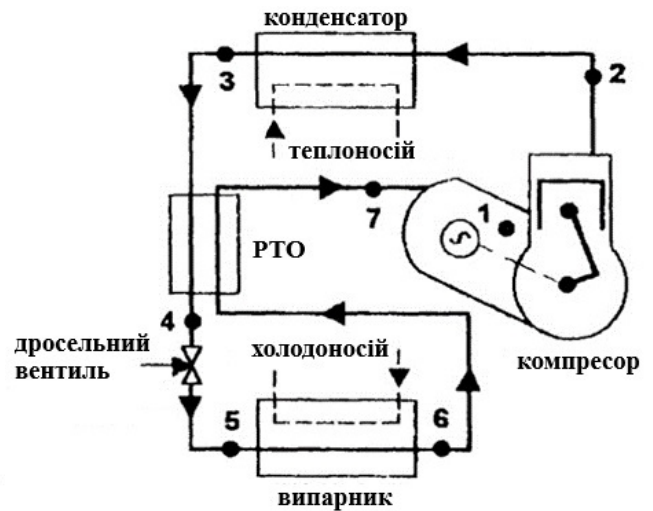


Рис. 2.10 Схема теплового насоса

Початкові дані

Режим S0/W35

Хладагент R452b; R-1234yf; R-1234ze; R-410a

Температура кипіння холодильного агента: $t_o = -5[^\circ\text{C}]$; $-3[^\circ\text{C}]$; $-1[^\circ\text{C}]$; $1[^\circ\text{C}]$; $3[^\circ\text{C}]$; $5[^\circ\text{C}]$.

Температура конденсації холодильного агента : $t_k = 40[^\circ\text{C}]$,

R452b

Таблиця 2.22. Параметри циклу при температурі випарування $t_o = -5[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^\circ\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	0	6,3338	458,83	1,9684	49,1347	
< 1b >	5	6,3338	464,11	1,9876	50,61	
< 1 >	15	6,3338	474,31	2,0236	53,4214	
< 2 >	101,64	22,647	540,67	2,078	18,6106	
< 3a >	33,72	22,647	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,88	22,647	252,29	1,1762	1,0347	
< 4 >	-5	6,3337	252,29	1,1964	11,9198	23,6
< 1-2 >			66,36			
< 1-2s >			46,45			

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.XUKP.1.51-03.1.18

Арк.

76

Таблиця 2.22. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -3$ [°C]

	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	99,34	22,647	537,98	2,0708	18,419	
< 3a >	33,72	22,6469	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,85	22,647	252,23	1,1759	1,0345	
< 4 >	-3	6,764	252,23	1,1943	10,774	22,6
< 1-2 >			62,74			
< 1-2s >			43,92			

Таблиця 2.23. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -1$ [°C]

	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	4	7,2162	460,3	1,959	43,188	
< 1b >	9	7,2162	465,71	1,9784	44,5207	
< 1 >	19	7,2162	476,16	2,0147	47,0521	
< 2 >	97,1	22,647	535,35	2,0637	18,23	
< 3a >	33,72	22,6469	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,81	22,647	252,16	1,1757	1,0343	
< 4 >	-1,94	7,2162	252,16	1,1924	9,727	21,6
< 1-2 >			59,2			
< 1-2s >			41,44			

Таблиця 2.24. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 1$ [°C]

	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	6	7,6911	460,99	1,9543	40,5341	
< 1b >	11	7,6911	466,48	1,9738	41,8035	
< 1 >	21	7,6911	477,05	2,0104	44,2103	
< 2 >	94,9	22,647	532,77	2,0567	18,0435	
< 3a >	33,72	22,6469	257,57	1,1935	1,0507	
< 3 >	30,77	22,647	252,08	1,1755	1,0341	
< 4 >	0,04	7,691	252,08	1,1905	8,7693	20,5
< 1-2 >			55,72			
< 1-2s >			39			

R-1234ez

Таблиця 2.28. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -5 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	0	1,7942	385,09	1,6904	104,4807	
< 1b >	5	1,7942	389,47	1,7063	106,8213	
< 1 >	15	1,7942	398,31	1,7376	111,4397	
< 2 >	70,03	7,6645	440,98	1,7755	28,7669	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,9	7,6645	243,46	1,1488	0,8765	
< 4 >	-5	1,7942	243,46	1,1624	27,8645	26,7
< 1-2 >			42,66			
< 1-2s >			29,86			

Таблиця 2.29. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -3 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	2	1,9363	386,5	1,6904	97,1868	
< 1b >	7	1,9363	390,91	1,7062	99,3733	
< 1 >	17	1,9363	399,81	1,7375	103,6845	
< 2 >	69,36	7,6645	440,28	1,7735	28,6806	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,88	7,6645	243,43	1,1487	0,8764	
< 4 >	-3	1,9363	243,43	1,1609	24,785	25,5
< 1-2 >			40,48			
< 1-2s >			28,33			

Таблиця 2.30. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -1 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	4	2,0869	387,91	1,6903	90,5017	
< 1b >	9	2,0869	392,35	1,7062	92,5477	
< 1 >	19	2,0869	401,3	1,7374	96,5783	
< 2 >	68,72	7,6645	439,62	1,7716	28,5977	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,86	7,6645	243,41	1,1486	0,8764	
< 4 >	-1	2,0869	243,41	1,1595	22,0105	24,2
< 1-2 >			38,32			
< 1-2s >			26,82			

Таблиця 2.31. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 1 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	6	2,2464	389,31	1,6904	84,3663	
< 1b >	11	2,2464	393,78	1,7062	86,2837	
< 1 >	21	2,2464	402,79	1,7374	90,0578	
< 2 >	68,1	7,6645	438,99	1,7697	28,5179	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,84	7,6645	243,38	1,1485	0,8763	
< 4 >	1	2,2464	243,38	1,1582	19,5087	22,9
< 1-2 >			36,2			
< 1-2s >			25,34			

Таблиця 2.32. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 3 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	8	2,4151	390,71	1,6905	78,7278	
< 1b >	13	2,4151	395,21	1,7063	80,5274	
< 1 >	23	2,4151	404,27	1,7375	84,0667	
< 2 >	67,51	7,6645	438,38	1,7679	28,4411	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,82	7,6645	243,35	1,1484	0,8763	
< 4 >	3	2,4151	243,35	1,157	17,2505	21,6
< 1-2 >			34,1			
< 1-2s >			23,87			

Таблиця 2.33. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 5 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	10	2,5934	392,1	1,6906	73,5392	
< 1b >	15	2,5934	396,63	1,7064	75,2309	
< 1 >	25	2,5934	405,75	1,7376	78,5549	
< 2 >	66,95	7,6645	437,79	1,7662	28,3674	
< 3a >	35	7,6645	247,84	1,1631	0,885	
< 3 >	31,8	7,6645	243,32	1,1483	0,8762	
< 4 >	5	2,5934	243,32	1,1558	15,2106	20,3
< 1-2 >			32,04			
< 1-2s >			22,43			

Таблиця 2.34. Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування t [°C]	-5	-3	-1	1	3	5
Потужність компресора N [кВт]	4,67	4,39	4,11	3,84	3,59	3,34
Нагрівання конденсатора Q_c [кВт]	21,14	20,85	20,57	20,3	20,04	19,79
COP [холод]	3,32	3,53	3,77	4,03	4,32	4,64
COP [тепло]	4,5	4,74	5	5,28	5,58	5,92

R-1234yf

Таблиця 2.35. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -5$ [°C]

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	0	2,6563	364,56	1,6139	68,6984	
< 1 >	10	2,6563	373,69	1,6467	72,0603	
< 2 >	60,9	10,1839	410,78	1,6805	19,8651	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	-5	2,6563	247,62	1,178	22,3095	32,5
< 1-2 >			37,1			
< 1-2s >			25,97			

Таблиця 2.36. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -3$ [°C]

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	2	2,8491	365,91	1,6142	64,2274	
< 1 >	12	2,8491	375,11	1,647	67,3932	
< 2 >	60,47	10,1839	410,31	1,6791	19,817	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	-3	2,8491	247,62	1,1764	20,0888	31,2
< 1-2 >			35,2			
< 1-2s >			24,64			

