

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ІНЖЕНЕРНИЙ НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ  
КАФЕДРА ТЕПЛОЕНЕРГЕТИКИ ТА ГІДРОЕНЕРГЕТИКИ

Кваліфікаційна робота  
другий магістерський  
(рівень вищої освіти)

на тему: «Аналіз можливості використання низькопотенційної теплоти для потреб багатоквартирних будинків»

Виконав: студент 2 курсу, групи 8.1449з  
спеціальності 144 Теплоенергетика  
(код і назва спеціальності)

освітньої програми «Теплоенергетика»  
(код і назва освітньої програми)

спеціалізації \_\_\_\_\_  
(код і назва спеціалізації)

С.І. Кравченко  
(ініціали та прізвище)

Керівник доцент, к.т.н. О.І. Осаул  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент проректор з НІР та ТО  
В.А. Банах  
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Запоріжжя  
2020

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики  
Рівень вищої освіти другий магістерський  
Спеціальність 144 Теплоенергетика  
(код та назва)  
Освітня програма Теплоенергетика  
(код та назва)  
Спеціалізація \_\_\_\_\_  
(код та назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри \_\_\_\_\_

« 02 » грудня 20 20 року

**З А В Д А Н Н Я**  
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Кравченко Сергію Івановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проєкту) Аналіз можливості використання низькопотенційної теплоти для потреб багатоквартирних будинків

керівник роботи Осаул Олександр Іванович, к.т.н., доцент

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ЗНУ від «25» травня 2020 року № 601-с

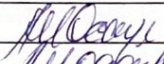
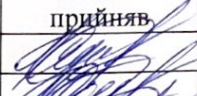
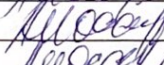

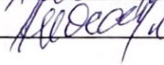

2 Строк подання студентом роботи 01.12.2020 р.

3 Вихідні дані до роботи Теплове навантаження 3кВт; початкова температура низькопотенційного теплоносія 23 °С; кінцева температура відхідних газів 18°С; температура навколишнього середовища -10 °С.

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Загальна характеристика об'єкту дослідження. 2. Дослідження теплових процесів при утилізації теплоти відхідних вентиляційних газів. 3. Розробка заходів з охорони праці та техніки безпеки

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень) 1. Прогнозований ріст цін на тепло, газ, електроенергію 2007 – 2032 р.р. 2. Схема роботи утилізаційної установки. 3. Принципова схема утилізаційної установки. 4. Показники енергетичної ефективності фреонів 5. Залежність масової витрати фреонів R502, R600 та R152a від витрати відхідних вентиляційних газів 6. Залежність масової витрати фреонів R502, R600 та R152a від зміни температури відхідних вентиляційних газів

6 Консультанти розділів роботи

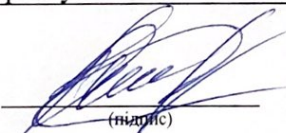
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1 розділ	Осаул О.І., доцент кафедри ТГЕ		
2 розділ	Осаул О.І., доцент кафедри ТГЕ		
3 розділ	Осаул О.І., доцент кафедри ТГЕ		

7 Дата видачі завдання 1.06.2020 р.

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Загальна характеристика об'єкту дослідження.	1.06.2020-1.08.2020	
2	Аналіз питання утилізації низькопотенційної теплови відхідних вентиляційних газів	1.08.2020-1.09.2020	
3	Дослідження теплових процесів при утилізації теплоти відхідних вентиляційних газів.	1.09.2020-1.10.2020	
4	Розрахунок парокомпресійного теплового насосу (фреони R502 ,R600 та R152a)	1.10.2020-1.11.2020	
5	Розробка заходів з охорони праці та техніки безпеки	1.11.2020-1.12.2020	
6	Розробка креслень та презентаційного матеріалу	1.11.2020-1.12.2020	

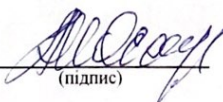
Студент

  
(підпис)

С.І. Кравченко

(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проєкту)

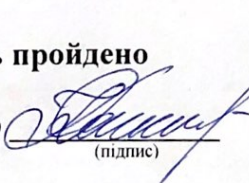
  
(підпис)

О.І. Осаул

(ініціали та прізвище)

**Нормоконтроль пройдено**

Нормоконтролер

  
(підпис)

Ю.М. Каюков

(ініціали та прізвище)

## АНОТАЦІЯ

Кравченко С.І. Аналіз можливості використання низькопотенційної теплоти для потреб багатоквартирних будинків.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 144 – Теплоенергетика, науковий керівник О.І. Осаул. Запорізький національний університет. Інженерний навчально – науковий інститут. Кафедра теплоенергетики та гідроенергетики, 2020.

Розгляданню можливості використання вторинних ресурсів, отриманих в багатоповерхових будівлях, з метою економії витрати теплоти та скорочення використання енергоресурсів. Особлива увага приділена до низько потенційних поновлюваних джерел енергії – відхідних вентиляційних газів багатоповерхових будинків. Для визначення можливого потенціалу та економічного обґрунтування доцільності використання таких джерел енергії, проведено експеримент, у ході якого були визначені температури та величини теплових потоків у шахтах будівель. На підставі виконаних досліджень та розрахунків, розроблено схему утилізаційної установки та підібрано необхідне основне та допоміжне обладнання.

Ключові слова: низькопотенційне джерело енергії, вторинні енергоресурси, вентиляційні гази, утилізація, тепловий насос.

## ABSTRACT

Kravchenko S. Analysis of the possibility of using low-potential heat for the needs of apartment buildings. Qualification graduation work for the degree of higher education of master's degree in specialty 144 - Thermal power engineering, supervisor O. Osaul. Zaporizhzhya National University. Engineering educational and scientific institute. Department of Heat Power Engineering and Hydropower Engineering, 2020.

Considering the possibility of using secondary resources obtained in multi-storey buildings, in order to save heat and reduce energy use. Particular attention is paid to low-potential renewable energy sources - exhaust gases of multi-storey

buildings. To determine the possible potential and economic justification of the feasibility of using such energy sources, an experiment was conducted, during which temperatures and heat fluxes in the mines of buildings were determined. On the basis of the performed researches and calculations, the scheme of the utilization installation is developed and the necessary basic and auxiliary equipment is selected.

Key words: low-potential energy source, secondary energy resources, ventilation gases, utilization, heat pump.

## АННОТАЦИЯ

Кравченко С.И. Анализ возможности использования низкопотенциальной теплоты для нужд многоквартирных домов.

Квалификационная выпускная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 144 - Теплоэнергетика, научный руководитель А.И. Осаул. Запорожский национальный университет. Инженерный учебно – научный институт. Кафедра теплоэнергетики и гидроэнергетики, 2020.

Рассмотрено возможности использования вторичных ресурсов, полученных в многоэтажных зданиях, с целью экономии расхода теплоты и сокращения использования энергоресурсов. Особое внимание уделено в низко потенциальным возобновляемым источникам энергии - отходящим вентиляционным газам многоэтажных домов. Для определения возможного потенциала и экономического обоснования целесообразности использования таких источников энергии, проведен эксперимент, в ходе которого были определены температура воздуха и величины тепловых потоков в шахтах зданий. На основании выполненных исследований и расчетов, разработана схема утилизационной установки и подобрано необходимое основное и вспомогательное оборудование.

Ключевые слова: низкопотенциальный источник энергии, вторичные энергоресурсы, вентиляционные газы, утилизация, тепловой насос.

## ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	11
1.1 Енергозбереження у комунальному підприємстві .....	11
1.1.1 Вартість енергоресурсів .....	11
1.1.2 Об'єкт дослідження – система гарячого водопостачання.....	12
1.1.3 Вентиляційні гази як додаткове джерело рекуперації тепла.....	15
1.1.4 Підвищення ефективності використання теплової енергії.....	16
1.2 Аналіз схем використання низько потенційних джерел енергії.....	18
1.2.1 Утилізація теплоти вентиляційних викидів .....	19
1.2.2 Використання тепла витяжного повітря для підігрівання гарячої води	24
1.2.3 Використання тепла стічних вод .....	25
1.3 Теорія і практика використання теплових насосів для утилізації тепла з низьким потенціалом.....	32
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ГАЗІВ.....	34
2.1 Використання теплових насосів для утилізації низько потенційного тепла .....	34
2.1.1 Термодинамічні основи роботи парокомпресійного теплового насосу .	38
2.1.2 Вибір хладагенту .....	42
2.1.3 Методика розрахунку циклу тепло насосної установки .....	46
2.2 Залежність масової витрати хладагенту від зміни витрати відхідних вентиляційних газів .....	58
2.3 Залежність масової витрати хладагенту від зміни температури відхідних вентиляційних газів .....	60
2.4 Вибір матриці планування та формування залежностей.....	62
3 ОХОРОНА ПРАЦІ .....	69
3.1 Характеристика небезпечних факторів .....	69
3.2 Заходи з поліпшення умов праці.....	70
3.3 Мікроклімат приміщення.....	71

3.4 Електробезпека.....	73
3.5 Пожежна безпека .....	75
3.6 Розрахунок рівня звуку .....	77
ВИСНОВКИ.....	80
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ.....	81

## ВСТУП

*Актуальність роботи.* На сьогоднішній день, коли збільшується попит на енергоресурси, збільшується ріст тарифів на них, і зменшуються запаси традиційних джерел енергії, особливе значення набуває питання про енергозбереження. Багато країн світу розробляють і реалізують стратегії підвищення ефективності використання енергетичних ресурсів. Зростання цін на традиційні енергоносії змушує Україну шукати альтернативні засоби для вирішення енергетичних проблем.

У найближчі декілька років розвиток альтернативної енергетики в Україні буде відбуватися по трьом напрямкам: вітроенергетика (Донецька область, береги Азовського і Чорного морів), сонячна енергетика (Одеська область) і мала гідроенергетика (Карпатські гори). Цьому сприяє вигідне географічне положення країни. Так чи інакше, потенціал розвитку альтернативної енергетики в Україні є більш високим, чим у тих європейських країн, де такі проекти вже давно і успішно реалізуються.

Також необхідно звернути увагу на інші низько потенційні джерела енергії, які можуть бути використані для скорочення використання енергоресурсів. Такі вторинні поновлювані енергоресурси як використання теплоти стічних вод або відхідних вентиляційних газів багатопверхових будинків або приватних будинків. Такі джерела енергії можна використовувати у будь-яких містах країни. У нас вони мало використовуються або взагалі не використовуються через незнання схем їх вживання на практиці.

Перш за все, енергозберігаючі заходи ні в якому разі не повинні погіршувати комфортні умови у приміщеннях – якість мікроклімату. Енергозбереження і якість мікроклімату тісно пов'язані між собою.

Безперечно, зниження енергоспоживання житлових будинків вносить свій вклад у екологію міста та захист інтересів наступних поколінь. Але для жителів



багатоповерхових будинків енергозбереження – це, на сам перед, можливість вирішити економічне питання зниження комунальних платежів.

*Мета і задачі дослідження.* Метою роботи є визначення можливості зниження споживання енергоресурсів унаслідок використання теплоти відхідних вентиляційних газів багатоповерхових будинків.

Поставлена мета досягається вирішенням таких *основних задач*:

- здійснити експеримент і виконати заміри температури відхідних вентиляційних газів з каналів на дахах багатоповерхових будинків.
- здійснити аналіз отриманих даних експерименту та звести їх у таблиці.
- побудувати графіки середніх температур відхідних вентиляційних газів.
- на основі отриманих результатів розрахувати величини теплових потоків відхідних вентиляційних газів.
- розробити попередню принципову схему утилізаційної вентиляційної установки.
- розробити спосіб управління роботою утилізаційної вентиляційної установки для автоматичного регулювання отримання і переробки тепла відхідних вентиляційних газів з урахуванням перепаду температур у середині шахт протягом дня та зміни сезонної температури повітря протягом року.
- визначити доцільність використання у економічному аспекті.
- визначити потенціал використання відхідних вентиляційних газів у якості альтернативного джерела енергії.

*Об'єкт дослідження.* Процеси теплопереносу при утилізації теплоти відхідних вентиляційних газів при використанні теплового насосу.

*Предмет дослідження.* Предметами дослідження є:

- вплив витрати відхідних газів на ефективність роботи системи для їх утилізації;
- вплив температури зовнішнього повітря на ексергетичний ККД системи;

– вплив температури відхідних вентиляційних газів на ексергетичний ККД системи.

*Методи дослідження.* Використано персональні електронно-обчислювальні машини (ПЕОМ) для обчислення результатів експерименту та побудови графіків. Використано теоретичні, розрахункові дослідження, а також безпосередньо експериментальні дослідження на спорудах.

*Наукова новизна отриманих результатів.* На підставі виконаних досліджень:

– встановлено, що найбільше значення коефіцієнту перетворення теплоти спостерігається у фреону R502.

– обґрунтовано вплив технологічних параметрів на ефективність роботи СУВВГ. Встановлено, що максимальний ексергетичний ККД було отримано при температурі зовнішнього повітря  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  та температурі відхідних вентиляційних газів  $19\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;

*Практичне значення отриманих результатів:*

– визначено температури відхідних вентиляційних газів та розраховано величини теплових потоків у середині вентиляційних шахт багатоповерхових будинків.

– запропоновано принципову схему утилізаційної установки для зниження використання енергетичних ресурсів.

– доведено економічну доцільність встановлення і подальшого використання установки.

*Апробація роботи.* Результати роботи представлені на загальноуніверситетській конференції «Молода наука» 2020.

*Структура та обсяг роботи.* Магістерська робота включає вступ, три розділи, висновки та перелік джерел посилань з 40 позицій. Загальний обсяг складає 84 сторінки, у тому числі 28 рисунків та 12 таблиць.

## 1 ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА ОБ'ЄКТУ ДОСЛІДЖЕННЯ

### 1.1 Енергозбереження у комунальному підприємстві

#### 1.1.1 Вартість енергоресурсів

У найближчому майбутньому очікується значне підвищення цін на нафту, газ та електрику, а також постійного збільшення об'ємів використання цих ресурсів, тому енергоаудит і безпосередньо пов'язана з ним теплова модернізація житлового фонду України набувають особливої актуальності.

Прогнозований ріст цін на тепло, газ, електроенергію 2007 – 2032 р.р. представлено на рисунку 1.1.

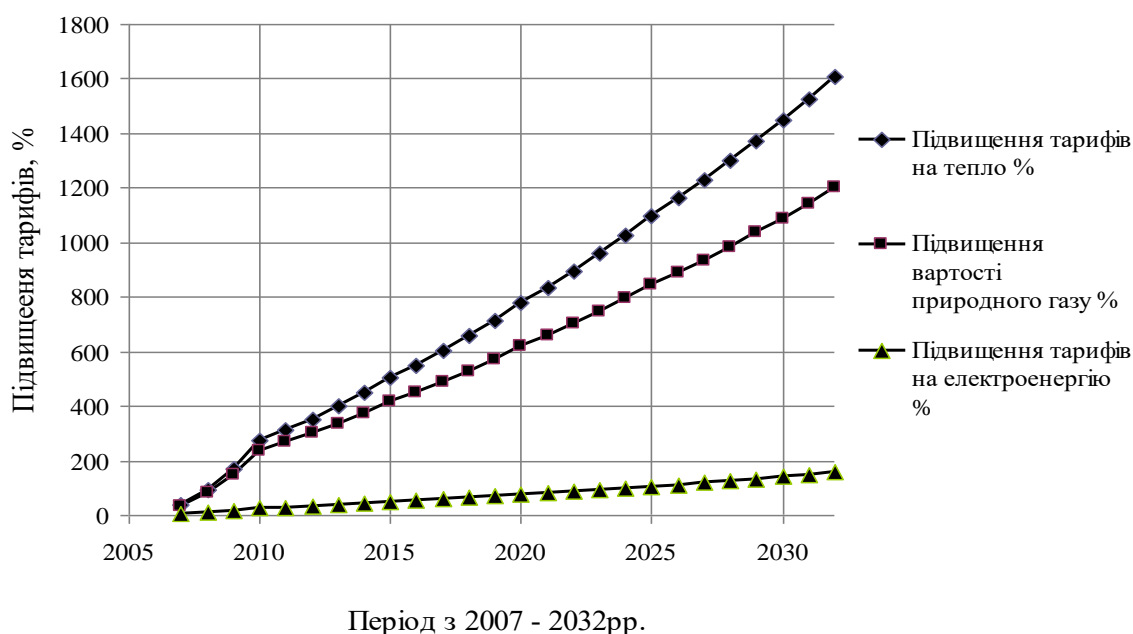


Рисунок 1.1 – Прогнозований ріст цін на тепло, газ, електроенергію 2007 – 2032 р.р.

Якщо проаналізувати ріст тарифів на різні енергоносії, то можна зробити висновок, що тариф на електроенергію для населення в Україні буде підвищуватися повільніше, ніж тариф на газ.

Загальна площа житлового фонду України складає більше 1 млрд м<sup>2</sup>, що робить його найбільшим споживачем енергоресурсів в країні. При цьому енергоефективність даного споживача, м'яко кажучи, далека від ідеальної.

85 % житлового фонду України – це багатоквартирні споруди, які були зведені за проектами перших масових серій великопанельних, цегляних і блокових будинків. Зрозуміло, вони не відповідають сучасним нормам енергоспоживання. «Хрущовки» та «брежнєвки», як їх зазвичай називають, даремно втрачають (40...50) % теплової енергії.

Постійне підвищення цін на електроенергію і природний газ змушують уряд країни і населення шукати шляхів зменшення споживання енергії в житловому секторі, який є одним з найбільших споживачів енергоносіїв.

З погляду енергоефективності нині Україна відстає від інших європейських країн у зв'язку з застарілими технологіями радянської епохи, що використовуються в багатьох галузях економіки, неекономним використанням енергії, неефективною структурою промислового виробництва та значними масштабами тіньової економіки. Низька енергоефективність обмежує конкурентоспроможність вітчизняних виробників і негативно впливає на торговий баланс України, адже країна змушена імпортувати великі обсяги викопних енергоносіїв (нафти й газу) з Росії й Туркменістану. З метою зменшення залежності України від імпортних енергоносіїв потрібно впровадити енергоефективні технології та забезпечити ширше застосування поновлюваних джерел енергії.

### 1.1.2 Об'єкт дослідження – система гарячого водопостачання

У наших багатоквартирних будинках проживає близько 34 мільйонів людей - це 80 % населення держави. При цьому житловий фонд перебуває в занедбаному, а часто і аварійному стані. Більшість багатоквартирних будинків побудовані ще у 1950-90 р.р., а тому кожен третій з них потребує капітального

ремонту. Чимало проблем пов'язані з якістю комунальних послуг, які надаються мешканцям будинків, серед них тепло- і водопостачання, каналізація. Приблизно третина труб в мережах потребують негайної заміни. Тому в багатьох містах взимку температура в кімнатах часто буває нижчою за нормативну. Також нерідко, через втрати тепла по погано ізольованих трубопроводах, з крану замість гарячої води тече холодна вода.

Загальновідомо, що під час транспортування споживачам тепла в тепломережах втрачається від 20 % до 40 % енергії і всі ці витрати закладаються постачальниками у вартість гарячої води та опалення.

Розрізняють три схеми водопостачання багатоповерхових будинків: загальну, послідовну і рівнобіжну. За загальною схемою вода однією групою насосів подається у всі зони. У цьому випадку насоси підбирають за необхідним напором у точці найвищої зони. Природно, що в точках, розташованих нижче точки, подача води буде відбуватися під натиском вище норми. Це призводить до непродуктивних витрат енергії на подачу води і пошкоджень мережі і арматури. Крім того, збільшуються непередбачені витрати води та її витік.

