

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



ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до кваліфікаційної роботи

На тему: «Термодинамічний аналіз ефективності кріогенної установки, що працює за простим детандерним циклом»

Здобувача Фалча В.В.
(прізвище, ініціали)

4 курсу ЕН-142 групи

Керівник доц. Грудка Б.Г.
(посада, прізвище та ініціали)

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

Кваліфікаційна робота допускається до захисту

Рішення кафедри від _____ 2026 р., протокол № _____

Завідувач кафедри КТ _____ **Юрій СИМОНЕНКО**

Одеса - 2026 рік

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри КТ

д.т.н., проф. Симоненко Ю.М

«__» ____ 2026 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧА

Фалча Віталія Вікторовича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи Термодинамічний аналіз ефективності кріогенної установки, що працює за простим детандерним циклом

керівник роботи к.т.н., доц. Грудка Богдан Геннадійович

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

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

2. Термін здачі здобувачем закінченої роботи 01 червня 2026 року

3. Вихідні дані до роботи: Режим роботи – рефрижераторний, розрахункова схема з урахуванням втрат від необоротності процесів, цільові функції – холодопродуктивність і термодинамічний ККД, параметр оптимізації – тиск прямого потоку, кубічне рівняння стану

4. Перелік питань, які потрібно розробити:

Вступ, математична модель простого детандерного циклу, термодинамічний розрахунок і оптимізація детандера циклу, термодинамічний аналіз двохпотокowego теплообмінного апарата, розрахунки теплообмінників повітророздільних установок, результати і висновки роботи, список використаної літератури.

5. Перелік графічного матеріалу:

Презентація Power Point (10 слайдів)

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

7. Дата видачі завдання _____ 01.12.2025 _____

Керівник _____ доц. Грудка Б.Г.
Завдання прийняв до виконання _____ Фалча В.В.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

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

Здобувач-дипломник _____
(підпис)

Фалча В.В. _____
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____
(підпис)

Грудка Б.Г. _____
(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 _____
(ПІБ)

Фалча В.В. _____
(підпис)

АНОТАЦІЯ

Кваліфікаційна робота присвячено розгляду термодинамічних питань, пов'язаних з простим детандерним циклом кріогенної рефрижераторної системи. Зокрема в ній створені розрахункова схема і математична модель відповідної установки, виконана постановка задачі термодинамічної оптимізації циклу для таких критеріїв, як холодопродуктивність і ексергетичний ККД. Аналітично доведено, що ці показники енергетичної ефективності мають максимальні значення в залежності від тиску прямого потоку робочої речовини.

Досліджено застосування кубічних рівнянь стану як моделей для обчислення термодинамічних властивостей чистих речовин та їх сумішей.

Розглянуті питання розрахунку показників економічної ефективності дипломної роботи та вимог охорони праці при створенні установок, що працюють за простим детандерним циклом.

Ключові слова: детандер, простий детандерний цикл, енергетична ефективність, математична модель, кріогенна рефрижераторна система, кубічне рівняння стану, термодинамічні властивості.

ABSTRACT

The qualification work is devoted to the consideration of thermodynamic issues related to the simple expander cycle of a cryogenic refrigeration system. In particular, it created a calculation scheme and a mathematical model of the corresponding installation, performed the problem of thermodynamic optimization of the cycle for such criteria as refrigeration capacity and exergetic efficiency. It is analytically proved that these energy efficiency indicators have the maximum values depending on the pressure of the direct flow of the working substance.

The application of cubic equations of state as models for calculating the thermodynamic properties of pure substances and their mixtures is investigated.

The issues of calculation of indicators of economic efficiency of the diploma work and requirements of labor protection at creation of the installations working on a simple expander cycle are considered.