Таблиця 2.37. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -1$ [°C]

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	4	3,0525	367,26	1,6145	60,1031	
< 1 >	14	3,0525	376,53	1,6473	63,0886	
< 2 >	60,06	10,1839	409,86	1,6778	19,7712	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	-1	3,0525	247,62	1,175	18,0689	29,8
< 1-2 >			33,32			
< 1-2s >			23,33			

Таблиця 2.38. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 1 [^{\circ}\text{C}]$

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	6	3,2667	368,6	1,6148	56,294	
< 1 >	16	3,2667	377,95	1,6477	59,1137	
< 2 >	59,67	10,1839	409,43	1,6765	19,7276	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	1	3,2667	247,62	1,1737	16,23	28,5
< 1-2 >			31,47			
< 1-2s >			22,03			

Таблиця 2.39. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 3 [^{\circ}\text{C}]$

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	8	3,4922	369,93	1,6152	52,7717	
< 1 >	18	3,4922	379,37	1,6482	55,4387	
< 2 >	59,31	10,1839	409,02	1,6752	19,6861	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	3	3,4922	247,62	1,1724	14,5545	27,1
< 1-2 >			29,65			
< 1-2s >			20,76			

Таблиця 2.40. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 5 [^{\circ}\text{C}]$

Властивості циклу	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	10	3,7292	371,26	1,6156	49,5109	
< 1 >	20	3,7292	380,78	1,6486	52,037	
< 2 >	58,96	10,1839	408,63	1,6741	19,6466	
< 3 >	35	10,1839	247,62	1,1617	0,9478	
< 4 >	5	3,7292	247,62	1,1712	13,0266	25,7
< 1-2 >			27,85			
< 1-2s >			19,5			

Розрахунки виконуються за формулами (2.1-2.16)

Таблиця 2.41 Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування t [C]	-5	-3	-1	1	3	5
Потужність компресора N [кВт]	4,92	4,61	4,32	4,03	3,76	3,49
Нагрівання конденсатора Qc [кВт]	21,63	21,32	21,02	20,73	20,45	20,18
COP [холод]	3,15	3,36	3,59	3,84	4,13	4,44
COP [тепло]	4,39	4,62	4,86	5,14	5,43	5,78

										Арк.
										82
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>					

R-410a

Таблиця 2.42. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -5 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	0	6,7828	425,03	1,8398	39,8238	
< 1b >	5	6,7828	430,14	1,8584	41,067	
< 1 >	15	6,7828	439,96	1,893	43,4197	
< 2 >	94,88	24,187	496,81	1,9404	14,7068	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	32,04	24,187	251,64	1,1735	0,9737	
< 4 >	-5,07	6,7828	251,64	1,1932	10,6698	26,1
< 1-2 >			56,85			
< 1-2s >			39,79			

Таблиця 2.43. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -3 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	92,95	24,187	494,63	1,9344	14,5684	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	32	24,187	251,57	1,1732	0,9735	
< 4 >	-3,08	7,2442	251,57	1,1913	9,6483	25
< 1-2 >			53,76			
< 1-2s >			37,63			

Таблиця 2.44. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = -1 [^{\circ}\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^{\circ}\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	4	7,7291	426,48	1,8323	34,968	
< 1b >	9	7,7291	431,72	1,851	36,0935	
< 1 >	19	7,7291	441,77	1,886	38,2156	
< 2 >	91,06	24,187	492,49	1,9286	14,4319	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	31,96	24,187	251,5	1,173	0,9733	
< 4 >	-1,08	7,729	251,5	1,1894	8,715	23,9
< 1-2 >			50,72			
< 1-2s >			35,51			

Таблиця 2.45. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 1[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^\circ\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	6	8,2381	427,16	1,8285	32,8026	
< 1b >	11	8,2381	432,47	1,8474	33,8758	
< 1 >	21	8,2381	442,65	1,8826	35,8955	
< 2 >	89,22	24,187	490,4	1,9228	14,2972	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	31,92	24,187	251,43	1,1728	0,9731	
< 4 >	0,92	8,238	251,43	1,1876	7,8614	22,7
< 1-2 >			47,75			
< 1-2s >			33,42			

Таблиця 2.46. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 3[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^\circ\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	8	8,772	427,82	1,8248	30,7921	
< 1b >	13	8,772	433,21	1,8438	31,817	
< 1 >	23	8,772	443,51	1,8792	33,7418	
< 2 >	87,42	24,187	488,34	1,9171	14,1643	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	31,88	24,187	251,36	1,1725	0,9728	
< 4 >	2,92	8,7719	251,36	1,1859	7,0802	21,6
< 1-2 >			44,83			
< 1-2s >			31,38			

Таблиця 2.47. Параметри циклу при температурі випарування $t_0 = 5[^\circ\text{C}]$

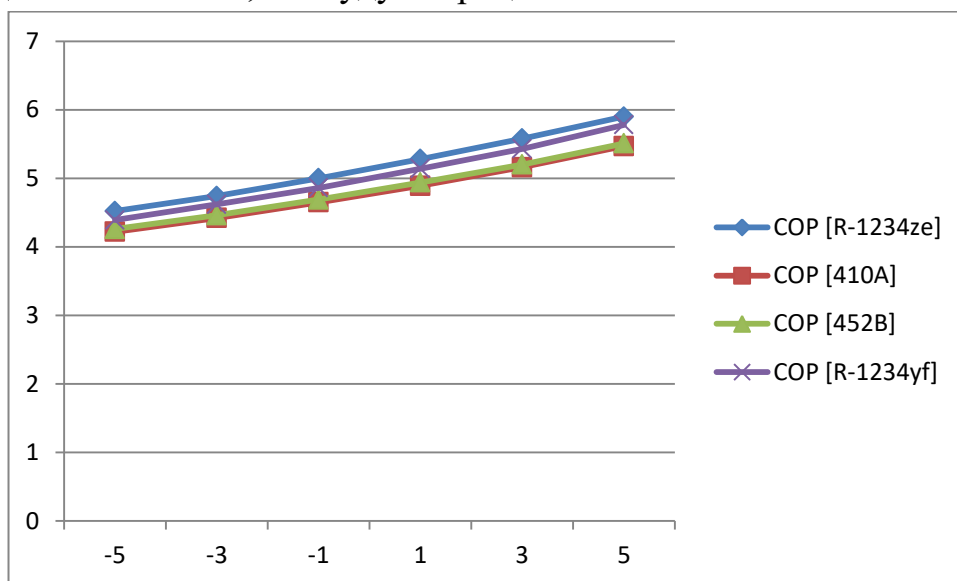
	t	p	h	s	v	x
	[$^\circ\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	10	9,3315	428,46	1,8212	28,9234	
< 1b >	15	9,3315	433,92	1,8403	29,9036	
< 1 >	25	9,3315	444,35	1,8759	31,7406	
< 2 >	85,66	24,187	486,32	1,9115	14,033	
< 3a >	34,88	24,187	256,74	1,1901	0,9904	
< 3 >	31,84	24,187	251,28	1,1723	0,9726	
< 4 >	4,91	9,3314	251,28	1,1842	6,3646	20,3
< 1-2 >			41,97			
< 1-2s >			29,38			

Розрахунки виконуються за формулами (2.1-2.16)