За послідовної схемою вода подається із зони в зону насосами, розміщеними на поверхах кожної зони. Вода, яка необхідна для подачі у всі зони, подається в бак нижньої зони, потім групою насосів другої зони вода, необхідна для водопостачання другій і всіх вищерозміщених зонах, подається в бак другої зони і т. д.

За паралельною схемою подача води здійснюється з баків, розташованих на поверхах кожної зони. Живлення баків проводиться за паралельною схемою насосами, встановленими в приміщенні насосної станції.

При застосуванні послідовної схеми водопостачання потрібно менше труб, ніж при паралельній. Однак у цьому випадку в кожній зоні необхідні окремі приміщення для насосної станції, а пошкодження будь-якої ділянки мережі призводить до припинення водопостачання всіх вищерозміщених зон. Основними перевагами паралельної схеми подачі води є економічно вигідна

незалежна робота окремих зон і централізоване розміщення насосного та силового обладнання. Як найбільш проста і надійна ця схема подачі води отримала найбільше розповсюдження.

При постійному достатньому тиску у зовнішній водопровідній мережі в багатоповерхових будівлях можуть бути застосовані схеми подачі води з нижньої і верхньої розводки магістралей без насосів і водонапірних баків. Проте великі напори, необхідні на вводах водопроводів багатоповерхових будівель для роботи внутрішніх пожежних кранів у диктують точках, частіше за все не можуть бути забезпечені зовнішньої водопровідної мережею. У цих випадках у схемах внутрішнього водопроводу передбачають насоси для підвищення напору, водонапірні або пневматичні баки. Якщо гарантований напір у зовнішній водопровідній мережі достатній для господарсько-питного та виробничого водопроводу, але недостатній для роботи внутрішніх пожежних кранів, встановлюють пожежний насос для підвищення напору під час пожежі.

При постійно недостатньому напорі у зовнішній водопровідній мережі найбільш ефективними і доцільними є автоматичні насосні установки з регулюючої ємністю, що працюють у повторно-короткочасному режимі і дозволяють проектувати типові установки з простими, надійними і недорогими засобами автоматики (електроконтактні манометрами, реле рівня, струминними реле та ін.). При цьому слід широко застосовувати установки з гідро-і пневматичними баками як найбільш прості по конструкції, зручні і гігієнічні в експлуатації і не вимагають великих капітальних витрат.

Так як для подачі води у багатоповерхові будівлі потрібні дуже великі напори, а тиск в мережах господарсько-питного та господарсько-протипожежного водопроводу не повинно перевищувати відповідно 0,6 МПа і 0,9 МПа, то системи водопостачання багатоповерхових будинків ділять по висоті на зони приблизно по (12...16) поверхів у кожній зоні. При цьому подача води в будівлю проводиться не менше ніж з двох вводам, а в кожну зону - не менше ніж з двох стояків з кільцевої магістральної мережі.

### 1.1.3 Вентиляційні гази як додаткове джерело рекуперації тепла

У Західній Європі для вентиляції житлових приміщень використовують системи примусової вентиляції з ефективною рекуперацією тепла, які забезпечують керовану рівномірно напірну вентиляцію з одночасним підігріванням повітря, що підводиться, та ефективним використанням внутрішніх і зовнішніх енергетичних джерел. Системи забезпечують подачу підігрітого свіжого очищеного повітря (без перетягів) до кожної кімнати і витяжку відпрацьованого повітря і з санітарно-гігієнічних приміщень (кухні, ванни, туалету).

Низькоенергетичні будинки (тепловтрати – до 40 Вт/м<sup>2</sup> доповнюють базовою опалювальною системою (радіатори, підлогове опалення тощо).

У пасивних будинках (тепловтрати – до 15 Вт/ м<sup>2</sup>) відсутня система опалення, оскільки достатньо лише догрівати повітря нагрівачем (наприклад, у ванні). Вентиляційними системами передбачене додавання певної кількості свіжого повітря, що виключає екстремальне зниження відносної вологості взимку.

Пристрій вентиляції можна розмістити на стелі туалету чи допоміжного приміщення, а також на підлозі або на стіні технічного приміщення, гардеробу тощо.

Є такі типи розводки припливного повітря:

- плоскі канали з оцинкованої сталі 160x40 мм, укладені у теплоізоляційний шар підлоги, з під'єднаними регульованими лінійними дифузорами (призначено для новобудов). Розгалуження центрального підлогового каналу не впливають на шумоізоляцію приміщень;

- розводка на стелі (для новобудов) круглими трубопроводами з тарілчастими дифузорами (для новобудов);

- розводка кутова під навісною стелею круглими трубопроводами та з дифузорами типу форсунок.

У всіх варіантах треба забезпечити ретельне очищення усіх разводок.

Відпрацьоване повітря з санітарно-гігієнічних приміщень відводиться круглими трубами (100...125) мм на стелі з приєднанням до тарілчастих вентилів з регулюванням.

Із житлових кімнат повітря відводиться через щілини (8...12) мм під дверима до коридору. Далі воно надходить через двері санітарно-гігієнічних приміщень саме до цих приміщень.

Витяжки над газовими плитами мають бути виключно циркуляційними з вугільними фільтрами для нейтралізації летких речовин і запахів, із регульованою потужністю (150...450) м<sup>3</sup>/год.

Приплив свіжого повітря та викиди відпрацьованого виведені до центральних стояків через регульовальні протипожежні клапани.

Приплив свіжого повітря до окремих житлових кімнат (30...45) м<sup>3</sup>/год, відвід із ванни (40...60) м<sup>3</sup>/год, туалету (20...30) м<sup>3</sup>/год, кухні (40...60) м<sup>3</sup>/год тільки на відведення пари, яку не захоплює кухонна витяжка). Це ж стосується і електроплитки.

#### 1.1.4 Підвищення ефективності використання теплової енергії

Наша держава недостатньо забезпечена енергетичними ресурсами, тому виникла життєва необхідність у впровадженні енергозберігаючих заходів. Нераціонально використовуються енергоресурси як в промисловості, так і в житлово-комунальному комплексі. Наша країна щорічно витрачає на придбання, видобуток і переробку основних видів енергоносіїв (нафти, природного газу та вугілля) величезні матеріальні і фінансові засоби. У таких умовах нераціональне використання ресурсів неприпустиме. Підвищення ефективності використання й економії енергоресурсів є найважливішим завданням кожної розвинутої держави. Нині питання енергозбереження, обліку енергоресурсів і управління їх витратою стоять як ніколи гостро. В умовах гострої економічної кризи дбайливе



використання енергоносіїв є важливим пріоритетним завданням економічної політики України. На сьогоднішній час, як першочергове завдання, в нашій країні проводиться широкомасштабна політика в галузі енергоощадності. Задачі енергоощадності в Україні є комплексними і охоплюють аспекти як зовнішнього теплопостачання, так і внутрішньобудинкового (опалення), а також законодавчої бази і технічної інновації.

Не викликає сумніву той факт, що витрату теплоти на потреби опалення будинків необхідно значно зменшити в результаті проведення їх термомодернізації. Для досягнення максимального ефекту слід визначити економічно доцільний рівень теплозахисту будинків, який повинен бути оптимальним як в теплотехнічному, так і в економічному відношенні за приведеними затратами. За рахунок цього споживач отримає змогу вивільнити кошти за опалення, а, крім того, оптимізація рівня теплозахисту забезпечує не тільки економію теплоти, але одночасно підвищує рівень теплової комфортності приміщень.

Слід відзначити, що істотного зменшення витрати палива можна досягнути лише при комплексному підході до розв'язання поставленої задачі, оскільки необхідно враховувати ще ряд таких факторів, як перегрів приміщень в перехідний період року, надмірні втрати теплоти у зв'язку з низькою ефективністю теплоізоляції зовнішніх трубопроводів, завищений дійсний повітрообмін у приміщеннях, втрати експлуатаційного та організаційного характеру, а також втрати теплоти, зумовлені непередбаченими чинниками.

З врахуванням вищесказаного, заслуговують уваги такі визначальні термореноваційні заходи (ТРЗ):

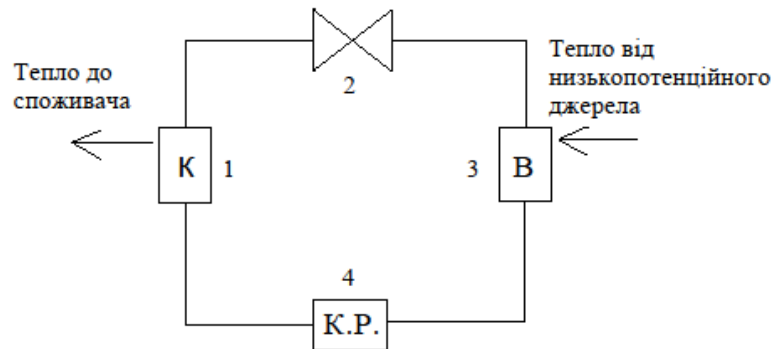
- утеплення зовнішніх стін (по сторонах горизонту окремо);
- утеплення горищного перекриття;
- утеплення перекриття над підвалом;
- ущільнення вікон та зовнішніх дверей;
- заміна вікон;

- екранування радіаторних ніш;
- регулювання тепловіддачі нагрівальних приладів встановленням терморегуляторів;
- встановлення ефективного теплообмінного обладнання в теплових пунктах;
- заміна старих котлоагрегатів сучасними котлоагрегатами з високим ККД, в т.ч. конденсаційними;
- утилізація теплоти витяжного вентиляційного повітря;
- зменшення втрат теплоти у зовнішніх теплових мережах за рахунок застосування попередньоізольованих труб.

## 1.2 Аналіз схем використання низько потенційних джерел енергії

Окрім пластинчатих рекуператорів і роторних теплоутилізаторів роль "енергетичного кур'єра", який доставляє тепло нагрітого повітря, в компактних і центральних припливно-витяжних установках нерідко грає тепловий насос "повітря - повітря".

З його допомогою теплота вентиляційних викидів може використовуватися не лише для нагріву припливного повітря. Цікава, наприклад, така енергозберігаюча система, придумана і реалізована проектувальниками з Фінляндії (див. рис. 1.2). У тракті викиду повітря стоїть тепловий насос №1. В результаті його роботи витяжне повітря охолоджується, нагріваючи проміжний теплоносій, який потім по теплоізольованих трубах подається в автономний тепловий пункт або котельню, де стоїть тепловий насос № 2, який нагріває воду в системі ГВП. Існують і інші варіанти системи на основі теплових насосів, все залежить від конкретних завдань, поставлених замовником.



1 - конденсатор (К), 2 - дроссель, 3 - випарник (В), 4- компрессор

Рисунок 1.2 - Схема теплового насоса

Тепло-холодопостачання за допомогою теплових насосів відноситься до області енергозберігаючих технологій і набуває все більшого поширення у світі. Ця технологія, по укладенню цілого ряду авторитетних міжнародних організацій, разом з іншими енергозберігаючими технологіями, відноситься до технологій XXI століття (див. рис. 1.3).

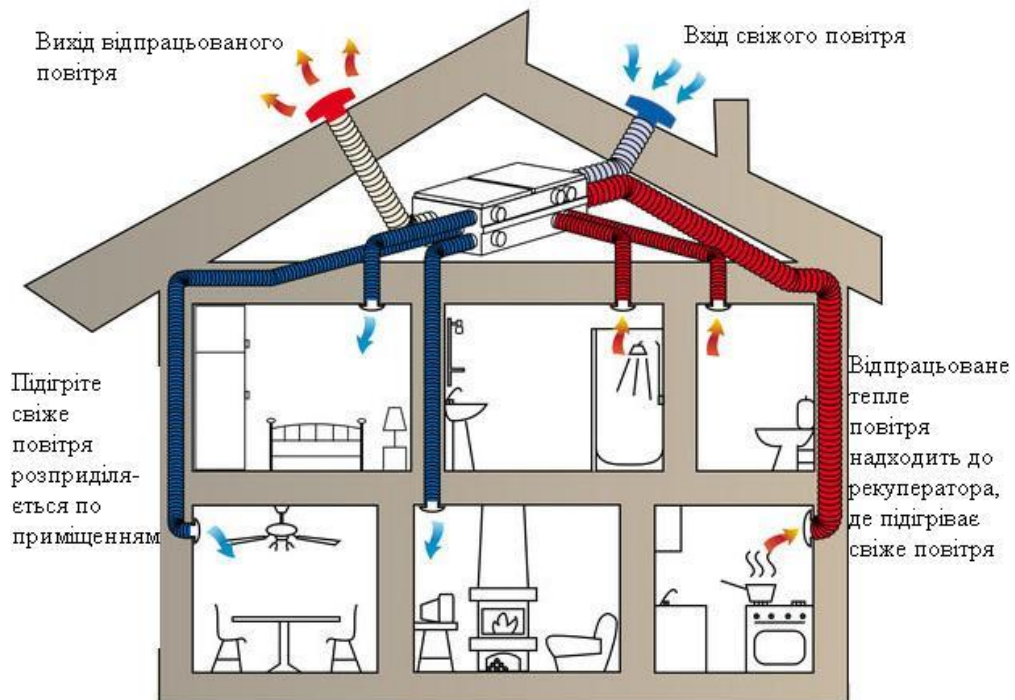


Рисунок 1.3 – Приклад роботи утилізаційної установки

### 1.2.1 Утилізація теплоти вентиляційних викидів

Зупинимося детальніше на деяких із заходів, пов'язаних з утилізацією теплоти вторинних енергоресурсів. Стосовно систем вентиляції і кондиціонування повітря розглянемо способи утилізації теплоти вентиляційних викидів.

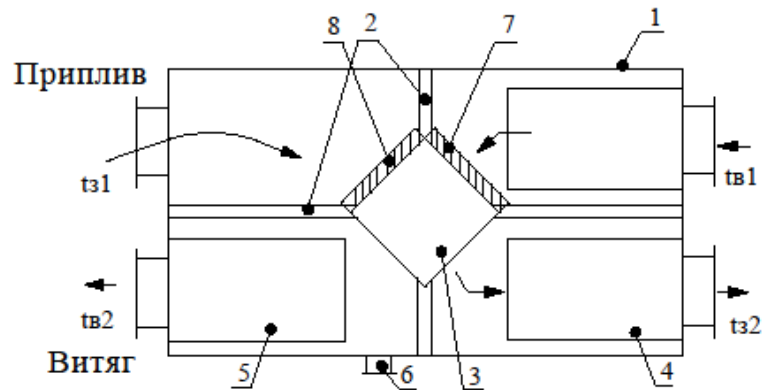
Утилізація теплоти вентиляційних викидів може здійснюватися наступними способами:

- рециркуляцією частини витяжного повітря;
- застосуванням рекуперативних теплообмінників-утилізаторів;
- застосуванням регенеративних теплообмінників-утилізаторів;
- застосуванням двох рекуперативних теплообмінників, що використовують проміжний теплоносіє;
- застосуванням теплопередаючих труб.

Принципові схеми застосування рекуперативних теплообмінників-утилізаторів теплоти витяжного повітря в системах вентиляції і кондиціонування повітря показані на рисунках 1.4 і 1.5. Припливне повітря (див. рис.1.4), проходячи через теплообмінник-утилізатор 3, нагрівається (чи охолоджується) потоком відхідного повітря. Ефективність теплообміну в таких пристроях досягає 75 %. Насадка обертається. Теплота повітря, що видаляється, нагріває частину насадки, що знаходиться в потоці витяжного повітря, в той же час інша її частина, що знаходиться в потоці припливного повітря, охолоджується. Процес періодично повторюється у міру обертання насадки.

Можлива схема, в якій насадка не обертається, але при цьому повітря через неї по черзі, то нагнітається в приміщення, то видаляється.

Схема системи вентиляції, в якій застосовуються два теплообмінники, пов'язаних проміжним контуром з циркулюючим теплоносієм, приведена на рисунку 1.4. Таке технічне рішення приймається, якщо припливний і витяжний повітропроводи неможливо з ряду причин поєднати в одному місці.



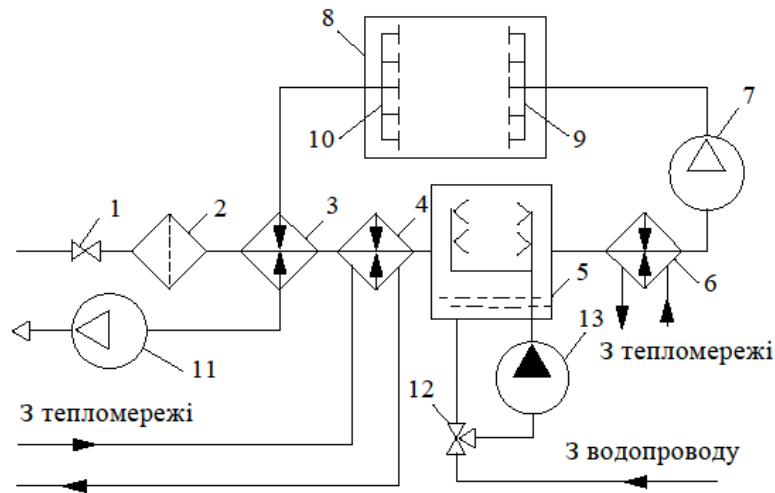
1 - корпус; 2 - перегородка; 3 - теплообмінник-утилізатор; 4 - припливний вентилятор; 5 - витяжний вентилятор; 6 - дренаж конденсату; 7,8 - фільтри

Рисунок 1.4 - Блок припливно-витяжної вентиляції з пластинчатим теплообмінником утилізатором

В системах кондиціонування, працюючих за таким принципом (див. рис. 1.5), додатково введені калорифери 4, 6 і зволожувач повітря 5.

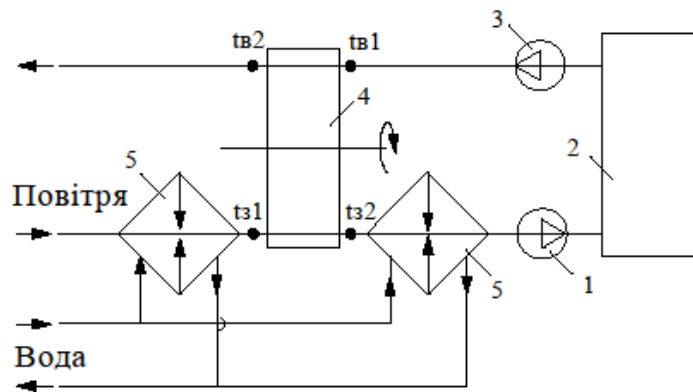
Регенеративний теплообмінник з насадкою (див. рис. 1.5), що обертається, є плоским корпусом з теплоакumuлюючою насадкою, що складається з пакетів листів або сіток. У теплообмінниках з конденсацією вологи насадка заповнюється тонкими листами з картону і інших матеріалів, оброблених розчином хлориду натрію.

Схеми застосування регенеративних теплообмінників роторного типу у вказаних системах ілюструються на рисунках 1.6 і 1.7. Ці теплообмінники складніше в експлуатації і вимагають додаткових витрат енергії на привід електродвигуна обертання ротора. Крім того, до видаляемого повітря може підмішуватися до повітря припливного, що пов'язано з конструктивними особливостями теплообмінників цього типу.



