

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА ДО КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

На тему: «Порівняльне дослідження автокаскадних циклів з використанням
ексергетичних методів аналізу»

Здобувача Матішака С.В.

2-го курсу КТ 261 групи

Керівник доц. Соколовська-Єфименко В.В

Консультант:

проф. Морозюк Л.І.

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2023 р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій Симоненко**

Одеса - 2023 рік

ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет Низькотемпературної техніки та інженерної механіки
Кафедра Кріогенної техніки
Ступінь вищої освіти магістр
Спеціальність 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітня програма «Кріогенні технології виробництва,
зрідження і транспортування природного газу»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» ____ 2023 року

З А В Д А Н Н Я НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Матішака Станіслава Васильовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Порівняльне дослідження автокаскадних
циклів з використанням ексергетичних методів аналізу

Керівник роботи к.т.н. Соколовська-Єфименко Вікторія Вікторівна
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ОНТУ від 30 жовтня 2023 року № 631-03

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 20 грудня 2023 року

3. Вихідні дані до роботи: Технологічні схеми автокаскадних циклів
Діапазони змін основних вхідних параметрів циклів для моделювання та оптимізації систем.

4. Перелік питань, які потрібно розробити:
Вступ. Аналіз літературних даних і постановка проблеми.
Вивчення автокаскадних систем. Моделювання запропонованої системи НЕАКЦ.
Енергетична модель системи НЕАКЦ. Моделювання ежектора.
Результати енергетичного аналізу систем. Ексергетичний аналіз автокаскадних систем.
Результати та обговорення. Загальні висновки. Охорона праці.
Економічні показники роботи. Список використаних джерел.

5. Перелік графічного матеріалу:
Презентація Power Point (12 слайдів)

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

7. Дата видачі завдання 02.02.2022

Керівник _____ доц. Соколовська-Єфименко В.В.

Завдання прийняв до виконання _____ Матішак С.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Вивчення технічного завдання	5 днів	
2	Огляд і вивчення літератури	14 днів	
3	Розробка математичної моделі об'єкта	2 дні	
4	Вибір методу дослідження	20 днів	
5	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	15 днів	
6	Розробка графічних моделей	2 дні	
7	Аналіз результатів досліджень	2 дні	
8	Оформлення пояснювальної записки	2 дні	
9	Обговорення та затвердження результатів роботи	2 дні	
10	Підготовка матеріалів роботи до захисту	2 дні	

Здобувач-дипломник _____
(підпис)

Станіслав МАТИШАК
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Вікторія СОКОЛОВСЬКА-
(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 _____
Матішак С.В.
(ПІБ)

(підпис)

АНОТАЦІЯ

На сьогоднішній день автокасадні системи (АКЦ) широко використовуються в енергетиці, військовій промисловості, електроніці та космосі. Відомо, що АКЦ має відносно низьку енергетичну ефективність. Двома основними причинами низької ефективності таких машин є недостатнє поділ компонентів зеотропного холодоагенту та великі втрати на дроселювання. Прагнучи поєднати переваги застосування двоступеневого поділу компонентів для підвищення ефективності поділу суміші та застосування ежсектора для зменшення втрат при дроселюванні в роботі пропонується нова холодильна автокасадна система із застосуванням ежсектора та двоступеневим поділом компонентів (НЕАКЦ). Для того, щоб кількісно проаналізувати нове схемно-циклове рішення (НЕАКЦ) в якості протипоставлених систем вибрано холодильні цикли: класичний автокасадний холодильний цикл (АКЦ), автокасадний холодильний цикл з ежсектором (ЕАКЦ) та автокасадний холодильний цикл з двоступеневим поділом компонентів суміші (ДРАКЦ). Порівняльне дослідження нового циклу та трьох інших автокасадних холодильних циклів проводилося методом моделювання, що ґрунтується на методах енергетичного та ексергетичного аналізу. Результати моделювання показують, що новий цикл завжди дає значний вииграш у продуктивності. При заданій температурі кипіння - 60 ~ -45°C енергетична ефективність циклів НЕАКЦ, ЕАКЦ та ДРАКЦ вище в середньому на 40,8%, 10,1% та 18,8% відповідно порівняно з АКЦ. Ексергетичні показники чотирьох циклів показують подібні результати. При температурі кипіння -60°C та температурі конденсації 30°C система НЕАКЦ забезпечує максимальне значення ексергетичної ефективності 16,9%, потім слідує системи ЕАКЦ 15,9%, ДРАКЦ 14,4% та АКЦ 14,2%. Максимальні втрати ексергії у всіх системах спостерігаються в компресорі та випарнику-конденсаторі, вони становлять від 23 до 28%. Запропонована система має вищі енергетичні та ексергетичні показники, ніж у інших аналізованих систем, але потребує додаткових досліджень.

Ключові слова: автокасадні цикли, ежсектор, поділ компонентів, ексергетичний аналіз

ABSTRACT

Autocascade refrigeration cycles (ARC) are widely used in the energy industry, military technologies, electronics industry, and space. It is known that the ARC has a relatively low energy efficiency. The two main reasons for the low efficiency of such systems are insufficient separation of zeotropic refrigerant components and huge throttling losses. To combine the advantages of using a two-stage separation of components to increase the separation efficiency of the mixture and the use of an ejector to reduce throttling losses, a new refrigeration cascade system using an ejector and two-stage separation of components (NEARC) is proposed. To quantitatively analyze the new technical solution of the NEARC, refrigeration cycles have been selected as opposed systems: conventional ARC, ARC with an ejector (EARC), and ARC with two-stage separation of the mixture components (TSARC). A comparative study of the new cycle and three other autocascade refrigeration cycles is carried out by a modeling method based on energy and exergy analysis methods. The simulation results show that a new cycle application always presents a high-performance improvement. At a given evaporating temperature - 60 ~ -45°C, the energy efficiency of the NEARC, EARC, and TSARC cycles is average 40.8%, 10.1%, and 18.8% higher, respectively, compared with the ARC. The exergy characteristics of the four cycles show similar results. At the evaporating temperature of -60°C and a condensing temperature of 30°C, the NEARC system provides a maximum exergetic efficiency of 16.9%, followed by the EARC systems of 15.9%, TSARC of 14.4%, and ARC of 14.2%. The maximum exergy losses in all systems are observed in the compressor and evaporator-condenser. They range from 23 to 28%. The proposed system has higher energy and exergy parameters than other systems but requires additional research.

Key words: Autocascade, ejector, component separation, exergy analysis

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА	12
1.1 Аналіз літературних даних і постановка проблеми	12
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.	16
2.1 Вивчення автокаскадних систем	16
2.2 Моделювання запропонованої системи НЕАКЦ	21
2.2.1 Енергетична модель системи НЕАКЦ	22
2.2.2 Моделювання ежектора.....	23
2.2.3 Результати енергетичного аналізу систем.....	35
2.3 Ексергетичний аналіз автокаскадних систем.....	41
2.3.1 Результати та обговорення.....	47
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ	50
ОХОРОНА ПРАЦІ	51
ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ.....	62
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	67

					<i>КРМ.КТ.1.631-03.1.27</i>		
<i>Змн.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА		
<i>Розроб.</i>		<i>Матішак С.В</i>					
<i>Перевір.</i>		<i>Соколовська-</i>					
<i>Реценз.</i>		<i>Єфименко В.В</i>					
<i>Н. Контр.</i>							
<i>Затверд.</i>					ФНТІМ, зр КТ-262		
					<i>Літ.</i>	<i>Арк.</i>	<i>Акрушів</i>
						6	70

ВСТУП

Актуальність теми

Для досягнення низьких температур від -40°C до -120°C зазвичай використовуються каскадні холодильні машини.

Каскадна система охолодження використовує два або більше циклів стиснення пари з різними холодоагентами. Температура кипіння-конденсації в кожному циклі поступово знижується з деяким перекриттям, щоб покрити весь необхідний перепад температур, а холодоагент вибирається таким чином, щоб ефективно працювати в температурному діапазоні. Число циклів може збільшуватися зі зниженням температури випаровування. Однак збільшення кількості циклів ускладнює систему та ускладнює стратегію управління. Відповідно збільшується вартість обладнання та витрати на його обслуговування. Таким чином, ці системи, зазвичай, складні або занадто дорогі.

Холодні системи використовують випарники для відведення тепла з простору, що охолоджується, передавання тепла теплообмінникам і охолодження за рахунок випаровування холодоагенту гарячої системи.

Як альтернативу замість цього можна використовувати теплообмінник рідина-рідина або аналогічний теплообмінник. Високотемпературні системи передають тепло звичайному конденсатору, який несе всю теплову потужність системи та охолоджується пасивно за допомогою повітря або води.

Каскадний цикл називається "автокаскадом" за рахунок герметизації окремих контурів або в якому газ стискається як суміш, але поділяється, оскільки один холодоагент конденсується в рідину, а інший продовжує залишатися у вигляді пари і може бути відокремлений будь-яким з решти холодоагентів циклу. Автоматичне каскадування накладає деякі обмеження на конструкцію системи та умови експлуатації, які можуть знизити ефективність, але це можливо.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		7

Спочатку автокаскадний холодильний цикл (АКЦ) застосовувався у сфері зрідженого газу (LNG). Порівняно з каскадною холодильною системою, яка має декілька компресорів, система АКЦ може досягати температури від -40°C до -160°C з використанням одного компресора і набору неазеотропних сумішей холодоагенту [1]. Ступінь стиснення в холодильних системах, які використовують неазеотропні суміші, нижчі, ніж у системах, що використовують чисті холодоагенти. Більше того, температурний зсув змішаних холодоагентів послаблює незворотні втрати у процесі теплопередавання.

Така система має просту конфігурацію, відрізняється надійністю роботи та низькими виробничими витратами. Ще однією перевагою АКЦ є те, що вона має більш гнучку здатність регулювання. Поділ та змішування сумішей легше забезпечити регулюванням роботи у кількох робочих умовах. Таким чином, вона має унікальні переваги застосування в області низьких температур, і її дослідження мають велике значення.

На сьогодні системи АКЦ широко використовуються в енергетиці, військовій промисловості, електроніці, космосі та біологічних медичних пристроях. Наприклад, для охолодження інфрачервоних датчиків, охолодження або зрідження газу, кріохірургії, кріоконсервації, кріоуповлювання водяної пари і т.д.

Проте, не можна ігнорувати її високий потенціал глобального потепління (GWP). Принципи вибору холодоагенту, такі як: хороші термодинамічні характеристики, відсутність токсичності, низьку займистість, тривалий термін служби та низьку вартість слід обов'язково враховувати при розробці таких систем. На підставі цих вимог було прийнято низку політик щодо захисту навколишнього середовища, що обмежують використання робочих рідин (HCFCs and HFCs) з високими значеннями GWP у всіх типах холодильних машин та теплових насосів [2].

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						8
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Таким чином класична зеотропна суміш R134a/R23, яка застосовується для автокасадних холодильних систем, поступово виводиться із звернення у всьому світі. Альтернативою є натуральні холодоагенти - вуглеводні, такі як R170, R290, R600a та R1150, які можна використовувати для отримання низьких температур [3].

На сьогоднішній день складність дослідження системи АКЦ полягає у підборі співвідношення змішаного холодоагенту та проектуванні системного процесу.

Відомо, що АКЦ має відносно низьке значення енергетичної ефективності. Низька енергетична ефективність АКЦ викликана низькою ефективністю поділу суміші та зсувом складу змішаного холодоагенту за різних робочих умов, а також великими незворотніми втратами під час дроселювання.

Таким чином, ефективні зміни для підвищення ефективності поділу компонентів у край необхідні для підвищення продуктивності автокасадної системи.

Враховуючи вищевикладене, ґрунтуючись на дослідженнях [10,17,11], у цій роботі пропонується провести аналіз схемно-циклового рішення нової автокасадної холодильної системи (НЕАКС) в якому робиться спроба досягти помітнішого підвищення продуктивності та порівняти запропоновану схему з існуючими.

Обрана тема роботи є актуальною з точки зору перспектив розвитку холодильної і кріогенної техніки, що до енергоефективності і екологічної безпеки.

Метою роботи є порівняльний аналіз схемно-циклових рішень автокасадних холодильних систем на основі методів дослідження термодинамічної ефективності. Таке дослідження забезпечить теоретичну базу для проектування енергоефективних автокасадних систем.

Для досягнення поставленої мети необхідно було вирішити такі завдання:

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						9
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

– провести аналіз технологічної схеми нової автокаскадної холодильної системи (НЕАКС)

– дослідити термодинамічні процеси, що відбуваються в елементах нової автокаскадної холодильної системи (НЕАКС) та існуючих систем ДРАКЦ, ЕАКЦ та АКЦ;

– виконати енергетичний аналіз циклів систем: НЕАКС, ДРАКЦ, ЕАКЦ та АКЦ

– застосувати ексергетичний метод термодинамічного аналізу до оцінки характеристик аналізованих систем;

– проаналізувати отримані результати аналізу.

Об'єктом дослідження є технологічна схема автокаскадної холодильної системи

Предметом дослідження є термодинамічні процеси, які здійснюються в елементах автокаскадної холодильної системи

Методи дослідження – термодинамічний аналіз та числове моделювання термодинамічних процесів в елементах автокаскадної холодильної системи.

Обґрунтованість і достовірність результатів досліджень.

Обґрунтування отриманих результатів здійснено на основі загальноприйнятого підходу щодо моделювання процесів, що базуються на основних положеннях термодинаміки. Отримані результати не суперечать висновкам відомих теорій.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблене схемне-циклове рішення та методика визначення величин незворотностей ексергетичним методом є підставою для удосконалення автокаскадних холодильних систем

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		10

Фактологічною основою є підручники, навчальні посібники, матеріали фірм-виробників, які містяться на відповідних інтернет-сайтах, періодичних технічних виданнях та ін.

Структура роботи

Магістерська робота складається з вступу, двох глав, загальних висновків, охорони праці, економічних показників, списку використаних джерел. Зміст роботи викладно на 70 сторінках, включаючи 10 рисунків, 18 таблиць, список інформаційних джерел 32 найменувань.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						11
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

АНАЛІТИЧНА ЧАСТИНА

1.1. Аналіз літературних даних і постановка проблеми

Як уже зазначалося завдяки перевагам простої конструкції та низької вартості, автокаскадна холодильна система все частіше застосовується в області низькотемпературного охолодження, оскільки вона здатна реалізувати багаторівневий внутрішній автокаскадний ефект за рахунок розподілу фаз і компонентів зеотропної суміші холодоагенту [3].

За останні роки дослідники всього світу провели різні теоретичні та експериментальні дослідження автокаскадної холодильної системи [4].

Автори роботи [5] розробили прототип триступеневої автокаскадної холодильної системи з температурним охолодженням - 150°C і довели можливість отримання низької температури за допомогою автокаскадного циклу. У роботі [6] розглянуто автокаскадне охолодження з впорскуваннями пари, що призвело до підвищення COP (коефіцієнта перетворення) на 9,3–53,8% у порівнянні з традиційною автокаскадною системою. Автори роботи [7] за рахунок доповнення регулятора тиску в триступеновому автокаскадному холодильному циклі підвищили енергетичну ефективність і ексергетичний КПД відповідно на 32,9% і 15,4%. У дослідженні [8] в автокаскадній холодильній системі в якості низькокиплячого компонента зеотропного хладагента використовувався природний хладагент R744. Використовуючи, експериментальні данні автори вивчили зміну характеристик системи. У роботі [8] порівнювалася продуктивність автокаскадної холодильної системи з кількома холодоагентами на основі вуглеводневої суміші та R23/R134a. Автори констатували, що у роботі [9] порівнювалася продуктивність автокаскадної холодильної системи з кількома холодоагентами на основі вуглеводневої суміші та R23/R134a. Автори констатували, що R170/R600 є найкращою альтернативою.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						12
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Тим не менш, відносно низька продуктивність автокаскадних холодильних систем перешкоджає їх поширенню застосуванню [8], і тому необхідно докласти більше зусиль для підвищення продуктивності таких систем.

Однією з основних причин поганої роботи автокаскадної холодильної системи [10] є недостатній розподіл компонентів зеотропного холодоагенту. Фактично, масова концентрація низькокиплячого компонента у випарнику збільшується зі збільшенням ефективності поділу компонентів, що додатково призводить до покращення тиску кипіння та продуктивності системи.

У роботі [11] проведено модернізацію системи автокаскадного охолодження з використанням ректифікаційної колони, для підвищення ефективності поділу змішаних холодоагентів при температурі – 60°C. Ректифікаційна колона допомагає полегшити розподіл суміші. Однак така система складна, дорога та непридатна для малогабаритних холодильних систем.