Таблиця 2.48 Основні розрахункові параметри теплового насоса

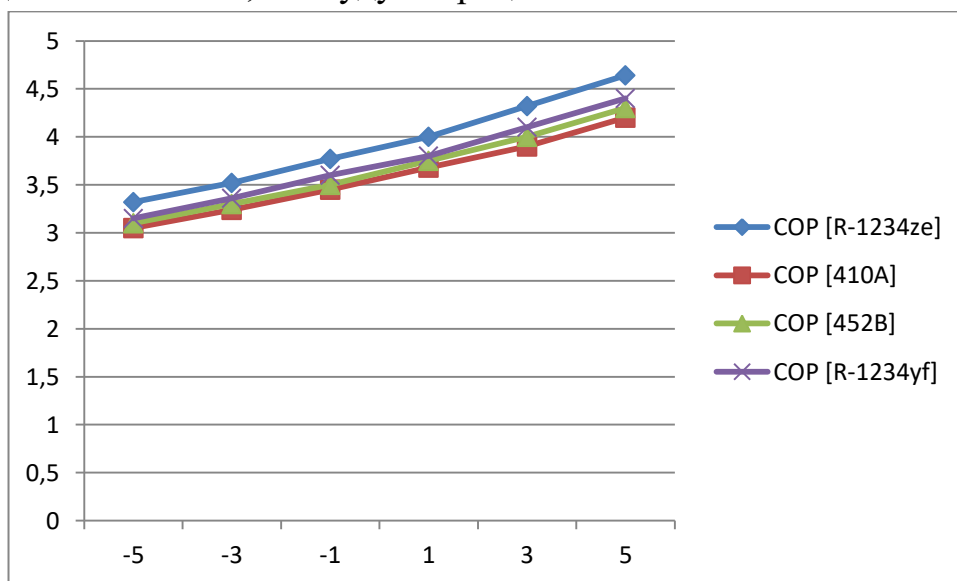
Випаровування t [C]	-5	-3	-1	1	3	5
Потужність компресора N [кВт]	5,08	4,78	4,49	4,21	3,94	3,67
Нагрівання конденсатора Qc [кВт]	21,46	21,17	20,88	20,61	20,34	20,08
COP [холод]	3,05	3,24	3,45	3,68	3,94	4,22
COP [тепло]	4,22	4,42	3,45	4,89	5,16	5,47

Розрахунки COP_{тепло} вносимо в діаграму для порівняння коефіцієнта корисної дії холодильних агентів, які будуть працювати в системі теплового насоса.



Діаграма 2.1 COP тепло

Розрахунки COP_{холод} вносимо в діаграму для порівняння коефіцієнта корисної дії холодильних агентів, які будуть працювати в системі теплового насоса.



Діаграма 2.2 COP холод

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

KPM.XUKP.1.51-03.1.18

Арк.

85

Тепловий насос в режимі S0/W55

Температура води повинна сягати 55⁰С. Для виконання цієї задачі, а саме підтриманню такої температури теплоносія. Для цього потрібно підвищити температуру конденсації в системі теплового насосу.

Хлодогент R452b; R-1234yf; R-1234ze; R-410a

Температура кипіння холодильного агента: $t_k=50^0\text{C}; 55^0\text{C}; 60^0\text{C}; 65^0\text{C}; 70^0\text{C};$

Початкові дані

Режим S0/W55

Хлодогент R452B

Температура кипіння холодильного агента : $t_o=-3^0\text{C}, P_o=6,7641\text{MPa}$

Температура конденсації холодильного агента : $t_k=40^0\text{C}, P_k=23,357\text{MPa}$

Теплоносій (споживач) – вода $t_{v_out}=55^0\text{C}, t_{v_in}=50^0\text{C}$

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

Таблиця 2.49.Параметри циклу при температурі випарування $t_k=50[^0\text{C}]$

	t	p	h	s	V	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	116,63	28,7292	551,23	2,0791	15,0139	
< 3a >	43,81	28,7292	276,7	1,2527	1,1103	
< 3 >	41,16	28,7292	271,36	1,2357	1,0905	
< 4 >	-3,83	6,764	271,36	1,2653	13,9795	29,9

Таблиця 2.50.Параметри циклу при температурі випарування $t_k=55[^0\text{C}]$

	t	p	h	s	V	x
	[°C]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dm ³ /kg]	[%]
< 1a >	2	6,7641	459,58	1,9637	46,0484	
< 1b >	7	6,7641	464,92	1,9829	47,4496	
< 1 >	17	6,7641	475,24	2,0191	50,1154	
< 2 >	125,09	32,2172	557,71	2,0829	13,5975	
< 3a >	48,88	32,2172	286,84	1,2832	1,1466	
< 3 >	46,37	32,2172	281,5	1,2665	1,1244	
< 4 >	-3,78	6,764	281,5	1,303	15,678	33,8

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		86

Таблиця 2.63. Параметри циклу при температурі випарування $t_k = 60[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^\circ\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	124,35	38,3437	516,44	1,9479	9,6817	
< 3a >	54,91	38,3437	294,89	1,3053	1,1345	
< 3 >	52,64	38,3437	289,71	1,2895	1,1066	
< 4 >	-3,06	7,2442	289,71	1,3325	15,6165	41,9

Таблиця 2.64. Параметри циклу при температурі випарування $t_k = 65[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^\circ\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	132	42,7596	521,68	1,9508	8,7835	
< 3a >	59,93	42,7596	305,65	1,3363	1,1888	
< 3 >	57,89	42,7596	300,48	1,3207	1,1557	
< 4 >	-3,05	7,2442	300,48	1,3723	17,3005	46,7

Таблиця 2.65. Параметри циклу при температурі випарування $t_k = 70[^\circ\text{C}]$

	t	p	h	s	v	x
	[$^\circ\text{C}$]	[bar]	[kJ/kg]	[kJ/kg*K]	[dmi/kg]	[%]
< 1a >	2	7,2443	425,77	1,836	37,303	
< 1b >	7	7,2443	430,94	1,8546	38,485	
< 1 >	17	7,2443	440,87	1,8895	40,7179	
< 2 >	139,63	47,6168	526,87	1,9536	7,9783	
< 3a >	64,96	47,6168	317,13	1,3687	1,2556	
< 3 >	63,19	47,6168	311,96	1,3534	1,2158	
< 4 >	-3,05	7,2442	311,96	1,4149	19,097	51,8

Розрахунки виконуються за формулами (2.1-2.16)

Розрахунки вносимо в таблицю 2.66.

Таблиця 2.66. Основні розрахункові параметри теплового насоса

Випаровування t [$^\circ\text{C}$]	50	55	60	65	70
Потужність компресора N [кВт]	6.45	7.45	8.61	10	11.71
Нагрівання конденсатора Q _c [кВт]	22.94	24	25.24	26.73	28.57
COP [холод]	2.4	2.08	1.8	1.55	1.32
COP [тепло]	3.55	3.22	2.9	2.67	2.43

Період максимальної витрати енергії припадає з 15:30 до 12:30 годин - в цей час кожна точка споживає 4,445 кВт · год енергії для опалення. Ці дані будемо враховувати при проектуванні: $Q_{DPBNE} = 4,445 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$; $N_{NE} = 16$;

$$Q_{DPB} = 16 \cdot 4,445 = 71,1 \text{ кВт}\cdot\text{ч}. \quad (2.17)$$

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить 71,1 кВт·ч;
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $t_{\text{sol1}} = 60^\circ\text{C}$; $t_{\text{cw}} = 10^\circ\text{C}$.

На основі цього:

$$V_{\text{вр}} = \frac{26,67 \text{ кВт}\cdot\text{ч}}{0,001163 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К} \cdot (60-10) \cdot \text{К}}. \quad (2.18)$$

Потреба в кількості питної води для ГВП для обраного періоду становить 1220л.

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

$$V_{\text{сп-мин}} = 1220 \text{ л} \cdot 1,15 = 1400 \text{ л}. \quad (2.19)$$

Так як в літку наша систему буде працювати на охолодження то потрібно 2 баки : як для системи ГВП , так і для опалювальної системи. А також отримавши такі дані, в подальшому розрахунок не має раціональної потреби.

Варіант 2. Розрахунок баку ГВП і баку опалення.

