

Міністерство освіти і науки України
Одеський національний технологічний університет
Кафедра кріогенної техніки



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи

На тему: «Розробка теплового насосу для батареї Карно з R1234ud
та водою-середою зберігання середньої продуктивності»

Здобувача Стояна Григорія Олександровича
(прізвище, ініціали)
4 курсу ЕН-142 групи.

Керівник к.т.н., ст.вкл. Мошкатюк А.В.
(посада, прізвище та ініціали)

Консультант: проф. Морозюк Л.І
(посада, прізвище та ініціали)

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2026 р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій СИМОНЕНКО**

Одеса – 2026 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІНСТИТУТ ХОЛОДУ, КРІОТЕХНОЛОГІЙ ТА ЕКОЕНЕРГЕТИКИ ІМ. В.С. МАРТИНОВСЬКОГО

Кафедра	Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти	Бакалавр
Спеціальність	142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма	«Холодильні машини, установки і кондиціювання повітря»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» ____ 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Стоян Григорій Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Розробка теплового насосу для батареї Карно з R1234ud
та водою-середою зберігання середньої продуктивності

керівник роботи старший викладач Мошкатюк Андрій Володимирович
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від 31 жовтня 2025 року № 613-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01 червня 2026 року

3. Вихідні дані до роботи: Теплова потужність батареї Карно – 2000кВт,
температура акумулюючого середовища – 80°C

4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Вступ. Аналітична частина. Огляд літератури та вибір технічних рішень. Батарея Карно – система зберігання енергії. Робочі речовини для батареї Карно. Промислові теплові насоси для енергетичних систем. Органічний цикл Ренкіна. Акумулятори тепла. Теоретична частина. Синтез та аналіз схемно-циклового рішення теплового насосу. Синтез схемно-циклового рішення ТН. Моделювання енергетичного аналізу циклу теплового насосу. Питомі характеристики циклу. Загальні характеристики теплового насосу. Вибір компресора. Компресор поршневий. Компресор гвинтовий. Розрахунок ємності водяного акумулятора. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухопластинчастого водяного конденсатора. Техніка безпеки та правила експлуатації теплових насосів. Оцінка вартості науково-дослідницької роботи. Висновки.

5. Перелік графічного матеріалу:
Презентація Power Point (10 слайдів)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Проф. Морозюк Л.І.		

7. Дата видачі завдання 01.12.2025

Керівник _____ к.т.н., ст.вкл. Мошкатюк А.В.
 Завдання прийняв до виконання _____ Стоян Г.О.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і аналіз літератури	30 днів	
3	Розробка математичної моделі об'єкта	10 днів	
4	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	15 днів	
5	Теплові і конструктивні розрахунки елементів об'єкта	10 днів	
6	Розробка креслень і графічних моделей	20 днів	
7	Аналіз результатів досліджень	8 днів	
8	Оформлення пояснювальної записки	5 днів	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	5 днів	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	5 днів	

Здобувач-дипломник _____
 (підпис)

Стоян Г.О.
 (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
 (підпис)

Мошкатюк А.В.
 (прізвище та ініціали)

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

Підтверджую, що в кваліфікаційній роботі відсутні порушення норм академічної доброчинності

Здобувач-дипломник _____
 Стоян Г.О.
 (ПІБ)

 (підпис)

АНОТАЦІЯ

Стоян Г.О. Розробка теплового насосу для батареї Карно з R1234ud та водою-середою зберігання середньої продуктивності.

В роботі представлено проєкти та термодинамічний аналіз схемно-циклового рішення високотемпературного теплового насосу в системі батареї Карно з R1234ud робочою речовиною.

На підставі огляду технічної літератури виявлено можливості створення схемно-циклового рішення для дослідження. За результатами енергетичного аналізу циклу теплового насосу виконано співставлення енергетичних характеристик теплового насосу з різними температурами середовища, що акумулює тепло, виявлено перспективи кожного температурного режиму. Наведено вибір конструкцій основного устаткування у контексті інтеграції з схемно-цикловим рішенням, що спроектовано.

SUMMERY

Стоян Г.О. Heat pump design for Carnot battery with water heat accumulator and R1234 yd working fluid

The paper presents a design and thermodynamic analysis of a sheme-cycle solution of a high-temperature heat pump in a Carnot battery system with R245fa as a working fluid.

On the basis of a review of technical literature, the possibilities of creating a sheme-cycle solution for research were identified. According to the results of the energy analysis of the heat pump cycle, a comparison of the energy characteristics of the heat pump with different temperatures of the heat-accumulating medium was performed, and the prospects of each temperature regime were identified. Choice of designs of the main equipment in the context of integration with the circuit-cycle solution designed.

ЗМІСТ

Вступ	7
Розділ 1. Аналітична частина. Огляд літератури та вибір технічних рішень....	9
1.1. Батарея Карно – система зберігання енергії.....	9
1.2. Робочі речовини для батареї Карно	12
1.3. Промислові теплові насоси для енергетичних систем	14
1.4. Органічний цикл Ренкіна	16
1.5. Акумулятори тепла	19
Розділ 2. Теоретична частина. Синтез та аналіз схемно-циклового рішення теплового насосу	22
2.1. Синтез схемно-циклового рішення ТН	22
2.2. Моделювання енергетичного аналізу циклу теплового насосу.....	25
2.2.1. Питомі характеристики циклу	25
2.2.2. Загальні характеристики теплового насосу.....	25
2.3. Вибір компресора	29
2.3.1. Компресор поршневий	29
2.3.2. Компресор гвинтовий.....	30
2.4. Розрахунок ємності водяного акумулятора	32
2.5. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухопластинчастого водяного конденсатора	33
Розділ 3. Техніка безпеки та правила експлуатації теплових насосів	40
Розділ 4. Оцінка вартості науково-дослідницької роботи	42
4.1. Формування стрічкового графіку виконання роботи.....	42
4.2. Розрахунок вартості досліджень і розробок.....	44
Висновки.....	47
Література	48

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>			
<i>Розроб.</i>		<i>Стоян Г.О.</i>			<i>Лім.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушіє</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Мошкатюк А.В.</i>			6	51	
<i>Реценз.</i>					<u>ЕН-142</u>		
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>							

ВСТУП

Актуальність теми.

Проблема енергопостачання на сьогодні головна в багатьох країнах світу. Зростання використання відновлювальних джерел енергії в електромережі визначає критичну необхідність ефективних систем зберігання енергії. У більшості випадків отримання електроенергії з відновлювальних джерел енергії носить переривчатий характер і не узгоджується з попитом. Передові технології необхідні для збереження надлишкової електроенергії та забезпечення її доступності в періоди високого попиту та/або низького виробництва. Ця залежність від систем зберігання енергії, що зростає, має вирішальне значення для підвищення стабільності мережі, підвищення енергоефективності.

Багато міжнародних наукових форумів енергетичної і холодильної спрямованості виявили тісний зв'язок холодильної техніки з енергетикою, що продовжує розвиватися і поглиблюватися в рамках малої енергетики. Ту ж кількість теплоти з значно меншою витратою палива, можна одержувати, застосовуючи багатоцільові установки, що виробляють спільно електроенергію, теплоту і холод. Децентралізація енергетичного господарства дасть можливість створити такого роду установки для побутових, суспільних і виробничих споживачів. Серед перспективних технологій значну увагу привернула «батарея Карно» як система зберігання енергії великого масштабу та тривалої дії [1]. На підставі такої інформації будь-які дослідження у цієї галузі є актуальними.

Метою даної роботи є розробка та термодинамічний аналіз схемно-циклового рішення високотемпературного теплового насосу в системі батареї Карно з R1234ud робочою речовиною.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- Провести огляд літератури з питання, що розглядається;
- Вибрати схему теплового насосу
- Виконати енергетичний аналіз циклу з R1234zd робочою речовиною;
- Виконати теплові та конструктивні розрахунки елементів насосу.

Об'єктом дослідження є схема та цикл теплового насосу.

Предметом дослідження є термодинамічні процеси, які здійснюються в елементах теплового насосу.

Методи дослідження моделювання процесів в елементах холодильної системи. Основою математичного моделювання є рівняння класичної термодинаміки та теплопередавання.

Структура роботи. Бакалаврська робота складається з двох розділів теоретичних досліджень, розділу охорони праці, економічних показників роботи, списку використаної літератури. Зміст роботи викладено на 51 сторінках, включаючи 20 рисунків, 9 таблиць, список інформаційних джерел з 32 найменувань.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						8
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

РОЗДІЛ 1
АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА
ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА ВИБІР ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

1.1. Батарея Карно – система зберігання енергії

Дослідження на рівні проектування реальних установок зберігання електричної енергії проводилися у період 1970-х–1990-тих років. Перших великих наукових розробок було досягнуто у 2000-х–2010-х роках. У цей час серйозно розглядається акумуляування теплової енергії на електростанціях.

Термін «батарея Карно» було запроваджено у 2018 році. Досягнення в технологіях теплових насосів та органічних циклах Ренкіна, а також у матеріалах для високотемпературного зберігання зробили концепцію більш здійсненною. Німецьким центром аерокосмічної техніки (DLR) для опису систем, які зберігають електричну енергію у вигляді теплової енергії (при постійній температурі) та згодом перетворюють її назад на електрику [2].

DLR та кілька німецьких дослідницьких інститутів, університетів та компаній запустили дослідницькі проекти з різними конфігураціями батарей Карно, робочих рідин та матеріалів для зберігання теплової енергії. Поточний рівень технологічної готовності батарей Карно досяг достатніх обсягів[3,4]. Продовжуються дослідження щодо підвищення термодинамічної ефективності та комерційної доцільності [5,6]. Як паралельна компресорним тепловим насосам може бути реалізована адіабатична система зберігання енергії на основі зрідженого повітря.

Принцип роботи батареї Карно з погляду термодинаміки показано на рис.1. Надлишкова електрична енергія від електростанції живить тепловий насос ТН. Високопотенційне тепло (корисний ефект ТН) відводиться до акумулятора на зберігання. За потребою це тепло підводиться у вигляді гарячого потоку пари до турбіни циклу Ренкіна (ОЦР). Турбогенератор виробляє електричну енергію (корисний ефект ОЦР). Додатковим варіантом може бути використання відпрацьованого тепла і/або генерація

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відпрацьованого холоду, що описують потоками теплової ексергії ET_{ch} і ET_{dis} відповідно.

За допомогою бази даних Scopus було виявлено близько 270 статей (опублікованих англійською) за тематикою батареї і системи зберігання теплової енергії. Лідерську роль у публікаціях відіграє Німеччина.