Дослідники [10] модифікували автокаскадний холодильний цикл, додавши додатковий сепаратор для забезпечення подвійного розподілу компонентів. Вони досягли вищої ефективності розподілу компонентів, тим самим збільшили продуктивність системи. З тією ж метою у роботі [12] пропонується модифікувати автокаскадну холодильну систему з додаванням фракційного теплообмінника. Така модифікація покращила енергетичну ефективність системи в середньому на 17,7% порівняно з базовою системою.

У роботі [13] автори застосували рекуперативний теплообмінник в автокаскадній холодильній системі для підвищення ефективності поділу компонентів і досягли температури охолодження нижче -56,5°C.

З вищерозглянутих робіт можна побачити, що підвищення ефективності поділу компонентів суміші холодоагентів за рахунок оптимізації структури системи виявилось ефективним засобом підвищення продуктивності автокаскадної холодильної системи.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		13

Для вивчення взаємозв'язків між потенціалом покращення енергоефективності системи та компонентами реальних систем автокаскадних циклів та зазначення можливих шляхів покращення компонентів використовується ексергетичний аналіз[14].

У дослідженні [15] було розроблено ексергетичну модель для аналізу характеристик двох холодильних дросельних циклів. Результати показали, що більшість ексергетичних втрат у автокаскадній системі відбулася в теплообмінниках. У роботі [16] розглянуто новий процес виробництва LNG з використанням автокаскадного циклу в якості системи попереднього охолодження. Ексергетичний аналіз запропонованої системи показав, що 77,3% загальної незворотності посідає на теплообмінники.

Ще одним важливим фактором, що сприяє поганій роботі автокаскадної системи охолодження, є великі незворотні втрати, що виникають у процесі дроселювання холодоагенту, за рахунок великої різниці тисків конденсації та кипіння. Отже, зменшення втрат у процесі розширення є ефективним засобом підвищення продуктивності автокаскадної системи [17].

Автори роботи [18] розглянули двофазний ежектор, як перспективну альтернативу дросельному вентилю, оскільки він відрізняється простою конструкцією, низькою вартістю та легкістю обслуговування. У роботі [19] запропоновано класичну автокаскадну холодильну систему, в якій замість одного з двох дросельних вентилів був використаний двофазний ежектор. Результати моделювання показали, що заміна дросельного вентиля на ежектор підвищує енергетичну ефективність на 8,42–18,02%. Прототип системи, запропонованої у роботі [19] було досліджено у роботах [20,21]. Результати аналізу системи показали, що COP та ексергетичний ККД системи збільшилися до 9,6% та 25,1% відповідно порівняно з базовою системою. Аналогічні результати досліджень було отримано у роботах [22,23,24].

Автори роботи [24] представили ще одну нову автокаскадну холодильну систему з покращеним ежектором і заявили, що нова система з покращеним

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		14

ежектором може додатково збільшити COP на 18,1% порівняно з вищезгаданою системою.

Резюмуючи огляд літератури можна констатувати що збільшення ефективності поділу компонентів та застосування ежекторів для зменшення втрат при дроселюванні здатні підвищити продуктивність автокаскадної холодильної системи різними способами та можуть доповнювати один одного.

Таким чином, стає актуальним продовжувати наукові дослідження схемно-циклових рішень автокаскадних систем із залученням наукового інструментарію для підвищення енергоефективності та вирішення екологічних питань подібних систем.

Прагнучи поєднати переваги застосування двоступеневого розподілу компонентів для підвищення ефективності поділу компонентів та застосування ежектора для зменшення втрат при дроселюванні в роботі пропонується нова автокаскадна холодильна система із застосуванням ежектора та двоступеневим розподілом компонентів (НЕАКЦ).

Для того, щоб кількісно проаналізувати нове схемно-циклове рішення (НЕАКЦ) в якості протипоставлених систем обрані холодильні цикли: класичний автокаскадний холодильний цикл (АКЦ), автокаскадний холодильний цикл з ежектором (ЕАКЦ) та автокаскадний холодильний цикл з двоступеневим розподілом компонентів (ДРАКЦ)

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

2.1. Вивчення автокаскадних систем

Принципові схеми машин, що працюють за циклами: НЕАКЦ, ДРАКЦ, ЕАКЦ та АКЦ показано на рис. 2.1(а), (в), (с) та (d) відповідно.

Принцип роботи, термодинамічні та ексергетичні моделі циклів (ДРАКЦ, ЕАКЦ та АКЦ) представлені в роботах [9,19,6].

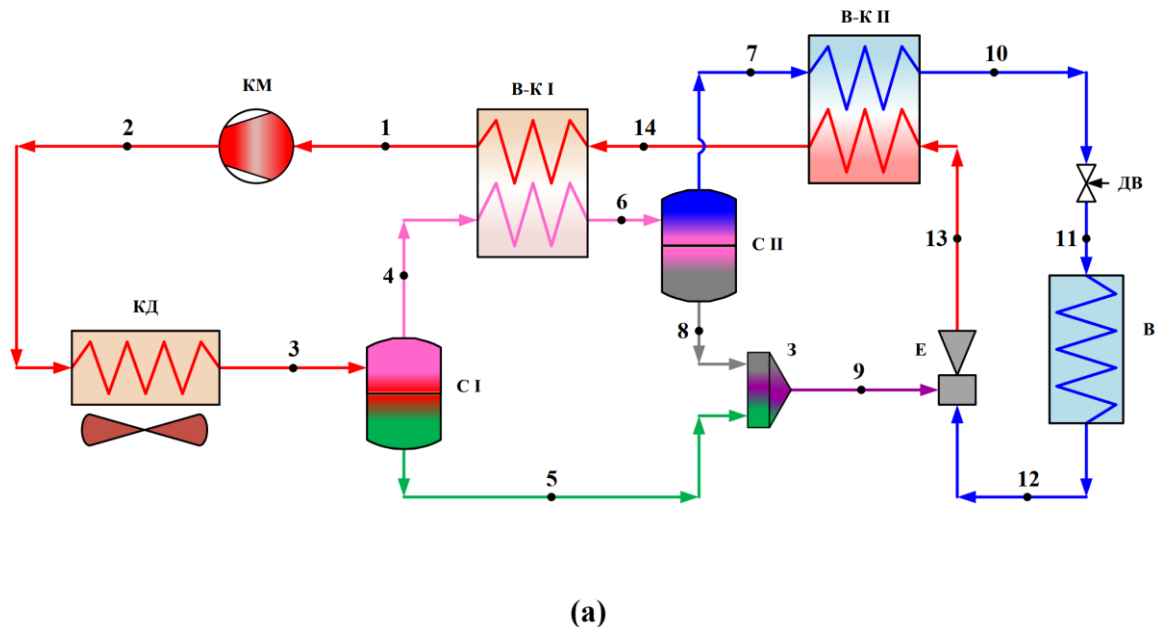


Рисунок 2.1(а) – Принципова схема запропонованої автокаскадної холодильної системи (НЕАКЦ)

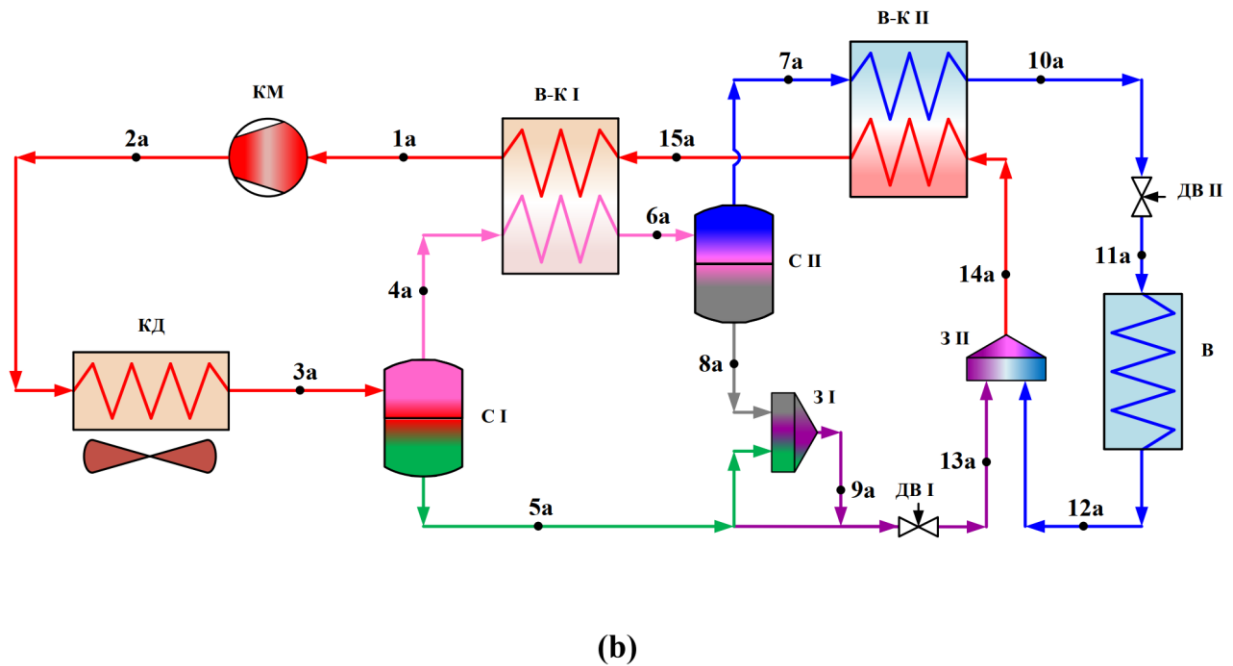


Рисунок 2.1(б) – Принципова схема автокаскадної холодильної системи з двоступеневим розподілом компонентів (ДРАКЦ)

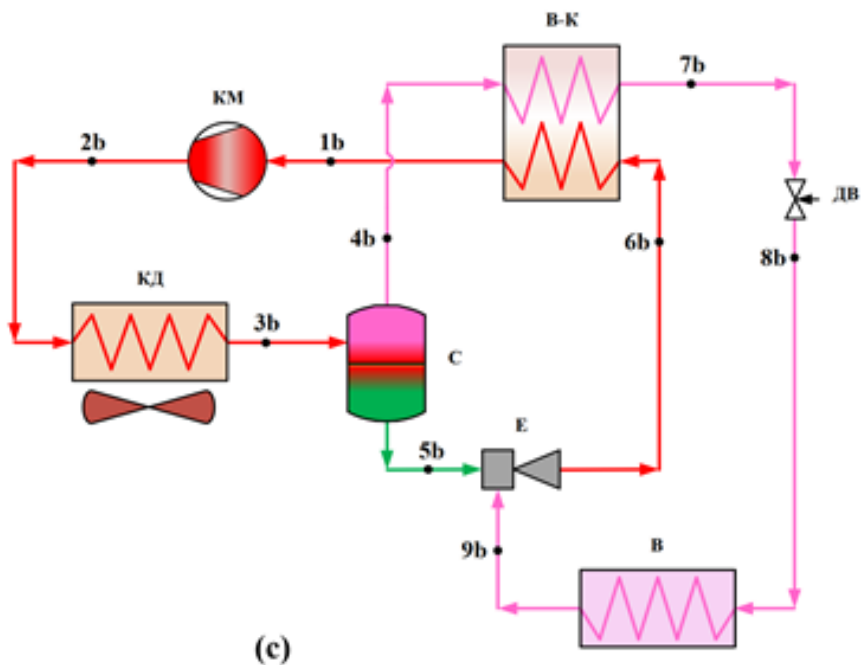


Рисунок 2.1(с) – Принципова схема автокаскадної холодильної системи з ежектором (ЕАКЦ)

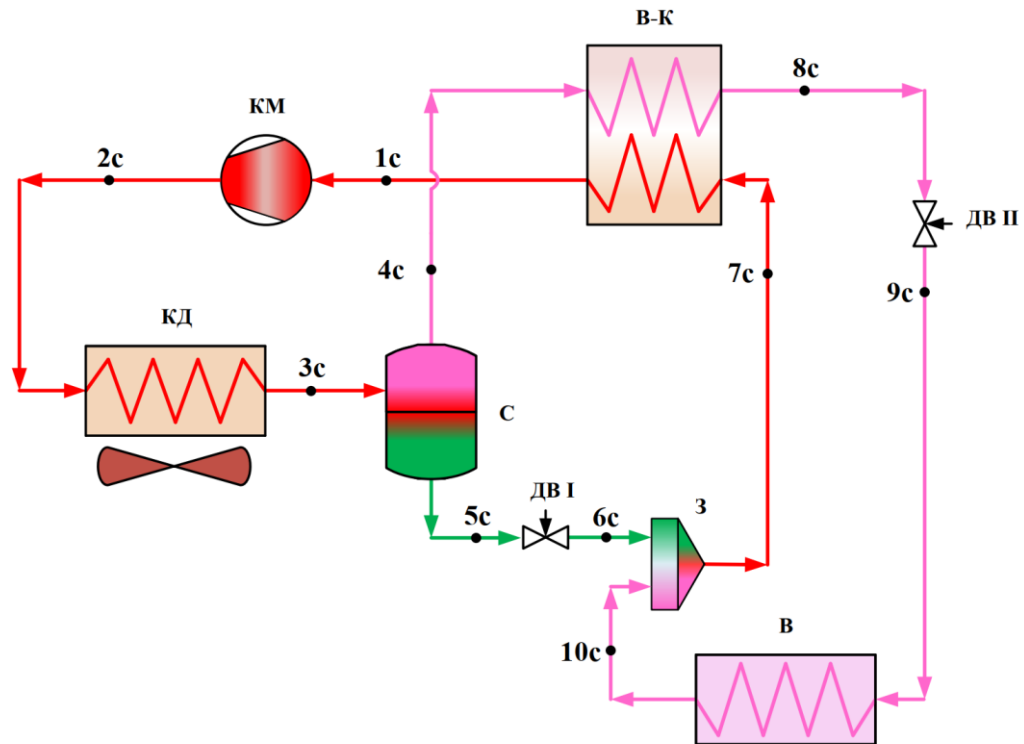


Рисунок 2.1(d) – Принципова схема класичного автокаскадного холодильного циклу (АКЦ)

Діаграми $p-h$ на рис. 2.2 відображають порядок роботи системи НЕАКЦ (червона суцільна лінія) та системи ДРАКЦ (блакитна пунктирна лінія).

Як показано на рис.2.2, завдяки двоетапному процесу розподілу та змішування компонентів у двох циклах існують шість різних масових концентрацій компонентів суміші холодоагенту (X1; X2; X3; X4; X5; X6).

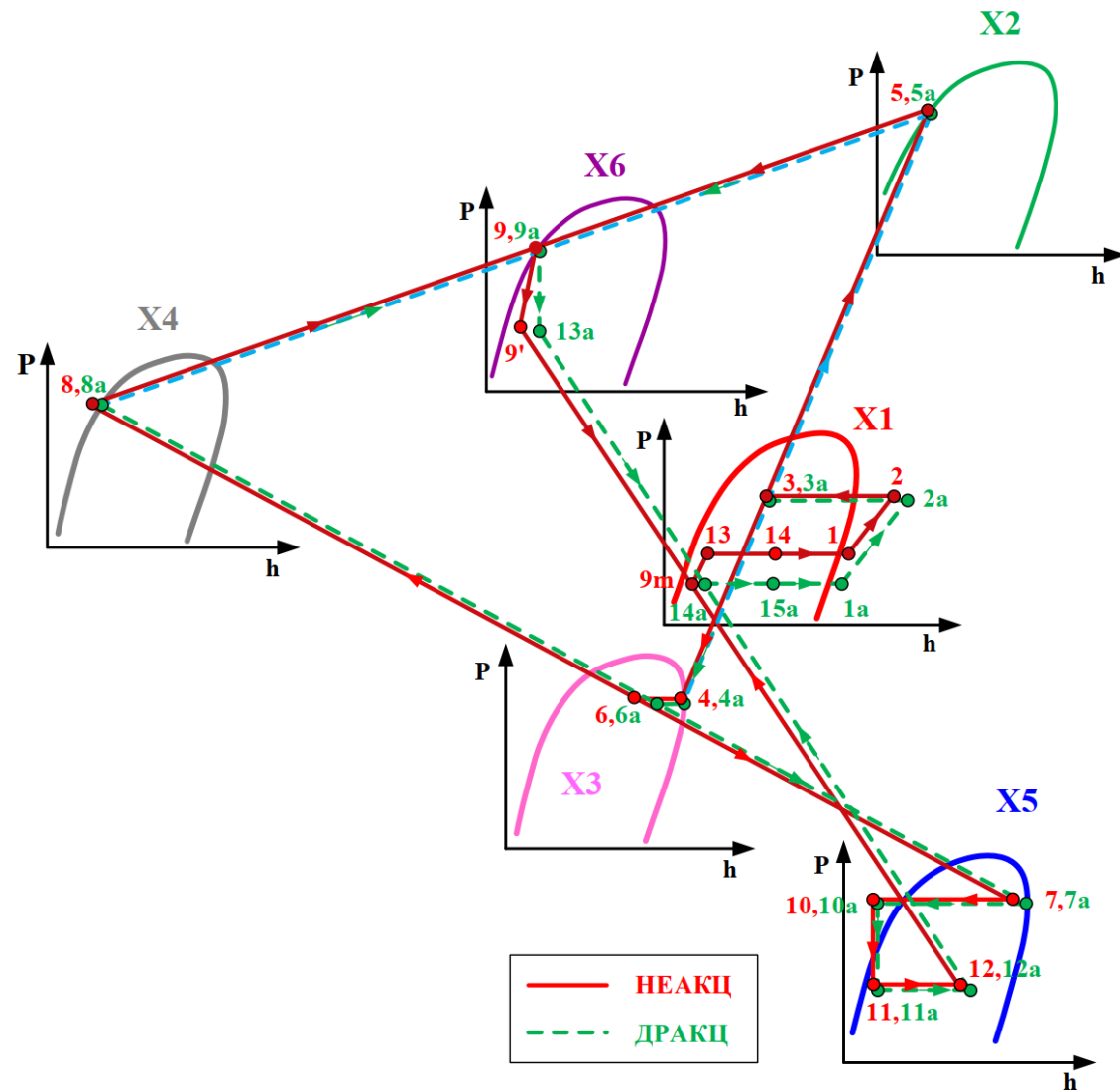


Рисунок 2.2 – Діаграми $P-h$ для систем НЕАКЦ і ДРАКЦ

Основними компонентами циклу системи НЕАКЦ, є: компресор (КМ), конденсатор (КД), сепаратор I (CI), сепаратор II (CII), випарник-конденсатор I (В-КІ), випарник-конденсатор II (В-КІІ), дросельний вентиль ДВ2, випарник (В), змішувач (З), ежектор(Е).