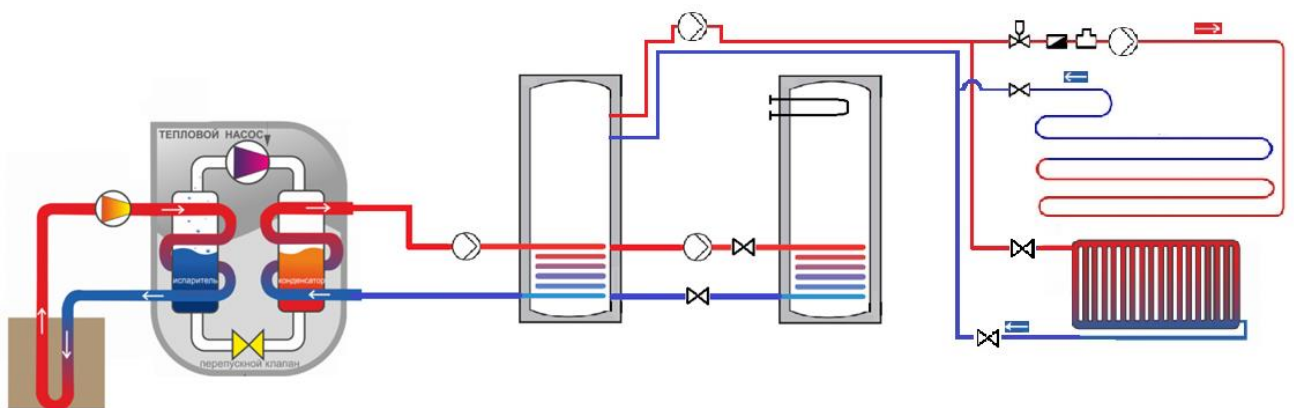


Рис. 2.12 Схема баку ГВП і баку опалення

Розрахунки виконуються за формулами (2.17-2.19)

Розрахунок опалювального баку.

При розрахунку опалювального баку 1 за планом будинку беремо 10 точок водо розбору . Період максимальної витрати енергії припадає з 15:30 до 12:30

						<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			92

годин - в цей час кожна точка споживає 4,445 кВт · год енергії для опалення.

Ці дані будемо враховувати при проектуванні: $Q_{DPBNE} = 4,445 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$; $N_{NE} = 10$;

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить 44,45 кВт·ч;
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $t_{\text{soil}} = 60^\circ\text{C}$; $t_{\text{cw}} = 10^\circ\text{C}$.

Потреба в кількості гарячої води для системи опалення для обраного періоду становить 764л.

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

Приймаємо накопичувач з внутрішнім теплообмінником. В даному випадку використовуються 1 накопичувальні ємності, 880л. Згідно з технічним паспортом втрати через теплоізоляцію становлять 2,78 кВт / 24 год. Ця накопичувальна ємність припускають можливість отримання необхідних 35°C на виході за допомогою електронагрівальної вставки у верхній частині накопичувальної ємності.

Для розрахунку візьмемо період водорозбору між 13 і 15 годинами:

$T_{\text{aufh}} = 2 \text{ годин}$.

Таким чином, необхідна теплова потужність споживання в зазначений період розраховується за формулою:

Цей показник становить 12,79 кВт.

Порівняємо його з середньодобовим споживанням $Q_{DPT} = 21 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 24 \text{ год}$.

Тобто $12,79 \text{ кВт} > 8,75 \text{ кВт}$.

Температура на виході цього баку повинна бути 35°C ця температура потрібна для дотримання комфортної температури взимку. Тому необхідний догрів другим теплогенератором або теном. В цьому нагріві бере участь бак ГВП, який і компенсує недостатню енергію в 4,04кВт для нагріву води до 35°C і більше.

Розрахунок ГВП баку.

При розрахунку ГВП за планом будинку беремо 6 точок водорозбору. Період максимальної витрати енергії припадає з 20:30 до 21:30 годин - в цей

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						93
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

час кожна точка споживає 4,445 кВт · год енергії для гарячого водопостачання.

Ці дані будемо враховувати при проектуванні: $Q_{DPBNE} = 4,445 \text{ кВт}\cdot\text{ч}$; $N_{NE} = 6$;

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить 26,67 кВт·ч;
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт}\cdot\text{ч}/\text{кг} \cdot \text{К}$; $t_{\text{sol}} = 60^\circ\text{C}$; $t_{\text{cw}} = 10^\circ\text{C}$.

Потреба в кількості питної води для ГВП для обраного періоду становить 459л.

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

Приймаємо накопичувач з внутрішнім теплообмінником . В даному випадку використовуються 1 накопичувальні ємності, 780л. Згідно з технічним паспортом втрати через теплоізоляцію становлять 2,78 кВт / 24 год. Ця накопичувальна ємність припускають можливість отримання необхідних 60 ° С на виході за допомогою електронагрівальної вставки у верхній частині накопичувальної ємності.

Для розрахунку візьмемо період водорозбору між 9 і 19 годинами:
 $T_{\text{aufh}} = 11,5 \text{ годин}$.

Таким чином, необхідна теплова потужність споживання в зазначений період розраховується за формулою:

Цей показник становить 3,94 кВт.

Порівняємо його з середньодобовим споживанням $Q_{DPT} = 11,445 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 24 \text{ год}$.

Тобто $3,94 \text{ кВт} > 2,86 \text{ кВт}$.

Температура на виході з накопичувальної ємності такого обсягу повинна бути не менше 60°C по гігієнічним вимогам. Тому необхідний догрів другим теплогенератором або теном. Для цього в систему додаємо фор конденсатор, який і компенсує недостатню енергію в 1,08кВт для нагріву води до 60°C і більше. Для більш швидшого нагріву додатково вмонтований електричний тен.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таким чином, необхідна теплова потужність споживання в зазначений період розраховується за формулою:

Цей показник становить 12,79 кВт.

Порівняємо його з середньодобовим споживанням $Q_{DPT} = 21 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 24 \text{ год}$.

Тобто $12,79 \text{ кВт} > 8,75 \text{ кВт}$.

Температура на виході цього баку повинна бути 35°C ця температура потрібна для дотримання комфортної температури взимку. Тому необхідний догрів другим теплогенератором або теном. В цьому нагріві бере участь бак ГВП, який і компенсує недостатню енергію в 4,04кВт для нагріву води до 35°C і більше.

Розрахунок ГВП баку.

При розрахунку ГВП за планом будинку беремо 6 точок водорозбору. Період максимальної витрати енергії припадає з 20:30 до 21:30 годин - в цей час кожна точка споживає $4,445 \text{ кВт} \cdot \text{год}$ енергії для гарячого водопостачання.

Ці дані будемо враховувати при проектуванні: $Q_{DPBNE} = 4,445 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$; $N_{NE} = 6$;

Потреба в первинній енергії для обраного періоду становить $26,67 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$;
 $c_w = 0,001163 \text{ кВт} \cdot \text{ч} / \text{кг} \cdot \text{K}$; $t_{\text{sol}} = 60^\circ\text{C}$; $t_{\text{cw}} = 10^\circ\text{C}$.

Потреба в кількості питної води для ГВП для обраного періоду становить 459л.

З огляду на 15% втрати при підмішування, розраховуємо необхідний мінімальний обсяг накопичувальної ємності:

Приймаємо накопичувач з внутрішнім теплообмінником . В даному випадку використовуються 1 накопичувальні ємності, 780л. Згідно з технічним паспортом втрати через теплоізоляцію становлять $2,78 \text{ кВт} / 24 \text{ год}$. Ця накопичувальна ємність припускають можливість отримання необхідних 60°C на виході за допомогою електронагрівальної вставки у верхній частині накопичувальної ємності.

Для розрахунку візьмемо період водорозбору між 9 і 19 годинами:

$T_{\text{aufh}} = 11,5 \text{ годин}$.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

Таким чином, необхідна теплова потужність споживання в зазначений період розраховується за формулою:

Цей показник становить 3,94 кВт.

Порівняємо його з середньодобовим споживанням $Q_{DPT} = 11,445 \text{ кВт} \cdot \text{год} / 24 \text{ год}$.

Тобто $3,94 \text{ кВт} > 2,86 \text{ кВт}$.

Температура на виході з накопичувальної ємності такого обсягу повинна бути не менше 60°C по гігієнічним вимогам. Тому необхідний догрів другим теплогенератором або тенем. Для цього в систему додаємо фор конденсатор, який і компенсує недостатню енергію в 1,08кВт для нагріву води до 60°C і більше. Для більш швидшого нагріву додатково вмонтований електричний тен.