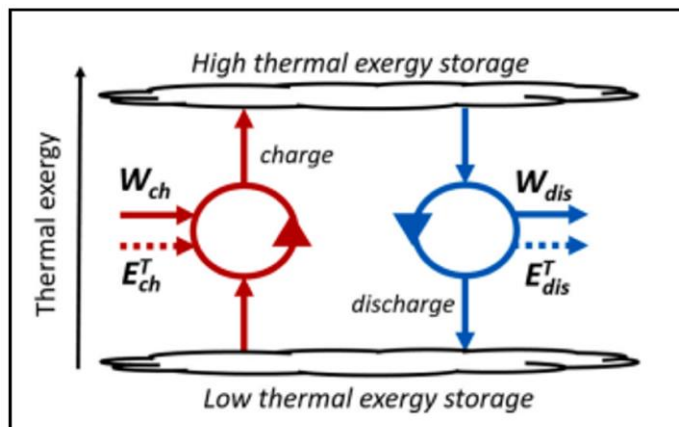


Рисунок 1. Принципова термодинамічна схема «батареї Карно» [2]

На рис.2 показано принципову технологічну схему батареї Карно, що включає парокompресорний тепловий насос (ТН, контур 1-2-3-4) та органічний цикл Ренкіна (ОЦР, контур 9-10-11-12). ТН містить випарник, компресор, дросельний пристрій та конденсатор. ОЦР містить турбіну, конденсатор, насос та випарник. Ці підсистеми (ТН та ОЦР) з'єднані системою акумулювання теплової енергії (АКЕ, контур 7-8-15-16), що включає високотемпературний та низькотемпературний резервуари. АКЕ зберігає високотемпературну теплову енергію. Лініями 5-6 та 13-14 батарею підключено до зовнішніх джерел тепла.

Термодинамічні цикли ТН та ОЦР надано на рис.3 у діаграмі стану $T=s$ робочої речовини у конкретному температурному режимі. Цикл ТН зображено контуром (1-2-3-4) і працює під час зарядження акумулятора, цикл ОЦР зображено контуром (9-10-11-12) і працює під час розрядження. Під час зарядження електрична енергія перетворюється на теплову. Розрядження, у свою чергу, здійснюється ОЦР, використовуючи теплову енергію як вхідний параметр для зворотного перетворення на електрику.

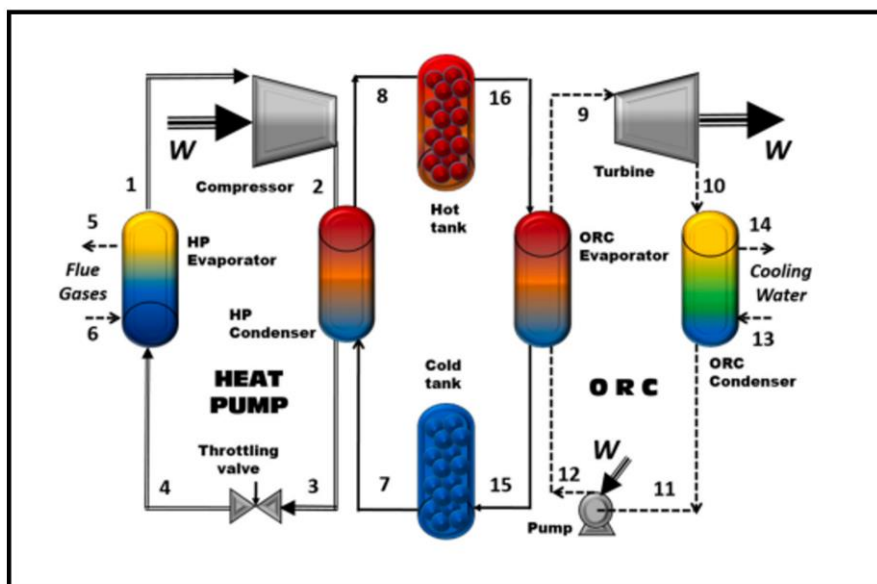


Рисунок.2. Принципова технологічна схема «батареї Карно» [2]

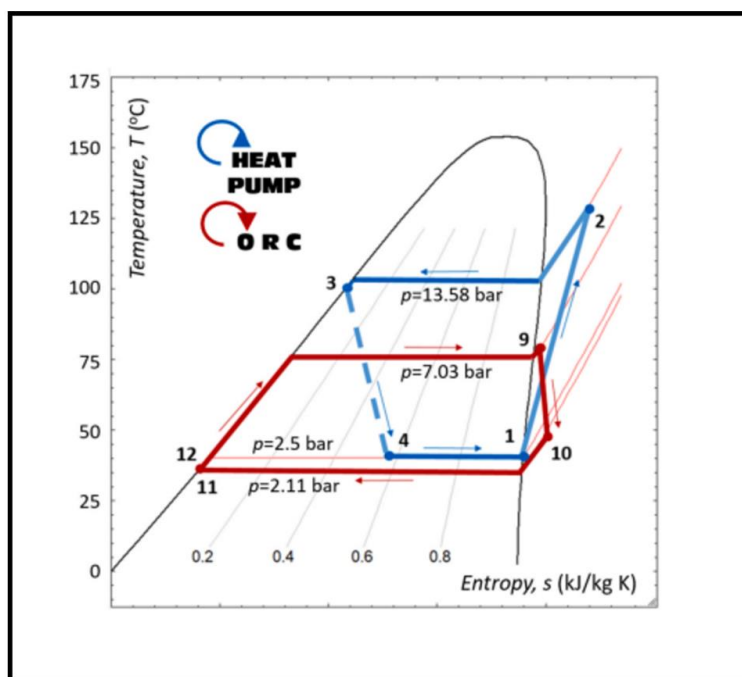


Рисунок 3. Цикли теплового насоса та органічного Ренкіна в діаграмі $T-s$ [2]

Батареї Карно призначені для тривалого зберігання енергії. Час зарядження зазвичай становить від 6 до 12 годин, залежно від ємності системи акумулювання теплової енергії. Час розрядження становить від 6 до 12 години, потенційно до 24 годин.

1.2. Робочі речовини для батареї Карно

Термодинамічні властивості робочої рідини сильно впливають на ефективність циклу. Вибір повинен здійснюватися, задовольняючи прямий ОЦР та зворотний ТН цикли з огляду термодинамічної ефективності. Батарея повинна успішно працювати з потоками відхідного тепла 65°C і вище [7,8] і навіть працювати при температурі 32°C зі зниженою ефективністю [9].

Як робоче тіло фахівці пропонують R1234ud, а як середовище зберігання – воду R1234ud (AMOLEA™ 1224ud) – гідрохлорфторолефіновий (HCFO) холодоагент, розроблений японською компанією AGC Chemicals. Використовується у відцентрових чилерах, бінарних генераторних установках, теплових насосах з рекуперацією тепла та інших системах.

Він демонструє бажану загальну продуктивність, що характеризується хорошим балансом термодинамічних властивостей та ефективності для систем ORC. Термодинамічна R1234ud класифікується як «суха робоча рідина» ORC, що означає, що вона виходить з турбіни в перегрітому стані. R1234ud використовується в батареях Карно, оскільки його термодинамічні властивості роблять його ефективною [10,11], а іноді й оптимальною [12] робочою рідиною для систем акумулювання теплової енергії від низьких до середніх температур. Властивості робочих рідин розраховуються за допомогою програмного забезпечення REFPROP.

Фізичні властивості холодоагенту:

Молекулярна маса – 148,5 г/моль

Точка кипіння (КК, 101.3КПа): +14 С

Критична температура: КК 156

Критичний тиск: 3,34 МПа

Критична густина: 527 кг/м²

Фізичні властивості R1234ud близькі до HFC-245fa, що дозволяє використовувати його в існуючих системах без значної модифікації обладнання.

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
						12
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Хімічні та екологічні властивості

Негорючість: R1234ud не спалахує.

Потенціал руйнування озону (ODP): майже нульовий.

Потенціал глобального потепління (GWP): менше 1.

Сумісність: хороша з більшістю металів, пластиків, мастил.

Додаткові характеристики

Токсичність: LC50 (концентрація, що спричиняє загибель 50% особин) перевищує 213 000 ppm, AEL (допустима концентрація для людини) – 1000 ppm.

Стан: скраплений газ.

Колір: безбарвний.

Запах: ефірний.

Під час роботи з R1234ud необхідно враховувати вплив мастил, металів, ізоляційних матеріалів, смол, еластомерів, осушувальних агентів, вологи та повітря.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

1.3. Промислові теплові насоси для енергетичних систем

Теплові насоси є пристроями перетворення енергії для промисловості, оскільки вони пропонують ефективні способи зниження споживання первинної енергії шляхом рекуперації відпрацьованого тепла [13].

Все більшого поширення вони набувають в промисловому секторі, особливо для підвищення теплопостачання, охолодження та заморожування у технологічних процесах або для опалення та охолодження промислових будівель [14].

Галузі застосування та перспективи промислових теплових насосів становлять:

- АЕС та ТЕС – теплом конденсатора та турбіни підігрівається вода в контурі електростанції та системі теплопостачання.
- Продовольчі магазини, м'ясокомбінати та молокопереробні підприємства, цехи з виробництва заморожених продуктів харчування, склади з холодильним обладнанням – використовувати утилізоване тепло на опалення або постачання гарячої води.
- Підприємства нафтохімії, металургії та гірничорудної промисловості, фармацевтики, харчової та целюлозно-паперової галузі – відпрацьоване тепло подається на повторне споживання у технологічному процесі.
- високі техніко-економічні показники окремих елементів (наприклад, ізоентропний ККД компресора) та теплового насоса в цілому.

Теплові насоси малої потужності (до 100 кВт) набули широкого поширення у високотехнологічних країнах світу. Вони компактні, надійні, екологічні, працюють за низьких температур зовнішнього повітря взимку, а також здатні здійснювати кондиціювання приміщень у теплий період року.

У той час як найпростіша схема теплового насоса складається з одноступеневого компресора, конденсатора, дросельного пристрою та випарника, були розроблені та досліджені складніші цикли для підвищення продуктивності в залежності від галузі застосування та умов експлуатації [14].

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

Певний тип схем використовує кілька джерел підведення та відведення тепла на різних температурних рівнях. У світі найбільші парокompресійні теплові насоси мають теплову потужність до 30 МВт із двоступінчастими відцентровими компресорами [15, 16, 17, 18, 19]. Для теплопостачання Стокгольма (Швеція) побудовано та працює станція теплових насосів з 6-ма агрегатами загальною потужністю 180 МВт.