Keywords: expander, simple expander cycle, energy efficiency, mathematical model, cryogenic refrigeration system, cubic equation of state, thermodynamic properties.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОСТОГО ДЕТАНДЕРНОГО ЦИКЛУ	12
1.1. Опис схеми циклу	12
1.2. Рівняння процесів і енергетичні показники елементів циклу	15
2. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ОПТИМІЗАЦІЯ ДЕТАНДЕРА ЦИКЛУ	24
2.1. Постановка завдання та алгоритм розрахунку циклу	24
2.2. Ексергетичний аналіз процесів циклу.....	27
2.3. Аналіз термодинамічної ефективності	39
2.4. Дослідження теоретичної холодопродуктивності в циклі Клода	41
3. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ І АЛГОРИТМ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ОПТИМІЗАЦІЙ ДЕТАНДЕРНОГО ЦИКЛУ	44
3.1. Постановка завдання термодинамічної оптимізації детандерного циклу.....	44
3.2. Алгоритм термодинамічної оптимізації детандерного циклу.....	49
4. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РЕЧОВИН ЗА ДОПОМОГОЮ КУБІЧНИХ РІВНЯНЬ СТАНІВ	52
4.1. Кубічні рівняння станів і їх види.....	52

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21			
<i>Вим.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Термодинамічний аналіз ефективності криогенної установки, що працює за простим детандерним циклом</i>	<i>Литера</i>	<i>Арк.</i>	<i>Арки.</i>
Розраб	Фалча В.В.					у	6	95
Пров	Грудка Б.Г.					ЕН 142		
Н. Контр.	Грудка Б.Г.							
Утв								

5.Охорона праці	61
5.1. Електробезпека обладнання.	61
5.2. Пожежна профілактика.	65
5.3. Виробнича санітарія.	68
ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ.	75
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	76

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						7
<i>Вим.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ВСТУП

Сучасний рівень розвитку обчислювальної техніки і програмного забезпечення дозволяє вирішувати на якісно вищому рівні завдання, пов'язані з комп'ютерним моделюванням енергетичних установок. Основною метою такого моделювання є створення програмних засобів для термодинамічної розрахунку і аналізу схем певного класу установок, що використовують певний набір апаратів і машин. На сьогоднішній день найбільшого поширення набуло моделювання циклів хіміко-технологічних підприємств. Створювані системи автоматизованого проектування, повинні відповідати двом основним вимогам: мінімізації енерговитрат і зменшення техногенного впливу промислових підприємств на навколишнє середовище. Крім того, при моделюванні необхідно враховувати фактори надійності та технологічної безпеки, простоту контролю технологічних ліній і управління процесами, а також гнучкість використовуваного способу виробництва по відношенню до зовнішніх і внутрішніх впливів.

Прийнято розрізняти два рівня технологічного моделювання. Перший рівень - це проектування елементів установок, таких як, компресори, системи поділу сумішей, теплообмінні апарати, адсорбер і т.д. Другий рівень - це об'єднання цих елементів в інтегровані системи виробничих процесів. Природно складнішим є другий рівень. Для першого рівня в основному створені математичні моделі, що відображають відпрацьовані роками методики їх розрахунку. Для другого рівня проблеми виникають вже на початкових етапах проектування, обумовлені відсутністю формалізованих підходів до опису схем установок. Тим не менш, у даний час створено і ефективно використовується на практиці ряд систем для комп'ютерного моделювання хіміко-технологічних установок.

Історично одна з перших систем автоматизованого проектування складних технологічних схем, створена в 70-х роках минулого століття під час нафтової кризи, призначалася для мінімізації втрат енергії в теплових мережах хімічних і

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						8
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

нафтохімічних виробництв. Вони ґрунтувалися на розробленому методі пінч-аналізу.

Як зазначено в роботі [1], "виробничі процеси в хімічній, нафтохімічній та споріднених до них галузях промисловості характеризуються, як великою різноманітністю продукції, що випускається, так і великою складністю. Загальна характерна риса всіх цих процесів полягає в тому, що для перетворення вихідної сировини в цільовий продукт необхідно порівняно велике число функціонально різних ступенів переробки. Умови протікання в разі електрокрекінгу газоподібних вуглеводнів до дуже низьких температур при розділенні повітря, від високого тиску при виробництві аміаку і метанолу до низького в процесах вакуумної перегонки".