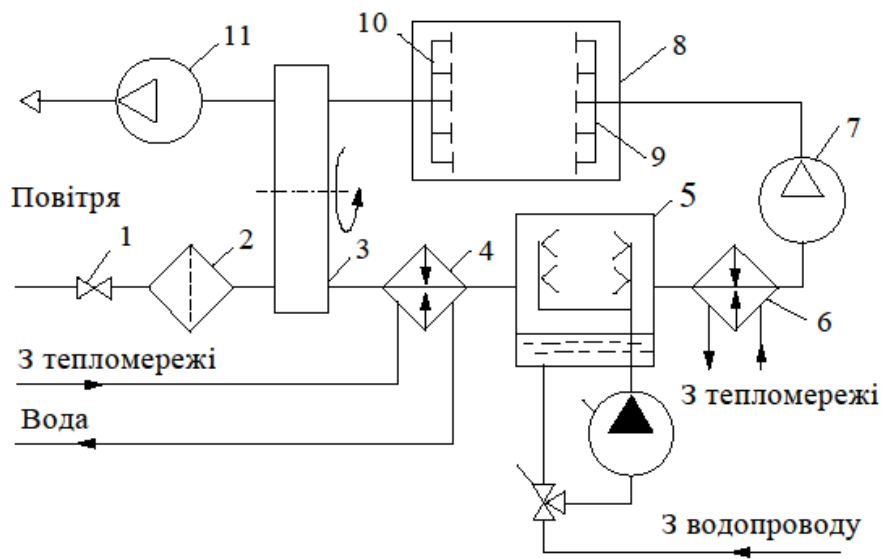
1 - приточний клапан; 2 - повітряний фільтр; 3 - рекуперативний теплообмінник-рекуператор; 4 - калорифер першого ступеня підігріву повітря; 5 - камера зрошення; 6 - калорифер другого ступеня підігріву повітря; 7 - приточний вентилятор; 8 - приміщення, яке обслуговується; 9 - система приточних повітреводів; 10 - система витяжних повітреводів; 11 - витяжний вентилятор; 12 - трьохходовий клапан; 13 - циркуляційний насос

Рисунок 1.5 – Принципова схема системи кондиціювання повітря з утилізацією теплоти вентиляційних викидів в рекуперативному теплообміннику



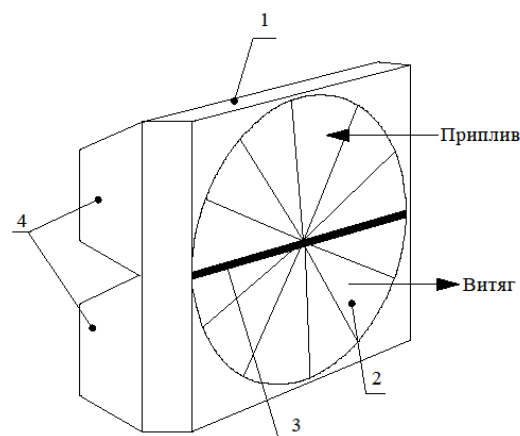
1 – приточний вентилятор; 2 – приміщення, яке вентилюється; 3 - витяжний вентилятор; 4 – регенеративний теплообмінник з насадкою, яка обертається; 5 – рекуперативні теплообмінники «повітря-рідина»

Рисунок 1.6 – Принципова схема припливно-витяжної вентиляції з регенеративним теплообмінником-утилізатором роторного типу



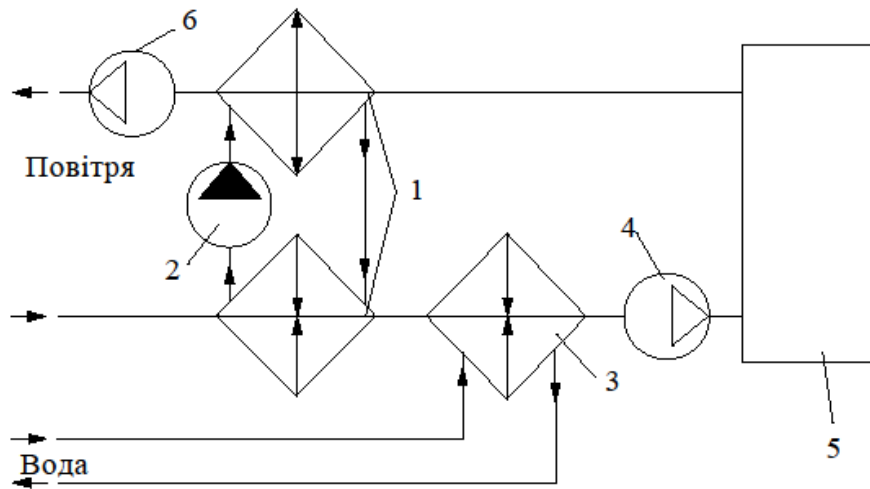
1 - припливний клапан; 2 - повітряний фільтр; 3 - регенеративний теплообмінник роторного типу; 4 - калорифер першого ступеня підігрівання повітря; 5 - камера зрошування; 6 - калорифер другого ступеня підігрівання повітря; 6 - припливний вентилятор; 8 - обслуговуване приміщення; 9 - система припливних повітропроводів; 10 - система витяжних повітропроводів; 11 - витяжний вентилятор; 12 - триходовий клапан; 13 - циркуляційний

Рисунок 1.7 - Принципова схема системи кондиціонування повітря з утилізацією теплоти вентиляційних викидів в регенеративному теплообміннику роторного типу



1 - корпус; 2 - ротор, що обертається; 3 - перегородка; 4 - патрубки

Рисунок 1.8 - Схема регенеративного теплообмінника з насадкою, що обертається



1 - теплообмінник; 2 - циркуляційний насос; 3 - калорифер; 4 - припливний вентилятор; 5 - обслуговуване приміщення; 6 - витяжний вентилятор

Рисунок 1.9 - Принципова схема системи вентиляції з теплообмінниками-утилізаторами

### 1.2.2 Використання тепла витяжного повітря для підігрівання гарячої води

Свіже зовнішнє повітря подане у будинок поза отворами вентиля. Повітряне переповнювання відбувається під дверима або через отвори вентиля переповнювання. Тепле внутрішнє повітря (відхідні гази) залучене в систему вентиляції. Тепле відхідні гази подаються в тепловий насос для теплового відновлення. Коли внутрішнє повітря пройшло через тепловий насос, відхідні гази викидаються у навколишнє середовище. Перед цим тепловий насос витягнув достатньо енергії з відхідних газів, щоб зробити гарячу воду. Використання тепла витяжного повітря для підігрівання гарячої води та повітря з навколишнього середовища представлено на рисунку 1.10.



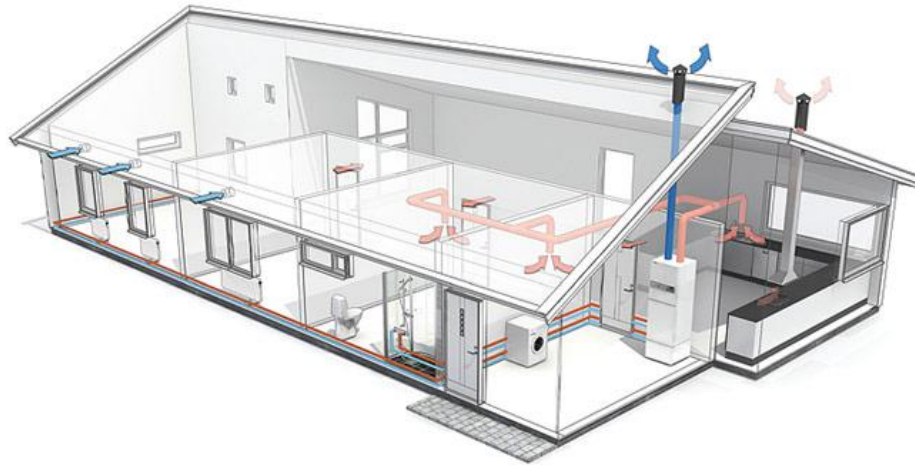


Рисунок 1.10 - Використання тепла витяжного повітря для підігрівання гарячої води та повітря з навколишнього середовища.

Повітря до приміщення передає випарник при кімнатній температурі. Інша рідина циркулює в тепловому насосі в закритій системі з найважливішою особливістю наявності низької точки кипіння. Цю рідину називають холодоагентом. Коли холодоагент досягає випарника, який отримав енергію від повітря приміщення, холодоагент випаровується. Пара живить компресор, де відбувається його стискування. Це призводить до високого збільшення температури. Теплий холодоагент живить конденсатор, який поміщений в котлову воду. Тут холодоагент випускає свою енергію до котлової води, так, щоб його температура знизилася і охолоджувальна середа змінилась від газу до рідини. Холодоагент тоді проходить через фільтри у клапан розширення, де тиск і температура далі зменшуються.

### 1.2.3 Використання тепла стічних вод

Стічні води так само, як і повітря вентиляційних викидів, є низькопотенційними джерелами тепла, зручного для використання тепловими насосами. Стічні води при температурі близько 20 °C літом і рідко менше 8 °C

зимою є, як правило, в усіх міських забудовах. Схема утилізації стічних вод представлена на рисунку 1.11.

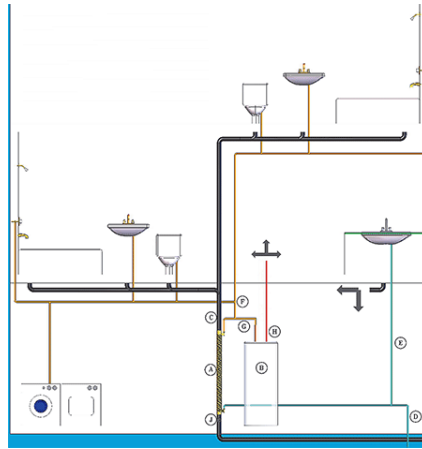
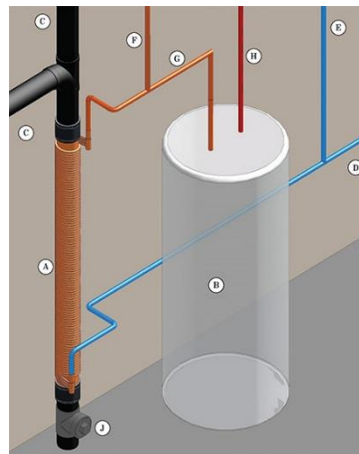


Рисунок 1.11 – Схема утилізації стічних вод

Звичайна схема утилізації тепла стічних вод включає тепловий насос і систему теплообмінних пристроїв, які встановлюються на очищених стоках. Тепловий насос, відбираючи від стоків низькопотенційну енергію, підвищує температуру теплоносія у вихідному контурі. Схема попереднього підігрівання води за допомогою тепла стічних вод представлена на рисунку 1.12.



А - облаштування утилізації тепла стічних вод Power - Pipe; У - водонагрівач; З - стічні води, що поступають від ванн; D - введення чистої водопровідної води; Е - подання холодної води на кухню; F - підігріта в утилізаторі холодна вода; G - підведення підігрітої води до водонагрівача; H - подання гарячої води від водонагрівача; J - випуск каналізації

Рисунок 1.13 - Схема попереднього підігрівання води за допомогою тепла стічних вод

### 1.2.3.1 Утилізація тепла стічних вод на потреби гарячого водопостачання

Джерелом серйозної економії енергоресурсів в сучасних будівлях є утилізація тепла стічних вод з метою скорочення витрат на гаряче водопостачання.

Втрати тепла у житловому будинку представлені на рисунку 1.13.

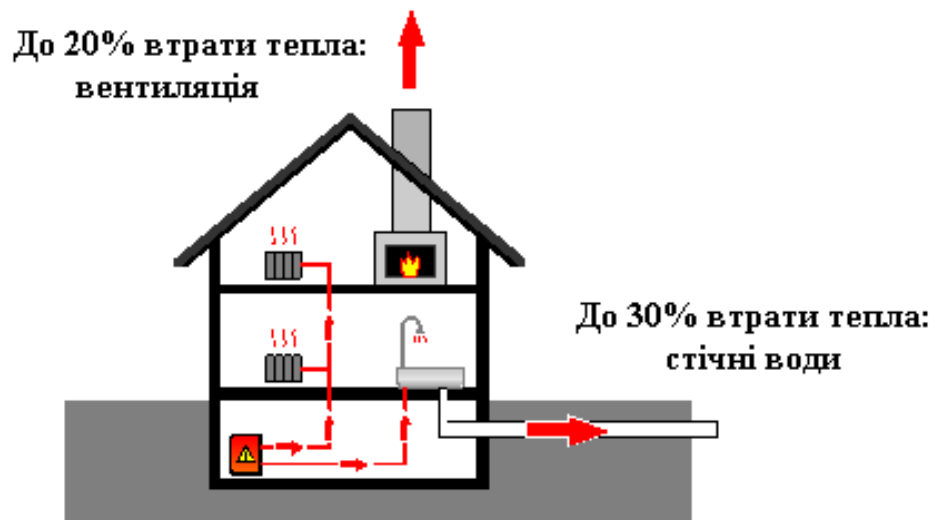
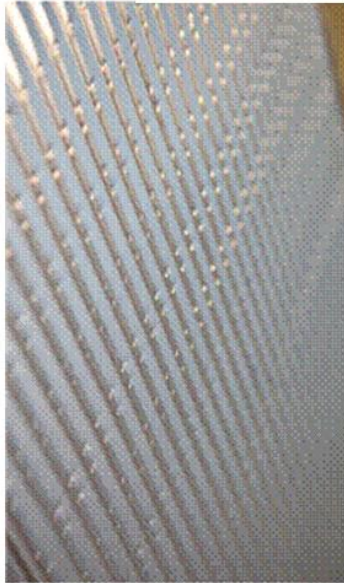


Рисунок 1.13 – Втрати тепла у житловому будинку

Рекуперація низькопотенційного тепла стічних вод можлива з теплообмінниками Polarsol (див. рис. 1.14), які мають такі характеристики:

- високий ККД теплообмінника;
- стійкість до перегрівання;
- стійкість до скачок тиску;
- стійкість до агресивних середовищ;
- розвинена поверхня теплообміну.



**Сталь високого класу хімічної стійкості  
(харчова нержавіюча сталь AISI321)**

**Висока теплова ефективність**

**(максимальний тепловий напір до 20кВт)**

**Зверхмалий гідравлічний опір**

**(прохідний перетин 580 мм<sup>2</sup>)**

**Висока пропускну здатність**

**(дозволяє ефективно працювати при низькій температурі теплоносія)**

**Стійкий до високих температур**

**(стабільна робота при температурі 600 С)**

**Стійкий до скачків тиску**

**(робочий тиск - 2 атмосфери.**

**Витримує гідравлічний удар у 4 атмосфери необмежену кількість разів)**

**Строк служби - більше 25 років.**

Рисунок 1.14 – Високоєфективний теплообмінник Polarsol

Як низькопотенційне джерело теплоти використовуються неочищені побутові стічні води. Утилізатор тепла стічних вод є теплообмінним резервуаром стоків, що складається з горизонтального контейнера для стічної води, усередині якого паралельно розташовані плоскі теплообмінники з нержавіючої сталі виробництва компанії Polarsol (Фінляндія), що мають велику поверхню теплообміну усередині яких тече холодна вода системи водопостачання. Контейнер виготовлений з ABS - пластика. Якщо температура стічної води, що поступає, нижче температури води в контейнері, відкривається клапан і стічна вода протікає в обхід.

Приклад схеми з тепловим та циркуляційними насосами, за допомогою яких можливо використання стічних вод для потреб гарячого водопостачання, наведений на рисунку 1.15 та 1.16.

На один вхід резервуару стоків поступає потік стічних вод (теплоносіє), а на другий подається вода, як проміжний теплоносіє, один з виходів теплообмінника через циркуляційний насос пов'язаний з входом теплового насоса, інший - із стічною каналізацією.

Проміжний теплоносієй і водопровідна вода (з системи водопостачання) циркулюють в теплообмінних контурах теплового насоса. Стічні води акумулюються в теплообмінному резервуарі стоків до тих пір, поки не охолодяться випарним контуром теплового насоса до  $(5...10)^\circ\text{C}$ .

Нагріта в конденсаторному контурі теплового насоса до  $45^\circ\text{C}$  водопровідна вода спрямовується у бойлер для подальшого догріву до необхідної температури, як правило, це  $55^\circ\text{C}$ , і далі поступає в систему ГВП у будинок.

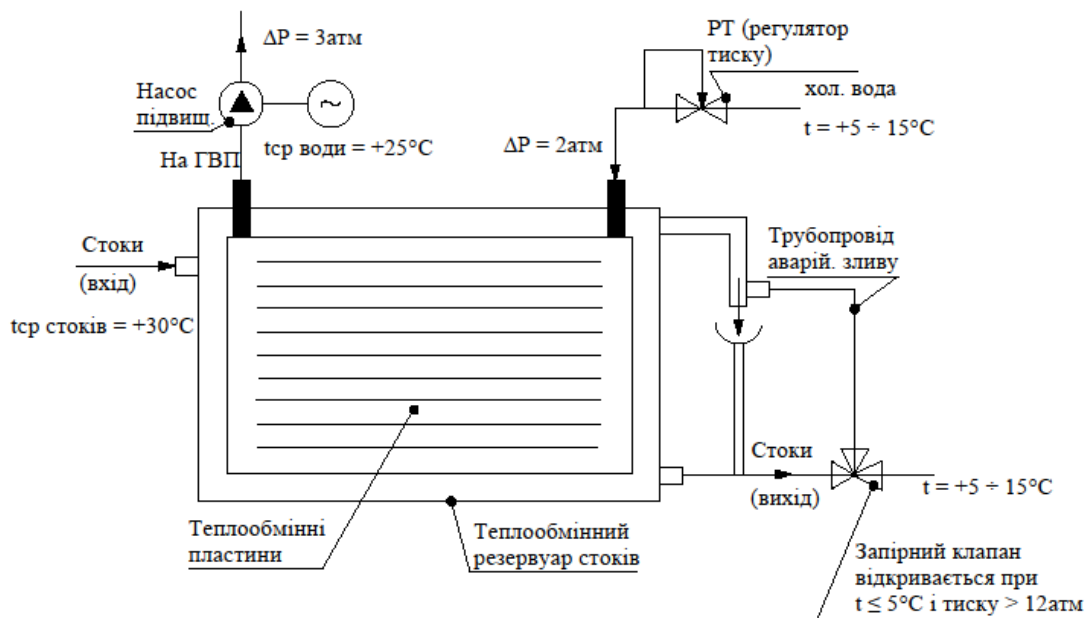


Рисунок 1.15 - Схема з тепловим насосом, циркуляційним насосом, існуючим бойлером на ГВП і теплообмінного резервуару стоків.

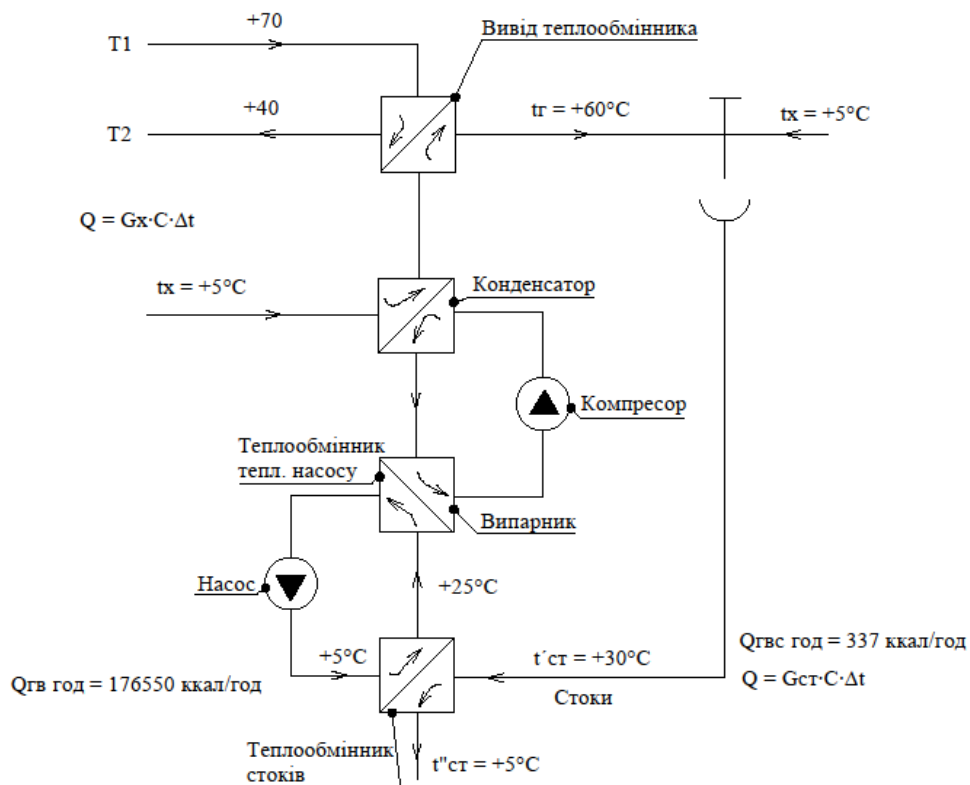


Рисунок 1.16 – Принципова схема утилізаційної установки

Теплова потужність визначається значенням  $t$  і коефіцієнтом перетворення теплового насоса при відомих вартостях теплової і електричної енергій.