Таблиця 2.67. Витрати ГВП і їх співвідношення (згідно EN 15450)

Тип споживання	Енергія, кВт·год	Об'єм, л	Необхідне підвищення температури, К	Тривалість потоку для заданого об'єму, хв			
				3,5 л/хв	5,5 л/хв	7,5 л/хв	9 л/хв
Миття підлоги	0,105	3	30	0,9	0,5	0,4	0,3
Миття посуду (мала кількість)	0,315	6	45	1,7	1,1	0,8	0,7
Миття посуду (середня кількість)	0,420	8	45	2,3	1,5	1,1	0,9
Миття посуду (велика кількість)	0,735	14	45	4,0	2,5	1,9	1,6
Душ	1,400	40	30	11,4	7,3	5,3	4,4
Ванна	3,605	103	30	29,4	18,7	13,7	11,4

Таблиця 2.68. Середня витрата на 1 сім'ю (без ванни, 100 літрів при 60°C)

№	Час доби (год:хв)	Споживання енергії, кВт·год
1	07:00	0,105
2	07:15	1,400
3	07:30	0,106
4	07:45	0,106
5	08:00	0,106
6	08:15	0,106
7	08:30	0,106
8	08:45	0,106
9	09:00	0,106
10	09:15	0,106
11	09:30	0,106
23	21:45	0,106
Усього	—	5,845

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

РОЗДІЛ 3. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

3.1 Опис та мета проекту

Оцінка економічної ефективності й вибір оптимального варіанту будівництва, модернізації й експлуатації передбачає комплексний аналіз факторів зовнішнього середовища і маркетингових досліджень. В даному проекті розглядається тепловий насос встановленої у місті Одеса, неподалік морського побережжя. Для забезпечення енергетичних потреб котеджа, який забезпечує комфортні умови в теплий і прохолодний період року. В теплий період року потребності становлять 21 кВт холоду, а в холодний період 15,5кВт на охолодження і на обігрів. І тримає температуру в літку +22 С, а в зиму температура 18-22⁰С.

3.2 Зв'язок з нормативно правовою базою України . Світові стандарти які були використані в роботі.

У сфері теплотехнічних розрахунків, енергоефективності та проектування інженерних систем в Україні діють Державні будівельні норми (ДБН), гармонізовані з європейськими стандартами EN та ISO. Вони замінюють застарілі російські СНіП та СП і є обов'язковими до виконання при проектуванні та експлуатації будівель і споруд. Основні документи:

ДБН В.2.6-31:2021 «Теплова ізоляція будівель»

Встановлює вимоги до теплозахисту огорожувальних конструкцій, мінімальних значень опору теплопередачі та енергоефективності будівель.

ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування»

Регламентує проектування систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря, визначає параметри мікроклімату та вимоги до енергоефективності.

ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі»

Встановлює правила проектування теплових пунктів, теплових мереж та вузлів обліку теплової енергії.

ДБН В.1.1-7:2016 «Пожежна безпека об'єктів будівництва»

Визначає вимоги до застосування теплоізоляційних матеріалів та безпеки інженерних систем.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						98
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДБН В.2.2-5:2023 «Захисні споруди цивільного захисту» (зміна №2, чинна з 01.04.2025)

ДБН В.2.2-10:2022 «Заклади охорони здоров'я» (зміна №2, чинна з 01.03.2025)

ДБН В.2.2-1:2024 «Будівлі і споруди для тваринництва» (чинний з 01.04.2025)

ДБН В.2.2-7:2024 «Будівлі і споруди для зберігання пестицидів та агрохімікатів»

Таблиця 3.1 Оптимальні величини показників мікроклімату на робочих місцях виробничих приміщень

Період року	Категорія робіт за рівнем енерговитрат, Вт	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %
Холодний	Iа (до 139)	22 - 24	60 - 40
	Iб (140 - 174)	21 - 23	
	IIа (175 - 232)	19 - 21	
	IIб (233 - 290)	17 - 19	
	III (более 290)	16 - 18	
Теплий	Iа (до 139)	23 - 25	
	Iб (140 - 174)	22 - 24	
	IIа (175 - 232)	20 - 22	
	IIб (233 - 290)	19 - 21	
	III (более 290)	18 - 20	

Обмеження температури і часу перебування на робочому місці

Крім оптимальної температури в робочому приміщенні, ДБН В.2.5-67:2013 встановлює граничні відхилення для температури повітря на робочому місці, а

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		99

також накладає обмеження на час роботи, якщо вона (температура) вище або нижче гранично допустимої. Примітно, що градація температури вище допустимої (26 ° С) йде через 0,5 ° С.

Оптимальна температура для житлових приміщень

Оптимальна температура для житлових приміщень встановлюється, згідно з ДБН В.2.5-67:2013 «Опалення, вентиляція та кондиціонування». Установка оптимальної температури в житлових будинках і приміщеннях видається більш простою процедурою, оскільки в житловому приміщенні енергетична активність людини стабільна і мінімальна.

Величина температури повітря для житлових приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу людини в стані спокою і підтримання оптимального або допустимого теплового стану організму.

(Витяг з додатка 1. ДБН В.2.5-67:2013

Таблиця 3.3. Оптимальні і допустимі норми температури і відносної вологості в житлових приміщеннях

Найменування приміщень	Температура повітря, °С		Відносна вологість, %	
	Оптимальна	Допустима	Оптимальна	Допустима
Житлова кімната	20-22	18-24	45-30	60
Міжквартирний коридор	18-20	16-22		
Кухня	19-21	18-26	не нормується	
Туалет	19-21	18-26		

Величина температури повітря для житлових приміщень повинна забезпечувати збереження теплового балансу людини в стані спокою і підтримання оптимального або допустимого теплового стану організму.

3.3. Розрахунок капітальних вкладень

Капітальні вкладення в тепловий насос обладнання К, у загальному вигляді це сума

$$K = K_{\text{км}} + K_{\text{то}} + K_{\text{нас}} + K_{\text{труб}} + K_{\text{квп}} + K_{\text{інш}} \quad (3.1)$$

Де $K_{\text{км}}$, $K_{\text{то}}$, $K_{\text{нас}}$, $K_{\text{труб}}$, $K_{\text{квп}}$, $K_{\text{інш}}$ – капітальні вкладення відповідно в холодильні компресори, теплообмінники (конденсатори, випаровувачі, пром. посудини, тощо), насоси, трубопроводи (з врахуванням ізоляції), контрольно – вимірювальні прилади, інше обладнання.

Крім вартості обладнання в капітальні вкладення включають транспортні витрати (5-10% від вартості обладнання) та витрати на монтажні й пуско – налагоджувальні роботи (10-20% від вартості обладнання).

Таблиця 3.4 Капітальні вкладення по проекту в схему з рідинним насосом та робочим агентом R 452в ($T_{\text{к}}=40 \text{ C}$).

Найменування обладнання	Кількість одиниць, шт	Ціна, грн	Загальна сума, грн.
1.Компресор Bitzer 4 TDC-12Y	1	94000	94000
2. Конденсатор Danfoss D55-N-34	1	9500	9500
3. Випаровувач Danfoss H118-E-24	1	12300	12300
4. Насос 2ХГ-5-4, 5-2 (ЦНГ-68)	15	2100	31500
5. Трубопровід 500 м	1	15	7500
6. КВП			
7.Бак	2	21000	42000
8. Інше обладнання	1		80000
Усього вартість обладнання			234800
Транспортні витрати			23500
Витрати на монтаж і пусконалагоджувальні роботи			46969
Усього капітальних вкладень в тепловий насос			342269

Таблиця 3.5 Капітальні вкладення по проекту з газовим опаленням та спліт кондиціонуванням повітря

Найменування обладнання	Кількість одиниць, шт	Ціна, грн	Загальна сума, грн.
1 Котел газовий Nova Florida DELFAS RTFS 40	1	12600	12600
2. Кондиціонер GALACTIC GBZ60H-S/GCF60H-S	1	30000	30000
3. Насос 2ХГ-5-4, 5-2 (ЦНГ-68)	10	2100	21000
4. Трубопровід 500 м	1	15	7500
7. Водонагрівач	1	4500	4500
8. Інше обладнання	1		5000
Усього вартість обладнання			80000
Транспортні витрати			4200
Витрати на монтаж і пусканалагоджувальні роботи			8000
Усього капітальних вкладень в тепловий насос			92000