Експериментально в роботі [20] автори показали, що при використанні двоступеневого стиснення з двома випарниками можна досягти більш ніж на 30% більшого коефіцієнта перетворення (COP) порівняно з одноступеневими циклами.

Позитивним прикладом служить промисловий тепловий насос Mammoth, що випускається виробником із США на виробничому майданчику в окрузі Анжі (КНР).



Рисунок 4. Загальний вигляд теплового насосу Mammoth [21]

З моноблоком у конфігурації «вода-вода» з потужністю на нагрівання до 2.632 МВт. Марка характеризується високою продуктивністю, надійністю та енергоефективністю.

Аналіз літератури показує, що дослідження в основному зосереджені лише на одній конкретній системі теплового насосу. Очевидно, що немає широкого споживчого попиту на складні схеми.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		15

1.4. Органічний цикл Ренкіна

Органічний цикл Ренкіна є важливим методом отримання електроенергії з промислових відходів тепла та відновлюваних джерел енергії [1]. Принцип роботи ОЦР заснований на турбогенераторі, який функціонує як звичайна парова турбіна, що перетворює теплову енергію на механічну, а потім через електрогенератор на електричну.

Цикл працює на тій самій основі, що й паровий цикл Ренкіна.

При цьому замість води та водяної пари в якості робочих тіл застосовуються органічні речовини, що мають нижчу температуру кипіння та випаровування [2]. Як такі речовини зазвичай використовують вуглеводні типу пентану, бутану і т.д., а також сполуки на основі вуглеводнів, які називають низькокиплячими робочими тілами (НРТ). При розширенні в турбіні на відміну від води, завдяки своїм теплофізичним властивостям, вони не потрапляють в область вологої пари, тобто їх розширення є повністю сухим, що призводить до відсутності ерозії металевих деталей та турбінних лопаток.

На рис.5 зображено схему ОЦР, що складається з турбіни-розширювача, конденсатора, насоса, випарника та перегрівача. Перегрівач може бути потрібним або не потрібним у конкретному циклі ORC залежно від робочої температури та рідини [7].

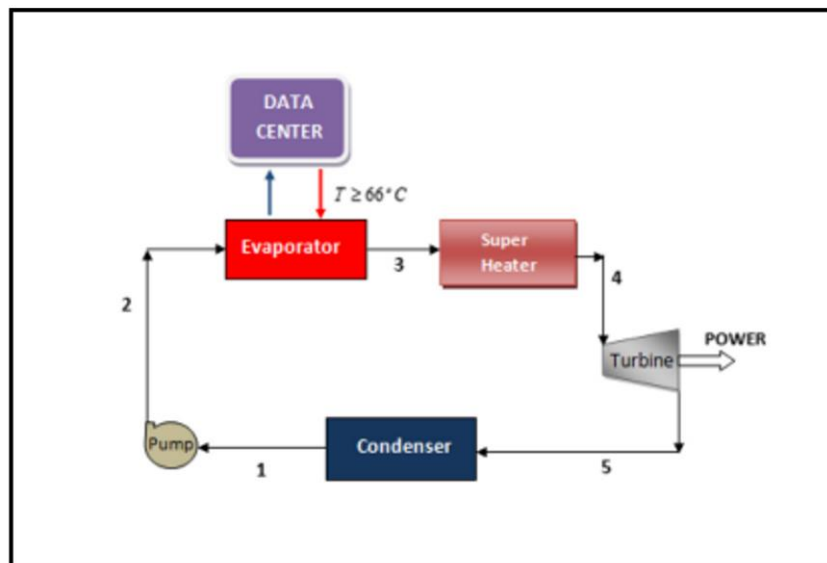


Рисунок 5. Принципова технологічна схема ОЦР [7].

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.613-03.1.17

Арк.

16

Для аналізу циклу звернемося до термодинамічних властивостей робочих речовин за допомогою діаграм стану $T-s$, наданих на рис.6.

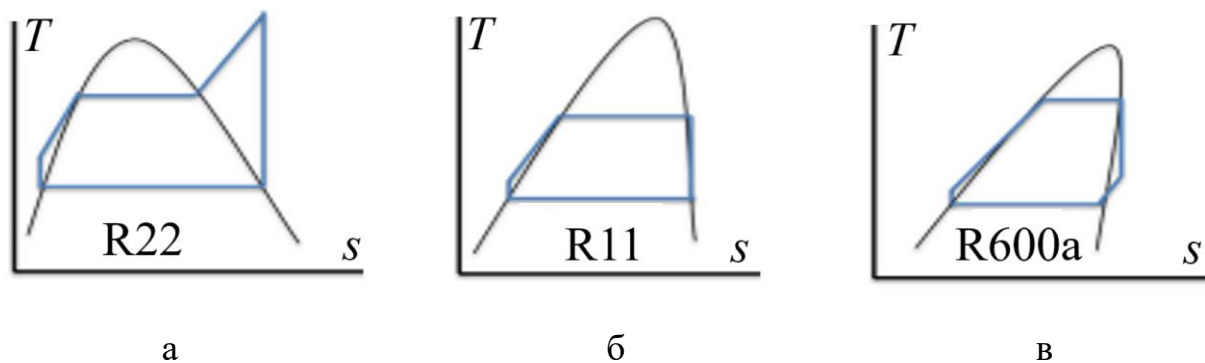


Рисунок 6. Діаграма $T-s$ сухого (а), ізоентропного (б), вологого (в) робочого тіла

Нахил кривої насичення пари для конкретної рідини є ключовою характеристикою, що впливає на ефективність циклу. Залежно від нахилу кривої насичення пари на діаграмі температура-ентропія ($T-s$), органічні рідини поділяються на три типи: сухі, ізоентропні, вологі. Як показано на рис.6, суха рідина має негативний нахил ($dT/ds < 0$, наприклад, R22), волога рідина має позитивний нахил ($dT/ds > 0$, наприклад, ізопропан), а ізоентропна рідина має майже нескінченно великий нахил ($ds/dT = 0$, наприклад, R11), [7, 19, 20]. Вологі рідини зазвичай потребують перегріву, тоді як сухі та ізоентропні рідини – ні. На рис.6 видно, що насичена пароподібна фаза сухої рідини трохи перегрівається після ізоентропного розширення. Однак, для ізоентропної рідини з майже вертикальною кривою насичення пари, пара розширюється вздовж вертикальної лінії на $T-s$ діаграмі, так що насичена пара на вході турбіни залишатиметься насиченою протягом усього процесу у турбіні без конденсації [19]. Ця здатність залишатися насиченою протягом усього процесу розширення без потреби в регенераторі робить ізоентропні рідини особливо придатними для ОЦР [19]. Робочі рідини з високою густиною та високою прихованою теплотою забезпечують найвищу потужність турбіни, а для ОЦР зазвичай рекомендуються ізоентропні та сухі рідини [7]. Хоча

термодинамічні та фізичні властивості робочої рідини мають найбільший вплив на ефективність системи, також необхідно враховувати стабільність робочої рідини, вплив на навколишнє середовище, безпеку, сумісність, доступність та вартість.

Протягом останніх трьох десятиліть ОЦР поступово впроваджується як провідна технологія для перетворення низькопотенційного відхідного тепла в енергію [8 ,9]. Ринок ОЦР демонструє експоненціальне зростання з 1980-х років, коли були встановлені перші комерційні установки ОЦР [21]. ОЦР використовувалися для перетворення відхідного тепла в енергію для багатьох різних застосувань, включаючи сонячну, геотермальну енергію, біомасу, поверхневу морську воду та інші промислові процеси [9]. Немає особливих потреб у розміщенні, тому ОЦР можна модернізувати в існуючі установки, забезпечуючи виробництво електроенергії з відхідного тепла на місці.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		18

1.5. Акумулятори тепла

Все більшої гостроти набуває питання акумулювання енергії для електроенергетики, завдання якої полягає у виробництві електроенергії та повному забезпеченні нею споживачів. Споживання електричної енергії дуже змінюється протягом доби, і це ставить перед електроенергетикою непрості завдання.

Існують акумулятори, що накопичують механічну енергію – механічні акумулятори. Один з представників – гідроакумулюючі електростанції-ГАЕС. Коли знижується потреба в електроенергії, її надлишок використовується на ГАЕС для перекачування води з нижнього резервуару до верхнього. Так «зайва» електрична енергія перетворюється на механічну (потенційну) енергію. Під час підвищеного попиту на електроенергію проводиться перепуск води з верхнього резервуара в нижній. При цьому вода рухається через гідротурбогенератор, у якому її потенційна енергія перетворюється на електричну.

З кожним роком зростає потреба в акумуляторах тепла. Акумулятори тепла поділяються на дві основні групи: по-перше, що запасують тепло шляхом нагрівання робочого тіла акумулятора, температура якого при цьому підвищується, і, по-друге, що накопичують тепло в результаті переходу робочого тіла з одного агрегатного стану в інший, найчастіше твердого в рідке; у цьому випадку температура робочого тіла не змінюється чи змінюється мало.

Електрична енергія, що підлягає накопиченню, в парокompресорному тепловому насосі перетворюється в теплову енергію і акумулюється з використанням твердих або рідких акумулюючих матеріалів. Накопичена теплова енергія згодом перетворюється на електрику за допомогою органічного циклу Ренкіна або газових турбін замкнутого циклу.

Передавання тепла споживачеві від акумуляторів першої групи відбувається шляхом охолодження робочого тіла та зниження його

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

температури, а від акумуляторів другої групи – повернення робочого тіла до початкового агрегатного стану.

На рис.7 надано зразок акумулятора з водою робочою речовини для батареї Карно.



Рисунок 7. Зразок водяного теплоакумулятору великого об'єму [9]

Тепловий накопичувальний блок є спеціальним теплоізольованим резервуаром, безпосередньо з'єднаним з виробником гарячої води. У його пристрої відзначаються такі особливості:

Місткість у більшості випадків має форму вертикально встановленого циліндра, корпус якого виготовлений із міцної листової нержавіючої або чорної сталі. Зсередини резервуар покритий спеціальним протектором для захисту від гарячої води або іншого теплоносія, а також розчинених у них солей та кислот.

Зовні бак має шар порошкового покриття з підвищеною термостійкістю. З зовнішньої сторони ємність герметично закрита теплоізолюючим матеріалом шаром не менше 10 см. Як утеплювач застосовується повторно спінений пінополіуретан з внутрішнім покриттям ПВХ.

Далі теплоізоляційний шар покривається чохлом з міцного шкірозамінника та захисною оболонкою.