У циклі ДРАКЦ замість ежектора (Е) встановлений дросельний вентиль I (ДВІ), за рахунок чого додано змішувач 2 (ЗІІ) всі інші компоненти системи залишаються такими ж, як і в циклі НЕАКЦ.

Принцип роботи системи НЕАКЦ

Перегріта пара високого тиску (P_k) з масовою концентрацією X_1 після КМ (точка 2) конденсується в КД у двофазну рідину (точка 3), потім відбувається перший процес розподілу компонентів: пара (RH-висококиплячі компоненти) і рідини (RL-низькокиплячі компоненти) в CI. Насичена пара масовою концентрацією X_5 (точка 7) після CII конденсується у В-КІІ (точка 10), що має більш високу масову частку низькокиплячого компонента (RL) в порівнянні з точкою 4. Ця переохолоджена рідина розширюється в ДВ2 (точка 11) до низького тиску кипіння (P_0). Далі двофазна рідина кипить у В і надходить в ежектор як вторинний потік (точка 12). Рідина після CI з масовою концентрацією X_2 (точка 5) і після сепаратора CII з масовою концентрацією X_2 (точка 8) змішується в змішувачі З з утворенням потоку (точка 9) з масовою концентрацією X_6 , і надходить в ежектор в якості основного (робочого) потоку. У соплі ежектора робочий потік високого тиску розширюється до тиску кипіння (точка 9'), за рахунок розрядження відбувається підсмоктування вторинного потоку низького тиску в приймальну камеру ежектора (точка 12). У камері змішування відбувається змішання двох потоків з утворенням вологої пари (точка 9m), у дифузорі ежектора тиск зростає до тиску (P') і потік залишає ежектор з масовою концентрацією X_1 (точка 13). Цей потік повністю википає у В-КІ і В-КІІ (точка 14) і (точка 1) відповідно і, нарешті, повертається у всмоктувальну лінію компресора (точка 1).

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						20
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

У системі ДРАКЦ замість ежектора встановлено дросельний вентиль ДВ1. Таким чином, рідина високого тиску після процесу змішування в змішувачі (точка 9а) безпосередньо розширюється ДВІІ (точка 13а).

2.2 Моделювання запропонованої системи *НЕАКЦ*

Компоненти системи NEARC моделювалися з урахуванням масового, і енергетичного балансу.

У таблиці 2.1 наведено діапазони змін основних вхідних параметрів для моделювання системи

Таблиця 2.1 – Діапазони зміни основних вхідних параметрів

Параметр	Значення
Температура конденсації $t_k, ^\circ\text{C}$	25~40
Температура кипіння $t_0, ^\circ\text{C}$	-60~ - 45
Масова концентрація R290 у КМ X1 _(R290)	0,3~ - 0,7
Ступінь сухості пари на вході в С1 $x_{c1, \text{вх}}$	0,46~ - 0,6
Ступінь сухості пари на вході в С1 $x_{c2, \text{вх}}$	0,68~ - 0,88
Ступінь сухості пари на виході з В $x_{\text{в, вих}}$	0,8
Об'єм циліндра компресора $V_{\text{ц}}, \text{см}^3$	20
Частота обертання компресора n об/хв	2800

Робочою речовиною в системі обрано бінарну зеотропну суміш R290/R170

При моделюванні використовувалися такі припущення:

- всі процеси працюють у встановленому режимі. Крім того, вплив потенційної та кінетичної енергії незначний;
- падіння тиску в теплообмінниках та трубопроводах незначне;
- теплообмінники та трубопроводи не мають теплових втрат;
- потоки через дросельні вентиля ізоентальпні.

2.2.1 Енергетична модель системи НЕАКЦ

Суть енергетичного аналізу – визначення коефіцієнта перетворення енергії в циклі – COP .

Для проведення такого аналізу побудовано математичну модель за таким алгоритмом.

Питома холодопродуктивність циклу:

$$q_0 = (h_{12} - h_{11}) \cdot x_3 \cdot x_6, \text{ кДж/кг.} \quad (2.1)$$

Питома адіабатна робота стиснення в компресорі:

$$w_{KM} = h_{2s} - h_1, \text{ кДж/кг.} \quad (2.2)$$

Коефіцієнт перетворення теоретичного циклу:

$$COP_m = \frac{q_0}{w_{KM}^a}, \text{ кДж/кг.} \quad (2.3)$$

Потужність компресора:

$$W_{KM^P} = M_a^{KM} \cdot (h_2 - h_1), \text{ кВт.} \quad (2.4)$$

Ентальпія у точці 2 визначається як:

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{\eta_{iz(KM)}}, \text{ кДж/кг.} \quad (2.5)$$

де: h_{2s} — питома ентальпія холодоагенту на виході з компресора після гіпотетичного ізоентропного стиснення;

$\eta_{iz(KM)}$ – ізоентропний ККД процесу стиснення.

Ізоентропний ККД процесу стиснення визначається як [19]:

$$\eta_{iz(KM)} = 0,874 - 0,0135 \frac{P_K}{P'}. \quad (2.6)$$

Коефіцієнт подавання компресора визначається як [19]:

$$\lambda = 0,959 - 0,00642 \frac{P_K}{P'}. \quad (2.7)$$

Масова витрата холодоагенту в компресорі визначається як:

$$M_a^{KM} = \frac{V_u \cdot n \cdot \eta_{iz(KM)} \cdot \lambda}{v_1}, \text{ кг/с} \quad (2.8)$$

Рівняння збереження енергії для В-К I та В-КII:

$$h_1 - h_{14} = x_3 \cdot (h_4 - h_6) \Rightarrow \quad (2.9)$$

Ентальпія у точці 1 визначається як:

$$h_1 = x_3 \cdot (h_4 - h_6) + h_{14}, \text{ кДж/кг} \quad (2.10)$$

Ентальпія у точці 14 визначається як:

$$h_{14} - h_{13} = x_3 \cdot x_6 (h_7 - h_{10}) \quad (2.11)$$

$$h_{14} = h_{13} + x_3 \cdot x_6 (h_7 - h_{10}), \text{ кДж/кг} \quad (2.12)$$

Холодопродуктивність запропонованої системи:

$$Q_0 = M_a^{KM} \cdot x_3 \cdot x_6 \cdot (h_{12} - h_{11}), \text{ кВт} \quad (2.13)$$

Дійсний коефіцієнт перетворення:

$$COP_o = \frac{Q_0}{W}. \quad (2.14)$$

2.2.2 Моделювання ежектора

Математична модель ежектора розробляється на основі таких припущень:

- всі види сторонніх тепловтрат не враховуються;
- робочі умови розглядаються для стаціонарного стану установки;
- вплив падіння тиску на тертя - нехтують;
- для оцінки продуктивності ежектора використовується одномірна модель змішування при постійному тиску.
- ККД сопла та дифузора в ежекторі приймається рівним 85% кожного.
- Передбачається, що ефективність змішування становить 95% [25].
- падінням тиску і швидкістю потоку, що ежектуються на вході в ежектор нехтуємо [26].
- швидкість робочого потоку на вході до ежектора незначна;

- швидкість потоку, що ежекується, зневажливо мала в порівнянні зі швидкістю робочого потоку рідини, що виходить з робочого сопла [26].

Мета моделювання полягає в оцінці тиску на виході з дифузора та відповідну ступень сухості пари (X_{13}) на виході з дифузора.

Принципова схема моделі ежектора системи НЕАКЦ представлена на рис. 2.4

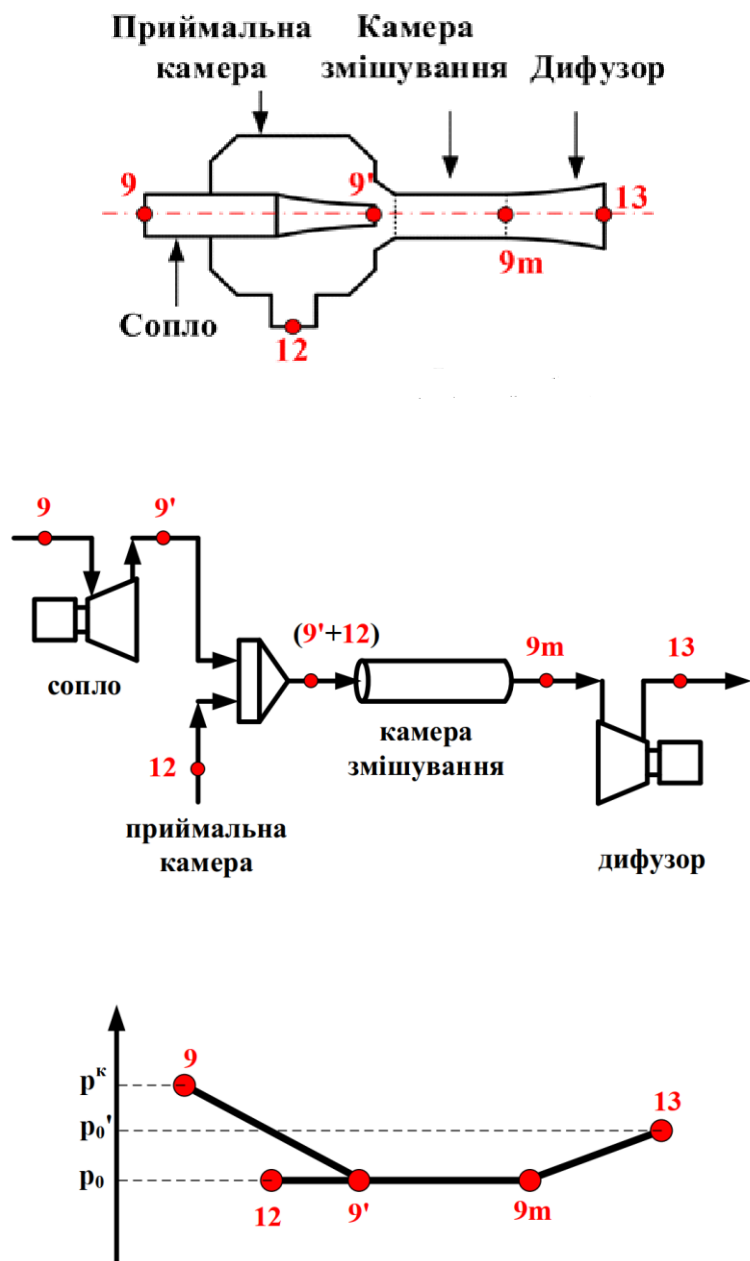


Рисунок 2.3 – Принципова схема моделі ежектора системи НЕАКЦ

Залежності для розрахунку параметрів потоків у ежекторі.

Ізоентропний ККД сопла:

$$\eta_{con} = \frac{h_9 - h_{9'}}{h_9 - h_{9s}}, \quad (2.15)$$

де h_9 і $h_{9'}$ являють собою питомі ентальпії робочого потоку на вході та виході із сопла, h_{9s} – питома ентальпія робочого потоку на виході з ідеального сопла (ізоентропне розширення). Тиск змішування для простоти дорівнює заданому тиску потоку, що ежекується, тобто: $P_{12}=P_0$.

Отже, h_{9s} може визначатися тиском змішування та питомою ентропією при ізоентропному розширенні $s_{9s} = s_{9'}$ відповідно до рівняння стану. Нехтуючи початковою швидкістю робочого потоку, швидкість робочого потоку рідини на виході з сопла ежектора визначається за допомогою застосування закону збереження енергії при розширенні:

$$u_a = \sqrt{2 \cdot \eta_{con} \cdot (h_9 - h_{9s}) \cdot 1000}, \text{ м/с.} \quad (2.16)$$

Маючи значення ступеня сухості пари (X_{13}) на виході з дифузора можна визначити коефіцієнт ежекції.

Приймаємо умовно, що з компресора виходить 1кг робочої речовини, тоді кількість робочої речовини (основний потік) ежектора, що надходить на вхід у сопло, буде складати: $(1 - x_3 \cdot x_6)$ кг, а кількість робочої речовини, що йде в приймальну камеру (що ежекується) складе $(x_3 \cdot x_6)$ кг.

Тоді коефіцієнт ежекції визначається як:

$$U = \frac{(x_3 \cdot x_6)}{(1 - x_3 \cdot x_6)} \quad (2.17)$$

Швидкість потоку після змішування та ентальпію на ділянці змішування потоків можна визначити за рівняннями. (2.18) та (2.19) відповідно:

$$u_{9m} = \frac{u_a \cdot \sqrt{\eta_{cm}}}{1 + U} \quad (2.18)$$

$$h_{9m} = \frac{h_9 + U \cdot h_{12}}{(1 + U)} - \frac{u_{9m}^2}{2 \cdot 1000} \quad (2.19)$$

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		25

Визначимо ентальпію на виході з дифузора:

$$h_{13} = h_{9m} + \frac{u_{9m}^2}{2 \cdot 1000} \quad (2.20)$$

Визначаємо ступінь сухості пари (x_{13}) на виході з дифузора.

Для ізотропного режиму роботи дифузора ентальпія на виході з дифузора визначається за допомогою наступного рівняння:

$$h_{13s} = h_{9m} + \eta_{\text{диф}} \cdot (h_{13} - h_{9m}) \quad (2.21)$$

Тиск на вході в дифузор можна оцінити так:

$$p' = f(h_{13s}, s_{13s}) \quad (2.22)$$

Моделювання запропонованої системи НЕАКЦ и систем ДРАКЦ, ЕАКЦ и АКЦ покажемо на прикладі з такими параметрами:

Робоча речовина – (R290/R170).

Температура конденсації: $t_k = 30^\circ\text{C}$

Температура кипіння: $t_0 = -60^\circ\text{C}$.

Масова концентрація пропану в суміші в компресорі: $X1_{(R290)} = 0,5\text{кг/кг}$.

Ступень сухості пари в сепараторі С1: $x_{c1, \text{вх}} = 0,55\text{кг/кг}$.

Ступень сухості пари в сепараторі С1: $x_{c2, \text{вх}} = 0,8 \text{ кг/кг}$.

Ступень сухості пари на виході з випарника: $x_{\text{В, вих}} = 0,8$.

Склад суміші у точках процесу наведено в таб.2.2.

Таблиця 2.2 – Мольний склад суміші в деяких точках циклу

Компонент	Масова концентрація, кг/кг					
	X1	X2	X3	X4	X5	X6
R290	0,5	0,61720	0,38280	0,57194	0,33551	0,5945
R170	0,5	0,38280	0,61720	0,42806	0,666449	0,40543

Розрахунки проводились за допомогою програми REFPROP [31].

Вихідні дані для розрахунку ежектора системи НЕАКЦ

Таблиця 2.3 – Термодинамічні параметри у відповідних точках для розрахунку ежектора системи НЕАКЦ

Точка	P, бар	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·°C)	X; кг/кг
9	21,2	21,362	277,05	1,3776	X6
12	1,78	-57,552	432,88	2,28	X5
9'	1,78	-54,212	240,88	1,3776	X6

Розрахункові параметри ежектора НЕАКЦ представлені в табл. 2.4.