При догріванні води в теплообміннику ГВП (див. рис.1.16) економія збільшиться на величину пропорційну величині догрівання. Додаткові капітальні вкладення визначаються вартістю теплового насоса, теплообмінника стоків, циркуляційного насоса і матеріалів. При цьому теплова потужність теплообмінника стоків і теплового насоса рівні між собою, а теплова потужність теплообмінника вибирається оптимальною.

Ця схема дозволяє створити найбільш ефективний спосіб утилізації тепла стічних вод. Але, економічно він не виправданий. Реально така потужність знадобиться тільки (1...2) години в добу. Потрібна акумуляція тепла. Це дозволить зменшити потужність устаткування і його вартість в рази.

Схема з теплообмінним резервуаром стоків, тепловим насосом і баком акумулятором гарячої води представлена на рис. 1.17.

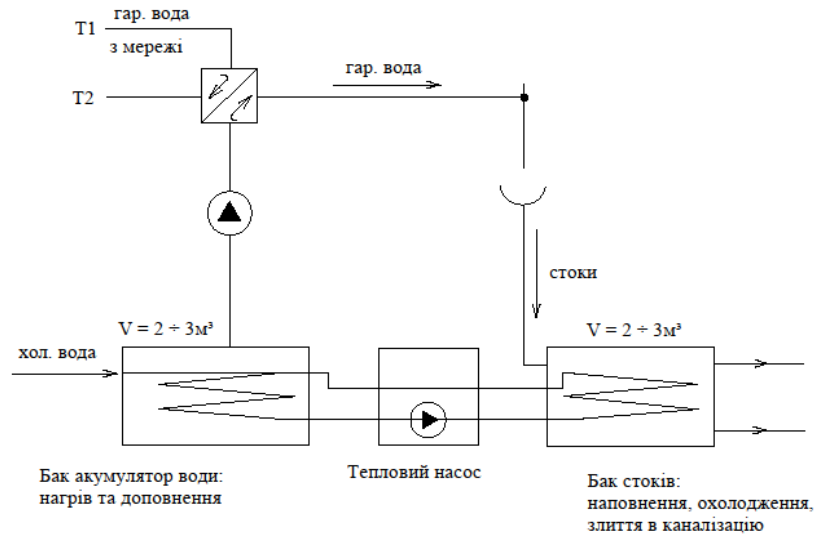


Рисунок 1.17 - Принципова схема з теплообмінним резервуаром стоків, тепловим насосом і баком акумулятором гарячої води

Економія аналогічна першій схемі на рис. 1.17, але вартість устаткування також не дозволяє отримати економічно виправдану величину окупності.

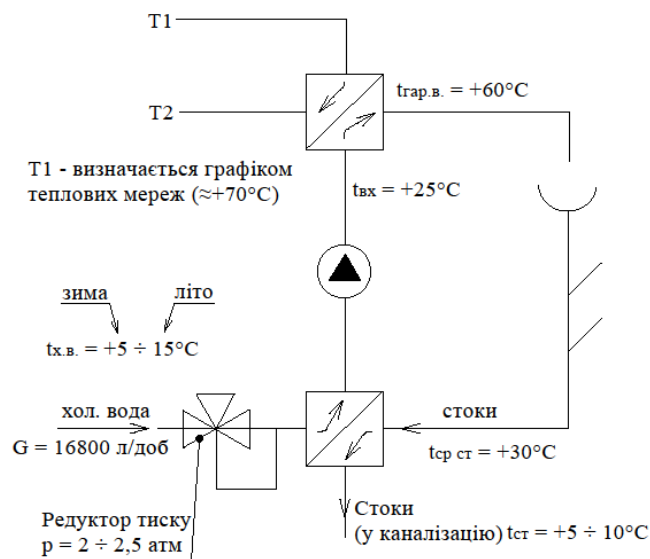


Рисунок 1.18 - Схема з теплообмінним резервуаром стоків, регулятором тиску і підвищуючим насосом (пряма).

При цій схемі додаткові капітальні вкладення складатимуть витрати на придбання і монтаж наступного основного устаткування:

- редуктор тиску;
- теплообмінний резервуар;
- теплообмінники Polarsol;
- насос підвищуючий.

### 1.3 Теорія і практика використання теплових насосів для утилізації тепла з низьким потенціалом

Велика кількість традиційного палива, перетворюючись в теплову енергію, негативно впливає на навколишнє середовище. Під час спалювання виділяються шкідливі гази, такі як двоокис сірки і окис азоту. Опалювання будинку за допомогою традиційного палива приводить до забруднення навколишнього середовища. Ще одним негативним фактором традиційних видів палива-це їхня його обмежена кількість. На сьогоднішній день Європа знайшла вихід: виготовлення теплової енергії за допомогою використання альтернативних джерел або інших сучасних методів. В даному випадку розглянемо таке джерело теплової енергії, як тепловий насос.

Тепловий насос – це прилад, призначений для використання тепла з низькотемпературного середовища: землі, води, повітря, скелі – тобто з того, що оточує нас. У землі, воді і повітрі завжди є те низько потенціальне додаткове тепло, яке використовують наші теплові насоси для опалювання будинків.

До відібраного з відповідного середовища тепла додається додаткова енергія з допомогою насосного компресора, і на виході ми отримуємо температуру (гарячіше води) = 65°C, яка йде на опалювання будинку, гарячий душ, «теплу підлогу». Холодильники та кондиціонери стали настільки надійними, зручними та звичними, що ми навіть не звертаємо увагу на їхню роботу.



Так само звичним для швейцарців є опалення будинків геотермальними тепловими насосами.

Теплові насоси не являють собою якихось чарівних пристроїв, діяльність яких розуміють тільки продавці та установники теплових насосів. Тепловий насос слід розглядати як будь-який інший опалювальний пристрій, що використовується для виробництва тепла, і у відношенні якого діють усі закони, що стосуються енергії.

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕПЛОВИХ ПРОЦЕСІВ ПРИ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛОТИ ВІДХІДНИХ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ГАЗІВ

### 2.1 Використання теплових насосів для утилізації низько потенційного тепла

Тепловий насос це установка для перенесення теплоти від холодного теплоносія до гарячого за рахунок підведення зовнішньої енергії або витрати роботи. Теплові насоси використовуються для вироблення теплоти в системах централізованого і індивідуального опалювання, і гарячого водопостачання. Вони економічніші і безпечніші чим котли на газовому або твердому паливі, тому є хорошою альтернативою для систем індивідуального теплопостачання багатоквартирних житлових будинків і котеджів.

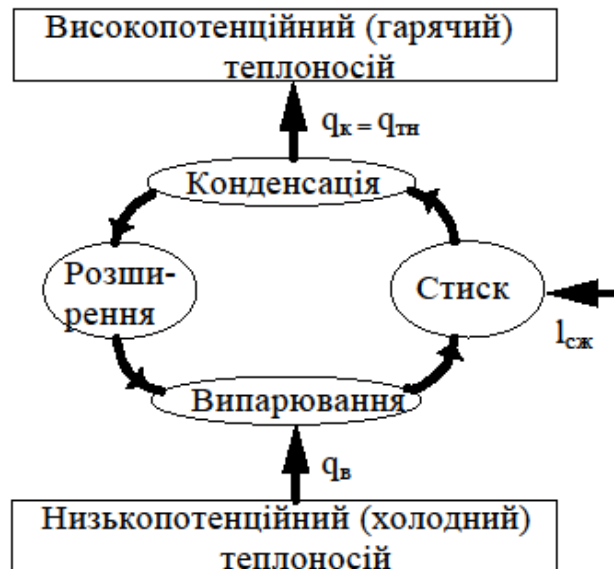
Принцип дії і конструкція теплового насоса ідентичні холодильній машині та установці для кондиціонування повітря (кондиціонеру), в цих пристроях різне лише завдання: холодильники і кондиціонери використовуються для охолодження, а теплові насоси – для нагріву. Через однакову конструкцію побутові кондиціонери часто можуть виконувати функції теплового насоса, в так званому режимі обігріву. Принцип дії теплового насоса заснований на віддачі і поглинанні теплоти робочого агента «хладагента» в циклі при періодичному переході його з одного стану в інший.

Теплові насоси по вигляду робочого агента розділяються на три типи: парокompресійні, абсорбційні і термоелектричні.

У парокompресійних теплових насосах (див. рис. 2.1) використовується теплота випару і конденсації хладагенту, якими зазвичай є фреони.

При вищому тиску температура конденсації (кипіння) підвищується, тому хладагент більше конденсується при вищій температурі, ніж випаровується. Тому тепловий насос дозволяє передавати теплоту від холодного теплоносія до гарячого. При цьому він споживає енергію  $l_{сж}$ , необхідну для стискування хладагента, але ця енергія має бути менше, ніж кількість теплоти  $q_i$ , що отримується гарячим

теплоносієм. Ефективність теплового насоса тим вище, чим більше величина  $q_i$  перевищує роботу  $l_{сж}$ .



$q_u$  – теплота, яку віддає низько потенційний теплоносіє та отримує хладагент при його випарюванні;  $q_k$  – теплота, яку віддає хладагент при його конденсації та яку отримує високо потенційний теплоносіє;  $l_{сж}$  – робота, необхідна для стискування хладагента;  $q_{тн}$  – теплове навантаження теплового насоса

Рисунок 2.1 - Цикл парокompресійного теплового насоса

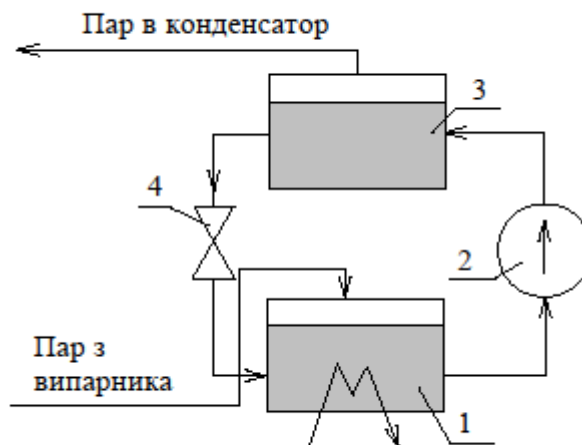
Відношення теплоти, переданої гарячому теплоносію, до роботи, що витрачається на стискування, називається коефіцієнтом перетворення теплоти

$$\mu = \frac{q_u}{l_{сж}} \quad (2.1)$$

Значення  $\mu$  повинно бути більше 1, чим воно вище, тим робота теплового насоса ефективніша. При  $\mu = 1$  робота теплового насоса втрачає сенс, оскільки електроенергію, що витрачається на стискування, можна використовувати для

здобуття теплоти з допомогою набагато дешевших, ніж теплові насоси, електронагрівачі. При  $\mu < 1$  в тепловому насосі енергії витрачається більше, ніж виробляється теплоти.

Компресійні теплові насоси є найпоширенішими. У тепловому насосі абсорбції як робоче тіло використовується суміш хладагента з його розчином в рідині, що має вищу температуру кипіння. На відміну від чистих речовин розчини володіють здатністю абсорбувати пару розчину одного складу рідким розчином іншого складу навіть у тому випадку, коли температура рідини вища за температуру пари. Схема установки абсорбції аналогічна схемі ідеальної парокомпресійної установки, тільки компресор замінений на абсорбційний вузол (див. рис. 2.2).



1 – абсорбер; 2 – насос; 3 – генератор пари; 4 – редукційний вентиль

Рисунок 2.2 - Абсорбційний вузол холодильної установки

Абсорбційний вузол (рис. 2.2) служить для стискування хладагента від тиску на виході з випарника теплонасосної установки  $p_2$  до тиску на вході в конденсатор теплонасосної установки  $p_1$ . У абсорбер поступає суха насичена пара хладагенту, куди подається також розчин хладагенту, що має температуру  $T_1$ . Цей розчин абсорбує хладагент, а теплота абсорбції, що виділяється, відводиться холодним теплоносієм. Концентрація хладагенту в

розчині в процесі абсорбції збільшується, і отже, з абсорбера виходить збагачений розчин. За допомогою насоса, що підвищує тиск збагаченого розчину від  $p_2$  до  $p_1$ , розчин подається в генератор аміачної пари, де за рахунок теплоти, що підводиться до розчину від зовнішнього джерела, відбувається випар розчину. Пара, що виділяється при цьому, практично складається з хладоагента, оскільки парціальний тиск розчинника в газовій фазі при цих температурах нікчемно мало. Збіднений хладоагентом розчин, що виходить з генератора пари, дроселює в редукційному вентилі від тиску  $p_1$  до тиску  $p_2$  і потім поступає в абсорбер, де він збагачується хладоагентом.

Перевага цього способу стискування хладоагента полягає в тому, що для підвищення тиску використовується насос, а не компресор. Витрата роботи на привід насоса нехтує мала в порівнянні з витратою роботи в компресорі. Виграш в роботі, що витрачається на привід компресора, компенсується витратою теплоти в генераторі пари. Ця теплота відводиться потім холодним теплоносієм в абсорбері.

До недоліків насосів абсорбції можна віднести наявність двох теплообмінників (абсорбера і генератора), до яких відповідно необхідно підводити холодний і гарячий теплоносій. Холодильні установки абсорбції доцільно застосовувати у тому випадку, коли може бути використаний відпрацьована пара або інші теплоносії низького температурного потенціалу.

З розвитком компресоробудування холодильні установки абсорбції були витиснені пароконпресійними установками.

Термоелектричні теплові насоси використовують ефект виникнення електричного струму при нагріві спаїв різнорідних металів і зворотний ефект охолодження спаїв при пропусканні через них електричного струму.

Теплові насоси можуть бути використані для наступних цілей:

1. Індивідуально-побутове теплопостачання житлових і суспільних будівель. При цьому холодним теплджерелом є теплота довкілля (в основному водних джерел, землі і, дуже рідко, повітря) і теплота геотермальних джерел. При

використанні теплового насоса економиться електроенергія або паливо, яких споживається менше, ніж при використанні електронагрівачів або водогрійних котлів.

2. Вживання в системах вентиляції для нагріву нового холодного повітря або здобуття води на опалювання за рахунок теплоти теплого повітря, що видаляється з приміщення.

3. Здобуття гарячої води для технічного водопостачання промислових підприємств за рахунок низькопотенційних теплових відходів, наприклад, оборотної системи охолодження компресорів, систем кондиціонування і охолодження устаткування, заміна градирен і інших пристроїв, що охолоджують, на оборотних системах водопостачання підприємств.

4. Підігрівання зворотної води теплових мереж.

5. Використання для вироблення теплоти в системах централізованого теплопостачання з піковим догревом води, що подається, в звичайних котельних.

Використання теплових насосів вигідно:

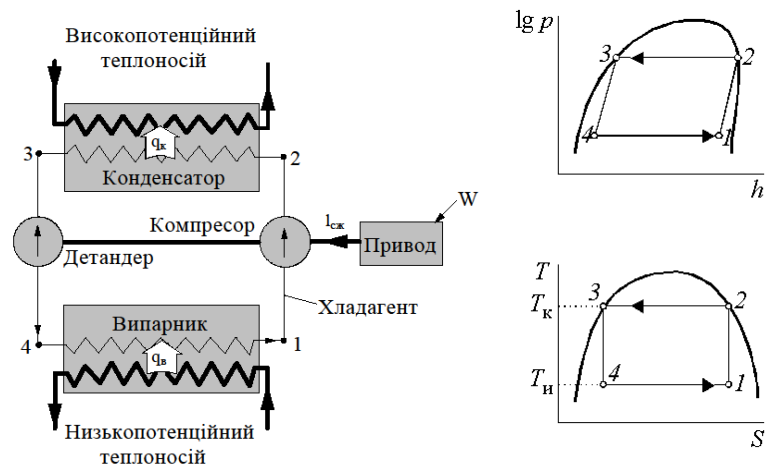
- при незначному підвищенні температурного потенціалу;
- при постійному тепловому навантаженні та температурах теплоносіїв;
- при низькій вартості електроенергії порівняно з паливом.

Основним недоліком теплових насосів є їх висока вартість.

### 2.1.1 Термодинамічні основи роботи парокомпресійного теплового насосу

Для аналізу роботи теплового насоса використовуються  $T, S$  діаграмі (див. рис. 2.3).

Тепловий насос представляє обернену теплову машину. У тепловій машині за рахунок передачі теплоти виробляється робота, в тепловому насосі навпаки, робота витрачається на передачу теплоти. Схема ідеального теплонасосного циклу представлена на рисунку 2.4.

Рисунок 2.3 -  $T, S$ -діаграма

$q_u$  – теплота, яку віддає низько потенційний теплоносій та отримує хладагент при його випарюванні;  $q_k$  – теплота, яку віддає хладагент при його конденсації та яку отримує високо потенційний теплоносій;  $l_{cж}$  – робота, необхідна для стискування хладагента;  $W$  – енергія, підведена до приводу;  $T_u$  ( $t_u$ ) и  $T_k$  ( $t_k$ ) – температури випарювання та конденсації

Рисунок 2.4 - Ідеальний теплонасосний цикл Карно:

У ідеальному теплонасосном циклі Карно здійснюються наступні процеси:

- процес 1-2 – оборотний процес стискування хладагента в компресорі.
- процес 2-3 – ізотермічна конденсація хладагента в конденсаторі і віддача теплоти високопотенційному теплоносію.
- процес 3-4 – оборотний процес розширення хладагента в детандере (пристрої для розширення, зворотному компресору).
- процес 4-1 – ізотермічний випар хладагента у випарнику за рахунок теплоти, відібраної в холодного теплоносія.

У парокompрессионном тепловому насосі (див. рис. 2.5) на відміну від теплонасоного циклу Карно наступні відмінності:

- замість детандера, із-за його високої вартості, використовується дросельний вентиль, процес розширення в якому можна розглядати як необоротний адіабатичний. Дросельним вентилем є клапан у вигляді регульованого сопла або отвору, або нерегульовану капілярну трубку. Використання дроселя замість детандера збільшує втрати, оскільки процес йде не по адіабаті, а по лінії постійної ентальпії. Втрати будуть більші, чим вище різниця температур випару і конденсації.