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

Таблиця 3.6 Капітальні вкладення по проекту з електричним котлом опаленням та спліт кондиціонуванням повітря

Найменування обладнання	Кількість одиниць, шт	Ціна, грн	Загальна сума, грн.
1 Котел газовий Nova Florida DELFAS RTFS 40	1	8600	8600
2. Кондиціонер GALACTIC GBZ60H-S/GCF60H-S	1	30000	30000
3. Насос 2ХГ-5-4, 5-2 (ЦНГ-68)	10	2100	21000
4. Трубопровід 500 м	1	15	7500
7. Водонагрівач	1	4500	4500
8. Інше обладнання	1		5000
Усього вартість обладнання			76600
Транспортні витрати			3800
Витрати на монтаж і пусконаладжувальні роботи			7660
Усього капітальних вкладень в тепловий насос			88060

Для виробництва 15,5 кВт тепла газовий котел повинен спалювати 2 м³ газу. Ціна за 1 м³ в Україні становить 7,99 грн. Опалювальний сезон триває 148 днів в м. Одеса. В добу газовий котел вмикається 8 разів на добу щоб зберігати комфортні умови. Витрати на експлуатацію холодильної системи С складаються з наступних витрат:

$$C = C_e + C_d \quad (3.2)$$

Де. C_e – енергетичні витрати. C_d – термін опалювального сезону .

Влітку для підтримання комфортних умов проживання холодопродуктивності спліт системи повинна бути 21 кВт. Ціна 1кВт в Україні становить 4,32 грн. Для підтримання комфортних умов спліт система

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		103

вмикається 6 разів на добу. Кондиціонер підтримує комфортні умови 217днів.

Витрати на електроенергію C_e для компресорної холодильної установки з електроприводом можна визначити за формулою:

$$C_e = N_y \cdot \eta_z \cdot \eta_m \cdot \eta_d \cdot h \cdot \text{Цел} \quad (3.4)$$

Де N_y – встановлена потужність електродвигунів холодильної системи (компресорів, насосів).

η_z , η_m , η_d – коефіцієнти завантаження електричного двигуна по потужності, врахування втрати електричної енергії в електричних мережах підприємства та витрати енергії на привід допоміжних механізмів холодильної системи ($\eta_z = 0.85$, $\eta_m = 1.05$, $\eta_d = 1.1$)

h - фонд часу роботи холодильної системи на підприємстві, годин на рік ($h = 6500$ год рік/). Арк.

$\text{Цел} = 1.3872$ грн/кВт · год – вартість електроенергії, що споживається на підприємстві, грн./кВт.

З достатньою точністю розрахунок можна виконати за спрощеною формулою:

$$C_e = N_y \cdot h \cdot \text{Цел}$$

Розрахунки вносимо в таблицю Таблиця 3.4

Таблиця 3.7 Сума в рік

	Робота, дні	Кількість часу на добу, годин	Потужність, кВт	Енергетичне споживання в рік, кВт	Ціна на рік, грн
Система кондиціонування повітря (тепла пора року)	217	6	9	11700	19000
Електричний котел (холодна пора року)	148	6	7,7	6800	11600

	Робота, дні	Кількість часу на добу, годин	Споживання газу, м ³	Споживання газу на рік, м ³	Ціна на рік, грн
Газовий котел (холодна пора року)	148	8	2	2368	15600

Термін термін окупності визначаємо за формулою

$$\Delta C = (C_{\text{т.н.}} - C_{\text{газ/елек.}}) / C_{\text{н}}$$

$C_{\text{н}}$ - Витрати на експлуатацію опалення системи (на різних котлах), грн.

$C_{\text{газ/елек.}}$ - Витрати на покупку та установку газового/електро котлів, грн.

$C_{\text{т.н.}}$ - Витрати на покупку та установку теплового насосу, грн.

Всі розрахунки вносимо в таблицю 3.5

таблицю 3.8 Термін окупності теплового насосу

	Електричний котел (холодна пора року) із системою кондиціонування повітря (тепла пора року) Термін окупності, рік	Газовий котел (холодна пора року) із системою кондиціонування повітря (тепла пора року) Термін окупності, рік
Тепловий насос (працює в теплу і холодну пору року)	7,2	8.3

РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1 Токсичність застосованих речовин

Властивості R-452B.

L41y (R-452B) - це неотроїна зеотропна суміш, призначена слугувати альтернативою R-410A з низьким вмістом ГВП в умовах комфортного повітряного охолодження та реверсивного опалення. Ключовою особливістю Solstice L41y є його 67% нижчий ГВП з аналогічною ефективністю та відповідною потужністю до R-410A, що сприяє подальшому мінімізації витрат на перепроектування та капітальних витрат. Сумісність дизайну Solstice L41y дозволяє OEM-виробникам швидше переходити обладнання R-410A на нижчу альтернативу GWP. Температура скиду для сонцестояння L41y набагато нижча, ніж R-32, і дуже близька до R-410A, що вказує на те, що пом'якшення температури розряду може не знадобитися. Solstice L41y має менший масовий витрата, ніж R-410A, що призводить до зниження падіння тиску і виключає потенційне збільшення проектних витрат теплообмінника.

Програми

Solstice L41y - це найбільш оптимізована заміна R-410A, яка забезпечує найкращі енергетичні показники та найнижчі характеристики горючості A2L. Незважаючи на те, що і R-32, і Solstice L41y класифікуються як A2L "легкозаймисті", властивості нижчого горючості Solstice L41y набувають важливого значення, особливо в процесі вибору продукції для обладнання більшого розміру заряду, такого як пристрої на даху, системи VRF тощо.

Таблиця 4.1. Групи безпеки холодоагенту

Групи безпеки холодоагенту після ISO817: 2009 та EN378-1: 2008		
	Менша токсичність	Більш висока токсичність
Без поширення полум'я	A1, наприклад: CFC-11, R452b, HFC-134a, R410a	B1, наприклад: HCFC-123
Менша горючість	A2, наприклад: u-HFC-1234yf, HFC-152	B2, наприклад: Метилформат, R717 (аміак)
Більш висока горючість	A3, наприклад: вуглеводні, R430a, R510a	B3

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		106

Завдяки більш високій критичності температура (77,1 ° C) та більш широка робоча оболонка при низьких температурах випаровування, Solstice L41y перевершує інші альтернативи, такі як R-32 в режимі нагріву та у високих умовах навколишнього середовища в різних областях застосування, таких як холодильники прямого розширення (DX), високий тиск тепла насоси (повітряне джерело та наземне джерело), розділені кондиціонери та комерційні пакетовані системи (наприклад, пристрої на даху, VRF).

Заходи безпеки при роботі з вуглекислим газом (вуглекислою):

Для роботи з холодоагентом R452b рекомендуються тільки поліефірні холодильні масла, які характеризуються підвищеною гігроскопічністю. R452b широко використовують у всьому світі в якості основної заміни R410a для холодильного обладнання, що працює в середнетемпературном діапазоні. Його застосовують в автомобільних кондиціонерах, побутових холодильниках, торговому холодильному середнетемпературном обладнанні, промислових установках, системах кондиціонування повітря в будівлях і промислових приміщеннях, а також на холодильному транспорті. Холодоагент можна використовувати і для ретрофіта обладнання, що працює при більш низьких температурах. Однак в цьому випадку, якщо не замінити компресор, то холодильна система буде мати знижену холодопродуктивність. R452b сумісний з низкою ущільнюючих матеріалів, в частості з прокладками, зробленими з таких матеріалів, як «Буна-Н», «хайпалон 48», «Неопрен», «Нордел», а також зі шлангами, футурованими нейлоном. Разом з тим в водоохолоджувальних установках з гвинтовими і відцентровими компресорами застосування R452b має певні перспективи.

У холодильних установках, що працюють при температурах кипіння нижче -15 оС, енергетичні показники R452b гірше, ніж у R12 (на 6% менше питома об'ємна холодопродуктивність при -18 оС), і холодильний коефіцієнт. У таких установках доцільно застосовувати холодоагенти з більш низькою нормальною температурою кипіння або компресор зі збільшеним годинним обсягом, описуваних поршнями.