Таблиця 2.4 – Розрахункові параметри ежектора системи НЕАКЦ

X_{13} , кг/кг	u_a , м/с	U	u_{9m} , м/с	h_{9m} , кДж/кг	h_{13} , кДж/кг°C	h_{13s} , кДж/кг	p' , бар	t_{13} , °C
0,559	247,9	0,666	145,072	328,81	339,343	338,0	2,4247	-47,383

Параметри в вузлових точках циклу НЕАКЦ надано в табл 2.5

Таблиця 2.5 – Термодинамічні та ексергетичні параметри вузлових точок циклу НЕАКЦ

№ точки	p, бар	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг	X, кг/кг	x, (кг/кг)	e^{ϕ} , кДж/кг
1	2,4247	-39,925	507,3	2,5292	X1	0,92	81,63
2 ^s	21,20	39,189	620,62	2,5229	X1	пер. п	196,83
2	21,20	59,064	666,189	2,6707	X1	пер.п	198,33
3	21,20	22,871	435,28	1,9126	X1	0,5	193,43
4	21,20	22,871	590,28	2,4365	X3	1	207,61
5	21,20	22,871	280,27	1,3887	X2	0	178,729
6	21,20	19,906	524,24	2,2123	X3	0,8	208,424
7	21,20	19,906	586,81	2,4238	X5	1	208,70
8	21,20	19,906	273,99	1,3664	X4	0	185,69
9	21,20	21,362	277,05	1,3776	X6	0	182,17
9'	1,78	-54,12	240,88	1,3776	X6	0,485	146,002
10	21,20	7,3062	249,44	1,2445	X5	0	222,93
11	1,78	-66,179	249,44	1,4180	X5	0,4293	171,209
12	1,78	-57,552	432,88	2,2873	X5	0,8	95,467
13	2,427	-47,318	339,34	1,7979	X1	0,5592	131,71
14	2,4247	-54,55	474,288	2,3873	X1	0,8496	90,92
9 _m	1,78	-54,55	328,81	1,7921	X1	0,595	122,909
13 ^s	2,4247	-47,383	338,0	1,7921	X1	0,582	132,09

*густина агента на всмоктуванні в компресор $\rho_1 = 5,0651 \text{ кг/м}^3$.

*Ступень стиснення в компресорі: $\pi_{KM} = \frac{p_k}{p'} = \frac{21,2}{2,4247} = 8,74$.

*Коефіцієнт підвищення тиску ежектора: $r_{Eж} = \frac{p'}{p_0} = \frac{2,427}{1,78} = 1,36$.

Таблиця 2. 6 – Результати моделювання запропонованої НЕАКЦ

Параметр	Значення
Питома холодопродуктивність циклу: q_0 , кДж/кг	73,37
Питома адіабатна робота стиснення: w_{KM0}^a , кДж/кг	113,32
Коефіцієнт перетворення теоретичного циклу COP_m	0,647
Ізоентропний ККД процесу стиснення, $\eta_{iz(KM)}$	0,713
Коефіцієнт подавання компресора λ	0,882
Потужність компресора: W_{KM} , кВт	0,47
Масова витрата холодоагенту в компресорі M_a^{KM} , кг·с ⁻¹	0,00297
Холодопродуктивність запропонованої системи: Q_0 , кВт	0,218
Дійсний коефіцієнт перетворення: COP_d	0,47

Особливості розрахунку циклу ДРАКЦ:

Рівняння збереження енергії для В-К I та В-КII:

$$h_{1a} - h_{15a} = x_{3a} \cdot (h_{4a} - h_{6a}) \quad (2.23)$$

$$h_{14} - h_{13} = x_{3a} \cdot x_{6a} (h_7 - h_{10}) \quad (2.24)$$

Ентальпія у точці 1 визначається як:

$$h_{1a} = x_3 \cdot (h_4 - h_6) + h_{15a}, \text{ кДж/кг.} \quad (2.25)$$

Ентальпія у точці 15 визначається як:

$$h_{15a} = h_{14a} + x_{3a} \cdot x_{6a} (h_{7a} - h_{10a}), \text{ кДж/кг.} \quad (2.26)$$

Параметри в вузлових точках циклу ДРАКЦ надано в табл. 2.7

Таблиця 2.7 – Термодинамічні та ексергетичні параметри вузлових точок циклу ДРАКЦ

№ точки	p , бар	t , °C	h , кДж/кг	s ; кДж/кг	X , кг/кг	x , (кг/кг)	e^ϕ , кДж/кг
1a	1,78	-46,771	508,67	2,5996	X1	0,9456	62,013
2 ^s a	21,2	48,79	642,94	2,5996	X1	пер. п	196,28
2a	21,2	72,84	696,93	2,7613	X1	пер. п	202,06
3a	21,2	22,871	435,28	1,9126	X1	0,5	193,45
4a	21,2	22,871	590,28	2,4365	X3	1	207,619
5a	21,2	22,871	280,27	1,3887	X2	0	178,729
6a	21,2	22,871	524,24	2,2123	X3	0,8	208,4424
7a	21,2	19,906	586,81	2,4238	X5	1	208,70
8a	21,2	19,906	273,99	1,3664	X4	0	185,696
9a	21,2	21,46	279,22	1,3849	X6	0,006	182,116
10a	21,2	7,3062	249,44	1,2445	X5	0	222,93
11a	1,78	-66,179	249,44	1,4180	X5	0,4293	171,209
12a	1,78	-57,552	432,88	2,2873	X5	0,8	95,46
13a	1,78	-52,213	279,22	1,5519	X6	0,4445	132,37
14a	1,78	-53,957	340,68	1,8462	X1	0,5867	118,64
15a	1,78	-47,960	475,632	2,4532	X1	0,87312	72,6246

*густина агента на всмоктуванні в компресор $\rho_{1a} = 3,7149 \text{ кг/м}^3$

Ступень стиснення в компресорі: $\pi_{KM} = \frac{p_k}{p'} = \frac{21,2}{1,78} = 11,9$

Таблиця 2.8 – Результати моделювання системи ДРАКЦ

Параметр	Значення
Питома холодопродуктивність циклу: q_0 , кДж/кг	73,37
Питома адіабатна робота стиснення: w_{KM0}^a , кДж/кг	134,27
Коефіцієнт перетворення теоретичного циклу COP_m	0,546
Ізоентропний ККД процесу стиснення, $\eta_{iz(KM)}$	0,496
Коефіцієнт подавання компресора λ	0,3476
Потужність компресора: W_{KM} , кВт	0,4104
Масова витрата холодоагенту в компресорі M_a^{KM} , кг·с ⁻¹	0,00218
Холодопродуктивність з системи Q_0 , кВт	0,1599
Дійсний коефіцієнт перетворення COP_d	0,387

Вихідні дані для розрахунку ежектора системи ЕАКЦ

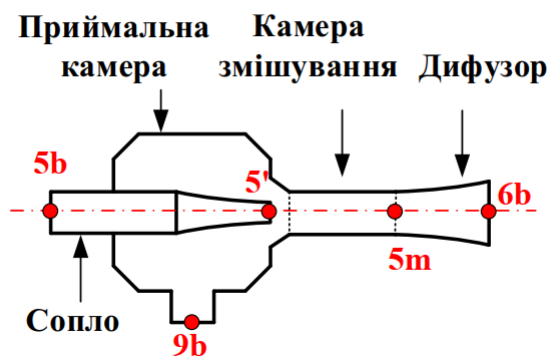


Рисунок 2.4 – Принципова схема моделі ежектора ЕАКЦ

Таблиця 2.9 – Термодинамічні параметри у відповідних точках для розрахунку ежектора ЕАКЦ

Точка	P, бар	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/(кг·°C)	X; кг/кг
5b	21,2	22,871	280,27	1,3887	X2
9b	1,78	-55,05	435,73	2,2965	X3
5b'	1,78	-52,839	244,07	1,3887	X2

Особливості розрахунку ежектора ЕАКЦ:

Коефіцієнт ежекції:

$$U = \frac{(x_3)}{(1 - x_3)} \quad (2.27)$$

Розрахункові параметри ежектора представлені в табл. 2.10.

Таблиця 2.10 – Розрахункові параметри ежектора системи ЕАКЦ

X_{6b} , кг/кг	u_a , м/с	U	u_{5m} , м/с	h_{5m} , кДж/кг	h_{6b} , кДж/кг°C	h_{6s} , кДж/кг	p' , бар	t_6 , °C
0,619	248,07	1	120,89	350,692	358	364,21	2,20	-48,24

Параметри в вузлових точках циклу ЕАКЦ надано в табл 2.11

Таблиця 2.11 – Термодинамічні та ексергетичні параметри вузлових точок циклу ЕАКЦ

№ точки	p, бар	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг	X, кг/кг	x, (кг/кг)	e^ϕ , кДж/кг
1b	2,20	-41,48	526,445	2,6320	X1	0,972	70,128
2 ^s	21,20	53,4	653,45	2,6320	X1	пер. п	197,13
2b	21,20	76,26	704,52	2,7832	X1	пер. п	203,12
3b	21,20	22,871	435,28	1,9126	X1	0,5	193,45
4b	21,20	22,871	590,28	2,4365	X3	1	207,61
5b	21,20	22,871	280,27	1,3887	X2	0	178,729
6b	2,20	-48,553	358	1,8943	X1	0,606	121,62
7b	21,20	9,4945	253,39	1,27	X3	1	218,52
8b	1,78	-63,955	253,39	1,4421	X3	0,4297	167,209
9b	1,78	-55,05	435,73	2,2965	X3	0,8	94,81
5m	1,78	-53,458	350,692	1,8943	X1	0,636	114,32
5 ^s	1,78	-52,839	244,07	1,3887	X3	0,582	173,81
6b ^s	2,2	-52,70	364,21	1,8943	X1	0,635	127,83

*Густина агента на всмоктуванні в компресор $\rho_{1a} = 4,4169 \text{ кг/м}^3$

*Ступень стиснення в компресорі: $\pi_{KM} = \frac{p_k}{p'} = \frac{21,2}{2,2} = 9,63$

*Коефіцієнт підвищення тиску ежектора: $r_{Еж} = \frac{p'}{p_0} = \frac{2,1}{1,78} = 1,23$

Особливості розрахунку циклу ЕАКЦ:

Рівняння збереження енергії для В-К I

$$h_{1b} - h_{6b} = x_{3b} \cdot (h_{4b} - h_{7b}). \quad (2.28)$$

Ентальпія у точці 1 визначається як:

$$h_{1b} = x_3 \cdot (h_{4b} - h_{7b}) + h_{6b}, \text{ кДж/кг}. \quad (2.29)$$

Питома холодопродуктивності циклу:

$$q_0 = (h_{9b} - h_{8b}) \cdot x_3, \text{ кДж/кг}. \quad (2.30)$$

Таблиця 2. 12 – Результати моделювання запропонованої ЕАКЦ

Параметр	Значення
Питома холодопродуктивність циклу: q_0 , кДж/кг	91,17
Питома адіабатна робота стиснення w_{KM0}^a , кДж/кг	127,005
Коефіцієнт перетворення теоретичного циклу COP_m	0,71
Ізентропний ККД процесу стиснення $\eta_{из(KM)}$	0,713
Коефіцієнт подавання компресора λ	0,882
Потужність компресора W_{KM} , кВт	0,45
Масова витрата холодоагенту в компресорі M_a^{KM} , кг·с ⁻¹	0,002592
Холодопродуктивність системи Q_0 , кВт	0,21
Дійсний коефіцієнт перетворення COP_d	0,45

Параметри в вузлових точках циклу АКЦ надано в табл 2.13

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						33
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Таблиця 2.13 – Термодинамічні та ексергетичні параметри вузлових точок циклу АКЦ

№ точки	p, бар	t, °C	h, кДж/кг	s, кДж/кг	X; кг/кг	x, (кг/кг)	e^{ϕ} , кДж/кг
1с	1,78	-31,99	554,47	2,79886	X1	пер. п	48,404
2с ^s	21,20	78,699	709,93	2,79886	X1	пер. п	203,86
2с	21,20	106,66	772,44	2,9695	X1	пер. п	215,49
3с	21,20	22,871	435,28	1,9126	X1	0,5	193,45
4с	21,20	22,871	590,28	2,4365	X3	1	207,61
5с	21,20	22,871	280,27	1,3887	X2	0	178,72
6с	1,78	-50,96	280,27	1,5523	X1	0,44257	145,86
7с	1,78	-51,753	386,027	2,052	X3	0,68114	118,004
8с	21,20	9,4945	253,39	1,27	X3	0	218,52
9с	1,78	-63,95	253,39	1,4421	X3	0,4297	167,209
10с	1,78	-55,05	435,73	2,2962	X1	0,8	94,81

*Густина агента на всмоктуванні в компресор: $\rho_{1a} = 3,2974 \text{ кг/м}^3$.

*Ступень стиснення в компресорі: $\pi_{\text{км}} = \frac{p_k}{p'} = \frac{21,2}{1,78} = 11,9$.

Таблиця 2. 14 – Результати моделювання запропонованої АКЦ

Параметр	Значення
Питома холодопродуктивність циклу: q_0 , кДж/кг	87,67
Питома адіабатна робота стиснення $w_{\text{км}0}^a$, кДж/кг	155,46
Коефіцієнт перетворення теоретичного циклу COP_m	0,58
Ізентропний ККД процесу стиснення $\eta_{\text{із(км)}}$	0,713
Коефіцієнт подавання компресора λ	0,882
Потужність компресора $W_{\text{км}}$, кВт	0,4217
Масова витрата холодоагенту в компресорі $M_a^{\text{км}}$, кг·с ⁻¹	0,001935
Холодопродуктивність запропонованої системи Q_0 , кВт	0,140
Дійсний коефіцієнт перетворення COP_d	0,33

2.2.3 Результати енергетичного аналізу систем

Для моделювання процесів чотирьох систем використовувалося програмне забезпечення MATLAB. Аналіз виконувався з урахуванням розрахованих теплофізичних властивостей відповідних точок циклів (рис 2.1а, б, с, d)

У таблиці 2.2 перераховані діапазони змін основних вхідних параметрів для моделювання систем.

Результати енергетичного аналізу представлені у графічній формі на рис.2.5-2.12.

На рис.2.6 показана енергетична ефективність (COP) всіх чотирьох систем в залежності від температури кипіння у випарнику, яка варіюється від -60 до -45°C. При цьому температура конденсації фіксується на рівні 30°C, масова частка пропану в компресорі становить 0,5, ступінь сухості пари на вході в сепаратор I, на вході в сепаратор II і на виході з випарника становить відповідно 0,5, 0,8 і 0,8.

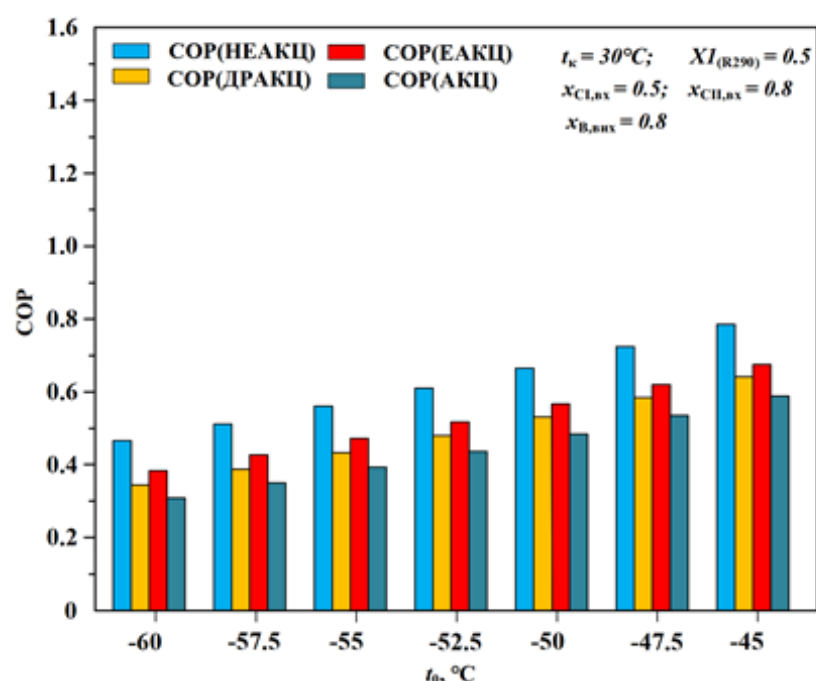


Рисунок 2.5 – Залежність COP різних систем при різних температурах кипіння у випарнику

З рис.2.5 видно, що енергетична ефективність систем НЕАКЦ, ДРАКЦ, ЕАКЦ та АКЦ відповідно збільшується на 40,8%, 46,3%, 43,2% та 47,4% при збільшенні температури кипіння від -60°C до -45°C . У розглянутих умовах система НЕАКЦ показує найвищий COP, за ним слідує система ЕАКЦ, а далі ДРАКЦ та АКЦ. Це свідчить про те, що ефект підвищення продуктивності двоступеневого розділення компонентів і використання ежектора демонструє взаємне підсилення.