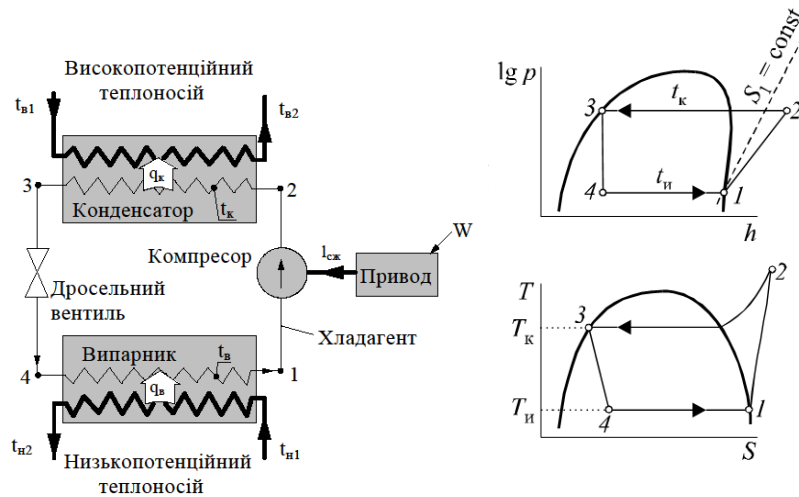
- стискувати технічно можливо лише газ, тому в компресор повинна поступати пара без домішки рідини. Стискування супроводжується втратами енергії і відбувається не адіабатично, а політропно.

У реальному теплонасосном циклі Карно здійснюються наступні процеси:

- процес 1-2 – необоротний політропний процес стискування парів хладагента в компресорі;
- процес 2-3 – ізотермічна конденсація хладагента в конденсаторі і віддача теплоти високопотенційному теплоносію;
- процес 3-4 – необоротний адіабатичний процес розширення хладагента в дросельному вентилі;
- процес 4-1 – ізотермічний випар хладагента у випарнику за рахунок теплоти, відібраної в холодного теплоносія.



Втрати енергії в парокompресійному тепловому насосі унаслідок безповоротності процесів представлені на рисунку 2.6.



$t_{в1}, t_{в2}, t_{н}, t_{н2}$  – температури високопотенційного та низькопотенційного теплоносіїв на вході та виході.

Рисунок 2.5 - Схема і цикл парокompресійного теплового насоса:

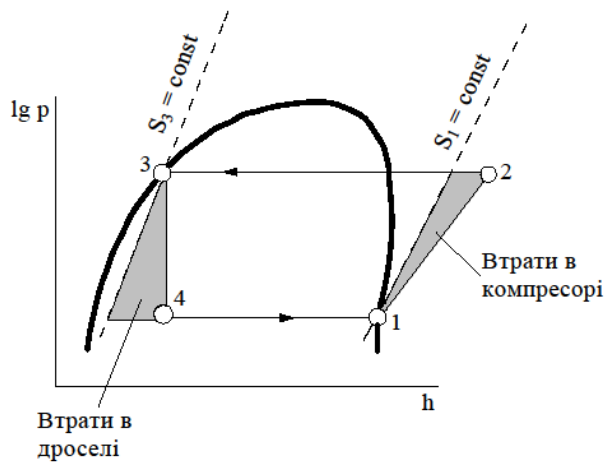


Рисунок 2.6 - Втрати в парокompресійному тепловому насосі унаслідок безповоротності процесів.

У реальних циклах теплових насосів на вхід в компресор повинна подаватися пара без домішки рідини. Тому пара перед компресором має бути декілька перегрітим і крапка 1 повинна знаходитися не на лінії насичення, а правіше за неї.

Втрати тиску через тертя в сполучних трубопроводах між конденсатором і дроселем викликають частковий випар фреону. Якщо на вхід дроселя поступає парорідинна суміш, ефективність його роботи знижується. Тому рідина після конденсатора додатково переохолоджували так, щоб крапка 3 знаходилася не на лінії насичення, а лівіше за неї. Це також покращує роботу теплового насоса, оскільки знижує долю пари, що поступає у випарник, що приводить до меншого витрати фреону в циклі.

### 2.1.2 Вибір хладоагенту

Хладоагент (фреон) – це органічна речовина, що складається з атомів вуглецю С, водню Н, фтору F і бромю Br.

Стандартом допускається декілька позначень хладоагентів: умовне (символічне), торгівельне (марка), хімічне і позначення хімічною формулою.

Умовне позначення хладоагентів є переважним і складається з букви "R" або слова Refrigerant (хладоагент) і комбінації цифр. Наприклад, хладон -11 (Cfcl3) має позначення R11, хладон - 12 (Cf2c12) – R12. Цифри розшифровують залежно від хімічної формули хладоагента. Перша цифра (1) вказує на метановий ряд, наступна цифра (2) відповідає числу атомів фтору в з'єднанні. У тому випадку, коли в похідних метану водень витиснений не повністю, до першої цифри додають кількість атомів водню, що залишилися в з'єднанні, наприклад R22 (CHF<sub>2</sub>Cl).

Для етанового ряду спочатку записують комбінацію цифр - індекс, рівний 11, для пропанового - 21, для бутанового - 31. Для цих похідних до другої цифри додають число атомів водню, якщо вони є, наприклад тріфтортріхлоретан

C2f2c13 - R113. У випадку, якщо у складі з'єднання є бром, в його позначенні з'являється буква "B", за якою слідує число атомів бромю, наприклад R13B1 - трифторбромметан, хімічна формула CF<sub>3</sub>Br. Для позначення ізомерів похідних етану до цифрового індексу додають символи «a», «b», «c». Спосіб цифрового позначення неграничних вуглеводнів і їх галогенопроїзводних аналогічний розглянутому вище, але до цифр, розташованих після букви "R", зліва додають 1 для позначення тисяч (наприклад, R1150).

Для хладагентів на основі циклічних вуглеводнів і їх похідних після букви "R" перед цифровим індексом вставляють букву "C" (наприклад, RC270). Хладагенти неорганічного походження мають номери, відповідні їх відносній молекулярній масі, плюс 700. Наприклад, аміак, хімічна формула якого NH<sub>3</sub>, позначають як R717, воду (H<sub>2</sub>O) - як R718.

Хладагентам органічного походження привласнена серія 600, а номер кожного хладагента усередині цієї серії призначають довільно (наприклад, метиламін має номер 30, отже, його позначення запишеться як R630). Зеотропним, або незеотропним, сумішам привласнена серія 400 з довільним номером для кожного хладагента усередині цієї серії, наприклад R401a.

Хладагенти на основі граничних вуглеводнів, що містять бром, мають подвійне позначення. Це позначення має в своєму складі букву "B", наприклад R13b1, або букву "H", за якою слідує цифри 1 і 3, але далі до них додають ще дві цифри, перша з яких вказує на число атомів хлору, друга - на число атомів бромю. Наприклад, трифторбромметан (CF<sub>3</sub>Br), в якого число атомів хлору дорівнює 0, а атомів бромю - 1, може позначатися або R13B1, або H1301.

В даний час з'явилася тенденція при позначенні хладагентів передувати цифровому індексу не буквою "R" або "H", а аббревіатурою, вказуючою безпосередньо на групу, до якої відносять хладагент залежно від міри дії його на довкілля. Наприклад, пропонуються позначення:

– CFC12 для хладагента R12, що належить до групи CFC (ХФВ), у яку входять хладагенти, шкідливі для довкілля;

– HCFC125 для хладагента R125, що належить до групи HCFC (ГХФВ), що складається з хладагентів, менш шкідливих для довкілля;

– HFC134a для хладагента R134a, що належить до групи HFC (ГФВ), що складається з хладагентів безпечних для довкілля.

Суміші фреонів позначаються таким чином: R12B1/R13B1 (10/90), де після назв фреонів вказується їх співвідношення в масових відсотках.

При виборі хладагента важливим є діапазон його робочих температур. При температурах вище за критичну крапку фреон використовуватися не може. Коефіцієнт перетворення теплоти  $\mu$  теплового насоса визначається властивостями фреону. Чим вище необхідні температури кипіння і випару до критичної крапки, тим коефіцієнт  $\mu$  нижче, але чим температура далі від критичної крапки, тим більше витрата хладагента.

Температура фреонів в тепловому насосі вища, ніж в холодильних установках, тому фреон в тепловому насосі може розкладатися і викликати корозію устаткування. На практиці існують обмеження по робочих температурах: R<sub>11</sub> – 107<sup>0</sup>C; R<sub>114</sub> – 121<sup>0</sup>C; R<sub>113</sub> – 107<sup>0</sup>C; R<sub>22</sub>, R<sub>502</sub> – 135<sup>0</sup>C; R<sub>12</sub> – 121<sup>0</sup>C; R<sub>13</sub> – 150<sup>0</sup>C; R<sub>500</sub> – 121<sup>0</sup>C.

Фреони легше за повітря і володіють високою стійкістю. При витокі з холодильних агрегатів, кондиціонерів і теплових насосів вони піднімаються у верхні шари атмосфери на висоту 15–50 км. і там розкладаються під дією ультрафіолетового випромінювання. Атомарний хлор, що виділяється, взаємодіє з озоном. На не до кінця підтверджену думку деяких фахівців це приводить до руйнування озонового шару Землі. У 1987 р. основними країнами, що виробляють фреони, ухвалив протокол Монреалю, який розділив фреони на наступні групи:

I. Дуже озононебезпечні (R11; R12; R113; R114; R115), виробництво яких намічене скорочувати.

II. Озононебезпечні (R12B1; R13B1; R114B2 и др. озони, що містять бром).

III. Екологічно безпечні фреони (R142, R134; R123и ін.).

По мірі озоноруйнуючої активності озонового шару Землі галоїдопроїзводні вуглеводні розділені на 3 групи (див. табл. 2.1).

Недоліком озонобезпечних фреонів є їх велика вартість (наприклад, вартість кілограма фреону R22 складає \$5, R410a – \$33, R407C – \$30), вищий робочий тиск (відповідно 16, 26 і 18 панів), необхідність вживання для мастила високо гігроскопічних поліефірних масел, а не мінеральних. Більшістю озонобезпечних фреонів є суміш з двох-трьох компонентів. Тому вони характеризуються неізотропною, тобто при розгерметизації спочатку випаровуються легші компоненти і склад і властивості фреону змінюється. Тому навіть в разі незначного витіку, весь хладагент, що залишився, необхідно повністю злити і замінити його новим.

Таблиця 2.1 - Класифікація фреонів по ступеням озоннебезпечності

Група	Характеристика	Фреони
Хлорфторвуглеводи ХФВ (CFC)	Висока озоноруйнуюча активність	R11, R12, R13, R113, R114, R115, R500, R502, R503, R12B1, R13B1
Гідрохлорфторвуглеводи ГХФВ (HCFC)	Низька озоноруйнуюча активність	R21, R22, R141b, R142b, R123, R12
Гідрофторвуглеводи ГФВ (HFC), фторвуглеводи ФВ (FC), вуглеводні (HC)	Озонобезпечні	R134, R134a, R152a, R143a, R125, R32, R23, R218, R116, RC318, R290, R600, R600a, R717 та ін.

Примітка: Фреони R400...R414, R507...R509 з індексами А, В, С є сумішшю з декількох фреонів груп HCFC, HFC і FC

Враховуючи вищу вартість і робочий тиск озонобезопасних фреонів, а також неізотропну багатокомпонентних фреонів, можна зробити вивід, що всі

деталі холодильного контура (компресор, теплообмінники, труби) в ТНУ з озонобезопасними фреонами повинні мати вищу міцність, а отже, і вартість.

### 2.1.3 Методика розрахунку циклу тепло насосної установки

Метою термодинамічного розрахунку є визначення показників ефективності циклу теплового насоса.

Вихідними даними для розрахунку є:

- теплове навантаження  $Q_{\text{TH}}$ , кВт, або витрата низькопотенційного теплоносія  $G_{\text{H}}$ , кг/с;
- температура низькопотенційного теплоносія (відхідних вентиляційних газів) на вході в тепловий насос  $t_{\text{H1}}$ , °С;
- температура низькопотенційного теплоносія (відхідних вентиляційних газів) після теплового насоса  $t_{\text{H2}}$ , °С;
- температура високопотенційного теплоносія (гарячої води) на вході в тепловий насос  $t_{\text{B1}}$ , °С;
- температура гарячої води після теплового насоса  $t_{\text{B2}}$ , °С;
- температура навколишнього середовища  $t_0$ , °С;
- перепади температури на виході з теплообмінників (3...5) °С у випарнику  $\Delta t_{\text{исп}}$  та конденсаторі  $\Delta t_{\text{к}}$ .

Температурні схеми теплообмінників представлені на рисунку 2.8.

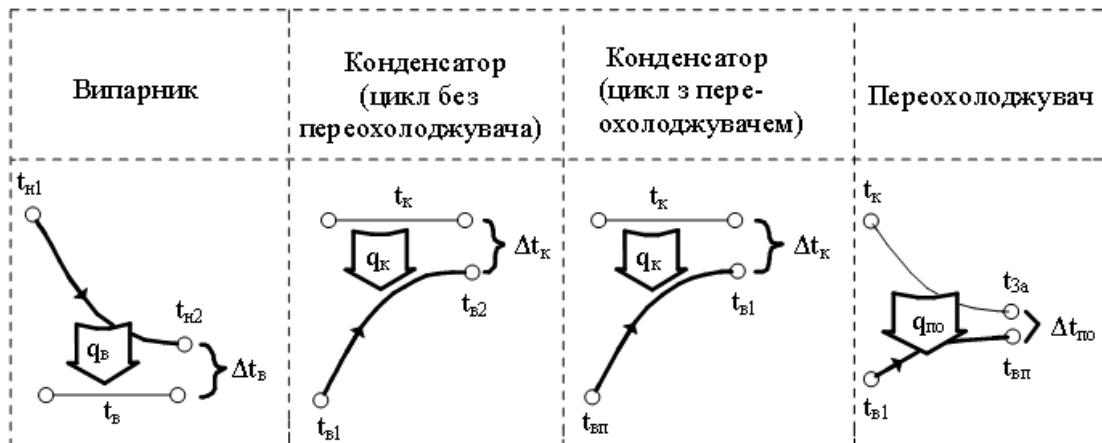


Рисунок 2.8 - Температурні схеми теплообмінників

Вихідні дані для розрахунку парокомпресійного теплового насосу для фреону R502.:

- теплове навантаження  $Q_{\text{тн}} = 3$  кВт;
- температура низькопотенційного теплоносія (відхідних вентиляційних газів) на вході в тепловий насос  $t_{\text{н1}} = 23$  °С;
- температура низькопотенційного теплоносія (відхідних вентиляційних газів) після теплового насоса  $t_{\text{н2}} = 18$  °С;
- температура високо потенційного теплоносія (гарячої води) на вході в тепловий насос  $t_{\text{в1}} = 15$  °С;
- температура гарячої води після теплового насоса  $t_{\text{в2}} = 55$  °С;
- температура навколишнього середовища  $t_0 = -10$  °С;
- перепади температури на виході з теплообмінників: випарника  $\Delta t_{\text{исп}} = 5$ °С, конденсатора  $\Delta t_{\text{к}} = 5$  °С.

У якості хладагенту використовується фреон R502.

Температура випарювання фреону, °С

$$t_{\text{в}} = t_{\text{н2}} - \Delta t_{\text{и}}, \quad (2.2)$$

$$t_B = 18 - 5 = 13.$$

По температурі випарювання  $t_{и} = 13$  °С по  $p, h$ -діаграмі (див. рис. 2.9) визначаються параметри в точці 1 – ентальпія на правій пограничній кривій  $h''$  і тиск  $p_{и}$ :  $h_1 = 351,72$  кДж/кг;  $p_{и} = 8,435$  МПа. Точка 1 відмічається на  $p, h$ -діаграмі.

Температура конденсації фреона, °С

$$t_K = t_{B2} + \Delta t_K, \quad (2.3)$$

$$t_K = 55 + 5 = 60.$$

За температурою конденсації  $t_K$  по  $p, h$ -діаграмі визначаються параметри в точці 3 – ентальпія на лівій пограничній кривій  $h'$  і тиск  $p_K$ :  $h_3 = 275,26$  кДж/кг;  $p_K = 26,022$  МПа. Точка 3 відмічається на  $p, h$ -діаграмі.

На  $p, h$ -діаграмі на перехресті лінії постійної ентропії  $S_1$ , яка проходить через точку 1, та лінії ізобари  $p_K$ , що проходить через точку 3, визначається точка 2а, а потім по діаграмі визначається ентальпія у цій точці:  $h_{2a} = 376,04$  кДж/кг.



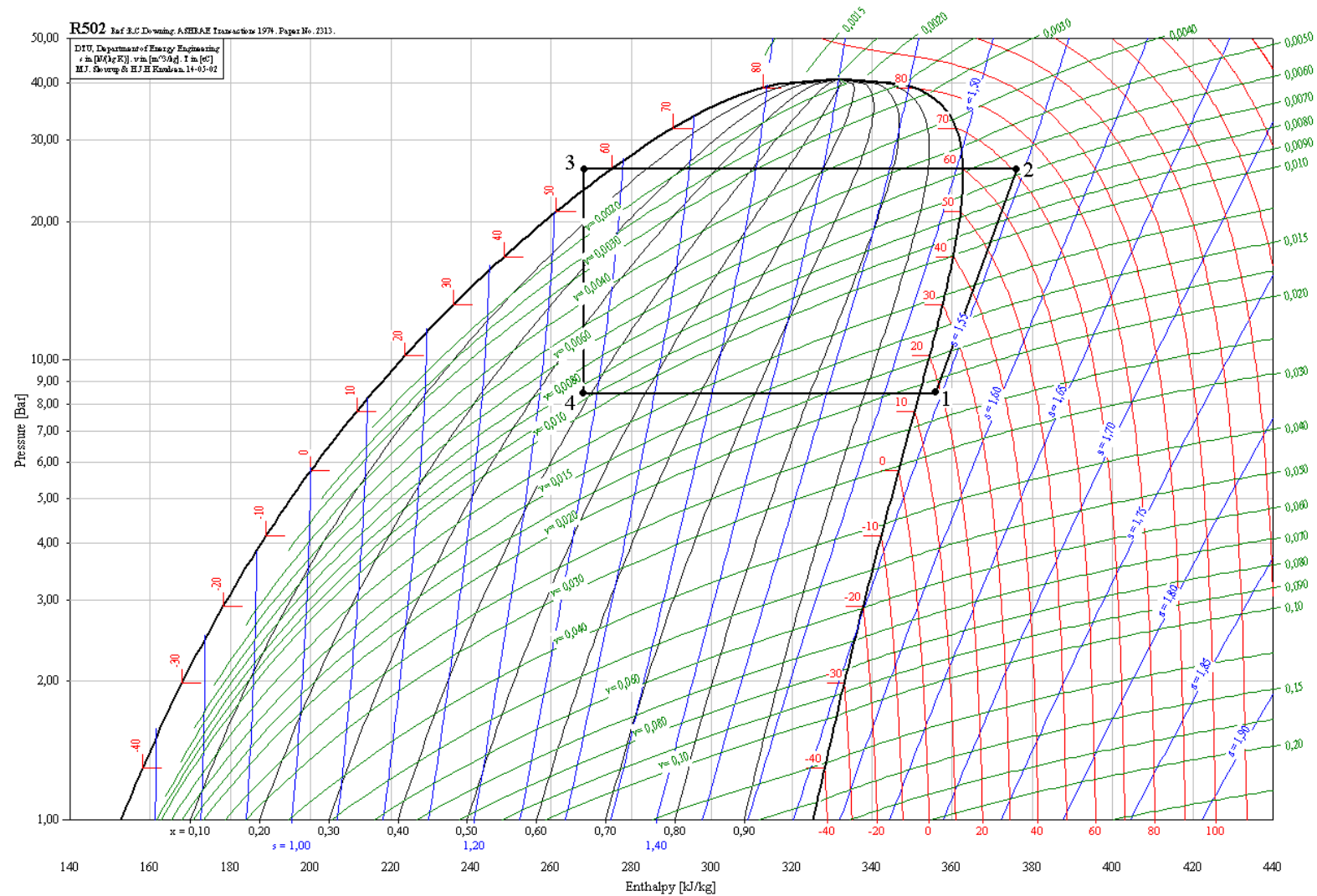


Рисунок 2.9 - Цикл ТНУ для фреону R502

Адіабатний ККД компресора  $\eta_a$

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 + t_0}{273 + t_k}, \quad (2.4)$$

$$\eta_a = 0,98 \frac{273 - 13}{273 + 60} = 0,77.$$

Ентальпія фреона після стискування з урахуванням втрат, кДж/кг

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2a} - h_1}{\eta_a}, \quad (2.5)$$

$$h_2 = 351,72 + \frac{376,04 - 351,72}{0,77} = 362,54.$$

По значенню ентальпії  $h_2 = 362,54$  кДж/кг та тиску  $p_k = 26,022$  МПа на діаграмі відмічається точка 2. Температура у цій точці  $t_2 = 60^\circ\text{C}$ .