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

У середнетемпературних холодильних установках і системах кондиціонування повітря холодильний коефіцієнт R452b рівний коефіцієнту для R410a або вище його. У високотемпературних холодильних установках питома об'ємна холодопродуктивність при роботі на R452b також трохи вище (на 6% при $t_0 = 10$ оС), ніж у R410a.

Техніка безпеки при експлуатації систем опалення, вентиляції та кондиціонування повітря

Системи опалення. У приміщеннях з вибухонебезпечними виробництвами застосовують системи повітряного опалення, суміщені з припливною вентиляцією без рециркуляції повітря. Не дозволяється застосовувати пічне опалення та опалення з інфрачервоними або високотемпературними випромінювачами. У даних приміщеннях і приміщеннях з пожежонебезпечними виробництвами допускаються системи водяного та парового опалення.

Не допускається парове і водяне опалення, якщо в цехах застосовують речовини, зіткнення яких з нагрітими поверхнями систем опалення, з водою або водяною парою може привести до їх самозаймання або розкладанню з вибухом. У таких цехах слід передбачати тільки повітряне опалення.

Місцеві нагрівальні прилади і калорифери, що живляться теплоносіями з температурою вище 105 ° С, повинні розміщуватися на відстані не менше 100 м від горючих конструкцій.

У будівлях, спорудах і приміщеннях з вибухонебезпечними виробництвами місцеві нагрівальні прилади опалення з температурою теплоносія більше 130 ° С захищаються екранами з негорючих матеріалів. Відстань між екранами і нагрівальними приладами має бути не менше 100 мм. Незнімні екрани повинні мати відкриваються дверки або отвори для очищення приладів.

При експлуатації калориферів необхідно стежити, щоб контрольно-вимірювальні прилади були постійно справними; опір проходу повітря не перевищувало паспортної величини; ребра калориферів не забруднює горючими і іншими відкладеннями. Очищення калориферів від забруднень

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						108
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

повинна проводитися пневматичним або гідропневматичним способом. Не допускається зберігати або тимчасово розміщувати горіти, на горючих поверхнях калориферів і трубопроводах з теплоносієм.

Поверхні нагрівальних приладів і трубопроводів опалення слід систематично очищати від пилу та інших відкладень. Забороняється складати спецодяг, промасленого ганчір'я та інші горючі матеріали на нагрівальні прилади і трубопроводи опалення.

Системи вентиляції і кондиціонування.

Техпрацівник, який здійснює контроль за вентиляційними установками, повинен проводити планові профілактичні огляди вентиляторів, повітроводів, захисних та інших пристроїв і вживати заходів до усунення несправностей або порушень режиму, що створюють можливість виникнення або поширення пожежі.

У приміщеннях з вибухонебезпечними виробництвами не допускається робота технологічного обладнання при несправності пиловідсмоктуючих, пилоуловлюючих систем, гідрофільтрів, сухих фільтрів і інших пристроїв систем вентиляції.

Концентрація вогнебезпечних або токсичної пари, газів або пилу в приміщеннях, а також в пристроях, що вимагають безперервного або періодичного перебування людей, не повинна перевищувати гранично допустимих значень за санітарними нормами. У неробочий час, а також у приміщеннях, в яких не перебувають люди, коли концентрація шкідливих речовин по санітарним нормам не регламентується, зміст вогнебезпечних шкідливих в усі періоди експлуатації повинно бути менше 20% нижньої концентраційної межі займання газів, парів або пилу.

Тунелі і прямки глибиною понад 0,5 м у вибухонебезпечних виробництвах, в яких можуть накопичуватися горючі гази або пари щільністю більше 0,8 по повітрю, слід вентилювати припливної системою вентиляції з механічним спонуканням. Тунелі і прямки, що вимагають регулярного обслуговування, повинні, крім того, мати витяжну вентиляцію.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		109

Вентиляційне обладнання, клапани, фільтри та інше допоміжне обладнання систем вентиляції та кондиціонування повітря, в які в процесі експлуатації можливе попадання вибухонебезпечних сумішей газів, парів або пилу з повітрям, повинно мати вибухо- або іскронеутворюючого виконання.

Про підшипники були регулярно змащені (не рідше одного разу на місяць при заливці підшипника рідким мінеральним маслом і не рідше одного разу на 3-4 місяці в разі застосування консистентних мастил), а їх корпусу не нагрівалися вище 40 ° С; в іншому випадку підшипники очищають і заповнюють свіжою мастилом;

про робочі колеса і внутрішні поверхні кожухів очищалися від конденсату, пилових та інших відкладень. Для очищення можна застосовувати тільки іскронеутворюючого інструменти;

Про заземлення вентиляторів були в справному стані і періодично (не рідше одного разу в 6 місяців) проводилася їх ревізія.

Категорії виробництва по вибухопожежній безпеці

Класифікація виробництва по ступеню вибуховою, вибухопожежної і пожежної безпеки згідно ОНТП 24-86.

Згідно нормам технологічного проектування по вибухопожежній і пожежній безпеці приміщення і будівлі підрозділяють на категорії А, Б, В, Г і Д.

Визначають категорії шляхом послідовної перевірки відповідності приміщення вимогам, що пред'являються до кожної групи:

Машинні і апаратні відділення холодильної установки відносяться до категорії Д.

Техніка безпеки на холодильниках передбачає наступні вимоги: приміщення холодильників повинні бути забезпечені засобами пожежогасінні, всі ізольовані трубопроводи в місцях проходження через стіни і перекриття повинні мати вставки з ізоляційного матеріалу, що не згорає, в машинному відділенні повинні бути спеціальні місця для зберігання в закритому вигляді обтиральних матеріалів (забороняється зберігання бензину, гасу і інших легкозаймистих речовин), будівельні, монтажні і ремонтні роботи із застосуванням відкритого

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						110
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

полум'я і електрозварювання в холодильних камерах і машинних відділеннях повинні здійснюватися за наявності письмового допуску і при дотриманні протипожежних заходів.

Об'ємно-планувальні рішення

Об'ємно-планувальні рішення по розміщенню проектованої установки: всі частини холодильної установки, що містять двоокис вуглецю розташовують в машинному відділенні, заввишки не меншого 2,5м. Машинне відділення розташовується у підвальному приміщенні будинку. Двері машинного відділення виходять назовні будівлі.

Мінімальні розміри проходів для хладонових компресорів з об'ємною подачею менш $0.0017\text{м}^3/\text{с}$ складають: головний прохід від електтроситка до виступаючих частин машин – 1.2м, між виступаючими частинами машини - 1м.

Методи визначення місць витоків холодильного агента

Нещільність в хладонових холодильних установках виконують за допомогою розчину мильної емульсії, полімерних індикаторів, галоїдних ламп і течношукачів. Перспективним засобом є додавання до хладонів фарбувальних індикаторів, створюючих в місцях нещільності стійкі колірні плями.

При контролі за допомогою розчину мильної емульсії нещільності виявляють по бульбашках, що виникають в місцях витоків. Чутливість розчину мильної емульсії невисока, контроль герметичності систем хладагента трудомісткий, з розчином складно працювати при відємній температурі навколишнього повітря. Полімерні індикатори - водні розчини природних і синтетичних полімерів з додатками поверхнево-активних речовин, регуляторів водневого показника середовища, антифризів і фарбників. Індикатори мають високу чутливість і використовуються в інтервалах температур навколишнього повітря $+5 \div +30^\circ\text{C}$ («склад-1»). У місцях витоків полімерний склад, нанесений на контрольовану поверхню фарборозпилювачем, утворює скупчення міхурів або «кокони» піни, які стійко зберігаються не менш ніж 24 години.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						111
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Принцип дії галоїдної лампи заснований на властивості з'єднань, що містять галоїди (фтор і хлор), змінювати колір полум'я пальника у присутності нагрітої до 600 - 700°C міді. Галоїдні течешукачі (типу ВАГТІ-3, ГТІ-6, БГТІ-5) володіють вищою чутливістю, ніж галоїдні лампи. Принцип дії течешукачів заснований на властивості розжареної платини збільшувати іонну емісію з своєї поверхні у присутності газів, що містять галоїди.