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Важливо відзначити, що у будь-якому пристрої акумулятора тепла необхідно дотримуватися одного, головного принципу: температура робочого тіла повинна підтримуватися якомога вищою, по можливості близькою до температури джерела тепла, від якого заряджається акумулятор . Цей принцип зрозумілий: чим вище температура джерела тепла, то цінніше запасене ним тепло. З сказаного потрібно підкреслити , що робоче тіло акумулятора повинно мати хорошу теплову ізоляцію від навколишнього середовища,.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		21

РОЗДІЛ 2
ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА
СИНТЕЗ ТА АНАЛІЗ СХЕМНО-ЦИКЛОВОГО РІШЕННЯ
ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

Процес проєктування теплового насосу містить такі основні етапи:

- Синтез схемно-циклового рішення машини;
- Вибір температурного режиму роботи машини;
- Визначення питомих характеристик циклу;
- Проведення енергетичного аналізу машини;

Вибір устаткування до теплового насосу.

2.1. Синтез схемно-циклового рішення ТН

Принципову технологічну схему надано на рис.8.

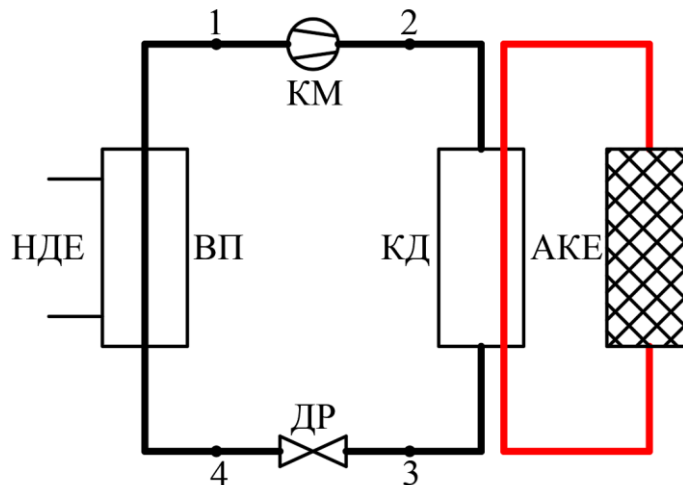


Рисунок 8. Принципова технологічна схема теплового насоса

Схема містить основні елементи: компресор КМ, конденсатор КД, випарник ВП, дросельний пристрій ДР. Для спрощення аналізу додаткові та допоміжні елементи не враховані. Конденсатор підключено до циркуляційного

контуру акумулятора АКЕ, випарник – до низькопотенційного джерела енергії НДЕ. Робота теплового насосу здійснюється під час зарядження акумулятора.

Температурний режим обирається на підставі узгодження всієї енергетичної системи. Для прикладу обрано режим, аналізований у роботі [11].

Вихідні параметри, що використано у розрахунках, наведено у таблиці 2.1.

Таблиця 1. Вихідні параметри циклу теплового насосу

Параметри	Значення
Температура навколишнього середовища, Т°С	20
Тиск навколишнього середовища, бар	1,01
Температура низькотемпературного джерела, Т°С	80
Температура високотемпературного джерела, Т°С	90-130
Теплова потужність теплового насосу, кВт	2000
Ізоентропний КПД компресора, %	80
Термін зарядження акумулятора, година	6

Цикл теплового насосу надано на рис.8.

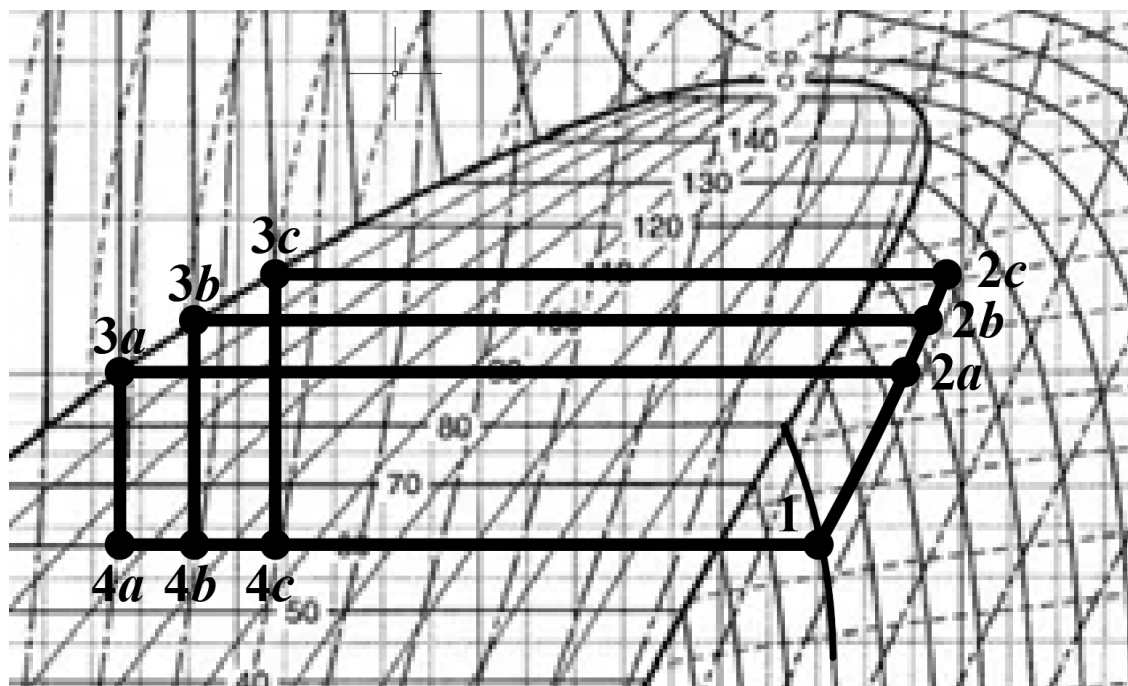


Рисунок 9. Цикл теплового насосу у діаграмі $p-h$

Робочою речовиною обрано R1234yd. Особливості температурного режиму для аналізу. Температура кипіння у випарнику $T_0=60^\circ\text{C}$ залишається постійною. Температуру на всмоктуванні компресора прийнято постійною $T_1=80^\circ\text{C}$. Перегрівання пари здійснюється у випарнику в секції перегрівання і відноситься до теплового навантаження апарату. Вибір постійної температури всмоктування забезпечує стабільну роботу компресора. Температура конденсації є вихідним параметром циклу (табл 2-1). Переохолодження рідини у конденсаторі відсутнє.

Параметри в вузлових точках циклу надано у таблиці 2.2.

Таблиця 2. Параметри у вузлових точках циклу

State	P, bar	$T, \text{°C}$	$h, \text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$	$s, \text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{°C}^{-1}$	$v, \text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$	$x, \text{kg}/\text{kg}$
$T_k=90^\circ\text{C}\cdot\text{R1234yd(Z)}$						
0	4,4085	60	414,23	1,6629	0,03689	
1	4,4085	80	432,39	1,7159	0,04036	
2a	9,3123	103,28	445,58	1,7159		
3a	9,3123	90	306,84	1,2271		
4a	4,4085	60	306,84	1,3406		0,26
$T_k=100^\circ\text{C}\cdot\text{R1234yd(Z)}$						
0	4,4085	60	414,23	1,6629	0,03689	
1	4,4085	80	432,39	1,7159	0,04036	
2b	11,616	111,19	449,35	1,7159		
3b	11,616	100	320,10	1,3700		
4b	4,4085	60	320,10	1,3804		0,351
$T_k=110^\circ\text{C}\cdot\text{R1234yd(Z)}$						
0	4,4085	60	414,23	1,6629	0,03689	
1	4,4085	80	432,39	1,7159	0,04036	
2c	14,323	119,35	452,83	1,7159		
3c	14,323	110	337,77	1,4055		
4c	4,4085	60	337,77	1,4334		0,47

2.2. Моделювання енергетичного аналізу циклу теплового насосу [22]

2.2.1. Питомі характеристики циклу

питома теплова продуктивність

$$q_{кТН} = h_2 - h_3, \text{ кДж/кг} \quad (1)$$

питома ізоентропна робота стиснення

$$w_{sТН} = h_{2s} - h_1, \text{ кДж/кг} \quad (2)$$

питоме теплове навантаження на випарник

$$q_{oТН} = h_1 - h_4, \text{ кДж/кг} \quad (3)$$

питома дійсна робота стиснення

$$w_{ТН} = (h_{2s} - h_1) / \eta_{\kappa}, \text{ кДж/к} \quad (4)$$

ентальпія пари в кінці стиснення

$$h_2 = w_{ТН} - h_1 \quad (5)$$

2.2.2. Загальні характеристики теплового насосу

масова витрата холодоагенту

$$M_{ТН} = Q_{кТН} / q_{кИН} \quad (6)$$

потужність компресора

$$N_{ТН} = M_{ТН} w_{ТН} \quad (7)$$

повне теплове навантаження на-випарник

$$Q_{oТН} = M_{ТН} q_{oТН} \quad (8)$$

коефіцієнт перетворення циклу COP

$$COP_{ТН} = Q_{кТН} / N_{ТН} \quad (9)$$

коефіцієнт перетворення циклу Карно

$$COP_{Карно} = T_{кТН} / (T_{кТН} - T_{oТН}) \quad (10)$$

термодинамічна ефективності циклу

$$\eta_{ТЕЦ} = COP_{ТН} / COP_{Карно} \quad (11)$$

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		25

Результати розрахунків надано у таблиці 3.

Таблиця 3. Результати енергетичного аналізу циклу

Характеристика	90	100	110	рівняння
$q_{кТН}$	141	131	119	1
$w_{sТН} = h_{2s} - h_1$	13	17	20	2
$q_{oТН} = h_1 - h_4$	125	112	95	3
$w_{ТН} = (h_{2s} - h_1) / \eta_{\kappa}$	16	21	25	4
$h_2 = w_{ТН} + h_1$	448	453	457	5
$M_{ТН} = Q_{кТН} / q_{кИИ}$	14.2	15.3	16,8	6
$N_{ТН} = M_{ТН} w_{ТН}$	227	321	420	7
$Q_{oТН} = M_{ТН} q_{oТН}$	1772	1714	1596	8
$COP_{ТН} = Q_{кТН} / N_{ТН}$	8,8	6.2	4.8	9
$COP_{Карно} = T_{кТН} / (T_{кТН} - T_{oТН})$	12,1	9,32	7,66	10
$\eta_{ТЕЦ} = COP_{ТН} / COP_{Карно}$	0.73	0.67	0.63	11

Властивості робочого тіла розраховані за допомогою програмного забезпечення REFPROP. Числову модель батареї Карно було розроблено за допомогою програмного забезпечення Matlab (версія R2018b). Для спрощення розрахунків було прийнято:

- Усі компоненти працюють у стаціонарних умовах.
- Теплообмін між кожним компонентами і навколишнім середовищем відсутній;
- Падіння тиску у трубах відсутнє (труби в парокompресорних теплових насосах та ОЦР зазвичай дуже короткі);

Ізоентропічний коефіцієнт корисної дії компресора вважаються постійним. Математична модель, розроблена в цьому дослідженні, була перевірена шляхом порівняння її з даними, наведеними в [11]. Результати аналізу наведені у графічній формі на рис.10-12.