По значенню ентальпії  $h_3 = h_4 = 268,10$  кДж/кг та тиску  $p_n = 8,479$  МПа на діаграмі відмічається точка 4.

Питомі теплові навантаження у вузлах теплового насоса, кДж/кг

$$q_n = h_1 - h_4, \quad (2.6)$$

$$q_n = 351,72 - 275,26 = 76,46;$$

$$q_k = h_2 - h_3, \quad (2.7)$$

$$q_k = 362,54 - 275,26 = 87,28;$$

$$l_{сж} = h_2 - h_1, \quad (2.8)$$

$$l_{\text{сж}} = 362,54 - 351,72 = 10,82.$$

Правильність розрахунку визначається перевіркою теплового балансу,  
кДж/кг

$$q_{\text{тн}} = q_{\text{и}} + l_{\text{сж}}, \quad (2.9)$$

$$q_{\text{тн}} = 76,46 + 10,82 = 87,28.$$

Теплове навантаження теплового насоса, кДж/кг

$$q_{\text{тн}} = q_{\text{к}} = 87,28. \quad (2.10)$$

Енергія, яку споживає електродвигун  $W$ , кДж/кг

$$W = \frac{l_{\text{сж}}}{\eta_{\text{э.м}} \eta_{\text{э}}}, \quad (2.11)$$

$$W = 10,82 / (0,95 \cdot 0,8) = 14,24.$$

Показники енергетичної ефективності теплового насоса:

– коефіцієнт перетворення теплоти

$$\mu = \frac{q_{\text{к}}}{l_{\text{сж}}}, \quad (2.12)$$

$$\mu = 87,28 / 10,82 = 8,07;$$

– коефіцієнт перетворення електроенергії

$$\mu_{\text{э}} = \eta_{\text{э.м}} \cdot \eta_{\text{э}} \cdot \mu, \quad (2.13)$$

$$\mu_3 = 0,95 \cdot 0,8 \cdot 8,07 = 6,13;$$

– питома витрата первинної енергії

$$\text{ПЕ} = \frac{1}{\eta_{\text{э.м}} \eta_{\text{э}} \eta_{\text{э.с}} \eta_{\text{пер}}} \cdot \frac{1}{\mu}, \quad (2.14)$$

$$\text{ПЕ} = \frac{1}{0,95 \cdot 0,8 \cdot 0,4 \cdot 0,95} \cdot \frac{1}{8,07} = 0,56.$$

Так як ПЕ < 1, то з енергетичної точки зору опалення з використанням теплового насоса вигідніше, чим при спалюванні природного палива, яке використовується для виробництва електроенергії.

Ступінь підвищення тиску в компресорі

$$\varepsilon = \frac{p_{\text{к}}}{p_{\text{н}}}, \quad (2.15)$$

$$\varepsilon = 26,022 / 8,435 = 3,085.$$

Виконується ексергетичний розрахунок схеми:

– середня логарифмічна температура холодного теплоносія, К

$$T_{\text{ср. н}} = \frac{t_{\text{н1}} - t_{\text{н2}}}{\ln \frac{t_{\text{н1}} + 273}{t_{\text{н2}} + 273}}, \quad (2.16)$$

$$T_{\text{ср. н}} = \frac{23 - 18}{\ln \frac{23 + 273}{18 + 273}} = 293,493.$$

– ексергетична температура низько потенційного теплоносія

$$\tau_{\text{н}} = \frac{T_{\text{ср. н}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{ср. н}}}, \quad (2.17)$$

$$\tau_H = \frac{273 - (-10 + 273)}{273} = 0,1039;$$

– ексергія  $e_H$ , віддана низькопотенційним теплоносієм у випарнику,  
кДж/кг

$$e_H = \tau_H q_H, \quad (2.18)$$

$$e_H = 0,1039 \cdot 76,46 = 7,94;$$

– середня логарифмічна температура гарячого теплоносія, К

$$T_{\text{ср. в}} = \frac{t_{B2} - t_{B1}}{\ln \frac{t_{B2} + 273}{t_{B1} + 273}}, \quad (2.19)$$

$$T_{\text{ср. в}} = \frac{55 - 15}{\ln \frac{55 + 273}{15 + 273}} = 307,567 .$$

– ексергетична температура високо потенційного теплоносія

$$\tau_B = \frac{T_{\text{ср. в}} - (t_0 + 273)}{T_{\text{ср. в}}}, \quad (2.20)$$

$$\tau_B = \frac{307,567 - (10 + 273)}{307,567} = 0,1449;$$

– ексергія  $e_B$ , отримана високо потенційним теплоносієм у конденсаторі,  
кДж/кг

$$e_B = \tau_B \cdot q_{\text{ТН}}, \quad (2.21)$$

$$e_B = 0,1449 \cdot 87,28 = 12,64.$$

– ексергія електроенергії, яку споживає електродвигун, кДж/кг

$$e_3 = W = \frac{l_{сж}}{\eta_{э.м} \eta_3}, \quad (2.22)$$

$$e_3 = \frac{10,82}{0,95 \cdot 0,8} = 14,24;$$

– ексергетичний ККД  $\eta_3$  теплового насоса

$$\eta_3 = \frac{e_{ВЫХ}}{e_{ВХ}} = \frac{e_B}{e_H + e_3}, \quad (2.23)$$

$$\eta_3 = \frac{12,64}{7,94 + 14,24} = 0,57.$$

Показники енергетичної ефективності зводяться до таблиці 2.2.

Теплове навантаження теплонасосної установки, Вт

$$Q_{ТН} = C_p \cdot (t_{H1} - t_{H2}) \cdot V \cdot (q_H - q_{ТН}), \quad (2.24)$$

$$Q_{ТН} = 1,299 \cdot (23 - 18) \cdot 0,3 \cdot (87,28 / 76,46) = 2,22.$$

Масові витрати хладагенту  $G_{ха}$ , кг/с

$$G_{ха} = Q_{ТН} / q_{ТН}, \quad (2.25)$$

$$G_{ха} = 2,22 / 87,28 = 0,02548.$$

Повне навантаження вузлів теплового насоса, кВт

– у компресорі

$$N = W \cdot G_{ха}, \quad (2.26)$$

$$N = 14,24 \cdot 0,02548 = 0,3628;$$

– у випарнику

$$Q_{\text{н}} = q_{\text{н}} \cdot G_{\text{ха}}, \quad (2.27)$$

$$Q_{\text{н}} = 76,46 \cdot 0,02548 = 1,9495;$$

– у конденсаторі

$$Q_{\text{к}} = q_{\text{к}} \cdot G_{\text{ха}}, \quad (2.28)$$

$$Q_{\text{к}} = 87,28 \cdot 0,02548 = 2,2242;$$

– у переохолоджувачі

$$Q_{\text{по}} = q_{\text{по}} \cdot G_{\text{ха}}, \quad (2.29)$$

$$Q_{\text{по}} = 5 \cdot 0,02548 = 0,1274.$$

Питомі ексергетичні втрати у компресорі:

– зовнішні ексергетичні втрати у компресорі та електродвигуні, викликані механічним тертям, кДж/кг

$$\Delta e_{\text{км}}^{\text{зовн}} = (W - l_{\text{сж}}), \quad (2.30)$$

$$\Delta e_{\text{км}}^{\text{зовн}} = 14,24 - 10,82 = 3,42;$$

– внутрішні ексергетичні втрати у компресорі, викликані незворотнім процесом стискування хладагента (ентропія визначається по  $p, h$ -діаграмі), кДж/кг

$$\Delta e_{\text{км}}^{\text{внутр}} = T_0(S_2 - S_{1a}), \quad (2.31)$$

$$\Delta e_{\text{км}}^{\text{внутр}} = 263 \cdot (1,506 - 1,504) = 0,526.$$

Ексергетичні втрати у теплообмінниках визначаються за різницею ексергії хладагента, яка визначається за формулою  $\Delta h - T_0\Delta S$ , та ексергії, підведеної або відібраної у теплоносія, яка дорівнює  $\tau q$ . Таким чином, визначивши ентропію по  $p, h$ -діаграмі, отримуємо

– ексергетичні втрати у випарнику, кДж/кг

$$\Delta e_{\text{и}} = e_{\text{и}} - [q_{\text{и}} - T_0(S_1 - S_4)], \quad (2.32)$$

$$\Delta e_{\text{и}} = 7,94 - [76,46 - 263 \cdot (1,5310 - 1,2380)] = 8,54;$$

– ексергетичні втрати у конденсаторі, кДж/кг

$$\Delta e_{\text{к}} = [q_{\text{к}} - T_0(S_2 - S_3)] - e_{\text{в}}, \quad (2.33)$$

$$\Delta e_{\text{к}} = [87,28 - 263 \cdot (1,506 - 1,242)] - 12,64 = 5,20.$$

Ентальпія фреона при дроселюванні не змінюється, та ексергетичні втрати у дроселі, кДж/кг

$$\Delta e_{\text{д}} = T_0(S_4 - S_{36}), \quad (2.34)$$

$$\Delta e_{\text{д}} = 263 \cdot (1,2380 - 1,221) = 4,471.$$

Сума ексергетичних втрат у тепловому насосі, кДж/кг

$$\Sigma \Delta e = \Delta e_{\text{кМ}}^{\text{внеш}} + \Delta e_{\text{кМ}}^{\text{внутр}} + \Delta e_{\text{и}} + \Delta e_{\text{к}} + \Delta e_{\text{по}} + \Delta e_{\text{д}}, \quad (2.35)$$

$$\Sigma \Delta e = 3,42 + 0,526 + 8,54 + 12,64 + 5,20 = 22,16.$$

Перевірка розрахунку виробляється по рівності отриманих ексергетичних втрат та різниці ексергії на вході та виході теплового насоса, кДж/кг



$$\Sigma \Delta e = (e_H + e_3) - (e_B), \quad (2.36)$$

$$\Sigma \Delta e = (7,94 + 14,24) - (12,64) = 9,53.$$

Отримані числові значення для фреону R502 заносяться до таблиці 2.2.

Відмінність ексергетичних втрат (22,16 та 9,53 кДж/кг або 0,6 %) обумовлено неточністю визначення ентропії по  $p, h$ -діаграмі.

Найбільші ексергетичні втрати відбуваються в компресорі із-за безповоротності процесу стискування і в конденсаторі із-за безповоротності процесу теплообміну. Тому для підвищення ексергетичського ККД необхідно наближатися до ізотермічних умов стискування (тобто інтенсивно охолоджувати фреон в компресорі) і знижувати різницю температур в конденсаторі (збільшувати його поверхню теплообміну).

Аналогічно виконуються розрахунки та будуються цикли теплового насосу для фреонів R600 та R152a. Дані заносяться до таблиці 2.2.

Загальні отримані дані від розрахунку трьох фреонів занесені до таблиці 2.2. У таблиці показано порівняння показників енергетичної ефективності і видно, що найкращим для використання у тепловій установці є фреон R502.

Таблиця 2.2 – Показники енергетичної ефективності фреонів

Найменування фреонів	R600	R152a	R502
Питоме теплове навантаження теплового насосу $q_{\text{тн}}$ , кДж/кг	320,23	271,14	87,28
Питома енергія, яку споживає електродвигун $W$ , кДж/кг	70,22	66,67	14,24
Ступінь стиску в компресорі $\epsilon$	3,836	3,662	3,085
Коефіцієнт перетворення теплоти $\mu$	5,76	5,14	8,07
Коефіцієнт перетворення електроенергії $\mu_e$	4,38	3,91	6,13
Питомі витрати первинної енергії ПЕ	0,79	0,89	0,56
Ексергетичний ККД $\eta_e$	0,47	0,43	0,54

Таким чином найкращий варіант буде з найбільшим  $\mu$ . Для варіантів з близьким  $\mu$  найкращим буде той, що забезпечує найменшу ступінь стиску  $\epsilon$  і найбільший ексергетичний ККД  $\eta_e$  та питоме теплове навантаження  $q_{тн}$ .

## 2.2 Залежність масової витрати хладагенту від зміни витрати відхідних вентиляційних газів

Протягом дня витрата вентиляційних газів може змінюватись і це може впливати на масову витрату хладагенту. Тому були проведені розрахунки для фреонів R600, R152a та R502 для визначення та порівняння залежності витрати хладагенту від витрати відхідних вентиляційних газів.

Результати розрахунків занесені у таблиці 2.3. Для більш детального сприйняття, на основі табличних даних побудований рисунок 2.10.

Таблиця 2.3 - Залежність масової витрати фреону від зміни витрати відхідних вентиляційних газів

Фреон R502						
Витрата низькопотенційного теплоносія, кг/с	V	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1
Теплове навантаження, кВт	$Q_{тн}$	3,2475	2,5980	1,9485	1,2990	0,6495
Теплове навантаження теплонасосної установки, Вт	$Q_{тн}$	3,6677	2,9342	2,2006	1,4671	0,7335
Масова витрата хладагента, кг/с	$G_{ха}$	0,0388	0,0311	0,0233	0,0155	0,0078
Фреон R600						
Теплове навантаження, кВт	$Q_{тн}$	3,2475	2,5980	1,9485	1,2990	0,6495
Теплове навантаження	$Q_{тн}$	3,8970	3,1176	2,3382	1,5588	0,7794

теплонасосной установки, Вт						
Масова витрата хладагента, кг/с	$G_{ха}$	0,0122	0,0097	0,0073	0,0049	0,0024
Фреон R152a						
Теплове навантаження, кВт	$Q_{тн}$	3,2475	2,598	1,9485	1,299	0,6495
Теплове навантаження теплонасосной установки, Вт	$Q_{тн}$	3,9939	3,1951	2,3963	1,5975	0,7988
Масова витрата хладагента, кг/с	$G_{ха}$	0,0147	0,0118	0,0088	0,0059	0,0029

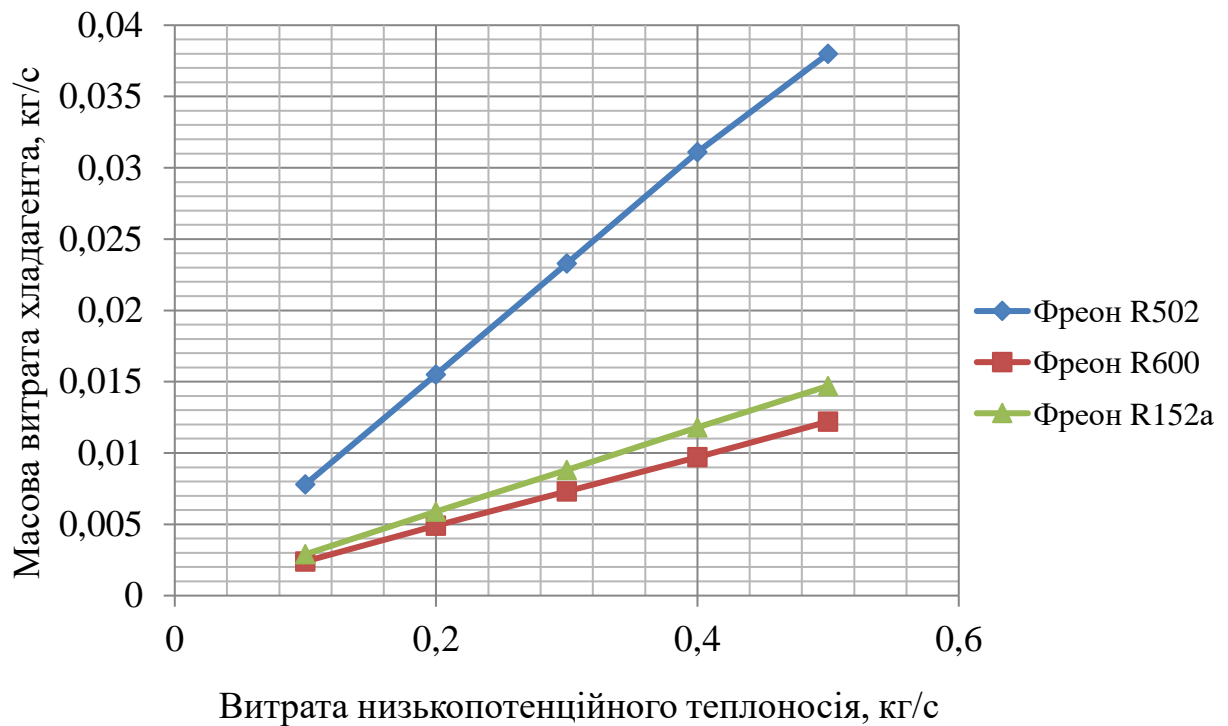


Рисунок 2.10 - Залежність масової витрати фреонів R502, R600 та R152a від зміни витрати відхідних вентиляційних газів

На рисунку 2.10 видно, що при збільшенні витрати відхідних вентиляційних газів, відбувається збільшення витрати хладагенту.

### 2.3 Залежність масової витрати хладагенту від зміни температури відхідних вентиляційних газів

Протягом дня температура відхідних вентиляційних газів може змінюватись і це може впливати на масову витрату хладагенту. Тому були проведені розрахунки для фреонів R600, R152a та R502 для визначення та порівняння залежності витрати хладагенту від температури відхідних вентиляційних газів.

Результати розрахунків занесені у таблиці 2.4. Для більш детального сприйняття, на основі табличних даних побудований рисунок 2.11.