Незважаючи на безсумнівні досягнення в створенні комп'ютерного моделювання складних технологічних схем, є ряд невирішених проблем, що не дозволяють підвищити їх універсальність і точність розрахунків. Як показав інформаційний аналітичний пошук в літературі практично не представлені базові принципи моделювання схем установок. Виняток становить лише згаданий вище метод пінч-аналізу, за яким існує велика кількість публікацій.

Дана робота має своєю основною метою розвинути основи формалізованого підходу до моделювання технологічних схем низькотемпературних установок, насамперед, систем кріогенної техніки. Ці установки реалізують більш прості цикли в порівнянні зі схемами хімічних виробництв. Відповідно до розгляду включається менше число складових їх елементів. Проте, і для низькотемпературних систем існують основні проблеми моделювання, характерні і для більш складних схем енергетичних установок.

До таких виявлених проблемам можна віднести:

- Відсутність обґрунтованого підходу до вибору математичного апарату для моделювання технологічних схем. В даний час основними засобами для цього вважаються теорія графів і теорія множин. У даній роботі віддають перевагу останньої.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						9
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

- Не розроблено формалізовані уявлення для таких структурних складових установок як елементи, блоки, вузли, рівні.
- Використовувані в розрахунку конкретної схеми математичні моделі для визначення теплофізичних властивостей робочих тіл, особливо багатокомпонентних, термодинамічно не узгоджені. Зазвичай для кожного елемента установки застосовується своя така модель. Це призводить до того, що можливі, наприклад, ситуації, коли термодинамічний стан робочого тіла, що впливає з однієї моделі буде відповідати нестабільним станам для іншої моделі. Вихід з даної ситуації бачиться у використанні єдиних рівнянь стану, що описують однофазні області, парорідинну рівновагу і критичну точку розглянутих речовин.
- Для вирішення багатьох типових задач при проектуванні технологічних схем відсутні узагальнені алгоритми. Це відноситься до обчислення термодинамічних функцій при різних наборах незалежних змінних, знаходженню невідомих величин з рівнянь матеріальних і енергетичних балансів і т. д. Під узагальненими, в даному випадку, розуміються алгоритми, що забезпечують вибір початкових наближень і збіжність процесів обчислень у всій області зміни незалежних змінних. Певні проблеми також існують з термодинамічним аналізом циклів і процесів, який, як відомо, є основою для мінімізації витрат енергії в проектованій або модернізованій установці. Найбільш ефективним методом такого аналізу представляється ексергетичний, який надає користувачеві принаймні два критерії: ексергетичної втрати від незворотності і ексергетичний ККД. Як показує досвід, вибір критерію впливає на отримані висновки і результати.

З огляду на складність і різноманіття проблем комп'ютерного моделювання, у цій науково-дослідній роботі вирішувалися його окремі завдання в наступних напрямках:

- Розвиток базових принципів формалізованого представлення для структурних одиниць технологічних схем. Зокрема, дано формалізоване визначення елемента установки як безлічі вузлових точок різного виду. Створено образ

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						10
<i>Вим.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

елемента-предка для реалізації його засобами об'єктно-орієнтованого програмування. Також запропонована дефініція для ступеня охолодження низькотемпературних установок і виділені її можливі види на основі аналізу відомих циклів.

- Розробка узагальнених алгоритмів термодинамічного розрахунку станів і процесів в кріогенних системах. В даному напрямку запропонована уніфікація програмного забезпечення для обчислення термодинамічних властивостей робочих тіл. Також створено узагальнений алгоритм для розрахунку парорідинної рівноваги чистих речовин по кубічним рівнянням стану.
- Розвиток методів розрахунку процесу ректифікації повітря. Удосконалення відомих методів стосувалося отримання в повітряроздільних установках чистого азоту під тиском і врахування неідеальності процесів масообміну на ректифікаційних тарілках.
- Термодинамічний аналіз процесів і циклів кріогенних систем. Виконано термодинамічний аналіз використання отриманої в кріогенній системі роботи детандера. Досліджено енергетичні та конструктивні характеристики детандерної-дросельної зріджувальної кріогенної установки. Проведено термодинамічний аналіз основних циклів кріогенних систем на основі методу послідовного виключення втрат від незворотності процесів. Вивчено вплив складових ексергетичних втрат на характеристики двопоточних теплообмінників.