На рис. 2.6 порівнюються холодопродуктивності (Q_0) чотирьох циклів, за вищевказаних умов. Подібно до контрастної умови на рис. 2.1(а), система НЕАКЦ завжди володіє максимальною холодопродуктивністю, а потім слідує: ЕАКЦ, ДРАКЦ і АКЦ відповідно. Результати моделювання показують, що системи НЕАКЦ, ДРАКЦ та ЕАКЦ можуть підвищувати холодопродуктивність відповідно на: 49,0–74,0%, 12,9–15,5% та 21,3–33,4% у порівнянні з АКЦ при зміні температури кипіння: $-45 \sim -60^{\circ}\text{C}$.

Підвищення холодопродуктивності систем НЕАКЦ, ДРАКЦ і ЕАКЦ можна пояснити збільшенням густини холодоагенту у всмоктувальному трубопроводі компресора, що досягається за рахунок підвищення тиску всмоктування в компресор на 44,0%, 10,5% та 19,9% відповідно, порівняно з тиском всмоктування АКЦ. Система ЕАКЦ підвищує тиск всмоктування компресора, використовуючи ежектор, температура кипіння якого ідентична температурі кипіння системи АКЦ. Тиск всмоктування компресора системи ДРАКЦ ідентичний тиску кипіння, а температура кипіння підвищується за рахунок збільшення масової концентрації низькокиплячого компонента у випарнику.

Крім того, система НЕАКЦ поєднує два вищезазначені фактори разом і таким чином досягає значного підвищення холодопродуктивності. Подібно до зміни COP (рис.2.5), підвищення Q_0 також буде посилено за умов нижчої температури випаровування.

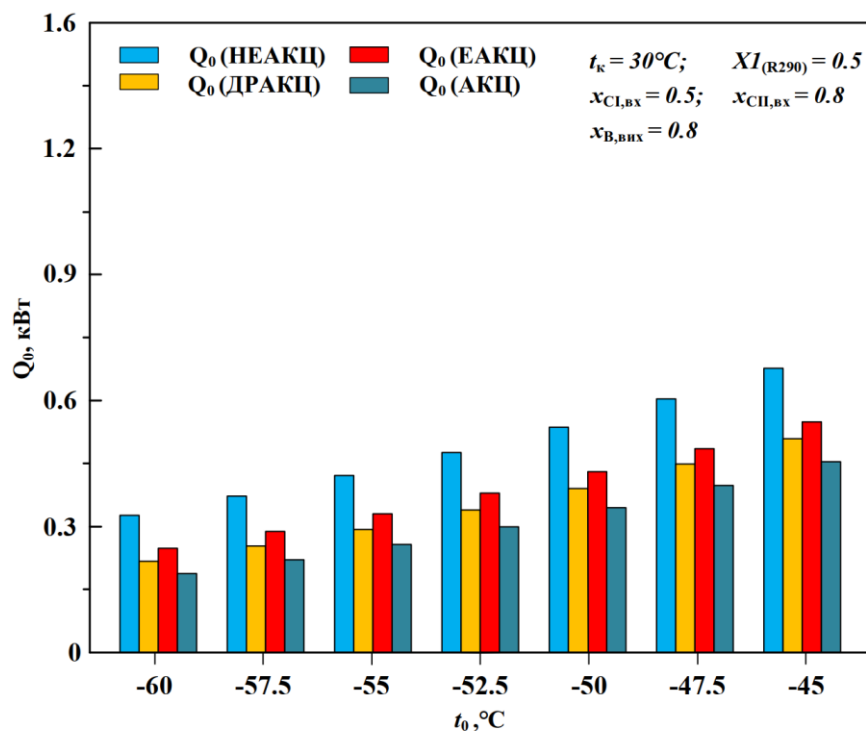


Рисунок 2.6 – Залежність Q_0 різних систем при різних температурах кипіння у випарнику

Порівняння COP для систем HEAKC, DRAKC, EAKC, AKC при різних температурах конденсації (t_k) показано на рис. 2.7. При цьому температура кипіння в випарнику залишається постійною на рівні -50°C . Ступінь сухості пари на вході в сепаратор I, вході в сепаратор II і виході випарника все ще приймається як 0,5, 0,8 та 0,8 відповідно.

Як видно із рис. 2.7 при підвищенні температури конденсації з 25°C до 40°C , енергетична ефективність систем HEAKC, DRAKC, EAKC, AKC знижується на 36,6%, 42,7%, 37,4% та 42,9% відповідно. Система HEAKC завжди показує максимальне значення COP у заданому діапазоні температур конденсації.

Це означає, що значення COP систем HEAKC і EAKC очевидно, посилюються в умовах вищої температури конденсації, що залежить від більшого ступеня підйому тиску в ежекторі. Оскільки температура конденсації знаходиться в діапазоні $25 \sim 40^\circ\text{C}$, коефіцієнт підйому тиску ежектора (r_{ej}) HEAKC і EAKC відповідно варіюється в межах: $1,25 \sim 1,36$ та $1,16 \sim 1,23$. Тим

часом тиск випаровування в системі практично не залежить від температури конденсації.

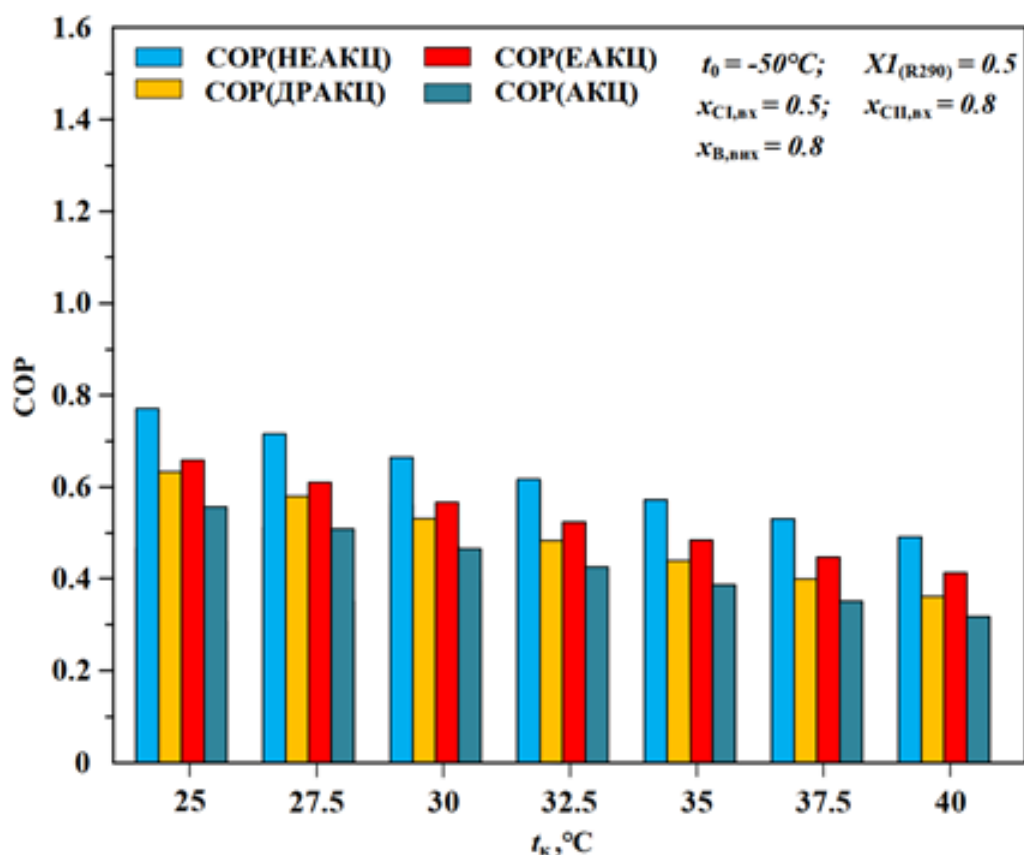


Рисунок 2.7 – Залежність COP різних систем при різних температурах конденсації, t_k

На рис 2.8 представлена залежність ступеня стиснення компресора (π_{KM}) за різних температур кипіння у випарнику для всіх чотирьох систем.

За рахунок синергетичного ефекту двоступеневого розподілу компонентів та установки ежектора, ступінь стиснення компресора системи HEAKC істотно нижчий, ніж у трьох інших систем. Тим часом ступінь стиснення компресорів інших трьох систем збільшується в порядку EAKC, DRAKC і AKC. Таким чином, COP систем зменшується у порядку HEAKC, EAKC, AKC.

На рис. 2.8 також видно, що коефіцієнт підвищення тиску ежектора (Γ_{ej}) системи HEACC знаходиться в діапазоні (1,25~1,36) і завжди перевищує коефіцієнт підвищення тиску ежектора системи EACC (1,16-1,23).

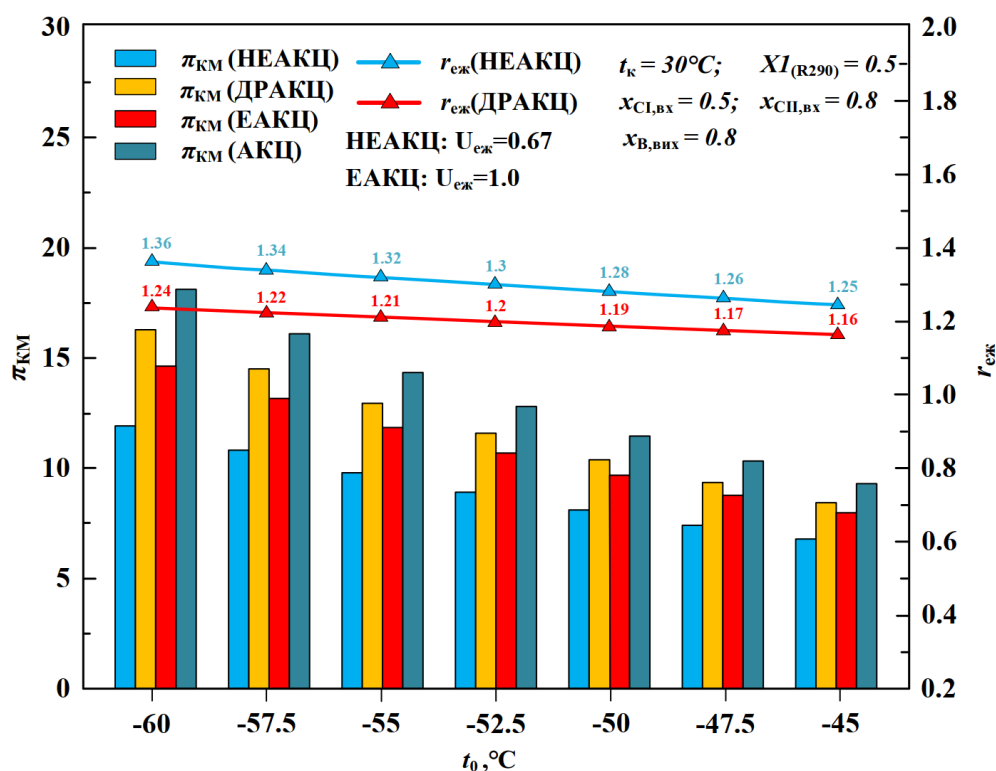


Рисунок 2.8 – Залежність ступеня стиснення різних систем у компресорі за різних температур кипіння у випарнику

На рис 2.9 в графічній формі представлені тенденції зміни основних параметрів роботи системи HEAKC при зміні масової концентрації пропану в суміші хладагента, коли температура кипіння становить (-50°C та -60°C), ступінь сухості пари на вході до сепаратора I, на вході до сепаратора II та виході випарника відповідно зафіксовано на рівні 0,5, 0,8 і 0,8.

Як показано на рис. 2.9 холодопродуктивність (Q_0) системи HEAKC збільшується зі збільшенням масової концентрації пропану, тоді як COP має протилежну тенденцію зміни. При збільшенні масової концентрації пропану від 0,3 до 0,7 холодопродуктивність відповідно збільшується на 55,8% і 59,7% при температурі кипіння -50 і -60 , а COP падає на 12,0% і 17 4% відповідно. Тим часом, ступінь стиснення компресора (π_{KM}) збільшується зі збільшенням

масової концентрації пропану, що негативно впливає на термін служби компресора і надійність системи.

Крім того, ступінь підйому тиску ежектора ($r_{\text{еж}}$) змінюється дуже мало (1,37 ~ 1,38 для - 60°C, 1,28 ~ 1,29 для - 50°C) у заданому діапазоні масової концентрації пропану. На практиці, масову концентрацію пропану слід обирати враховуючи великий перелік параметрів.

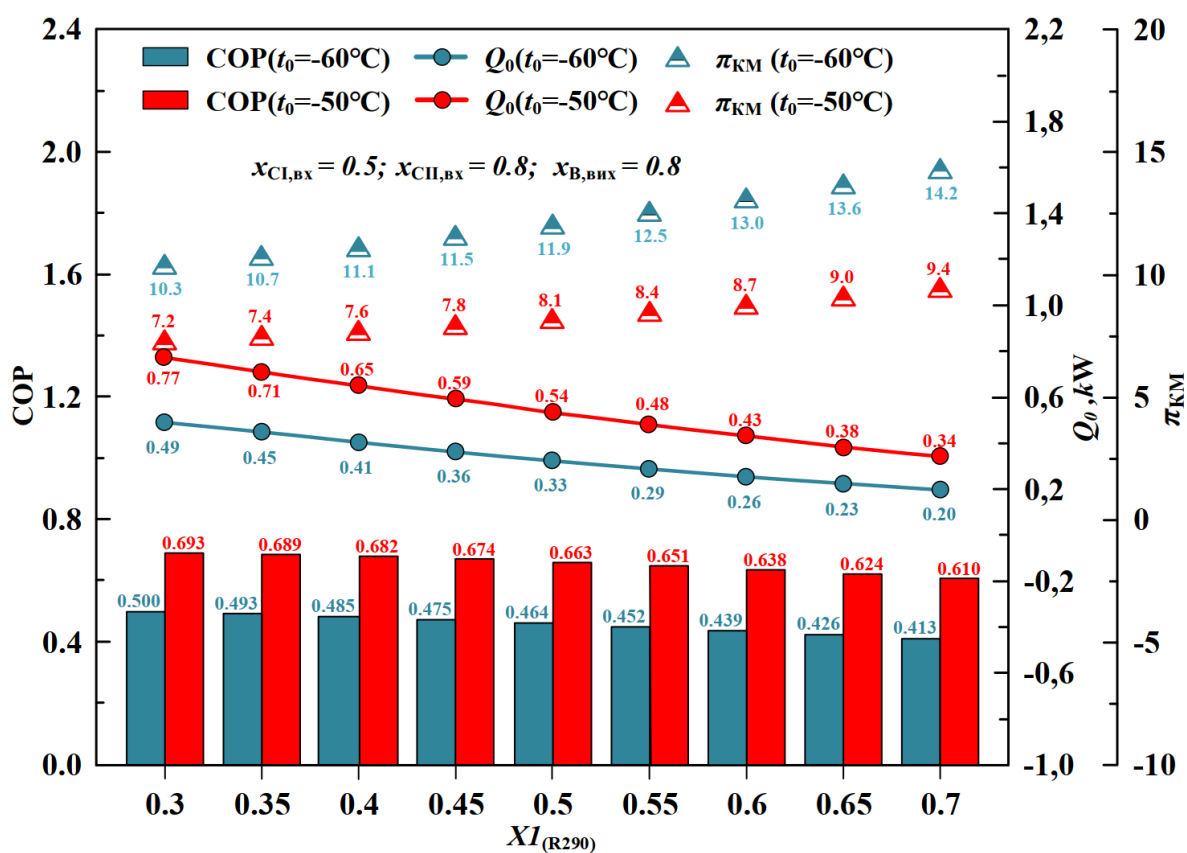


Рисунок 2.9 – Зміна продуктивності системи НЕАКЦ з масовою часткою R290.

2.3 Ексергетичний аналіз автокаскадних систем

Енергетичний аналіз, заснований на першому законі термодинаміки, описаний у розділі 2.2 широко використовується для оцінки загальної продуктивності будь-яких енергоперетворювальних систем. Однак для детальнішого розуміння впливу незворотних втрат в окремих компонентах системи використовують ексергетичний аналіз.

Ексергія є максимальним робочим потенціалом системи і показує, наскільки ефективно система може працювати в умовах рівноваги. Іншими словами, ексергію можна розглядати як міру якості енергії або корисної енергії, яка повністю перетворюється на будь-яку форму. На відміну від енергії, що зберігається, ексергія може бути втрачена через незворотність, що призводить до погіршення продуктивності енергоперетворювальної системи. Такі втрати пов'язані з виробництвом ентропії в системі [27], і таким чином ексергетичний аналіз пов'язує енергетичні принципи з другим законом термодинаміки.