Таблиця 2.4 - Залежність масової витрати фреонів від зміни температури відхідних вентиляційних газів

Фреон R502						
Температура низькопотенційного теплоносія	$t_{\text{ух}}_{\text{вент}}$	23	22	21	20	19
Теплове навантаження, кВт	$Q_{\text{тн}}$	1,9485	1,5588	1,1691	0,7794	0,3897
Теплове навантаження теплонасосной установки, Вт	$Q_{\text{тн}}$	2,2006	1,7605	1,3204	0,8803	0,4401
Масова витрата хладагента, кг/с	$G_{\text{ха}}$	0,0233	0,0186	0,0140	0,0093	0,0047
Фреон R600						
Теплове навантаження, кВт	$Q_{\text{тн}}$	1,9485	1,5588	1,1691	0,7794	0,3897
Теплове навантаження теплонасосной установки, Вт	$Q_{\text{тн}}$	2,3382	1,8705	1,4029	0,9353	0,4676

Масова витрата хладагента, кг/с	$G_{ха}$	0,0073	0,0058	0,0044	0,0029	0,0015
Фреон R152a						
Теплове навантаження, кВт	$Q_{тн}$	1,9485	1,5588	1,1691	0,7794	0,3897
Теплове навантаження теплонасосної установки, Вт	$Q_{тн}$	2,3963	1,9171	1,4378	0,9585	0,4793
Масова витрата хладагента, кг/с	$G_{ха}$	0,0088	0,0071	0,0053	0,0035	0,0018

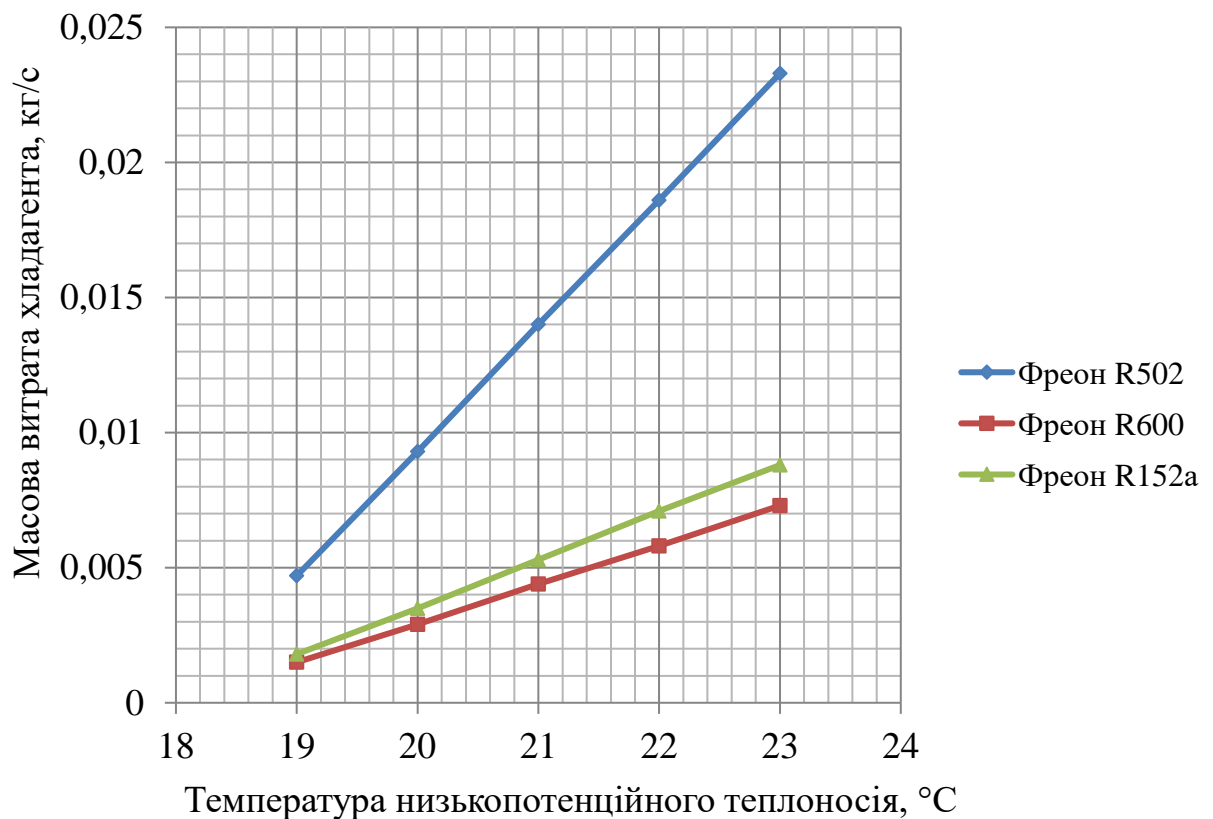


Рисунок 2.11 - Залежність масової витрати фреонів R502, R600 та R152a від зміни температури відхідних вентиляційних газів

На рисунку 2.11 видно, що при збільшенні температури відхідних вентиляційних газів, відбувається збільшення витрати хладагенту.

## 2.4 Вибір матриці планування та формування залежностей

При виборі плану експерименту беруть до уваги вид змінних чинників, технічні можливості реалізації дослідів і інші умови. При вивченні теплових процесів мають місце лінійні, неповні квадратичні або квадратичні залежності, знаходження яких зв'язане із застосуванням повнофакторного експерименту (ПФЕ). При проведенні ПФЕ планування здійснюється на двох рівнях – верхньому (+1) і нижньому (-1). Число дослідів  $N$  залежить від числа чинників  $k$  і визначається по формулі  $N = 2^k$ . Так, для двох чинників  $N = 2^2 = 4$ , для трьох  $N = 2^3 = 8$ , для чотирьох  $N = 2^4 = 16$  і так далі.

У матриці планування кожен рядок відноситься до одного з експериментів, у вертикальних стовпцях вказують номер експерименту, вид і рівень кодованих змінних ( $x_i$ ), а також результати спостережень – значення  $y$ .

Здобуття вихідної інформації для статистичної обробки здійснюється при експериментах, що проводяться на лабораторних, рідше на промислових установках. Розрізняють пасивні і активні експерименти. До пасивних експериментів відносяться такі, які виконуються без залучення спеціальних математичних методів планування. До пасивних відносяться також експерименти, що проводяться в умовах, коли немає можливості направленою варіювання змінними, а здійснюється фіксація їх поточних знань.

Активний експеримент проводять при значеннях параметрів процесу, вибраних відповідно до певного, заздалегідь сформульованого плану. Дані, що характеризують умови проведення експериментів і отримані результати, зводять в таблицю, аналогічну матриці планування.

За основу побудови та розрахунку матриці планування, вибрані залежності ексергетичного ККД від температури навколишнього середовища, температури відхідних вентиляційних газів та витрати відхідних вентиляційних газів. Результати експериментів, виконаних згідно матриці планування, занесені до таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 - Матриця математичного планування

Точки плану	Фактори			Вихідні параметри	Розрахунки						
	x1(t ух газ)	x2 (t н.с.)	x3 (V)	$\eta_e$	$y^*x_1$	$y^*x_2$	$y^*x_3$	$y^*x_1*x_2$	$y^*x_1*x_3$	$y^*x_2*x_3$	$y_u - \hat{y}$
1	1	1	1	0,437892	0,43789	0,437892	0,43789	0,43789	0,43789	0,43789	0,0009
2	1	-1	1	0,59693	0,59693	-0,59693	0,59693	-0,5969	0,59693	-0,5969	0,01665
3	-1	1	1	0,45237	-0,4524	0,45237	0,45237	-0,4524	-0,4524	0,45237	0,00024
4	-1	-1	1	0,610576	-0,6106	-0,61058	0,61058	0,61058	-0,6106	-0,6106	0,02036
5	1	1	-1	0,437892	0,43789	0,437892	-0,4379	0,43789	-0,4379	-0,4379	0,0009
6	1	-1	-1	0,59693	0,59693	-0,59693	-0,5969	-0,5969	-0,5969	0,59693	0,01665
7	-1	1	-1	0,610576	-0,6106	0,610576	-0,6106	-0,6106	0,61058	-0,6106	0,02036
8	-1	-1	-1	0,437892	-0,6106	-0,43789	-0,4379	0,43789	0,43789	0,43789	0,0009
СУМА				3,743167	-0,2145	-0,3036	0,01448	-0,3326	-0,0145	-0,3309	10,7274

Результати експериментів, виконаних згідно матриці планування, дозволяють отримати регресійну залежність між параметрами оптимізації і змінними чинниками у вигляді полінома першого або другого порядку

$$y = b_0 + \sum_{i=1}^n b_i x_i, \quad (2.37)$$

$$y = b_0 + \sum b_i x_i + \sum_{i < j} b_{ij} x_{ix_j} + \sum_{i=1}^n b_{ii} x_i^2. \quad (2.38)$$

Ці рівняння називаються рівняннями регресії, в яких  $b_i$ ,  $b_{ij}$  і  $b_{ii}$  – коефіцієнти регресії.

Статистична обробка результатів експериментів і формування математичної моделі включає знаходження коефіцієнтів в рівнянні регресії, перевірку їх значущості і адекватності моделі.

Вільний член рівняння

$$b_0 = \sum_{i=1}^N y_u / N, \quad (2.39)$$

де  $N$ —число дослідів;

$y_u$  – значення вихідного параметра в  $u$ -м експерименті.

$$b_0 = 0,437892 / 8 = 0,467896.$$

Коефіцієнти для лінійних членів рівнянь

$$b_1 = \sum_1^{N=8} x_{iu} y_u / N, \quad (2.40)$$

де  $x_{iu}$  – значення і-го чинника в рядку матриці в  $u$ -м експерименті.

$$b_1 = -0,21445 / 8 = -0,02681.$$

Аналогічно проводимо розрахунок для інших коефіцієнтів та заносимо їх до таблиці 2.6.

Коефіцієнти парних взаємодій

$$b_{12} = \sum_1^{N=8} x_{iu} x_{ju} y_u / N, \quad (2.41)$$

де  $x_{ju}$  – значення  $j$ -го чинника в  $u$ -м експерименті.

$$b_{12} = -0,3036 / 8 = -0,01897$$

Аналогічно проводимо розрахунок для інших коефіцієнтів та заносимо їх до таблиці 2.6.

Враховуючи ймовірнісний характер регресійних рівнянь, слід провести їх статистичний аналіз, основною метою якого є оцінка значущості коефіцієнтів рівнянь і перевірка адекватності рівнянь

Покажемо, як оцінити значущість коефіцієнтів по  $t$ -критерію Ст'юдента. Для цього необхідно визначити:

середньоарифметичне значення  $\bar{y}_1$



$$\bar{y} = \sum_1^{N=8} \frac{y_u}{N}, \quad (2.42)$$

$$\bar{y} = \frac{3,7431}{8} = 0.4678;$$

дисперсію відтворюваності для у

$$S_y^2 = \sum_1^{N=8} \frac{(y_u - \bar{y})^2}{N}, \quad (2.43)$$

$$S_y^2 = \frac{10,7274}{8} = 0,00962;$$

середньоквадратичне відхилення для у

$$S_y = \sqrt{S_y^2}, \quad (2.44)$$

$$S_y = \sqrt{0,00962^2} = 0,0980794;$$

середньоквадратичну помилку

$$S_{b0}^2 = S_{bi}^2 = S_{bij}^2 = S_y^2 / \sqrt{N}, \quad (2.45)$$

$$S_{b0}^2 = 0,00962 / \sqrt{8} = 0,0346763;$$

розрахункове значення t - критерію Ст'юдента

$$t_{p(b_0)} = \frac{|b_0|}{S_{(b_0)}}, \quad (2.46)$$

$$t_{p(b_0)} = \frac{|0,467896|}{0,0346763} = 13.49.$$

Аналогічно проводимо розрахунок для інших коефіцієнтів та заносимо їх до таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 - Розрахункові значення t-критерія Ст'юдента

$t_{p(b_0)}=$	13,49325	$t_{p(b_{12})}=$	1,19878
$t_{p(b_1)}=$	0,773058	$t_{p(b_{13})}=$	0,05219
$t_{p(b_2)}=$	1,0944	$t_{p(b_{23})}=$	1,19278
$t_{p(b_3)}=$	0,05219		

Визначаємо табличний критерій Ст'юдента при довірчій ймовірності 0,9 та числу ступенів свободи  $f_y = 8$ , тоді отримаємо  $t_T = 1,86$ .

Порівнюємо розрахункові значення  $t$ -критерію Ст'юдента з табличним. Якщо  $t_p < t_T = 1,86$ , то коефіцієнт значимий, якщо менше то виключаємо з рівняння.

Отже, запишемо рівняння регресії для  $y_1$ , яке має такий вигляд :

$$y = b_0 + b_1 \cdot x_1$$

Визначаємо дисперсію адекватності

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{u=1}^{N=8} (y_u - \hat{y}_u)^2}{N - m}, \quad (2.47)$$

$$S_{ad}^2 = \frac{0,00090021}{7} = 0,01099379 .$$

Розрахункова інформація при визначенні  $S_{ad}^2$  може бути зведена в таблицю 2.7.

Таблиця 2.7 - Розрахункові дані для визначення  $S_{ad}^2$

Точки плану	$\hat{y}_u$	$y_u$	$\hat{y}_u - y_u$	$(\hat{y}_u - y_u)^2$
1	0,46789585	0,4379	0,030003542	0,00090021
2	0,46789585	0,5969	-0,12903397	0,01664977
3	0,46789585	0,4524	0,015525549	0,00024104
4	0,46789585	0,6106	-0,14268027	0,02035766
5	0,46789585	0,4379	0,030003542	0,00090021
6	0,46789585	0,5969	-0,12903397	0,01664977
7	0,46789585	0,6106	-0,14268027	0,02035766
8	0,46789585	0,437892	0,030003542	0,00090021
$\Sigma=$	3,74316681	4,181059	-0,43789231	0,0769565

Табличне значення критерію Фішера знаходимо по прийнятій довірчій ймовірності та числу ступенів свободи  $f_{ad}$

$$f_{ad} = N - m = 8 - 1 = 7 . \quad (2.48)$$

Порівнюємо табличне значення критерію Фішера  $F_T$  з розрахунковим і робимо висновок, чи є рівняння адекватним.

Для оцінки однорідності дисперсій застосовують F – критерій Фішера. Розрахункові значення критерію визначають по формулах:

$$\text{при } S_{2ad}^2 > S_{(y)}^2 \quad F_p = S_{2ad}^2 / S_{(y)}^2 , \quad (2.49)$$

$$F_p = 0,01099379/0,00962 = 1,1428,$$

де  $S^2(y)$  – дисперсія відтворюваності вихідного параметра.

Табличні значення критерію Фішера  $F_T$  знаходять по прийнятій довірчій ймовірності і числу ступенів свободи  $f_{ад}$ .  $F_T = 4,56$ .

Рівняння вважається адекватним для прийнятого рівня довірчої ймовірності, якщо  $F_p < F_t$ .

За допомогою рівняння регресії  $y = b_0 + b_1 \cdot x_1$ , задаючись за основу параметром відхідних вентиляційних газів  $x_2$ , знаходяться залежності температур відхідних вентиляційних газів від температури навколишнього середовища та витрати вентиляційних газів. Дані заносяться до таблиці 2.8.

Таблиця 2.8– Залежності температур відхідних вентиляційних газів від температури навколишнього середовища та витрати вентиляційних газів

$x_2$ ( $t_{ух\ газ}$ )	18	19	20	21	22	23
y	18,5	19,468	19,637	21,43	22,468	22,517

## 3 ОХОРОНА ПРАЦІ

### 3.1 Характеристика небезпечних факторів

Дослідження можливості використання відхідних вентиляційних газів у якості низько потенційного джерела енергії для гарячого водопостачання та вибір необхідного устаткування відбувається у 15-поверховій будівлі, що знаходяться за адресою по вул. Перемоги, 52а. На основі розрахунків було прийнято рішення встановити теплонасосну установку на технічному поверсі під дахом будівлі.

Робота на висоті передбачає знаходження обслуговуючого персоналу на технічному поверсі під дахом 15-поверхового будинку для обслуговування та ремонту тепло-насосної установки. Роботи на висоті відносяться до робіт з підвищеною небезпекою.

Теплонасосна установка споживає електроенергію від мережі, внаслідок цього може відбутися коротке замикання, яке може спричинити пожежу. При зіткненні з полум'ям і гарячими поверхнями компоненти фреону розкладаються з утворенням високотоксичних продуктів.

При заміні або частковому дозаправленні хладагенту у резервуарі, може відбутися його витік у навколишнє середовище. Фреоном дихати не можна, оскільки цей газ розчиняє тканини легенів, роблячи в них діри, з'являється задишка, астма.

Установка може спричиняти незначний шум та вібрацію, що може негативно вплинути на самопочуття та нервовий стан мешканців будинку.

При експлуатації всіх видів електроустаткування необхідно стежити, щоб воно не знаходилося в атмосфері сильної вологості, пилу і газів. Волога і пил можуть проникнути в оболонку електроустаткування і стати причиною короткого замикання.

### 3.2 Заходи з поліпшення умов праці

При проведенні робіт по експлуатації тепло-насосної установки повинні бути вжиті заходи, що запобігають падінню працюючих з висоти. Місце роботи повинно бути огорожене.

Вхід стороннім особам до технічного поверху та горища будинку забороняється, про що має бути вивішена попереджувальний напис у вхідних дверей і заборонний знак безпеки.

Виконання монтажних та експлуатаційних робіт особами, не пов'язаними з обслуговуванням холодильної установки і експлуатацією приміщення (ремонт приміщення, теплоізоляція, фарбування устаткування і труб і ін.), повинно вироблятися після відповідного інструктажу і під спостереженням особи, відповідальної за експлуатацію холодильної установки (або особи, яка її замінює).

Для фреонових установок необхідно застосовувати лише спеціальну арматуру, яка повинна мати пристосування, що роз'єднує у відкритому стані сальникову камеру каналів протоки хладону.

Холодильна установки має бути оснащена справними приладами автоматичного захисту, що зупиняють компресор або блокують його пуск досягши контрольованих параметрів, передбачених заводом-виготівником або проектом (тиск нагнітання і всмоктування, в системі мастила і ін.), гранично допустимих значень.

Куріння і користування відкритим полум'ям в машинних відділеннях (а також в інших приміщеннях, де встановлено холодильне устаткування) забороняється.

Для виявлення місця витіку хладону дозволяється користуватися галлоїдними і іншими течіє-шукачами, мильною піною, полімерними індикаторами герметичності. Наявність слідів масла в роз'ємних з'єднаннях, бульбашок при обмилюванні зварних з'єднань, зміну кольору полум'ю вказують на витік хладону.

При витоку хладагента під час монтажу або сервісних робіт необхідно добре провітрити приміщення.

На робочих місцях вміст в повітрі пилу не повинен перевищувати ГДК. Вентиляційна система повинна забезпечити евакуацію пилу з приміщення і доведення якості повітря до норми. Для індивідуального захисту від пилу застосовують респіратори.

Допустимі параметри шуму у виробничих умовах визначаються ГОСТ 12.1.003—76, а шумові характеристики устаткування і робочих місць – ГОСТ 12.1.024—81, 12.1.025—81, 12.1.026—80, 12.1.027—80, 12.1.028—80.

Зона з рівнем звуку більше 85 дБ має бути позначена знаками безпеки; у таких зонах можна працювати лише в засобах індивідуального захисту по ГОСТ 12.4.051—78. Інтенсивність поширення шуму по повітрю можна зменшити установкою на його дорозі звукоізолюючих перешкод (стенів, перегородок, кожухів і т. д.). Акустична обробка приміщень (пристрій звукопоглинальних облицювань стенів, стелі, підлоги або розміщення в нім штучних звукопоглиначів) дозволяє істотно зменшити енергію відбитих хвиль і рівень шуму на робочому місці.

### 3.3 Мікроклімат приміщення

В залежності від пори року, на горіщі може бути підвищена температура (+25 і більше) або понижена (-5 і нижче).

Несприятливі погодні умови у вигляді дощу та блискавок можуть викликати збій роботи обладнання та нанести негативні наслідки робітнику.

При роботах на відкритому повітрі під час інтенсивного прямого опромінення голови може статися сонячний удар, що супроводжується головним болем, розладом зору, блювотою, судомами, але температура тіла залишається нормальною. Вплив інфрачервоного випромінювання на організм людини викликає як загальні, так і місцеві реакції. Місцева реакція сильніше при опроміненні довгохвильової, тому при одній і тій же інтенсивності

опромінення час переносимості коротше, ніж при короткохвильової. За рахунок великої глибини проникнення в тканини їла короткохвильовий ділянку спектра інфрачервоної реакції має більш вираженим загальним дією на організм людини. Під впливом інфрачервоного вивчення в організмі людини виникають біохімічні зрушення і зміни функціонального стану центральної нервової системи, секреторна діяльність шлунка, підшлункової та слинних залоз. Холодовий дискомфорт (конвекційний і радіаційний) викликає в організмі людини терморегуляторні зрушення, спрямовані на обмеження і збільшення теплоутворення. Зменшення організму відбувається за рахунок звуження судин в периферичних тканинах.