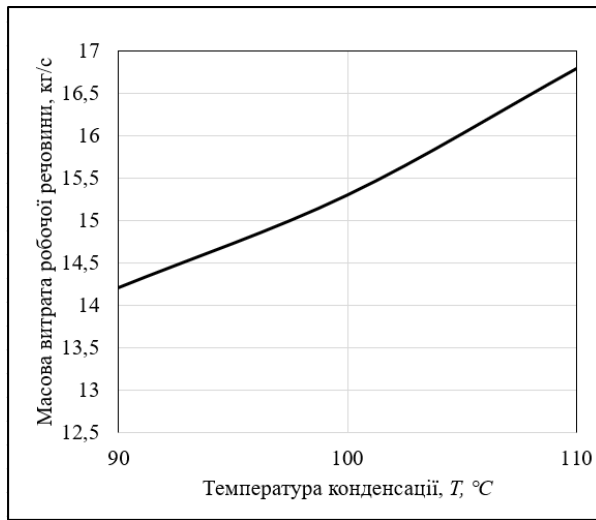


Рисунок 10. Залежність масової витрати робочої речовини M_{TH} від температури конденсації

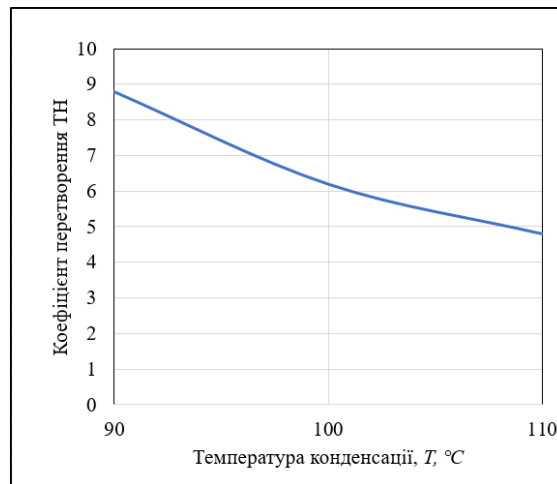


Рисунок 11. Залежність коефіцієнта перетворення ТН COP_{TH} від температури конденсації

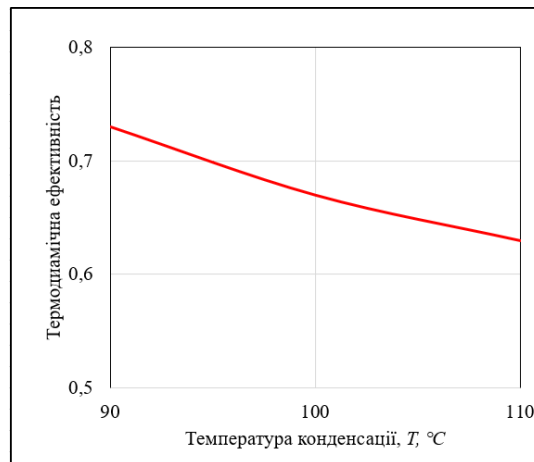


Рисунок 12. Залежність термодинамічної ефективності $\eta_{TEЦ}$ циклу ТН від температури конденсації

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КРБ.КТ.613-03.1.17

Арк.

27

При підвищенні температури конденсації масова витрата M_{TH} зростає у середньому на 19%, коефіцієнт перетворення COP_{TH} знижується на 45%, термодинамічна ефективність $\eta_{ТЕЦ}$ зменшується майже на 15%. За постійною тепловою потужністю ТН вибір температурного режиму цілком залежить від споживача після техніко-економічного розрахунку батареї Карно у цілому.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

2.3. Вибір компресора

2.3.1. Компресор поршневий

Коефіцієнт подавання компресора

$$\lambda_c = 1 - c \cdot \left[\left(\frac{P_k}{P_0} \right)^{\frac{1}{m}} - 1 \right] = 1 - 0.03 \cdot \left[\left(\frac{11.6}{4.4} \right)^{\frac{1}{1}} - 1 \right] = 0.95 \quad (12)$$

$$\lambda = \lambda_c \lambda_w = 0.95 \cdot 333 / 373 = 0.85 \quad (13)$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресора

$$V_h = \frac{M_{TH} \cdot v_1}{\lambda} = \frac{15.3 \cdot 0.04}{0.85} = 0.72 \text{ м}^3/\text{с} \quad (14)$$

Відкриті поршневі компресорні агрегати серії НРО виробництва фірми SABROE призначені для роботи у складі холодильних машин та теплових насосів в установках холодної, хімічної та нафтохімічної промисловості, енергетичного сектора. На рис. 13 представлено зразок компресора



Рисунок 13. Зразок поршневого компресора фірми SABROE [26]

Типорозмірний ряд агрегатів НРО заснований на багатоциліндрових сальникових поршневих компресорах з 4, 6 та 8 циліндрами. Компресори охоплюють діапазон продуктивності від 100 до 233 м³/год, забезпечуючи стиск таких холодоагентів як R717 (NH₃, аміак), R744 (CO₂, діоксид вуглецю) та ін.

Типорозмірний ряд поршневих компресорів представлений новими багатоциліндровими (4, 6, 8 циліндрів) моделями в діапазоні продуктивності від 100 до 233 м³/год. Поршневі компресори працюють при частоті обертання

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

до 1800 об/хв, виконані на базі посиленого литого блок-картера з міцного чавуну, а також оснащені вбудованими механізмами регулювання продуктивності для економної роботи при часткових навантаженнях.

2.3.2. Компресор гвинтовий

Коефіцієнт подавання компресора

$$\lambda = 0,92 - 0,02 \cdot \pi_n = 0,92 - 0,02 \cdot 2,64 = 0,87 \quad (15)$$

Зовнішній ступінь стиснення

$$\pi_n = \frac{P_k}{P_0} = 11,6 / 4,4 = 2,64 \quad (16)$$

Теоретична об'ємна продуктивність компресора

$$V_h = \frac{M_{TH} \cdot v_1}{\lambda} = \frac{15,3 \cdot 0,04}{0,87} = 0,71 \text{ м}^3/\text{с} \quad (17)$$

Завдяки передовій технології гвинтові компресори Sabroe PAC є досить енергоефективними. Стандартний асортимент аміачних гвинтових компресорів включає понад 40 моделей.

Аміачні гвинтові компресори Sabroe ComPAC з комплектом з кожухопластинчастими теплообмінниками та комп'ютерною програмою гвинтових компресорів відрізняються компактністю.

Зразок компресора надано на рис.14.

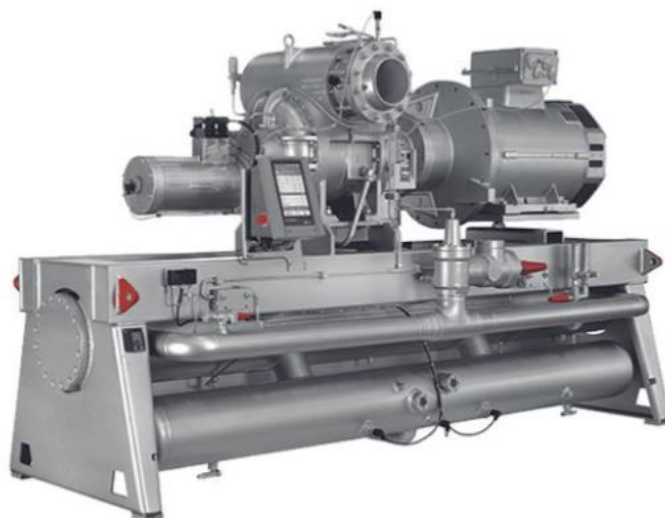


Рисунок 14. Зразок гвинтового компресора фірми SABROE[27]

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Гвинтові компресори ComPAC з потужністю нижче 1400 кВт використовують ультракомпактні та надзвичайно малозарядні запатентовані теплообмінники з пластинами та кожухами. Також застосовуються конденсатори та випарники високої якості з унікальним дизайном.

Блок HeatPAC Sabroe забезпечує подавання гарячої води при температурі до 90°C, що підходить для стерилізації, пастеризації, акумуляції тепла та багатьох інших процесів нагрівання. Агрегати підтримують виняткову продуктивність теплового насоса при мінімально можливій площі, мають компактний дизайн при дуже невеликій витраті робочої речовини.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						31
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2.4. Розрахунок ємності водяного акумулятора [3]

Вихідні дані для розрахунку

Теплова потужність ТН $Q_{кТН} = 2000$ кВт

Термін зарядження акумулятора, $\tau = 6, год$

Підігрівання води $T = 10$ К

Характеристики акумулятора

Теплове вантаження для підігрівання води

$$Q_{AK} = Q_{кТН} \tau = 2000 * 6 = 12000 \quad (18)$$

Ємність акумулятора

$$m = Q_{AK} / c_w \Delta T = 12000 / 4.19 * 10 = 286, кг \quad (19)$$

Ємність акумулятора з запасом у 20%, що рекомендують фірми-виробники становить 350 кг (літрів).

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						32
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

2.5. Тепловий та конструктивний розрахунок кожухопластинчастого водяного конденсатора [25, 29]

Кожухопластинчастий теплообмінний апарат являє собою гібридний варіант ідеального поєднання переваг пластинчастого теплообмінника (компактність, високий коефіцієнт теплопередавання) і кожухотрубного (надійність, високі робочі тиски, високі температури, відсутність прокладок). Сукупність цих факторів веде до зменшення площі теплообміну, компактності апарату, зниження його маси і вартості, зниження вартості і часу обслуговування. Загальний вигляд конденсатора надано на рис. 15.