Ці втрати пов'язані з певним рівнем температури, що дозволяє вивчити взаємозв'язок між масовою витратою та рівнем температури досліджуваної системи. При ексергетичному аналізі якості різних енергетичних потоків та відповідні втрати, а також їх величина можуть бути ідентифіковані у всій системі на детальному рівні. Це підкреслює різні аспекти використання ексергії, які видно з суто енергетичних позицій. Зниження ексергетичних втрат є ключем до оптимізації, тому ексергетичний аналіз також корисний, коли йдеться про поліпшення системи. Ексергетичний метод дозволяє проводити відносне порівняння між системами та процесами. Це життєвеважливий інструмент для оптимізації та підвищення продуктивності енергоперетворюючої системи, а також підвищення її енергоефективності.

Тому ексергетичний аналіз використовується для подальшого вивчення термодинамічних характеристик систем, що розглядаються.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		41

При визначенні ексергії об'єкт розгляду включає саму систему (або потік енергії), навколишнє середовище (еталонне середовище), міру ексергії (роботи), що віддає зовнішньому приймальнику енергії, і ті об'єкти зовнішнього середовища, які можуть служити приймальником енергії.

Концепція та методологія ексергетичного аналізу описані у літературі [28, 29 30, 31]

Для проведення ексергетичного аналізу термодинамічна модель ґрунтується на наступних припущеннях:

- всі процеси стаціонарні та рівноважні;
- втратами тертя і тепла нехтують.

Температура та тиск навколишнього середовища (еталонного середовища) 25°C та 1,013 атм відповідно.

Загальний баланс ексергії може бути виражений як:

$$E_Q + W = \sum E_x^{ex} - \sum E_x^{exx} + \Delta E_x, \quad (2.31)$$

де

E_Q – ексергія теплоти при температурі T :

$$E_Q = Q \left(1 - \frac{T_{н.ср}}{T} \right), \text{ кВт.} \quad (2.32)$$

E_x^{ex}, E_x^{exx} – потоки фізичної ексергії, що входять і виходять

$$E_x = M_a \cdot e_x, \text{ кВт, де} \quad (2.33)$$

e_x – питома фізична ексергія потоку, що виникає внаслідок перепадів температур та тисків:

$$e_x = h - h_{н.ср} - T_{н.ср} (s - s_{н.ср}), \text{ кДж/кг} \quad (2.34)$$

ΔE_x – ексергетичні втрати, пов'язані з незворотністю процесів у системі.

Втрати ексергії можна визначити кількісно, використовуючи концепцію ексергетичного аналізу. Вони термодинамічно пов'язані з виробництвом ентропії та визначаються із співвідношення Гюї-Стодолі:

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		42

$$\Delta E_x = T_{cp} \cdot \Delta S_{\Sigma} \text{ , кВт,} \quad (2.35)$$

де ΔS_{Σ} – швидкість генерації ентропії у процесі.

Ексергетичні втрати генеруються у всіх компонентах системи. Таким чином, загальні ексергетичні втрати $\Delta E_{заг}$ можна записати як суму окремих втрат, в цих компонентах, тобто:

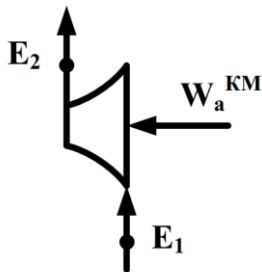
$$\Delta E_{заг} = \sum_{x=1}^n \Delta E_x \text{ .} \quad (2.36)$$

Ексергетична ефективність системи визначається як

$$\varepsilon = 1 - \frac{\sum \Delta E_{заг}}{W}, \text{ кВт.} \quad (2.37)$$

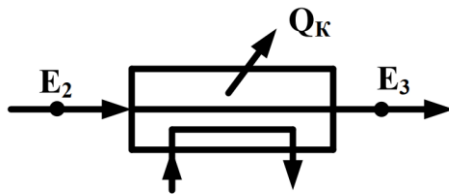
Ексергетичний аналіз компонентів системи НЕАКЦ виконано в такій послідовності:

Компресор (КМ)



$$\Delta E_{KM} = M_a^{KM} \cdot (e_1 - e_2) + W_{KM}, \text{ кВт} \quad (2.38)$$

Конденсатор (КД)



$$\Delta E_{KD} = M_a^{KM} \cdot (e_3 - e_4), \text{ кВт} \quad (2.39)$$

**Випарник-конденсатор I
(B-KI)**



$$\Delta E_{B-KI} = M_a^{KM} \cdot x_3 \cdot (e_4 - e_6) + M_a^{KM} \cdot (e_{14} - e_1), \kappa Bm \quad (2.40)$$

**Випарник-конденсатор II
(B-KII)**



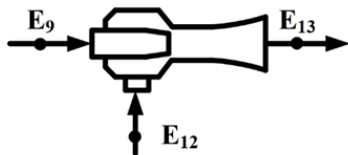
$$\Delta E_{B-KII} = M_a^{KM} \cdot x_3 \cdot x_6 \cdot (e_7 - e_{10}) + M_a^{KM} \cdot (e_{13} - e_{14}), \kappa Bm \quad (2.41)$$

Дросельний вентиль ДВ2



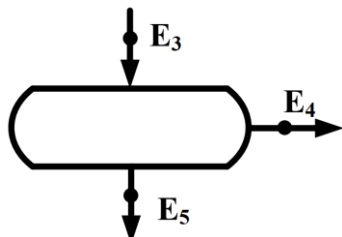
$$\Delta E_{ДВ2} = M_a^{KM} \cdot x_3 \cdot x_6 \cdot (e_{10} - e_{11}), \kappa Bm \quad (2.42)$$

Ежектор (Еж)



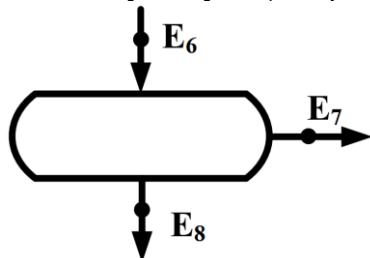
$$\Delta E_{Еж} = M_a^{KM} \cdot (1 - x_3 \cdot x_6) \cdot e_9 - M_a^{KM} \cdot e_{13} + M_a^{KM} \cdot (x_3 \cdot x_6) \cdot e_{12}, \kappa Bm \quad (2.43)$$

Сепаратор 1(CI)

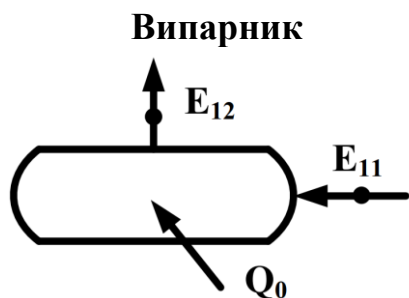


$$\Delta E_{CI} = M_a^{KM} \cdot e_3 - (M_a^{KM} \cdot x_3) \cdot e_4 - M_a^{KM} \cdot (1 - x_3) \cdot e_5, \kappa Bm \quad (2.44)$$

Сепаратор II(CII)



$$\Delta E_{CII} = M_a^{KM} \cdot x_3 \cdot e_6 - M_a^{KM} (x_3 \cdot x_6) \cdot e_7 - M_a^{KM} (1 - x_3 \cdot x_6) \cdot e_8, \kappa Bm \quad (2.45)$$



$$\Delta E_B = M_a^{KM} \cdot (x_3 \cdot x_6) \cdot (e_{11} - e_{12}) + Q_0 \cdot \left(1 - \frac{T_{н.сп}}{T_0}\right), \text{кВт} \quad (2.46)$$

Ексергетичний аналіз компонентів систем ЄАКЦ, ДРАКЦ і АКЦ виконується аналогічно.

Результати розрахунків систем з урахуванням питомих ексергетичних параметрів матеріальних потоків та масових витрат в компонентах (табл. 2.5, - 2.14) надано в табл.2.15-2.18.

Таблиця 2. 15 – Основні результати отримані при ексергетичному аналізу компонентів системи НЕАКЦ

Параметр	Значення
Ексергетичні втрати компресора ΔE_{KM} , Вт	123,5
Ексергетичні втрати у конденсаторі ΔE_{KD} , Вт	14,5
Ексергетичні втрати у випарнику-конденсаторі I ΔE_{B-KI} , Вт	25,9
Ексергетичні втрати у випарнику-конденсаторі II ΔE_{B-KII} , Вт	104,9
Ексергетичні втрати у дросельному пристрої (ДВ2) $\Delta E_{ДВ2}$, кВт	61,415
Ексергетичні втрати у випарнику ΔE_B , Вт	2,99
Ексергетичні втрати у ежекторі $\Delta E_{Еж}$, Вт	47,86
Ексергетичні втрати у сепараторі I ΔE_{C1} , Вт	0,81
Ексергетичні втрати у сепараторі II ΔE_{CII} , Вт	6,47
Сумарні ексергетичні втрати у системі $\sum \Delta E_{заг}$, кВт	388,1
Ексергетична ефективність установки ε	0,169

Таблиця 2. 16 – Основні результати отримані при ексергетичному аналізу компонентів системи ДРАКЦ

Параметр	Значення
Ексергетичні втрати компресора ΔE_{KM} , Вт	105,09
Ексергетичні втрати у конденсаторі ΔE_{KD} , Вт	18,76
Ексергетичні втрати у випарнику-конденсаторі I ΔE_{B-KI} , Вт	22,235
Ексергетичні втрати у випарнику-конденсаторі II ΔE_{B-KII} , Вт	87,905
Ексергетичні втрати у дросельному пристрої (ДВ2) $\Delta E_{ДВ2}$, Вт	65,06
Ексергетичні втрати у дросельному пристрої (ДВ1) $\Delta E_{ДВ1}$, Вт	45,10
Ексергетичні втрати у сепараторі I ΔE_{C1} , Вт	0,601
Ексергетичні втрати у сепараторі II ΔE_{CII} , Вт	4,734
Сумарні ексергетичні втрати у системі $\sum \Delta E_{заг}$, кВт	349,485
Ексергетична ефективність установки ε	0,144

Таблиця 2. 17 – Основні результати отримані при ексергетичному аналізу компонентів системи ЄАКЦ

Параметр	Значення
Ексергетичні втрати компресора ΔE_{KM} , Вт	116,78
Ексергетичні втрати у конденсаторі ΔE_{KD} , Вт	25,064
Ексергетичні втрати у випарнику-конденсаторі I ΔE_{B-KI} , Вт	119,327
Ексергетичні втрати у дросельному пристрої (ДВ2) $\Delta E_{ДВ2}$, кВт	66,49
Ексергетичні втрати у випарнику ΔE_B , Вт	10,05
Ексергетичні втрати у ежекторі $\Delta E_{Еж}$, Вт	39,26
Ексергетичні втрати у сепараторі ΔE_C , Вт	1,1
Сумарні ексергетичні втрати у системі $\sum \Delta E_{заг}$, кВт	379
Ексергетична ефективність установки ε	0,159

Таблиця 2. 18 – Основні результати отримані при ексергетичному аналізу компонентів системи АКЦ

Параметр	Значення
Ексергетичні втрати компресора ΔE_{KM} , Вт	98,388
Ексергетичні втрати у конденсаторі ΔE_{KD} , Вт	42,647
Ексергетичні втрати у випарнику-конденсаторі I ΔE_{B-KI} , Вт	124,126
Ексергетичні втрати у дросельному пристрої (ДВ2) ΔE_{DV2} , кВт	49,33
Ексергетичні втрати у випарнику ΔE_B , Вт	14,21
Ексергетичні втрати у дросельному пристрої (ДВ1) ΔE_{DV1} , кВт	31,792
Ексергетичні втрати у сепараторі ΔE_C , Вт	0,5484
Сумарні ексергетичні втрати у системі $\sum \Delta E_{zag}$, кВт	361
Ексергетична ефективність установки ε	0,1458

2.3.1. Результати та обговорення

У роботі проведено аналіз циклів чотирьох установок: НЕАКЦ, ДРЕКЦ, ЕАКЦ, АКЦ з погляду енергетичної та ексергетичної ефективності.

На рис. 2.10 представлені діаграми Грассмана, що показують розподіл ексергії в компонентах чотирьох систем, для розрахованих вихідних параметрів. Як можна побачити з діаграм мінімальна деструкція ексергії спостерігається в системі НЕАКЦ, ексергетична ефективність цієї системи при заданому температурному режимі роботи системи становить близько 17%, а потім слідує ЕАКЦ (15,9%), ДРАКЦ (14,4%) та ARC (14, 2%).

Як відомо, температура кінця стиснення у компресорі збільшується зі збільшенням ступеня стиснення, і, таким чином, система NAERC має найменший відсоток деструкції ексергії у конденсаторі.

По іншим компонентам системи порівняти між собою неможливо, так як у всіх чотирьох систем різний питомий об'єм на всмоктуванні в компресор, тим самим різна масова витрата холодоагенту.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		47

Як видно з діаграм, найбільші ексергетичні втрати у всіх чотирьох системах спостерігаються в теплообмінних апаратах (випарнику-конденсаторі), вони складають від 26%-29%, а також у компресорі, де вони складають від 23%-28%.

Для інших компонентів розподіл ексергетичних втрат за циклами змінюється.

Якщо порівнювати системи ДРАКЦ и НЕАКЦ то можна побачити, що при заміні дроселя на ежектор сумарні ексергетичні втрати при розширенні зменшилися в системі НЕАКЦ на 3,5% порівняно з ДРАКЦ.

Перевірка ексергетичної ефективності демонструє, що запропонована система може отримати ексергетичну ефективність вище, ніж у інших розглянутих систем.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						48
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

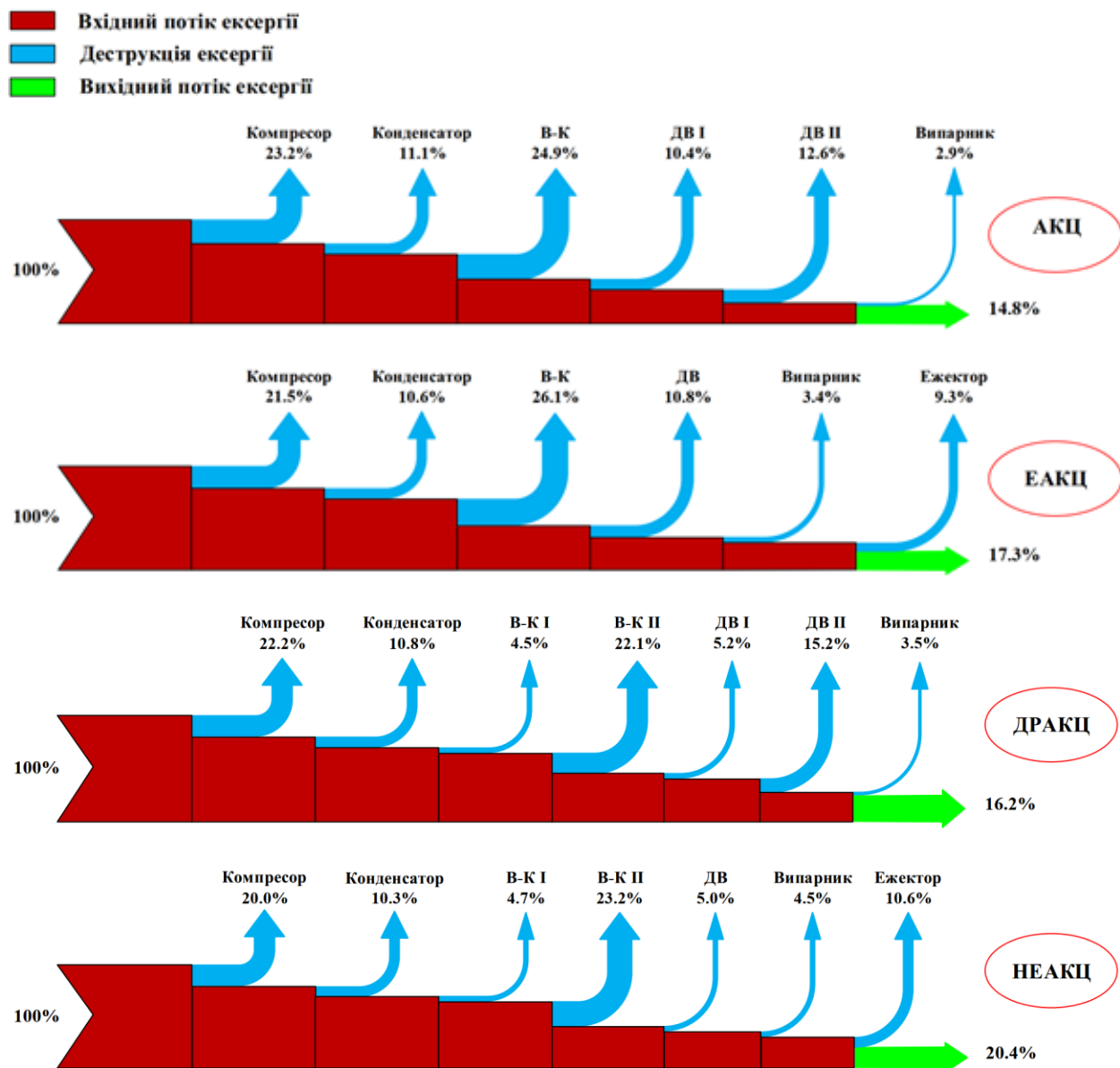


Рисунок 2.10 – Розподіл потоку ексергії в чотирьох циклах

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

В роботі проведено порівняльний аналіз чотирьох схемно-циклових рішень автокаскадних холодильних машин.