Велика увага при термодинамічному аналізі кріогенних систем приділяється простим циклам кріогенної техніки, серед яких знаходиться простий детандерний цикл (цикл Клода).

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						11
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

1. МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОСТОГО ДЕТАНДЕРНОГО ЦИКЛУ

1.1. Опис схеми циклу

До даної групи простих циклів зазвичай відносять рефрижераторні схеми установок, в яких детандери включені на нижньому рівні температур. В якості робочих тіл циклу використовують різні гази переважно повітря, азот, неон і гелій. Схема циклу і число ступенів охолодження в ньому залежать від умов роботи, необхідної холодопродуктивності і рівня температури охолодження. Розглянемо одноступінчатий детандерний цикл, його називають також циклом Клода. Розрахункова схема цього циклу представлена на рис. 1.1.

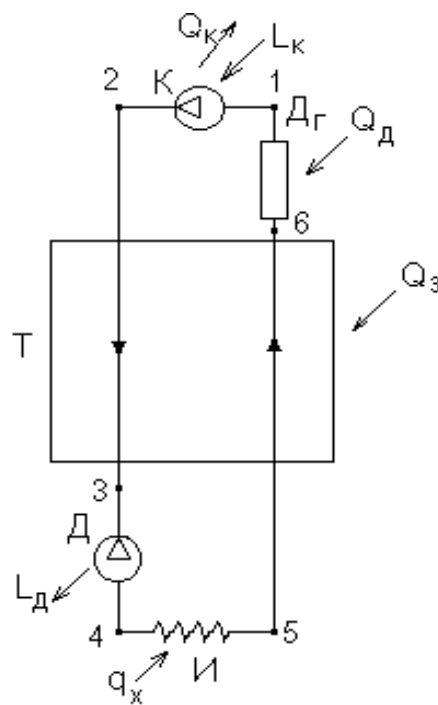


Рис.1.1. Розрахункова схема циклу Клода

На даному малюнку використані наступні умовні позначення елементів установки: К - компресор, ДГ - догрівач, Т - теплообмінний апарат, Д - детандер, І - випарник. Умовні позначення енергетичних потоків мають вигляд: L_K - робота, витрачена в компресорі; Q_K - тепло, що віддається

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
						12
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

установкою в навколишнє середовище; Q_D - теплопритоки до догрівачів; Q_3 - теплопритоки до теплообмінника; L_D - робота, отримана в детандере; Q_X - холодопродуктивність установки.

Нижче, на рис. 1.2 якісно представлено зображення процесів зазначених вище елементів в T, s - діаграмі.

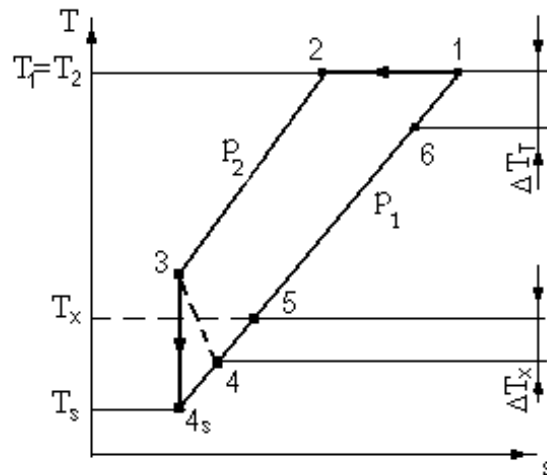


Рис.1.2. T, s -діаграма процесів детандерного циклу

Після стиснення в компресорі газ охолоджується в холодильнику до температури T_2 (точка 2) і надходить в теплообмінник Т. В компресорі витрачається робота L_k і відводиться теплота Q_k . В теплообміннику від прямого потоку газу відводиться теплота до зворотного потоку. Після теплообмінника (точка 3) газ подається в детандер Д, де розширюється до низького тиску (при цьому проводиться робота L_D), і виходить у випарник И, де до газу від об'єкта охолодження підводиться теплота Q_x і робоче тіло нагрівається в інтервалі температур від T_4 (точка 4) до T_5 (точка 5). Потім газ (зворотний потік) підігрівається в теплообміннику до стану відповідного точці 6, забираючи теплоту від стисненого газу (прямого потоку), поточного через теплообмінник в протилежному напрямку. На теплом кінці теплообмінника різниця температур потоків газу $\Delta T_T = T_1 - T_6$.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						13
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Теплообмінник Т, детандер Д і випарник теплоізолювані від навколишнього середовища.