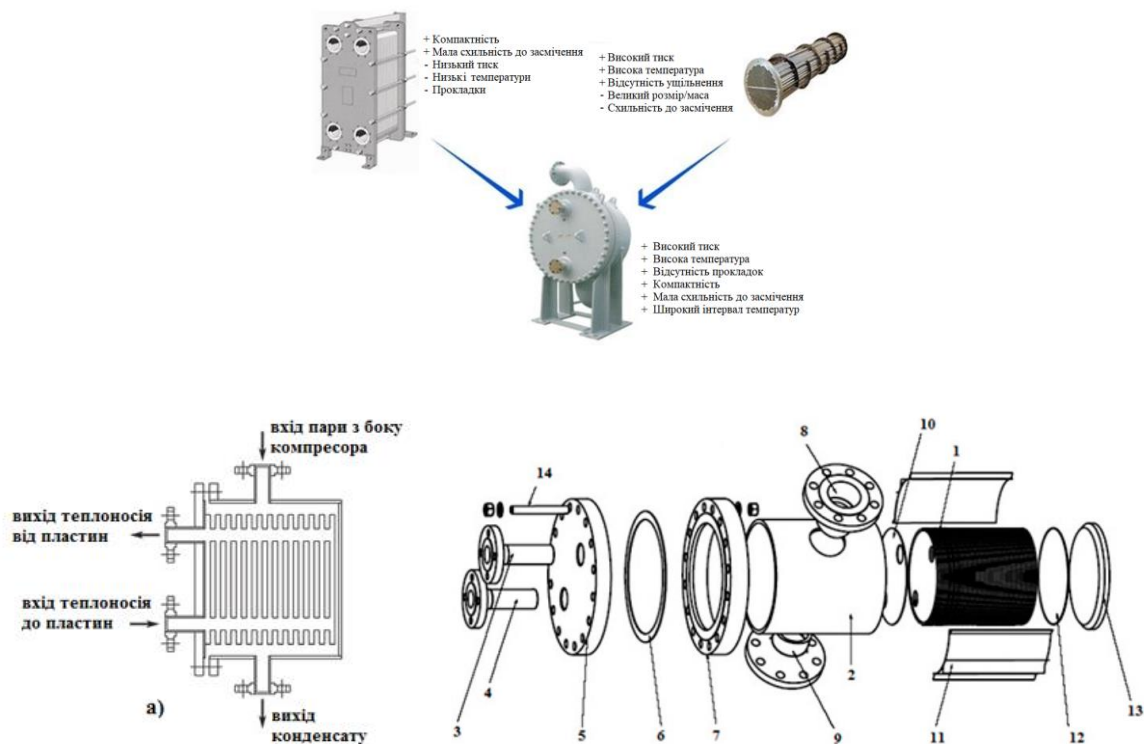


Рисунок 15. Конструкція кожухопластинчастого конденсатора [21]

У холодильних установках великої продуктивності переважно використовують кожухопластинчасті моделі у якості водяних конденсаторів. Фазові перетворення холодоагенту здійснюються у міжкasetному просторі під кожухом, чим забезпечено організацію парового простору для сепарації крапель рідини.

Вихідні дані для розрахунку:

Теплове навантаження – $Q_{квк} = 1000$ кВт;

Температура конденсації R1234ud $T_{кТН} = 100^{\circ}\text{C}$;

Масова витрата робочої речовини $M_{ТН} = 7,5$ кг/с

Температура води на вході у конденсатор $T_{вх} = 70^{\circ}\text{C}$;

Робочий тиск на стороні робочої речовини $p_k = 11.64$ бар

Геометричні характеристики пластин:

Діаметр пластин – 700 мм

Товщина пластини – $\delta = 1$ мм;

Ширина каналу – $u = 3$ мм.

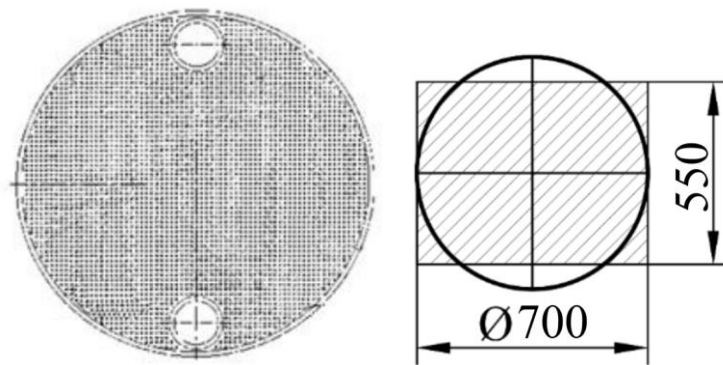


Рисунок 16. Характеристика теплообмінної поверхні:

Теплообмінна поверхня однієї пластини:

$$f_{1n} = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,7^2}{4} = 0,385 \text{ м}^2 \quad (20)$$

Умовна висота прямокутної пластини, теплообмінна поверхня якої дорівнює пластині, що має форму кола, і ширину, що дорівнює діаметру, становить.

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} = y \cdot D \Rightarrow y = \frac{\pi \cdot 0,7}{4} = 0,55 \text{ м.} \quad (21)$$

Живий перетин однієї касети:

$$f_{1к} = D \cdot u = 0,7 \cdot 0,003 = 0,0021 \text{ м} \quad (22)$$

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

Тепловіддавання при конденсації робочою речовиною
у вертикальних щілинних каналах [22]

Таблиця 4. Теплофізичні властивості R1234ud
на лінії насичення при $T=100^{\circ}\text{C}$.

Параметри	Ознака	Одиниці виміру	Значення	
			Рідина	Пара
Кінематична в'язкість		M^2/c	$\nu'_k = 1,1193 \cdot 10^{-7}$	$\nu''_k = 1,8299 \cdot 10^{-7}$
Теплопровідність	λ	$\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;	$\lambda' = 0,055650$	$\lambda'' = 0,016019$
Густина	ρ	$\text{кг}/\text{м}^3$	1111	74,26
Теплоємність	c	$\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;	$c'_p = 1,3574$	$c''_p = 1,1132$
Питома теплота пароутворення	r	$\text{кДж}/\text{кг}$;	117	117
Тиск	p	бар	11,64	
Критерій Прандтля			$Pr' = 3,0333$	$Pr'' = 0,94439$

Об'ємна витрата пари робочої речовини на вході до конденсатора:

$$V_{TH} = M_{TH} / \rho_n = 7.5 / 74.26 = 0.1 \text{ м}^3/\text{c} \quad (23)$$

Швидкість руху пари R1234ud на вході у канал

$$w_n'' = \frac{2 \cdot V_{TH}}{f_{1,K} \cdot n} = \frac{0,1 \cdot 2}{0,0021 \cdot 200} = 0,41, \text{ м} / \text{c} \quad (24)$$

n – кількість пластин в апараті.

Коефіцієнт тепловіддавання при конденсації робочої речовини у вертикальних щілинних каналах.

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0.2 \cdot \alpha_{R1224} \cdot Re^{0.12} \cdot Pr^{-0.33} = \\ &= 0,2 \cdot 1300 \cdot 0,94^{-0.33} \cdot 123900^{0.12} = 1085 \end{aligned} \quad (25)$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re_n = \frac{w_n'' \cdot y_e}{\nu} = \frac{0,41 \cdot 0,55}{1,82 \cdot 10^{-6}} = 123900 \quad (26)$$

Коефіцієнт тепловіддавання для нерухомої пари R1234yd на вертикальній стінці висотою y

$$\alpha_{R744} = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{(g \cdot r \cdot \rho^2 \cdot \lambda^3)}{\mu \cdot \theta \cdot y}} = 0.725 \cdot \sqrt[4]{\frac{9.8 \cdot 117000 \cdot 1111 \cdot 0,055^3}{1,12^{-6} \cdot 1 \cdot 0.55}} = 766 \quad (27)$$

Для каналів, виконаних з пластин, середній коефіцієнт тепловіддавання на 70% вище, тоді:

$$\alpha_{245} = 766 \cdot 1.7 = 1300 \text{ Вт/м}^2\text{К}$$

Питомий тепловий потік

$$q_a = \alpha_o \cdot \theta_o \quad (28)$$

Результати розрахунків густини теплового потоку з сторони R1234yd в залежності від температурного напору $\theta = (T_k - T_{ct})$ надано у таблиці 5.

Таблиця 5. Результати розрахунків теплового потоку q_r при конденсації R1234yd у вертикальних щілинних каналах

$(T_k - T_{ct})$	25	20	15	10	5
q_k	27125	21700	16275	10850	5425

Тепловіддавання при русі води у вертикальних щілинних каналах [22]

Таблиця 6. Теплофізичні властивості води при $T=80^\circ\text{C}$

Параметр	Ознака	Одиниці виміру	Значення
Кінематична в'язкість		$\text{М}^2/\text{с}$	$0.732 \cdot 10^{-6}$
Теплопровідність	λ	$\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;	$62.65 \cdot 10^{-2}$
Густина	ρ	$\text{кг}/\text{м}^3$	993.95
Теплоємність	c	$\text{кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;	4.174
Критерій Прандтля			4.865

Об'ємна витрата води, що входить у канал:

$$V_g = \frac{Q_k}{c_p \Delta T \rho} = 1000 / 10 / 4.174 / 993.95 = 0,024, \text{ м}^3/\text{с} \quad (29)$$

Підігрівання води ΔT приймаємо 10 К

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

Швидкість води

$$w_a = \frac{2V_a}{f_{1.k} \cdot n} = 2 * 0,024 / 200 / 0,0021 = 0,11 \quad (30)$$

Критерій Рейнольдса

$$Re_{pid} = \frac{w}{\nu} d_{екв} = 0,11 * 0,003 / 0,732 \cdot 10^{-6} = 450,8 \quad (31)$$

Критерій Нусельта

$$Nu = 0.021 Re^{0.8} Pr^{0.43} = 0,021 * 450^{0.8} * 4,865^{0.43} = 5,498 \quad (32)$$

Коефіцієнт тепловіддавання від води

$$\alpha_e = \frac{Nu \lambda}{d_{екв}} = 5,498 * 0,6265 / 0,003 = 1148 \quad (33)$$

Тепловий потік від води в залежності від температурного напору

$\theta = (T_{ст} - T_{вол})$ надано у таблиці 7.

$$q_e = \alpha (T_{ст} - T_{вол}) \quad (34)$$

Таблиця 7. Результати розрахунків теплового потоку q_r при русі води у кон у вертикальних щілинних каналах

$(T_{ст} - T_{вол})$	5	10	15	20	25
q_k	5744	11480	17220	22960	28700

Визначення густини теплового потоку в апараті в залежності від теплового напору графоаналітичним методом надано на рис.17.