Три існуючі системи (ДРАКЦ, ЕАКЦ, АКЦ) зрівнюються із запропонованою системою НЕАКЦ, яка поєднує переваги системи двоступеневого розподілу компонентів ДРАКЦ та системи з ежектором ЕАКЦ для покращення продуктивності автокаскадних систем.

Основні висновки:

1. Енергетичний аналіз чотирьох систем показав, що запропонована система НЕАКЦ завжди має максимальний COP і високу холодопродуктивність, потім слідує ЕАКЦ, ДРАКЦ і АКЦ.
2. При заданій температурі кипіння - 60 ~ -45°C енергетична ефективність циклів НЕАКЦ, ЕАКЦ та ДРАКЦ вища у середньому на 40,8%, 10,1% та 18,8% відповідно в порівнянні з АРК.
3. При збільшенні масової концентрації пропану в суміші холодоагенту від 0,3 до 0,7 в системі НЕАКЦ холодопродуктивність збільшується на 55,8%, але в той же час зменшується енергетична ефективність на 12,0%.
4. Холодопродуктивність та ексергетичні характеристики чотирьох циклів демонструють схожі результати.
5. При температурі кипіння -60°C і температурі конденсації 30°C система НЕАКЦ забезпечує максимальний ексергетичний ККД 16,9%, потім слідує системи ЕАКЦ 15,9%, ДРАКЦ 14,4% і АРС 14,2%.
6. Максимальні втрати ексергії у всіх системах спостерігаються в компресорі та випарнику-конденсаторі вони складають від 23 до 28%

Запропонована система має більш високі енергетичні та ексергетичні показники ніж у інших розглянутих систем але потребує додаткових досліджень.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		50

ОХОРОНА ПРАЦІ

Властивості робочих речовин R-170/R290

Етан R170 є легкозаймистим газом за стандартних умов. Це безбарвний і без запаху. Він може вибухнути при дії вогню за певної концентрації. Етан R170, що промислово виробляється, зазвичай відокремлюють від природного газу, нафтового газу, коксових печей або побічних продуктів нафтопереробних заводів. У нафтохімії ця сировина для виробництва етилену та холодоагенту, що широко використовується в промисловості.

Молекулярна формула C_2H_6 . R170 є вуглеводневим холодоагентом – не ушкоджує озоновий шар, а парниковий ефект дуже малий. Це найбільш екологічно чистий холодоагент. З екологічної точки зору, майже всі країни світу використовують холодоагент R170 у новому холодильному устаткуванні.

Основне використання етану R170

Він в основному використовується для заміни холодоагентів R13, R23, R508a і R503 в холодильному обладнанні з низькою температурою. Оскільки R170 легкозаймистий, він зазвичай використовується тільки в низькотемпературному холодильному обладнанні з меншою кількістю рідкого наповнювача або як компонент низькотемпературного змішаного холодоагенту.

Фізико-хімічні властивості R170:

Нормальна температура кипіння (1 атм) $-88,9^{\circ}C$

Потенціал руйнування озонового шару: (ODP) = 0

Тиск насиченої пари ($20^{\circ}C$): 3,779 МПа

Потенціал глобального потепління: (GWP 100 років) = 20

Критична температура: $32,3^{\circ}C$

Критичний тиск: 4,87 МПа

Рівень безпеки ASHRAE - A3

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						51
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

R290 (пропан) – це безбарвний, який вважається одним із кращих варіантів для використання його як холодоагент. Молекулярна формула: C_3F_8 . Це газ природного походження, подібний до своїх характеристик з R-22. Міститься в природному газі, утворюється при крекінгу нафтопродуктів, при поділі попутного нафтового газу, жирного природного газу, як побічна продукція при різних хімічних реакціях. Як представник вуглеводневих газів пожежо- та вибухонебезпечний. Малотоксичний, але надає шкідливий вплив на центральну нервову систему (має слабкі наркотичні властивості).

До його ключових переваг відносяться:

Потенціал руйнування озонового шару: (ODP) = 0.

Потенціал глобального потепління: (GWP) = 3

Висока холодопродуктивність

Однак, пропан як чистий холодоагент має два важливі недоліки. По-перше, він пожежонебезпечний, по-друге, розміри компресора повинні бути більшими, ніж при використанні в холодильній системі R22 (при однаковій холодопродуктивності).

Методи визначення місць витоків холодильного агента

Чи не щільності в хладонових холодильних установках виконують за допомогою розчину мильної емульсії, полімерних індикаторів, галоїдних ламп і течешукачів. Перспективним способом є додавання до Хладон фарбувальних індикаторів, що утворюють в місцях не щільності стійкі колірні плями.

При контролі за допомогою розчину мильної емульсії нещільності виявляють по бульбашок, що виникають в місцях витоку. Чутливість розчину мильної емульсії невисока, контроль герметичності систем холодоагенту трудомісткий, з розчином складно працювати при мінусовій температурі навколишнього середовища. Полімерні індикатори - водні розчини природних і синтетичних полімерів з добавками поверхнево-активних речовин, регуляторів водневого показника середовища, антифризів і барвників. Індикатори мають високу чутливість і використовуються в інтервалах температур навколишнього

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		52

повітря $+5 \div +30^{\circ}\text{C}$ («склад-1»). У місцях витоків полімерний склад, нанесений на контрольовану поверхню фарборозпилювачем, утворює скупчення бульбашок або «коконів» піни, які стійка зберігаються не менше 24 год.

Принцип дії галоїдних лампи заснований на властивості сполук, що містять галоїди (фтор і хлор), змінювати колір полум'я пальника в присутності нагрітої до $600 - 700^{\circ}\text{C}$ міді. Галоїдні течейскаатели (типу ВАГТІ-3, ГТВ-6, БГТІ-5) мають більш високу чутливість, ніж галоїдні лампи. Принцип дії течошукачів заснований на властивості розпеченої платини збільшувати іонну емісію зі своєї поверхні в присутності газів, що містять галоїди. При визначенні місць витoku фреону галоїдного лампами і течішукачами приміщення машинного відділення попередньо вентилують, під час перевірки в приміщенні не повинно бути сильних припливів повітря.

Контрольно-вимірювальні прилади

На всмоктувальної і нагнітальної сторони кожного компресора повинні бути встановлені, фреонові мановакууметри і манометри зі шкалою тисків і температур.

На кожному компресорі повинен бути встановлений манометр або мановакууметри для вимірювання тиску масла. Манометри і мановакууметри повинні бути не нижче 2,5 за ГОСТом 8625-65. Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше одного разу на рік, а також після кожного ремонту.

Крім того, не рідше одного разу в 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

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

Манометри повинні бути встановлені так, щоб їх показання були чітко видні обслуговуючому персоналу; циферблат повинен бути розташований у вертикальній площині або з нахилом вперед до 30° .

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						53
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Манометри і моновакуумметри, встановлені на висоті вище 3,5 м від рівня площадки для обслуговування, повинні бути діаметром не менше 200 мм. Не допускається використовувати манометри і моновакуумметри у випадках, коли відсутня пломба або клеймо, прострочений термін повірки, а також з розбитим склом або іншими ушкодженнями, що можуть відбитися на правильності їх показань.

Запірні вентиля повинні встановлюватися: на кожній всмоктуючої і нагнітальної лініях компресора; на кожному вхідному і вихідному патрубках збірок рідкого фреону (ресивера, кожухотрубного випарника).

Збірники рідкого фреону (ресивер) повинні забезпечуватися покажчиками рівня рідини.

Арматура повинна бути доступна для зручного й безпечного обслуговування та ремонту.

Фреонова установка повинна бути забезпечена реле тиску, яке зупиняє компресор в разі підвищення надлишкового тиску нагнітання. Це реле має бути приєднано до запірного нагнітального вентиля компресора по ходу фреону. На кожному компресорі має бути встановлено реле контролю змащення зупиняє компресор в разі зниження тиску в системі змащення до нижнього допустимого рівня.

Компресори з охолоджувальною водяною сорочкою повинні забезпечуватися автоматичним приладом (реле витрати, реле тиску та ін.) Зупиняє компресор в разі припинення надходження води в охолоджувальну сорочку.

Так як компресора з'єднані паралельно, то вони повинні бути забезпечені автоматичними пристроями, (зворотний клапан, реле рівня і ін.), Що запобігають перехід масла з одного компресора в інший (інші).

Правила безпеки при обслуговуванні

Планові огляди і ревізії установки повинні проводитися відповідно до затвердженого графіка, складеного з урахуванням рекомендацій заводу-

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						54
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

виготовлювача і експлуатаційних умов кожної установки.

Огляд і попереджувальний ремонт системи заземлення повинні проводитися відповідно до вимог "Правил технічної експлуатації та безпечного обслуговування електроустановок промислових підприємств".

Закривати нагнітальний вентиль компресора дозволяється тільки після усунення можливості його автоматичного пуску.

Вимірювання лінійного мертвого простору компресора виробляється тільки при ручному повертанні валу.

Забороняється експлуатувати запірну арматуру з пошкодженими маховичками, що утрудняють відкриття і закриття судин, апаратів і балонів. Щоб уникнути заклинювання вентилів, які не мають зворотного ущільнення сальника при виведеному маховичку, забороняється тримати їх у відкритому вщерть положенні. Якщо за умовами експлуатації запірний вентиль необхідно відкривати на максимальний прохід, то його спочатку слід відкрити повністю, а потім повернути назад, приблизно на 1/8 обороту маховичка. Манометри і мановакууметри повинні перевірятися і пломбуватися в установленому порядку не рідше одного разу на рік, а також після кожного ремонту. Крім того, не рідше одного разу в 6 місяців підприємством повинна проводитися додаткова перевірка робочих манометрів контрольним із записом результатів в журнал контрольних перевірок.

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

Користування несправними автоматичними приладами забороняється. Перевірка приладів автоматичного захисту повинна проводитися не рідше одного разу на рік зі складанням акту.

Знімати огороження з працюючого обладнання забороняється.

Забороняється одночасно закривати вхідний і вихідний вентиля на апаратах, заповнених фреоном більш ніж на 80% обсягу.

Витік фреону слід усувати негайно при її виявленні. У разі значної витoku

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						55
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

фреону слід негайно зупинити компресор, включити вентиляцію або відкрити вікна і двері, і усунути витік.

Підтягування болтів у фланцевих з'єднаннях, а також повну або часткову заміну сальникової набивки запірної арматури дозволяється проводити тільки після зниження тиску фреону в пошкодженій ділянці до атмосферного і відключення цієї ділянки від решти системи.

При огляді внутрішніх частин фреонових компресорів і апаратів дозволяється для цілей освітлення користуватися тільки переносними лампами напругою не вище 36 В або електричними кишеньковими і акумуляторними ліхтарями. Користуватися для освітлення відкритим полум'ям забороняється.

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

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

Електробезпека

Класифікація приміщення за ступенем небезпеки ураження електричним струмом

Згідно з Правилами улаштування електроустановок, всі електричні установки діляться на дві групи в залежності від напруги: до 1000 В і понад 1000 В. На підприємствах холодительної промисловості, а також в харчовій промисловості і в торгівлі знаходяться в експлуатації установки тільки першої групи.

Виробничі приміщення всіх видів в залежності від ступеня небезпеки ураження електричним струмом поділяються на три категорії.

Машинні та апаратні зали фреонових холодительних установок відносяться до приміщень з підвищеною небезпекою.

Небезпечні приміщення - сирі, з відносною вологістю повітря, близькою до 85%, наявністю хімічно активного середовища і двох і більше ознак, що

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		56

характеризують приміщення з підвищеної небезпекою.

Пожежна профілактика

протипожежні вимоги

Всі будівлі і конструкції по вогнестійкості поділяються на 8 ступенів (СНиП 2.01.02-85). Конструкція будівлі повинна бути 2 ступеня вогнестійкості з негорючих матеріалів - під впливом вогню або високої температури не запалали, що не тліють і не обвуглюються.

До неспалених матеріалів відносяться всі природні неорганічні матеріали, що застосовуються в будівництві метали, а також гіпсові або гіпсоволокнисті плити при утриманні органічної маси до 8% (по масі).

Для захисту будівель і споруд від розповсюдження пожежі на весь об'єкт передбачають протипожежні перешкоди. До таких перешкод належать протипожежні, стіни, перегородки, перекриття, зони, тамбури-шлюзи і ін.

До всіх будівель і споруд повинен бути забезпечений вільний доступ.

Засоби пожежної автоматичної сигналізації

Надійна пожежна зв'язок і сигналізація грають важливу роль в своєчасному виявленні пожеж і виклику пожежних підрозділів до місця пожежі.

За призначенням пожежі зв'язок поділяється на три види: зв'язок сповіщення, призначена для виклику пожежних частин (команд) на пожежу; диспетчерська, призначена для повсякденного керівництва та управління пожежною охороною; зв'язок на пожежі, призначена для керівництва пожежними підрозділами під час гасіння пожеж.

Приймальні станції, отримуючи сигнал з сповіщувачів, перетворюють їх в звукові і світлові сигнали, а в деяких випадках автоматично включають обладнання пожежогасіння.

На підприємствах і установах знайшли застосування прийомні станції ТОЛ-10/100 (тривожна, оптична, променева), які працюють з тепловими сповіщувачами типу АТИМ-3, АТП-3М, ПОСТ-1 і ДТЛ і від ручних кнопкових

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		57

сповіщувачів типу ПКІЛ-9.

Крім зазначеної станції, застосовується і ряд Інших, зокрема: сигналізаційна димова пожежна установка СДПУ-1, сигналізаційна теплова пожежна установка СТПУ-1 і сигналізаційна комплексна пожежна установка СКПУ-1.

Системи автоматичного пожежогасіння (первинні засоби пожежогасіння, пожежний інвентар)

Для автоматичного гасіння пожежі розпорошеної водою використовуються спринклерне і дренчері установки. Вони діють в залежності від температури повітря в приміщенні.

Вогнегасні засоби

Речовини і матеріали, за допомогою яких припиняється горіння, називаються вогнегасні засобами. За своїм агрегатним станом ці кошти бувають: рідкі, піноподібні, пароподібні, тверді.

Припинення горіння досягається шляхом зниження температури в осередку горіння, т. Е. Створенням таких умов, коли швидкість тепловіддачі перевищить швидкість тепловиділення. В основі принципу припинення горіння лежить ізоляція палаючого матеріалу від доступу кисню повітря. Вода і водні розчини - найбільш поширені і ефективні засоби боротьби з пожежами. Піна застосовується при гасінні палаючих нафтопродуктів. За своїм складом або способу отримання розрізняють хімічну і повітряно-механічну піну. Хімічну піну одержують в піностворюючій апаратурі з пеногенераторних порошків. Гасіння засноване на тому, що на поверхні піна розтікається щільним шаром і ізолює палаючі нафтопродукти від повітря.

Протипожежне озброєння та інвентар

При гасінні пожеж піною широко застосовують генератори високоекратної піни ГВП та хімічні вогнегасники ОХП-10.

Генератори ГВП мають кілька типорозмірів: ГВП-200, ГВП-600,

ГВП-2000. Відрізняються вони один від одного геометричними розмірами

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		58

і продуктивністю (від 200 до 2000 л / с). Повітряно-механічна Піна

Вихід при змішуванні в генераторі води, піноутворювача и

Повітря. Використовують пенообразователи марок ПО-1, ПО-1Д, ПО-6. Огнетушитель ОХП-10 хімічний, пінний (модель 10). Забороняється застосовувати цей тип вогнегасників при гасінні палаючих електроустановок, що знаходяться під напругою, так як утворюється піна електропроводка.

Час роботи вогнегасника 60-65 с, тому необхідно приводити його в дію безпосередньо у вогнища пожежі і струмінь піни направляти в палаючий предмет.

Вуглекислотні вогнегасники застосовують при гасінні пожеж: в електроустановках, що знаходяться під напругою до 1000 В.