Якщо в камері необхідно підтримувати постійну температуру, рівну T_x , то в якості ідеального циклу слід прийняти цикл Карно. Температура робочої речовини на виході з випарника в реальному циклі повинна бути нижча за температуру T_x , тобто

$$T_5 = T_x - \Delta T_{II},$$

де ΔT_x - різниця температур робочої речовини на виході з камери і середовища в камері. Зазвичай на практиці приймається, що $T_x = T_5$.

Для кожного значення T_x при обраному типі обладнання існують оптимальні значення параметрів циклу, відповідні максимуму холодильного коефіцієнта циклу або максимуму термодинамічної (ексергетичного) ККД ϵ .

У всіх умовах збільшення швидкості робочої речовини призводить до зростання гідравлічних втрат і додаткової витрати енергії; з іншого боку, при дуже низьких швидкостях робочої речовини збільшуються розміри теплообмінного апарату, а отже, і його вартість.

Суперечливий вплив на енергетичні і вартісні характеристики установки надає також температурний напір в теплообмінному апараті. Зі збільшенням температурного напору зменшуються холодильний коефіцієнт циклу і поверхня теплообміну, отже, збільшується витрата енергії на одиницю виробленого холоду і зменшується вартість теплообмінного апарату. Ця вартість залежить від розмірів і типу теплообмінника; тому вибір раціональних швидкостей, температурного напору і геометричних характеристик теплообмінного апарату неможливо обґрунтувати тільки термодинамічним розрахунком і певними з його допомогою енергетичними характеристиками.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						14
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

1.2. Рівняння процесів і енергетичні показники елементів циклу

Розрахунок детандерна циклу передбачає:

– визначення термодинамічних функцій тиску p , питомої (мольної) обсягу робочого тіла v , абсолютної температури T , ентальпії h , ентропії s у всіх вузлових точках схеми;

– обчислення енергетичних показників установки тобто холодопродуктивності q_x , Витрат енергії l , Холодильного коефіцієнта ε , Ексергетичного ККД η_e ;

– визначення даних, необхідних для проектування елементів установки до яких відноситься витрата робочого тіла G , середній температурний напір теплообмінника ΔT_{cp} ;

– термодинамічний аналіз елементів схеми і установки в цілому;

Основою розрахунку циклу є математична модель, що представляє собою вирази типу рівностей і нерівностей і відображають рівняння процесів, енергетичного балансу і рівності, обумовлені вимогами до умов роботи установки. До таких рівностей відноситься конкретне значення необхідного температурного рівня охолодження T_x , значення температури навколишнього середовища T_{oc} , значення повної холодопродуктивності Q_x і теплопритоків з навколишнього середовища Q_3 . Кожна з перерахованих величин відображає вимоги до елементів установки і безпосередньо використовується при проектуванні цих елементів. Наприклад, величина Q_3 визначає вимоги до теплової ізоляції, значення Q_x визначає витратні характеристики робочого тіла.

Розглянемо математичні моделі для окремих елементів схеми, а також енергетичні потоки, пов'язані з цими елементами.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						15
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Компресор