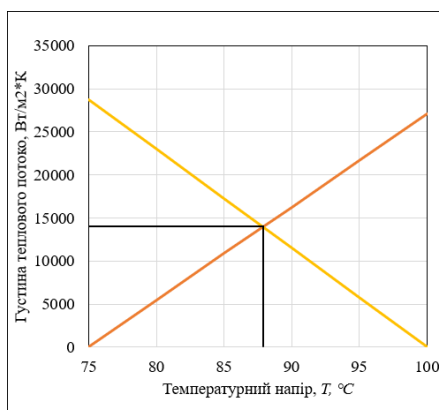


Рисунок 17. Графоаналітичний метод визначення густини теплового потоку в залежності від температурного напору в апараті

Розрахункова густина теплового потоку в апараті $q=14000 \text{ Вт/м}^2$

Теплопередавальна поверхня апарату

$$F_i = Q_{кв} / q_{квi} = 1000 / 14 = 71.42 \text{ м}^2 \quad (35)$$

Кількість пластин

$$z = F_i / f_{in} = 71.42 / 0,385 = 185 \quad (36)$$

На підставі отриманих результатів робимо висновок, що параметри конденсатора задовольняє блок з 200 пластин з підігріванням води на 10 К.

Конструктивний розрахунок апарату

Внутрішній діаметр кожуху $D=800 \text{ мм}$

Довжина блоку касет $L = (z + 2)(u + \delta) = 202 \cdot 4 = 808 \text{ мм} \quad (37)$

Об'ємні габарити блоку касет

$$V = L\pi D^2 / 4 = 0.808 \cdot 3.14 \cdot 0,8^2 / 4 = 0,402 \text{ м}^3 \quad (38)$$

Умовний діаметр патрубків для підключення потоків до апарат у

Загальне рівняння для розрахунку

$$d = (4M / \pi \rho w)^{0,5} \quad (39)$$

Швидкість потоків визначено за рекомендаціями роботи

Патрубок паровий робочої речовини на вході під кожух

$$d_n = (4M_{TH} / \pi \rho_n w_n)^{0,5} = \{4 * 7,5 / (3,14 * 10 * 72)\}^{0,5} = 0,114, \text{ м} \quad (40)$$

Патрубок рідинний робочої речовини а виході з кожуху

$$d_p = (4M_{TH} / \pi \rho_p w_p)^{0,5} = (4 * 7,5 * 0,001 / 3,14 * 0,5)^{0,5} = 0,14 \text{ м} \quad (41)$$

Патрубки входу і виходу води з блоку касет

$$d_g = (4M_g / \pi \rho_g w_g)^{0,5} = (4 * 0,024 / 3,14 * 1)^{0,5} = 0,031, \text{ м} \quad (42)$$

Отримані розрахункові дані знаходяться в межах значень за матеріалами фірми (таблиця 6) [22].

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

Таблиця 8. Характеристики конденсаторів за даними фірми SABROE

Тип	P-100T	P-200T	P-350T	P-500T	P-600T	P-750T	P-1000T
Кількість пластин	60 – 100	60 – 180	60 – 330	90 – 270	90 – 270	120 – 450	210 – 550
Діаметр пластини, мм	120	190	320	454	556	740	940
Площа теплообміну, м ²	0,6 – 1,0	1,62 – 4,86	4,92 – 27,06	14,85 – 44,55	31,5 – 94,5	51,6 – 193,5	150,57 – 394,35
Д1, мм	230	360	550	695	795	1110	1345
Д2, мм	140	219	356	520	720	920	1060
А, мм	80	130	226	330	420	538	740
Б, не менше, мм	210	530	650	900	1100	1300	1600
Л, мм	300 – 350	500 – 800	600 – 1500	930 – 1560	1000 – 1700	1200 – 2300	1400 – 2700
Умовний діаметр приєднання до пакета пластин, мм	25	25	50	80	100	150	200
Умовний діаметр приєднання до корпусу, мм	25 – 50	25 – 80	25 – 150	50 – 300	50 – 400	50 – 500	50 – 700

Зразок кожухопластинчастого конденсатора фірми SABROE наведено на рис.18.



Рисунок 18. Зразок кожухопластинчастого конденсатора фірми Tranter [27]

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ТЕХНІКА БЕЗПЕКИ ТА ПРАВИЛА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ

Правила експлуатації теплових насосів регулюються положеннями нормативного документа, затвердженого наказом Міненерго України. У «Правилах технічної експлуатації теплових енергоустановок» можна знайти вимоги, у тому числі щодо забезпечення безпечного використання агрегатів та пожежної безпеки [31].

Головною умовою введення в роботу енергетичної установки стає вибір таких методів та способів її експлуатації, які б мінімізували вплив на обслуговуючий персонал шкідливих та небезпечних факторів. Серед обов'язкових вимог – використання передбачених інструкцією з охорони праці і техніки безпеки засобів захисту, пристроїв та інструменту, які запобігають виникненню ризиків виникнення надзвичайних подій. Всі інші правила безпеки, що стосуються дій працівників перед початком роботи, під час роботи, після її закінчення або в аварійних ситуаціях, також наводяться у внутрішніх інструкціях, розроблених фахівцем з ТБ.

Відповідальність за пожежну безпеку теплових установок та приміщень, у яких вони функціонують, покладається на керівника організації. І робочий, і обслуговуючий персонал зобов'язаний суворо дотримуватись вимог, зазначених у нормативних документах, та дотримуватись протипожежного режиму теплових енергетичних пристроїв. Обов'язковою є практика проведення регулярних протипожежних інструктажів, занять із пожежно-технічного мінімуму, протипожежних тренувань, участь у яких мають брати всі особи, зайняті в обслуговуванні теплового обладнання

Електробезпека – це система організаційних і технічних заходів і засобів, що забезпечують захист людей

Захисне заземлення – навмисне електричне з'єднання з землею або з її еквівалентом металевих неструмоведучих частин, які можуть опинитися

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
						40
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

під напругою. Призначення захисного заземлення – усунення небезпеки ураження людей електричним струмом при появі напруги на конструктивних частинах електрообладнання, тобто, при замиканні на корпус.

Захисного заземлення підлягають металеві неструмоведучих частини обладнання, які через несправність ізоляції можуть опинитися під напругою і до яких можливий дотик людей і тварин. При цьому в приміщеннях з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних за умовами ураження струмом, а також в зовнішніх установках заземлення обов'язковий при номінальному напрузі електроустановки вище 42В змінного і вище 110В постійного струму, а в приміщеннях без підвищеної небезпеки – при напрузі 380В і вище змінного і 440В і вище постійного струму.

Для ефективного управління ризиками важливо проводити регулярну діагностику системи, впроваджувати автоматизовані системи моніторингу витоків та забезпечувати підготовку персоналу відповідно до стандартів безпеки. Основою управління ризиками є відповідність українським нормативам, зокрема ДСТУ 7251:2012 "Безпека машин" та міжнародним стандартам, як-от ISO 45001:2018, які визначають вимоги до систем управління охороною праці.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						41
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОЦІНКА ВАРТОСТІ НАУКОВО-ДОСЛІДНИЦЬКОЇ РОБОТИ

4.1. Формування стрічкового графіку виконання роботи [32]

Плани виконання наукової роботи формують з використанням різних моделей, один з яких стрічковий графік.

Стрічковий графік – графічна модель з переліком робіт, що виконуються, з зазначенням часу початку робіт, часу завершення робіт і тривалості всієї роботи. Формування стрічкових графіків вимагає розрахунків трудомісткості і тривалості кожної роботи і кількості виконавців. Для цих розрахунків потрібні нормативи трудомісткості виконання робіт, диференційованих за такими ознаками, як ступінь новизни, складності, формат креслень.

Перевагами стрічкового графіка є простота, наочність, можливість відображення змісту і багатьох організаційно-економічних характеристик робіт. Створення графіку показано на конкретному прикладі.

Загальний термін роботи 3 місяці, з 11 вересня до 10 грудня 2023 року з урахуванням вихідних і святкових днів. Кількість робочих календарних днів за цей період склало 65 (5-ти денний робочий тиждень і свята).

На підставі даних таблиці 4.1 складаємо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт.

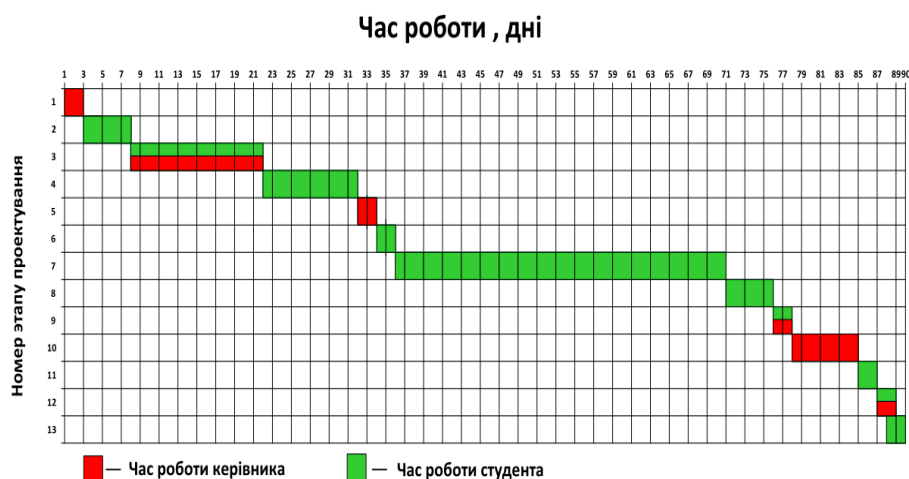


Рисунок 19. Стрічковий графік виконання роботи

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Таблиця 9. Дані для створення стрічкового графіка

Етап	Назва розділу роботи	Посада виконавців	Тривалість, доба
1	Розробка та затвердження технічного завдання	Інженер / керівник	0/2
2	Вивчення технічного завдання	Інженер / керівник	5/0
3	Огляд і вивчення літератури	Інженер / керівник	14/14
4	Розробка структури об'єкта	Інженер / керівник	10/0
5	Вибір методу дослідження	Інженер / керівник	0/2
6	Огляд технічно\ літератури з теми дослідження	Інженер / керівник	2/0
7	Моделювання об'єкту	Інженер / керівник	35/0
8	Числове моделювання об'єкту	Інженер / керівник	5/0
9	Аналіз результатів досліджень	Інженер / керівник	2/2
10	Корекція моделей , що використовуються	Інженер / керівник	0/7
11	Оформлення пояснювальної записки	Інженер / керівник	2/0
12	Обговорення та затвердження результатів роботи	Інженер / керівник	2/2
13	Підготовка матеріалів роботи до захисту	Інженер / керівник	2/0
Разом:			77/29

4.2. Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на НДР являє собою вартісну оцінку використуваних у процесі виконання роботи матеріалів, енергії, основних фондів, трудових ресурсів, а також інших витрат на її створення та захист.