При визначенні місць витoku фреону галоїдними лампами і течешукачами приміщення машинного відділення задалегідь вентиліують, під час перевірки в приміщенні не повинно бути сильних приток повітря.

4.2 Правила безпеки при обслуговуванні установки

Основні правила безпеки при обслуговуванні холодильної установки – заправка холодильним агентом, видалення повітря.

Огляд та попереджувальний ремонт системи заземлення повинно оглядатися відповідно до вимог «Правил технічної експлуатації і безпечного обслуговування електроустановок промислових підприємств».

Закривати нагнітальний вентиль компресора дозволяється тільки після усунення можливості його автоматичного пуску. Вимірювання лінійного мертвого простору компресора проводиться тільки при ручному повертанні валу.

Забороняється експлуатувати запорну арматуру з пошкодженими маховичками, що ускладнюють відкриття і закриття судин, апаратів і балонів.

Щоб уникнути заклинювання вентилів, що не мають зворотного ущільнення сальника при виведеному маховичку, забороняється тримати їх у відкритому повністю положенні. Якщо за умовами експлуатації запорний вентиль необхідно відкривати на максимальний прохід, то його спочатку слід відкрити повністю, а потім повернути назад, приблизно на 1/8 обороту маховичка.

					<i>KPM.XYKП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						112
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше за один раз на рік, а також після кожного ремонту. Крім того, не рідше за один раз на 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

За відсутності контрольного манометра допускається додаткову перевірку проводити перевіреним робочим манометром.

Користування несправними автоматичними приладами забороняється. Перевірка приладів автоматичного захисту повинна проводитися не рідше за раз на рік з складанням акту. Знімати огорожі з працюючого устаткування забороняється.

Забороняється одночасно закривати вхідний і вихідний вентиля на апаратах, заповнених вуглекислотою більш ніж на 80% об'єму.

Витік холодоагенту слід усувати негайно при виявленні. У разі значного витоку слід негайно зупинити компресор, включити вентиляцію або відкрити вікна і двері, і усунути витік.

Підтягання болтів у фланцевих з'єднаннях, а також повну або часткову заміну сальникового набивання запорної арматури дозволяється проводити тільки після пониження тиску холодоагенту в пошкодженій ділянці до атмосферного і відключення цієї ділянки від решти системи.

При огляді внутрішніх частин компресорів і апаратів вирішується для цілей освітлення користуватися тільки переносними лампами напругою не вище 36 в або електричними кишеньковими і акумуляторними ліхтарями.

При додаванні холодоагенту в установку слід керуватися вказівками, що відносяться до заповнення установки

У разі заповнення балонів з установки дозволяється використовувати лише балони з не простроченим терміном перевірки. Норма заповнення на 1 л місткості не повинна перевищувати 1,1 кг холодоагенту.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						113
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

Було розроблено та проведено аналіз теплового парокомпресійного насоса, призначеного для забезпечення опалення, гарячого водопостачання та кондиціонування приватного будинку площею 300 м² у місті Одеса. Система включає два акумулюючі баки, що забезпечують роботу протягом усього року. Бак для гарячого водопостачання нагрівається до температури понад 60°C, що відповідає санітарним нормам.

Запропонована схема вирішує низку практичних завдань:

- Форконденсатор компенсує теплові втрати та підтримує температуру 60°C у баку ГВП, забезпечуючи економію 8–10% витрат на підігрів води.

- Використання двох баків дозволяє через теплообмінник компенсувати дефіцит енергії (близько 4кВт) у системі опалення.

Окремий бак для опалення забезпечує влітку температуру до 20°C, що створює комфортні умови та знижує капітальні витрати на 5–7%.

- Вбудований форконденсатор підвищує річну ефективність системи на 3–5% завдяки стабілізації температури в баку ГВП. Зростання коефіцієнта перетворення (COP) пояснюється зменшенням електричної потужності насоса на 0,12кВт за рахунок підвищення температури кипіння з –30°C до –3°C.

Використання форконденсатора та двох акумулюючих баків дозволяє підвищити сезонний COP системи на 3–5%. Це відповідає сучасним тенденціям у сфері теплових насосів, де ключовим показником є SCOP (Seasonal COP), що враховує змінні режими роботи протягом року.

Інтеграція з відновлюваними джерелами енергії Система може бути ефективно поєднана з сонячними колекторами чи фотоелектричними панелями, що відповідає сучасним концепціям гібридних теплових насосів. Це дозволяє додатково знизити споживання електроенергії та підвищити екологічність.

Останні розробки у сфері теплових насосів передбачають застосування ґрунтових теплообмінників, ґрунтових зондів або рекуперацію тепла вентиляційного повітря. Запропонована схема може бути адаптована для таких джерел, що забезпечить стабільну роботу навіть при високих літніх температурах.

					<i>KPM.XUKP.1.51-03.1.18</i>	Арк.
						114
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Всесвітній геотермальний конгрес WGC-005 // Теплоенергетика, 2006. № 3. С. 78-80.
2. Васильєв Г.П., Шилкін Н.В. Використання низькопотенційної теплової енергії землі в теплонасосних системах // АВОК, 2003. № 2.
3. Жидович І.С., Трутаєв В.І. Системний підхід до оцінки ефективності теплових насосів // Новини теплопостачання, 2001. №11.
4. Горшков В. Г. Теплові насоси. Аналітичний огляд // Методичка промислового устаткування, 2004. № 2.
5. Огуречников Л.А. Аналіз ефективності низькотемпературних енергозберігаючих технологій // Енергетика, 2006. № 6. С. 42-51.
6. Джеджула В. В., Спіфанова І. Ю. Енергозбереження як напрям підвищення безпеки критичних систем житлових будинків // Вісник Хмельницького національного університету, 2022. №2. Т. 1. С. 72-76.
7. ДБН В.2.2-10:2022. Заклади охорони здоров'я. Основні положення. [Чинний від 2023-03-01]. Вид. офіц. Київ : Мінрегіон України, 2022. 67 с.
8. ДБН В.2.6-31:2016. Теплова ізоляція будівель. [Чинний від 2022-05-15]. Вид. офіц. Київ: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2017. 73 с.
9. ДСТУ-Н Б В.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія. [Чинний від 2011-11-01]. Вид. офіц. Київ: : Мінрегіонбуд України, 2011. 127 с.
10. ДБН В.2.5-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування. [Чинний від 2014-01-01]. Вид. офіц. Київ: Мінрегіон України, 2013. 147 с.
11. ДБН В.2.2-15-2005. Будинки і споруди. Житлові будинки. Основні положення. [Чинний від 2006-05-22]. Вид. офіц. Київ: Державний комітет України з будівництва та архітектури, 2005. 97 с.
12. ДСТУ EN ISO 11855-2:2022 Проектування середовища будівлі. Вбудовані системи радіаційного опалення та охолодження. Частина 2. Визначення розрахункової потужності опалення та охолодження (EN ISO 11855-2:2021, IDT; ISO 11855-2:2021, IDT) [Чинний від 2023-12-31]. Вид. Київ: ДП «УкрНДНЦ», 2023. 72 с.
13. WILO [Електронний ресурс]. – Режим доступу:
<https://select.wilo.com/SearchResult.aspx>
14. ДБН В.2.5-64:2012. Внутрішній водопровід та каналізація. Частина І. Проектування. Частина ІІ. Будівництво. Зі Зміною №1. [Чинний від 2019-03-01]. Вид. офіц. Київ: Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України, 2013. 113 с.
15. ДСТУ Б В.2.5-44:2010. Інженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами (EN 154550:2007, MOD). [Чинний від 2010-02-02]. Київ: : Мінрегіонбуд України, 2010. 56 с.
16. ДСТУ EN 255-3:2005. Повітряні кондиціонери. (EN 255-3:1997, IDT). [Чинний від 2006-07-01]. Київ: : Держспоживстандарт України, 2006. 15 с.
17. ISO/TS 13732-2:2001. Ergonomics of the thermal environment — Methods for the assessment of human responses to contact with surfaces. Edition 1, 2001. 12 p.

					<i>КРМ.ХУКП.1.51-03.1.18</i>	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		115