Порошкові вогнегасники застосовують при гасінні загоряння на мотоциклах, легкових і вантажних автомашинах. Порошкові вогнегасники є комплектуючої одиницею пожежних щитів. У комплект пожежних щитів входить наступне протипожежне обладнання: лом, багор, відро пожежне (конусное), сокира з діелектричної рукояткою (до 1000 вольт), лопата

Встановлюється пожежний щит в місцях, які можуть гарантувати швидкий доступ до протипожежного обладнання в разі загоряння. Пожежні щити є відкритим стендом і як правило встановлюються на територіях, що охороняються, складах і т.д.

Долікарська допомога

Симптоми отруєння при вдиханні повітря з високими концентраціями фреонів або продуктів їх розкладу проявляються через 30-60 хв. З'являється головний біль, слабкість, почастищення пульсу і дихання, можуть спостерігатися нудота і блювота. При попаданні рідких фреонів на шкіру і в очі можливо обмороження шкіри і пошкодження очей. Обслуговуючий персонал холодильної установки повинен вміти надавати першу допомогу постраждалим при отруєнні і ураженні холодоагентом.

При задухи, викликаній нестачею кисню в приміщенні, заповненому

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						59
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

газоподібним фреоном, необхідно негайно вивести потерпілого на свіже повітря. Рекомендується пити (міцний солодкий чай, кава, лимонад), вдихання кисню протягом 30-45 хвилин. У разі припинення дихання слід робити штучне дихання до приходу лікаря. При попаданні фреону в очі їх промивають струменем води кімнатної температури під невеликим тиском і закопують в очі стерильне вазелінове масло, після чого необхідно негайно звернутися до лікаря.

При наявності явищ подразнення слизової оболонки, рекомендується полоскання носа і глотки 2% -ним розчином соди або водою. При попаданні фреону в очі необхідно провести промив очей струменем чистої води. Потім слід до приходу лікаря надіти темні захисні окуляри. Чи не забинтовувати очі, не накладати на них пов'язок. При попаданні фреону на шкіру можна очікувати відмороження. Слід занурити уражену кінцівку в теплу воду (35-45 ° С) на 5-10 хвилин або зробити загальну ванну в разі поразки великій поверхні тіла. Осушити шкіру після ванни не розтиранням, а прикладаючи добре вбирає воду рушник. Після цього слід на пошкоджену ділянку накласти марлеву пов'язку або змастити пошкоджену поверхню маззю. При відсутності мазі можна використовувати несолоне вершкове або соняшникову олію. У разі появи бульбашок ні в якому разі їх не розкривати, а накласти марлеву пов'язку прямо на бульбашки. Засоби для першої долікарської допомоги.

1. Нашатирний спирт (для дихання).
2. Валеріанові краплі.
3. двовуглекислим сода (для промивання очей і порожнини горла).
4. Мазь Вишневського або пеніцилінові мазь (для змащування пошкодженої поверхні шкіри).
5. Темні захисні окуляри.
6. Стерильний матеріал (серветки, вата, бинти).
7. Дерев'яні лопатки (для взяття і накладення мазі).
8. У спеціально відведеному місці слід мати балон з медичним киснем і обладнанням до нього.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		60

Висновки: для забезпечення безпечних умов праці, на підприємстві передбачено низку заходів. Перш за все, виконані основні вимоги щодо електробезпеки. Зроблено розрахунок заземлюючих елементів, що в майбутньому унеможливило бути ураженим електричним струмом від приладів що працюють під напругою. Для нормального самопочуття працівників машинного цеху передбачена система мікроклімату, яка забезпечує приплив свіжого повітря протягом робочої зміни. Нормальна освітленість з наявністю свіжого повітря в робочому приміщенні дозволяє комфортно відчувати робочому персоналу під час робочої зміни, що плідно позначається на роботі в цілому.

.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						61
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ

Розрахунок вартості науково-дослідницької магістерської роботи

Формування стрічкового графіку виконання роботи

Плани підготовки магістерської 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

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
						62
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		

Таблиця 1 – Дані для створення стрічкового графіка

Стадія №	Назва стадії	Трудовіткість робіт (посада виконавців)	Тривалість, доба
1	Розробка та затвердження технічного завдання	здобувач/ доцент	0/2
2	Вивчення технічного завдання	здобувач/ доцент	5/0
3	Огляд і вивчення літератури	здобувач /доцент	14/14
4	Розробка математичної моделі об'єкта	здобувач /доцент	10/0
5	Вибір методу дослідження	здобувач /доцент	0/2
6	Адаптація методів дослідження до практичного застосування	здобувач /доцент	2/0
7	Теплові і конструктивні розрахунки елементів об'єкта	здобувач /доцент	35/0
8	Розробка креслень і графічних моделей	здобувач /доцент	5/0
9	Аналіз результатів досліджень	здобувач /доцент	2/2
10	Корекція моделей і алгоритмів, що використовуються	здобувач /доцент	0/7
11	Оформлення пояснювальної записки	здобувач /доцент	2/0
12	Обговорення та затвердження результатів роботи	здобувач /доцент	2/2
13	Підготовка матеріалів роботи до захисту	здобувач/доцент	2/0
Разом:			77/29

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

На підставі даних таблиці 13 складемо календарний графік виконання робіт, що відображає тривалість кожного виду робіт у вигляді відрізків часу, які розташовуються відповідно до послідовності виконання робіт (рис. 10).

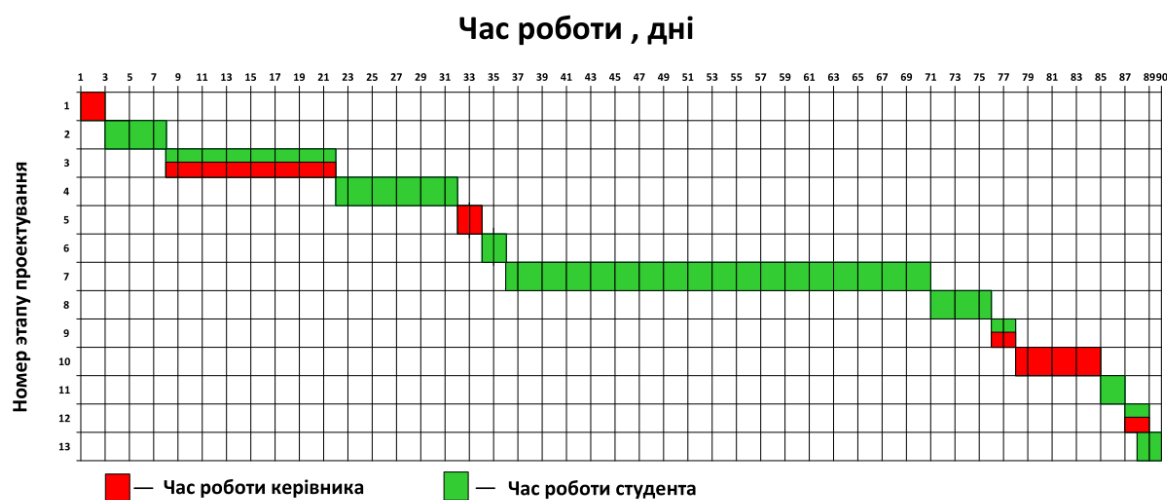


Рисунок 1 – Стрічковий графік виконання роботи

Розрахунок вартості досліджень і розробок

Кошторис витрат на НДР являє собою вартісну оцінку використовуваних у процесі виконання магістерської 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

Таблиця 2– Список матеріальних витрат

Назва	Одиниці	Кількість	Ціна за одиницю, гривень.	Сума, гривень.
Канцелярські товари	Шт.	10	150	1500
USB флеш-пам'ять	Шт.	1	450	450
Чорнило для лазерного принтера	Шт.	1	450	450
Разом				2400

Витрати на електроенергію включають до статті матеріальних

$$B_{ел} = N \cdot c_{ел} \cdot \tau_v \quad (1)$$

Де N – енергоспоживання обладнання кВт/год;

$c_{ел}$ – вартість 1 кВт/год, гривень;

τ_v – 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.

Вартість 1кВт електроенергії становить – 2,64 гр/кВт.

Вартість електроенергії становить:

$$B_{ел} = 0,35 \cdot 2,64 \cdot 50 \cdot 8 + 0,01 \cdot 2,64 \cdot 0,1 = 369,6 \text{ гр.} \quad (2)$$

Загалом матеріальні витрати дорівнюють:

$$\sum B = B_m + B_{ел} = 2400 + 369,6 = 2769,6 \text{ гр.} \quad (3)$$

Витрати на заробітну плату включають заробітну плату керівника (доцента), і стипендію здобувача.

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

Доцент має ставку 12800 гривень, здобувач має ставку 2500 гривень.

					КРМ.КТ.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		65

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

$$З_{кер} = \frac{12800}{22} \cdot 29 = 16872,72 \text{ грн} - \text{зарплата керівника};$$

$$З_{ст} = \frac{2500}{22} \cdot 77 = 8750 \text{ грн} - \text{зарплата здобувача}.$$

Витрати на заробітну плату:

$$\sum З = З_{кер} + З_{ст} = 16872,72 + 8750 = 25622,72 \text{ грн}.$$

Додаткова зарплата становить 15% від основної суми:

$$З_{доп} = \sum З \cdot 0,15 = 25622,72 \cdot 0,15 = 3843,408 \text{ грн}.$$

Фонд оплати праці:

$$\Phi_{зн} = З_{доп} + \sum З = 20774,95 + 3116,24 = 23891,191 \text{ грн}.$$

Загальні прямі витрати

$$\sum B_{пр} = \Phi_{зн} + \sum B = 23891,191 + 2769,6 = 26660 \text{ грн}$$

Таблиця 3 – Необхідні витрати

Назва витратних позицій	Сума, гривень.	Відсоток
Матеріальні витрати, $\sum B$	2769,6	5
Витрати на заробітну плату, $\Phi_{зн}$	23891,191	95
Загальна вартість, $\sum B_{пр}$	26660	

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Y.Q. Zhang, Y.N. He, Y.L. Wang, X.H. Wu, M.Z. Jia, Y. Gong, Experimental investigation of the performance of an R1270/CO₂ cascade refrigerant system, J. International Journal of Refrigeration. 114 (2020) 175–180, <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.017>.
2. Wu, D., Hu, B., Wang, R.Z, 2021. Vapor compression heat pumps with pure Low-GWP refrigerants. J. Renew. Sustain. Energy Rev. 138, 11057.
3. Mota-Babiloni, A., Joybari, M.M., Navarro-Esbri, J., Mateu-Royo, C., BarraganCervera, A., Amat-Albuixech, M., Moles, F., 2020. Ultralow-temperature refrigeration systems: configurations and refrigerants to reduce the environmental impact. J. Int. J. Refrig. 111, 147–158.
4. Liu Y, Yu J. Performance analysis of an advanced ejector-expansion autocascade refrigeration cycle. Energy (Oxf) 2018; 165:859–67.
5. Qin Y, Li N, Zhang H, Liu B. Study on the performance of an energy-efficient threestage auto-cascade refrigeration system enhanced with a pressure regulator. Energy (Oxf) 2022;258: 124872.
6. Aprea C, Maiorino A. Autocascade refrigeration system: Experimental results in achieving ultra low temperature. Int J Energy Res 2009;33(6):565–75.
7. Li D, Bai T, Yu J. Thermodynamic performance optimization and analysis of an auto-cascade refrigeration cycle with vapor injection for ultra-low temperature freezer. Int J Refrig 2023;145: 425–35.
8. Kim SG, Kim MS. Experiment and simulation on the performance of an autocascade refrigeration system using carbon dioxide as a refrigerant. Int J Refrig 2002;25(8): 1093–101.
9. He Y, Wu H, Liu Y, Wang T, Wu X, Cheng C, et al. Theoretical performance omparison for two-stage auto-cascade refrigeration system using hydrocarbon refrigerants. Int J Refrig 2022; 142:27–36.

					KPM.KT.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		67

10. Wang Q, Li DH, Wang JP, Sun TF, Han XH, Chen GM. Numerical investigations on the performance of a single-stage auto-cascade refrigerator operating with two vapor–liquid separators and environmentally benign binary refrigerants. Applenergy 2013; 112:949–55.
11. Wang, Q., Cui, K., Sun, T.F., Chen, G.M., 2011. Performance of a single-stage autocascade refrigerator operating with a rectifying column at the temperature level of -60 °C. J. J. Zhejiang Univ.-Sci. A. 12, 139–145.
12. Zhang L, Xu S, Du P, Liu H. Experimental and theoretical investigation on the performance of CO₂/propane auto-cascade refrigerator with a fractionation heat exchanger. Appl Therm Eng 2015; 87:669–77.
13. Sobieraj M, Rosinski ´ M. High phase-separation efficiency auto-cascade system working with a blend of carbon dioxide for low-temperature isothermal refrigeration. Appl Therm Eng 2019; 161:114149.
14. Sivakumar, M., Somasundaram, P., 2014. Exergy and energy analysis of three stage auto refrigerating cascade system using zeotropic mixture for sustainable development. J. Energy Convers. Manag. 84, 589–596.
15. Gong, M.Q., Wu, J.F., Luo, E.C, 2004. Performances of the mixed-gases JouleeThomson refrigeration cycles for cooling fixed-temperature heat loads. J. Cryogenics. 44 (12), 847–857
16. Mehrpooya, M., Ghorbani, B., Mousavi, S.A., Zaitsev, A., 2020. Proposal and assessment of a new integrated liquefied natural gas generation process with auto-cascade refrigeration (exergy and economic analyses). J. Sustain. Energy Technol. Assess. 40, 100728.
17. Chen J, Zhu K, Huang Y, Chen Y, Luo X. Evaluation of the ejector refrigeration system with environmentally friendly working fluids from energy, conventional exergy and advanced exergy perspectives. Energy Convers Manag 2017;148: 1208–24.

18. Zhang D, Fang C, Qin X, Li H, Liu He, Wu X. Performance study of transcritical CO₂ heat pump integrated with ejector and latent thermal energy storage for space eating. *Energy Convers Manag* 2022;268: 115979
19. Yan G, Chen J, Yu J. Energy and exergy analysis of a new ejector enhanced autocascade refrigeration cycle. *Energy Convers Manag* 2015;105:509–17.
20. Bai T, Yan G, Yu J. Experimental investigation on the dynamic malfunction behavior of the two-phase ejector in a modified auto-cascade freezer refrigeration system. *Energy Convers Manag* 2019; 183:382–90.
21. Bai T, Yan G, Yu J. Experimental investigation of an ejector-enhanced auto-cascade refrigeration system. *Appl Therm Eng* 2018; 129:792–801.
22. Rodríguez-Jara EA, Sánchez-de-la-Flor FJ, Exposito-Carrillo JA, Salmeron-Íss'en JM. Thermodynamic analysis of auto-cascade refrigeration cycles, with and without ejector, for ultra low temperature freezing using a mixture of refrigerants R600a and R1150. *Appl Therm Eng* 2022;200: 117598
23. Boyaghchi FA, Asgari S. A comparative study on exergetic, exergoeconomic and exergoenvironmental assessments of two internal auto-cascade refrigeration cycles. *Appl Therm Eng* 2017;122: 723–37.
24. Liu J, Liu Ye, Yu J, Yan G. Thermodynamic analysis of a novel ejector-enhanced auto-cascade refrigeration cycle. *Appl Therm Eng* 2022;200: 117636.
25. Yu J, Zhao H, Li Y. Application of an ejector in auto-cascade refrigeration cycle for the performance improvement. *International Journal of Refrigeration* 2008; 31:279–286.
26. Yu J, Ren Y, Chen H, Li Y. Applying mechanical subcooling to ejector refrigeration cycle for improving the coefficient of performance. *Energy Conversion and Management* 2007; 48:1193–1199.
27. A. Bejan, *Advanced Engineering Thermodynamics*, Wiley, 1997
28. G. Tsatsaronis, “Definitions and nomenclature in exergy analysis and exergoeconomics”. *Energy – The International Journal*, Vol. 32, pp. 249-253, 2007/

					KPM.KT.631-03.1.27	лист
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		69

29. Brodyansky VM, Sorin MV, Le Goff P. 1994, The efficiency of industrial processes: exergy analysis and optimization, New York: Elsevier.
30. Moran MJ, Shapiro HN. 2000, Fundamentals of engineering thermodynamics, 4th ed., New York: Wiley. Kotas TJ. 1985, The exergy method of thermal plant analysis, 1st ed. London: Butterworth.
31. Kotas TJ. 1985, The exergy method of thermal plant analysis, 1st ed. London: Butterworth.
32. Lemmon, E.W., Bell, I.H., Huber, M.L., McLinden, M.O., 2018. Reference fluid thermodynamic and transport properties database (REFPROP). National Institute of Standards and Technology, NIST Standard Reference Database 23. Version 10.0.

					KPM.KT.631-03.1.27	лист
						70
Змін.	лист	№ докум.	підпис	Дата		