Витрати, що утворюють кошторис, групують відповідно до їх економічного змісту за такими елементами:

- матеріальні витрати;
- вартість робочої сили;
- амортизація основних засобів;
- інші витрати.

Матеріальні витрати надано в таблиці 4.2.

Таблиця 10. Список матеріальних витрат

Назва	Одиниці	Кількість	Ціна за одиницю, гривень.	Сума, гривень.
Канцелярські товари	шт.	8	70	560
USB флеш-пам'ять	шт.	1	350	350
Чорнило для лазерного принтера	шт.	1	250	250
Разом				1160

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних

$$B_{el} = N \cdot c_{el} \cdot \tau_e, \quad (43)$$

де, N – енергоспоживання обладнання кВт/год; c_{el} – вартість 1 кВт.год, гривень; τ_e – час використання обладнання під час робіт, год.

Для роботи використовували персональний комп'ютер потужністю 350 Вт і принтер потужністю 10 Вт. У ПІВМ є час: 50 днів, 8 годин на добу, принтера – 6 хвилин.

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Вартість 1кВт електроенергії становить – 4,30 грн/кВт.год.

Вартість електроенергії становить:

$$B_{ел} = 0,35 \cdot 4,3 \cdot 50 \cdot 8 + 0,01 \cdot 4,3 \cdot 0,1 = 602 \text{ грн.} \quad (44)$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_m + B_{ел} = 1160 + 602 = 1762 \text{ грн.} \quad (45)$$

Витрати на заробітну плату включають заробітну плату керівника (к.т.н. і інж).

Заробітна плата нараховується, виходячи із ставки розробника і часу, що витрачається на виконання роботи.

Керівник – к.т.н. має ставку 12000 гривень, інженер має 5800 гривень.

Виходячи з витрат часу на розроблення (керівник – 29 днів, виконавець – 77 днів), зарплата дорівнює:

$$Z_{кер} = \frac{12000}{22} \cdot 29 = 15818 \text{ грн} - \text{зарплата керівника;}$$

грн – зарплата виконавця.

Витрати на заробітну у плату: $Z_{ст} = \frac{5800}{22} \cdot 77 = 20300$:

$$\sum Z = Z_{кер} + Z_{ст} = 15818 + 20300 = 36118 \text{ грн.} \quad (46)$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$Z_{дод} = \sum Z \cdot 0,15 = 36118 \cdot 0,15 = 5417,7 \text{ грн.} \quad (47)$$

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зн} = Z_{дод} + \sum Z = 5417,7 + 36118 = 41535,7 \text{ грн.} \quad (48)$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{пр} = \Phi_{зн} + \sum B = 41535,7 + 1762 = 43297,7 \text{ грн.} \quad (49)$$

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
						45
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 11. Необхідні витрати

Назва витратних позицій	Сума, гривень.	Відсоток
Матеріальні витрати, $\sum B$	1762	5
Витрати на заробітну плату, Φ_{zn}	41535.7	95
Загальна вартість, $\sum B_{np}$	43297.7	

Орієнтовно вартість виконання конкретної роботи становить 43297.7 гривен.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						46
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. Теплові насоси є пристроями перетворення енергії для промисловості, пропонують ефективні способи зниження споживання первинної енергії шляхом рекуперації відпрацьованого, тепла.
2. Тепловий насос являє собою енергоефективне рішення для отримання високих температур, в діапазоні від 80 °С до 100 °С. Така конфігурація дозволяє використовувати теплову енергію для акумуляції, знижуючи неузгодженість виробництва та споживання електроенергії.
3. Аналіз енергетичних характеристик теплового насосу при роботі за зміною режиму конденсації при постійній тепловій потужності виявив: зростання масової витрати робочої речовини на 19%, зниження енергетичної ефективності циклу на 45% з майже на 15% зменшилася термодинамічна ефективність машини.
4. Отримані дані характеризують лише зворотний цикл системи батареї Карно, і повинні враховуватися при подальшому дослідженні установки батареї Карно у цілому.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						47
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ЛІТЕРАТУРА

1. Dumont O, Frate GF, Pillai A, Lecompte S, Lemort V. Carnot battery technology: a state-of-the-art review. *J Energy Storage* 2022;32:101756.
2. Zineb Fergani, Tatiana Morosuk, Multi-objective exergy-based optimization of a Carnot battery under different charging/discharging durations, *Energy*, Volume 338, 2025, paper 138964, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2025.138964>.
3. Benato A, Stoppato A. Pumped thermal electricity storage: a technology overview. *Therm Sci Eng Prog* 2018;6:301–15.
4. Atakan B, Thermodynamic analysis of carnot batteries: storage temperatures, sensitivities, and optimal parameters. Available at: SSRN <https://ssrn.com/abstract=4775278>. <https://doi.org/10.2139/ssrn.4775278>
5. Vecchi A, Knobloch K, Liang T, Kildahl H, Sciacovelli A, Engelbrecht K, Li Y, Ding Y. Carnot battery development: a review on system performance, applications and commercial state-of-the-art. *J Energy Storage* 2022;55(Part):105782. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105782>. D.
6. Zhao Y, Song J, Zhu P, Wang W, Song Z, Ding Y. Carnot battery for energy storage: advancements and challenges. *Green Energy and Resources* 2023;1(4):100048. <https://doi.org/10.1016/j.gerr.2024.100048>
7. Chen H, Goswami DY, Stefanakos EK. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. *Renew Sustain Energy Rev* 2010;14:3059–67.
8. Vélez F, Segovia JJ, Martín MC, Antolín G, Chejne F, Quijano A. A technical, economical and market review of organic Rankine cycles for the conversion of low-grade heat for power generation. *Renew Sustain Energy Rev* 2012;16 (6):4175–89.
9. Tchanche BF, Gr Lambrinos, Frangoudakis A, Papadakis G. Low-grade heat conversion into power using organic Rankine cycles – a review of various applications. *Renew Sustain Energy Rev* 2011;15:3963–79.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

10. TH for different working fluids. *Energies* 2024;17:437. <https://doi.org/10.3390/en17020437>. [19] Frate GF, Ferrari L, Desideri U. Multi-criteria investigation of a pumped thermal electricity storage (PTES) system with thermal integration and sensible heat storage. *Energy Convers Manag* 2020;208:112530. Electricity Storage (HT-PTES) integrated with a parallel organic rankine cycle (ORC). *Ene*
11. TH Fan R, Xi H. Energy, exergy, economic (3E) analysis, optimization and comparison of different Carnot battery systems for energy storage. *Energy Convers Manag* 2022;252:115037. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2022.115037>.
12. TH Jiang Y, Su W, Wu C, Wang S. Enhanced thermally integrated Carnot battery using low-GWP working fluid pair: multi-aspect analysis and multi-scale optimization. *Appl Energy* 2024;376(part A):124226. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2024.124226>.
13. ДЖУНГ Jung, D., Lee, Y., Park, B., Byoung-ha, K., 2000. A study on the performance of multi-stage condensation heat pumps. *Int. J. Refrigeration* 23, 528–539. doi:10.1016/S0140-7007(99)00083-3.
14. IEA 12 IEA, 2012. Industrial heat pumps, IEA Heat Pump Centre Newsletter Volume 30, No. 1/2012, p. 15. <<http://www.heatpumpcentre.org>>.
15. Peterson RB. A concept for storing utility-scale electrical energy in the form of latent heat. *energy* 2011;36(10):6098–109.
16. Atakan B, Thermodynamic analysis of carnot batteries: storage temperatures, sensitivities, and optimal parameters. Available at: SSRN <https://ssrn.com/abstract=4775278>. <https://doi.org/10.2139/ssrn.4775278>.
17. Vecchi A, Knobloch K, Liang T, Kildahl H, Sciacovelli A, Engelbrecht K, Li Y, Ding Y. Carnot battery development: a review on system performance, applications and commercial state-of-the-art. *J Energy Storage* 2022;55(Part):105782. <https://doi.org/10.1016/j.est.2022.105782>. D.

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						49
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

18. Zhao Y, Song J, Zhu P, Wang W, Song Z, Ding Y. Carnot battery for energy storage: advancements and challenges. Green Energy and Resources 2023;1(4):100048. <https://doi.org/10.1016/j.gerr.2024.100048>.
19. Morandin M, Mar'echal F, Mercangoz M, Buchter F. Conceptual design of a thermoelectrical energy storage system based on heat integration of thermodynamic cycles Part A : methodology and base case. energy 2012;45:375–85.
20. Uhlmann, M., Heldstab, A., Bertsch, S., 2014. OptiRef: heat pump with two heat sources at different temperature levels, paper 2142. International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Purdue, Paper 1372. pp. 1–10. <<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1372>>.
21. Промисловий теплоий насос <https://mammoth/catalog/teplovyenasy/promyshlennye/ysclid=mok4tcwmee619521450>
22. Hung TC, Shai TY, Wang SK. A review of organic Rankine cycles (ORCs) for the recovery of low-grade waste heat. Energy 1997;22(7):661–7.
23. Saleh B, Koglbauer G, Wendland M, Fischer J. Working fluids for low temperature organic Rankine cycles. Energy 2007;32:1210–21.
24. Quoilin S, Lemort V. Technological and economical survey of organic Rankine cycle systems. In: Proceedings of the 5th conference on economics and management of energy in industry. Algarve, Portugal; April 14–17, 2009.
25. Морозюк Т.В. Теорія холодильних машин и теплових насосів. – Одеса: Студія «Негоціант», 2006. -712с.
26. Поршневі компресори SABROE <https://www.johnsoncontrols.sg/industrial-refrigeration/sabroe-compressors/smc-100-single-stage>
27. Гвинтові компресори tranter <https://www.tranter.com/heat-exchangers/shell-and-plate/>
28. Вассерман, О. А. Технічна термодинаміка і теплообмін : підручник / О. А. Вассерман, О. Г. Слинько. - Одеса : Фенікс, 2019. - 496 с. <https://elc.library.ontu.edu.ua/library-w/DocumentDescription?docid=OdONAHТ.1596075>

					КРБ.КТ.613-03.1.17	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

29. Погорєлов А. І. 4 // Тепломасообмін (основи теорії і розрахунку): навчальний посібник для вузів. Львів, 2006. С. 14

30 Теплообмінні апарати SABROE <https://www.johnsoncontrols.sg/industrial-refrigeration/sabroe-compressors/smc-100-single-stage>

31. Техніка безпеки при ремонті устаткування систем теплопостачання
<https://studfile.net/preview/9095061/page:28/>

32. Розрахунок вартості на науково-дослідну розробку (НДР).
<https://lektsii.org/8-24777.html>

					<i>КРБ.КТ.613-03.1.17</i>	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		