Оптимальні комфортні параметри повітря, що задовольняють санітарно-гігієнічним вимогам, регламентовані в БНіП Ш-А, 10-85 "Прийняття в експлуатацію закінчених будівництвом підприємств, будівель, споруд" та Основними положеннями БНіП П-М, 3-83 "Допоміжні будинки і приміщення промислових підприємств. Опалення та вентиляція.

На обладнанні та у приміщенні можливе осідання пилу. Неприятливий вплив пилу на організм може бути причиною виникнення захворювань. Зазвичай розрізняють специфічні (пневмоконіози, алергічні хвороби) і неспецифічні (хронічні захворювання органів дихання, захворювання очей шкіри) пилові ураження. Основою проведення заходів щодо боротьби з виробничим пилом є гігієнічне нормування. Дотримання встановлених ГОСТом гранично допустимих концентрацій (ГДК) - основна вимога при проведенні попереджувального і поточного санітарного нагляду.

Норми на природне, штучне і поєднане освітлення будівель і споруд, місць виробництва робіт поза будівлями, промислових майданчиків встановлені БНіП П-4—79.

При освітленні приміщення використовується природне освітлення, штучне і суміщене, при якому природне доповнюється штучним освітленням.

У приміщенні має бути передбачене аварійне (від незалежного джерела) освітлення.



Аварійне освітлення повинне автоматично включатися при відключенні основного джерела освітлення. Для освітлення при огляді, ремонті, чищенню і тому подібне повинні застосовуватися переносні ручні світильники з мірою захити IP 54 із запобіжною сіткою напругою не більше 42 В.

### 3.4 Електробезпека

По мірі небезпеки поразки електричним струмом холодильні камери і машинні відділення фреонових установок відносяться до категорії приміщень з підвищеною небезпекою.

Більшість приміщень, в яких розміщено теплотехнічне устаткування, відносяться до вологих, сирих і особливо сирих, печенею, запорошеною. Відповідно до ПЕУ такі приміщення по мірі небезпеки поразки людей електричним струмом відносяться до приміщень підвищеної небезпеки або до приміщень особливо небезпечним, тому встановлені особливі вимоги до електроустаткування, до допустимої напруги, систем захисту, заходів, що забезпечують безпеку експлуатації.

На результат поразки електричним струмом впливають наступні чинники: вигляд і величина струму і напруги, частота струму, тривалість дії на організм, умови зовнішнього середовища.

Небезпека ураження електричним струмом залежить від сили струму, напруги і електроопору людини. Небезпечним напругою для людини є 40 вольт і вище залежно від навколишнього середовища. Електричний струм силою 0,05 ампер вважається небезпечним для життя людини.

Небезпека дотику людини до неізольованих токопровідних частин визначається значенням струму, що проходить через його тіло, тобто напругою дотику і опором електричному ланцюгу людини. В умовах енергетичних цехів напруга дотику залежить від напруги мережі, її схеми, режиму нейтралі, схеми включення людини в ланцюг, міри ізоляції токопровідних частин від землі. У опір електричному ланцюгу людини

входять опір тіла людини, опір взуттю, підлоги або ґрунту, на якому він стоїть. При будь-якому однофазному включенні людини в ланцюг він стосується підлоги або ґрунту, тому опір опорній поверхні істотно впливає на значення струму, що проходить через людину. В той же час в процесі експлуатації устаткування не можна повністю розраховувати на захисні властивості опорних поверхонь, які в разі пошкоджень можуть втратити електричний опір, вельми високий у нормальному стані.

Для персоналу, обслуговуючого енергетичне устаткування, для кожної електроустановки і кожного робочого місця мають бути розроблені і затверджені спеціальні інструкції. У них мають бути вказані послідовність операцій пуску і зупинки устаткування, заходи, вживані при виникненні аварії, порядок допуску до ремонту устаткування і інші заходи безпеки для конкретного об'єкту.

Для захисту людей при їх дотику до металевих корпусів машин, апаратів, світильників і інших нетоковедущих частин, які при несправній ізоляції можуть виявитися під струмом, застосовують захисне заземлення – навмисне електричне з'єднання їх із землею або занулення – навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником. Стан захисного заземлення і занулення періодично, у встановлені терміни, контролюють зовнішнім оглядом їх елементів і виміром опорів заземляючих пристроїв.

Одним з імпульсів займання горючих речовин, здатних викликати вибухи устаткування і пожежі, є блискавка – потужний електричний розряд атмосферної електрики. Найбільшій дії блискавки піддається високе устаткування, що має малий електричний опір. Система захисту від блискавки складається з приймачів блискавок, відведення струму і заземлення. Заземлювальні системи захисту від блискавок поєднують із захисним заземленням електроустаткування.

Також повинно бути аварійне електропостачання на випадок раптового вимкнення мережі електроенергії.

### 3.5 Пожежна безпека

По вибухонебезпеці приміщення з фреоновими установками відносяться до невибухонебезпечних.

По пожежонебезпечності всі приміщення фреонових установок відносяться до категорії Д, за винятком холодильних камер з температурою більш 10°C, що відносяться до категорії В.

Приміщення для холодильної установки має бути забезпечене первинними засобами пожежогасіння.

Пожежі гасять різними вогнегасними сумішами і речовинами. Вони можуть бути рідкими, твердими, газоподібними і мають відповідати основним вимогам: мати велику ефективність гасіння — при порівняно невеликій витраті швидко припиняти горіння; не чинити шкідливої дії на організм людини під час використання, транспортування, зберігання; не псувати речей і речовин, які зазнають їхньої дії; бути дешевими, доступними; не вимагати особливих умов зберігання і виготовлення.

Причинами виникнення пожежі електрообладнання і електроосвітлення можуть бути: перевантаження проводів електромережі (вище розрахункового), яке викликає нагрівання частин, що проводять струм, загоряння їхньої ізоляції і, як наслідок, запалення різних матеріалів, які стикаються з ними; неякісне виконання з'єднань електричної проводки; перевантаження різних електричних пристроїв (електродвигуни, генератори, трансформатори, реле, розподільні пристрої тощо), що призводить до їхнього нагрівання і, отже, до можливого загоряння; несправне охолодження електропристрою, неправильне вмикання його; коротке замикання, іскріння на колекторі або кільцях електродвигуна і генераторів, а також в пристроях вмикання і вимикання; надмірне зношення підшипників електромашин, внаслідок чого може виникнути або перегрівання підшипників, або заклинювання їх, а потім загоряння.

Щоб запобігти виникненню пожежі від струмів короткого замикання і перевантаження електроустановок, застосовують захисні пристрої, такі як плавкі запобіжники, автоматичні вимикачі, теплові реле та ін.. Правильний підбір захисних пристроїв забезпечує мінімальний час їх спрацювання і таким чином підвищує пожежну безпеку електроустановок. Категорично забороняється застосування нестандартних елементів захисних пристроїв. З'єднання струмопровідних елементів необхідно проводити зварюванням, паянням або стисканням. В місцях, які піддаються великим вібраціям, встановлюють пружинні шайби або контргайки.

Важливим заходом пожежної безпеки є відповідний вибір типів і виконання електроприладів, електродвигунів та іншого електрообладнання із урахуванням умов навколишнього середовища та їх експлуатації.

Запобіганню пожежній небезпеці сприяє виконання таких організаційних і профілактичних заходів :

- наявність принципів, робочих і оперативних схем електромереж;
- систем захисту, блокування автоматики;
- мережі заземлення;
- попереджувальних плакатів і написів;
- контроль, профілактичний ремонт і випробування електрообладнання;
- протипожежний інструктаж, навчання і атестація обслуговуючого персоналу.

Евакуація працюючих із будівель і приміщень при виникненні пожежі є одним із важливих заходів запобігання дії небезпечних факторів. Ефективність евакуації оцінюється часом, необхідним для евакуації людей із приміщень будівлі. Безпека евакуації досягається тоді, коли час евакуації не перевищує часу настання критичної фази розвитку пожежі. Час від початку пожежі до виникнення небезпечної для людей ситуації (небезпечних для людей температур, зменшення вмісту кисню в повітрі) називається критичною тривалістю пожежі залежить від багатьох факторів. На основі даних про

критичну тривалість пожежі і з врахуванням коефіцієнта безпеки, БНіП 2.01.02 – 85 встановлює необхідний час евакуації людей із приміщень будівель різного призначення.

### 3.6 Розрахунок рівня звуку

Тепло-насосна установка, розташована на відкритому просторі, створює рівень інтенсивності звуку 85 дБ на відстані 5 м. Визначити, на якій відстані від тепло-насосної установки можна знаходитися без застосування захисних засобів, вважаючи, що ГДР складає 80 дБ. Установка знаходиться на технічному поверсі з розмірами 1,2×1,7 м, із середнім коефіцієнтом звукопоглинання навколишніх поверхонь  $\alpha=0,1$ .

Рівень інтенсивності від джерела звуку, дБ

$$L_r = 10 \lg \cdot (5^{0,1L'} / r^2) = L' - 20 \lg \cdot r, \quad (3.1)$$

де  $r$  – відстань від джерела звуку, м;

$L_r$  – рівень інтенсивності звуку на цій відстані, дБ;

$L'$  - рівень інтенсивності звуку на відстані 1 м.

$$L_r = 100 - 20 \lg \cdot 5 = 85,03.$$

Звідси  $L'$ , дБ

$$L' = L_r + 20 \lg \cdot r, \quad (3.2)$$

$$L' = 85 + 20 \lg \cdot 5 = 100.$$

Позначивши припустимий рівень інтенсивності звуку  $L_d = 80$  дБ, одержимо припустиму відстань для відкритого простору, м

$$L_{\partial} = L' - 20 \lg \cdot r_{\text{д}}, \quad (3.3)$$

$$L_{\text{д}} = 100 - 20 \lg \cdot 10 = 10.$$

Звідси допустима відстань від джерела звуку, м

$$r_{\partial} = 10^{(L' - L_{\partial})/20}, \quad (3.4)$$

$$r_{\text{д}} = 10^{(100 - 80)/20} = 10.$$

Знаходимо сумарну площу конструкцій, що обгороджують на технічному поверсі, м<sup>2</sup>

$$F = (a \cdot b) \cdot 6, \quad (3.5)$$

$$F = (1,2 \cdot 1,7) \cdot 6 = 1224.$$

Постійна приміщення, м<sup>2</sup>

$$B = \bar{\alpha} \cdot F / (1 - \bar{\alpha}), \quad (3.6)$$

$$B = 0.1 \cdot (1224 / (1 - 0.1)) = 136.$$

З додатка 9 [ ] коефіцієнт  $\psi = 0,92$ .

Припустимий рівень інтенсивності звуку  $L_{\text{д}}$ , дБ:

$$L_{\text{д}} = 10 \lg \cdot (10^{0,1L'} / r_{\partial}^2 + 4 \cdot \psi \cdot 10^{0,1L'} / B), \quad (3.7)$$

$$L_{\partial} = 10 \lg \cdot (10^{0,1 \cdot 100} / 10^2 + 4 \cdot 0,92 \cdot 10^{0,1 \cdot 100} / 136) = 85,1.$$

Звідси відстань, на якій можна знаходитися біля тепло-насосної установки без застосування захисних засобів  $r_{\partial}$ , м

$$r_{\partial} = \left[ 10^{0,1L'} / (10^{0,1L_0} - 4 \cdot \psi \cdot 10^{0,1L'} / B) \right]^{0,5}, \quad (3.8)$$

$$r_{\partial} = \left[ 10^{0,1 \cdot 100} / (10^{0,1 \cdot 70,05} - 4 \cdot 0,92 \cdot 10^{0,1 \cdot 100} / 136) \right]^{0,5} = 7,6.$$

## ВИСНОВКИ

У кваліфікаційній роботі магістра обґрунтовано актуальність роботи, сформульовані об'єкт та предмет досліджень. У першому розділі наведено загальну характеристику багатоповерхових будинків, які є предметом дослідження. Наведені особливості їх експлуатації та запропоновані методи щодо покращення та усунення проблем.

Розглянуто існуючі системи теплопостачання та вентиляції багатоповерхових будинків, які розраховуються. Запропоновано методи для їх модернізації та енергоефективності. Розглянутий варіант встановлення індивідуальних теплових пунктів та іншого обладнання.

В роботі вирішено усі поставлені завдання і за результатами можна сформулювати наступні висновки:

- виконано серію експериментів по вимірюванню температури відхідних вентиляційних газів з каналів на дахах багатоповерхових будинків;
- здійснено аналіз отриманих експериментальних даних;
- побудовано графіки середніх температур відхідних вентиляційних газів;
- на основі отриманих результатів розраховано величини теплових потоків відхідних вентиляційних газів;
- визначений потенціал використання відхідних вентиляційних газів у якості альтернативного джерела енергії.

У розділі Охорона праці було розглянуто основні небезпечні та шкідливі фактори при роботі обслуговуючого персоналу теплонасосної установки та розраховано рівень шуму, що створює устаткування.



## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАНЬ

1. Энергосберегающие, экологически чистые технологии теплоснабжения производственных и жилых помещений / И.М. Калнинь, Л. Я. Лазарев, А.И. Савицкий ([www.ekip-tnu.ru](http://www.ekip-tnu.ru)).
2. Bouma J. The market of heat pumps in Europe // VI conference of the international power Agency on heat pumps. – Berlin, 1999.
3. Назаренко, О. М. Планування та автоматизація наукового експерименту: навч.-метод. посібник для студ. ЗДІА енергетичного напрямку ден. та заоч. форм навчання / О. М. Назаренко ; ЗДІА. - Запоріжжя : ЗДІА, 2011.
4. Назаренко, О. М. Основи наукових досліджень: навч.-метод. посібник. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 152 с.
5. Промышленная теплоэнергетика и теплотехника: Справочник / Под общ. ред. чл.-кор. РАН А. В. Клименко, проф. В. М.Зорина. – 3-е изд., перераб. и дополн. Москва : Изд-во МЭИ, 2004. 632 с.
6. Назаренко, О. М. Патентознавство та інтелектуальна власність: навч.-метод. посібник. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 122 с.
7. Анализ эффективности использования тепловых насосов в централизованных системах горячего водоснабжения / В. П. Фролов, С. Н. Щербаков, М. В. Фролов, А. Я. Шелгинский. *Энергосбережение*. 2004. № 2. С. 54-59.
8. Рижков В.Г. Охорона праці. Методичні вказівки до проведення практичних занять та виконання контрольних робіт. Запоріжжя : ЗДІА, 2005. 43 с.
9. Правила техники безопасности на фреоновых холодильных установках. Всесоюзный научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт холодильной промышленности Москва — 1988
10. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы, Пер. с англ. Москва : Энергоиздат, 1982. 224 с.

11. Методические рекомендации по обоснованию технико-экономической целесообразности применения альтернативных источников энергии на объектах жилищнообщественного строительства. — Утв. НТР Держбуда Украины. — 10.02.2005.

12. Вишневецький Є. П. Рекуперація теплової енергії в системах вентиляції і кондиціонування повітря [Електронний ресурс] / Вишневецький Є. П. // ЕСКО. – 2008. – №4.

13. Качан Ю.Г., Бердишев М.Ю. Поновлювальні та альтернативні джерела енергії .Методичні вказівки до курсової роботи для студентів ЗДІА спеціальності “Енергетичний менеджмент “ усіх форм навчання. Запоріжжя : 2004. 28с.

14. Теплотехніка, опалення, вентиляція і кондиціонування повітря: Підручник для вузів / В.М. Гусєв, Н.І.Ковалев, В.П. Попов, В.А. потрошки, під ред. В.М. Гусєва. - Л .: Стройиздат, 1981. - 343 с.

15. Ливчак І.Ф. Регульована вентиляція багатоповерхових житлових будинків / Ливчак І. Ф., Наумов А. Л. // АВОК – 2004. – № 5. – С. 8-12.

16. Промислові теплові насоси. Москва : Энергоатоміздат, 1989. 128с.

17. Богословський В.Н., «Тепловой режим здания», Стройиздат, 1977г. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Часть 2. Под редакцией к.т.н. Староверова И.Г. – М: Стройиздат, 1978 - 509с.

18. Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания. – Х.: Изд-во Харьк. ун-та, 1989. 185 с.

19. Кострюков В.А. Отопление и вентиляция. Часть 2. М: издательство по строительству, 1965. 428с.

20. Липа А.И. Кондиционирование воздуха. Основы теории. Современные технологии обработки воздуха. Одесса : ОГЦНТЭИ, 2002. 225 с.

21. Отопление и вентиляция. Ч.2. Вентиляция / Под ред. В.Н. Богословского. Москва : Стройиздат, 1976. 250 с.

22. Отопление и вентиляция жилых и гражданских зданий. Проектирование: Справочник / Г.В.Русланов, М.Я.Розкин, Э.Л.Ямпольский . Київ : Будівельник, 1983. 272 с.
23. Тихомиров К.В., Сергеенко Э.С. Теплотехника теплоснабжение и вентиляция. Москва : Стройиздат, 1991. 480с.
24. Полушкин В.И. Отопление и вентиляция. Санкт – Петербург : Мысль, 2002. 207с.
25. Щекин Р.В., Корневский С.М., Беем Г.Е. Справочник по теплоснабжению и вентиляции. Київ : Будівельник, 1976. 352с.
26. Басок Б.І. Комплексна модернізація типової системи теплопостачання будівлі на основі використання теплового насосу типу «повітря вода» / [Б.І. Басок, Т.Г. Беляєва, А.Р. Коба, та ін.] // Промышленная теплотехника. – 2009.
27. Бондарь Е.С. і ін. Автоматизація систем вентиляції і кондиціонування повітря // Київ : «Аванпост-прим», 2005. 365 с.
28. Внутренние санитарно-технические устройства: В 3 ч. Ч.3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн.1 / В.Н.Богословский и др.; Под ред. Н.Н.Павлова и Ю.И.Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. Москва : Стройиздат, 1992. 319 с.
29. Денисенко Г.Ф. Охрана труда . Москва : Стройиздат, 1985. 356с.
30. Добровольский А.А., Переслыцких Ф.Ф. Пожарная техника. Київ : Будівельник, 1981. 266с.
31. Болотин Е.Г., Пестмаль Н.Ф. Проектирование установочное автоматического пожаротушения. Киев : Будівельник, 1980. 127с.
32. Гордієнко А.С., Сидельник А.Б., Цибульник А.А., Мікропроцесорні контролери для систем вентиляції і кондиціонування // С.О.К. 2007 № 4-5.
33. ДБН В.2-67:2013. Опалення вентиляція та кондиціонування. Видання офіційне. Київ. 2013.
34. ДСТУ-НБВ.1.1-27:2010. Будівельна кліматологія та геофізика. Київ, 2011.

35. ДБН В.2.2.-9-99. Громадські будівлі та споруди. Київ : Держкоммістобудування України, 2000. 47 с.

36. Дешко В.І. Ефективність утилізації теплоти у рекуперативних теплообмінниках систем вентиляції / В.І. Дешко, І.О. Суходуб, С.О. Нагорна // Енергетика та електрифікація. – 2010

37. Охорона праці та промислова безпека: Навч.посіб./ К.Н.Ткачук та ін. К.: Основа ,2009-350с.

38. Раздорожный А.А. Охрана труда и производственная безопасность.- М.: Экзамен,2006.-510с.

39. Румянцев В.Р. Охорона праці і техногенна безпека / В.Р.Румянцев та ін., // Методичні вказівки до виконання розділу дипломних робіт для студентів ЗДІА всіх спеціальностей денної та заочної форми навчання.- Запоріжжя:ЗДІА,2012.- 48с.

40. Жидецький В.Ц., Джигирей В.С., Сторожук В.М. Практикум з охорони праці-Львів , Афіша, 2000.-352с.