Розрахункова схема компресора представлена на рис.1.3

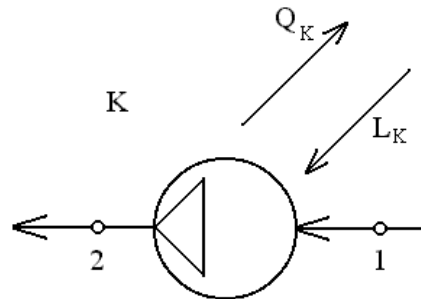


Рис.1.3. Розрахункова схема компресора

Компресор призначений для стиснення робочого тіла від тиску p_1 до тиску p_2 з метою подальшої реалізації процесу внутрішнього охолодження. При розрахунку схем кріогенних установок передбачається ізотермічність процесу стиснення 1-2 при температурі навколишнього середовища T_{oc} , тобто

$$T_1 = T_2 = T_{oc}. \quad (1.1)$$

Неізотермічність цього процесу, що має місце в дійсності, враховується за допомогою ізотермічного ККД компресора $\eta_{из} = 0,5 \dots 0,65$. За визначенням

$$\eta_{из} = l_{кт} / l_{кд}, \quad (1.2)$$

Де $l_{кт}$ - питома робота стиснення робочого тіла в ізотермічному процесі;

$l_{кд}$ - дійсні витрати питомої роботи на стиск.

Величина $L_{кт}$ розраховується за формулою

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						16
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$L_{\text{КТ}} = G[T_{\text{о.с.}}(s_1 - s_2) - (h_1 - h_2)], \quad (1.3)$$

а дійсні витрати роботи відповідно до рівності

$$L_{\text{КТ}} = L_{\text{КТ}} / \eta_{\text{НС}}. \quad (1.4)$$

У компресорі також здійснюється відведення тепла від кріогенної установки в навколишнє середовище Q_o , який розраховується за формулою

$$Q_o = G \cdot T_{\text{о.с.}} \cdot (s_1 - s_2).$$

Теплообмінний апарат

Розрахункова схема компресора представлена на рис.1.4.

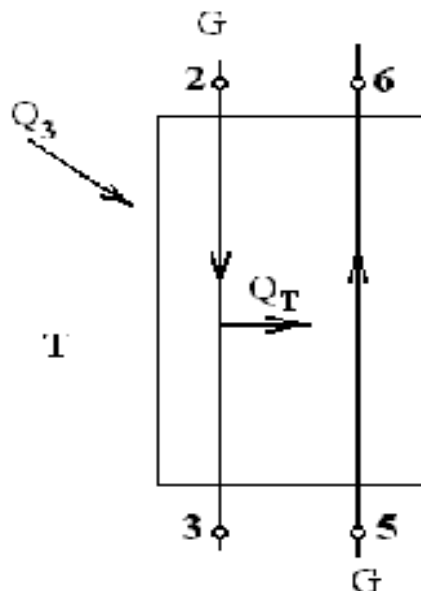


Рис.1.4. Розрахункова схема теплообмінника

Теплообмінний апарат призначений для охолодження стисненого (прямого) потоку 2-3 потоком низького тиску (зворотного) 5-6, в результаті чого істотно зменшуються витрати енергії в установці.

При розрахунку теплообмінника передбачається ізобарна процесів для прямого і зворотного потоків, тобто

$$p_2 = p_3. \quad (1.5)$$

$$p_5 = p_6. \quad (1.6)$$

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		17

При моделюванні процесів в теплообміннику необхідно враховувати рівняння енергетичного балансу, яке для нього має вигляд:

$$Gh_2 + Gh_5 + Q_3 = Gh_3 + Gh_6$$

або для питомих величин

$$h_2 + h_5 + q_3 = h_3 + h_6. (1.7)$$

В принципі, при моделюванні теплообмінного апарату необхідно перевіряти здійсненність для нього другого закону термодинаміки, яке виражається вимогою, щоб температура прямого потоку була вище температури зворотного потоку для будь-якого перетину теплообмінника.

Однак, для розглянутого циклу ця перевірка є зайвою, оскільки витрати прямого і зворотного потоків однакові, робоча речовина в обох потоках є одним і тим же і в точках не відбувається фазових переходів.

Для проектування теплообмінного апарату на підставі його термодинамічної розрахунку необхідно обчислити середній температурний напір ΔT_{cp} і теплове навантаження Q_T . Ці величини визначають значення необхідної поверхні теплообміну.

Величину ΔT_{cp} зазвичай обчислюють як середнелогарифміческую за формулою

$$\Delta T_{cp} = \frac{\Delta T_B - \Delta T_H}{\ln \frac{\Delta T_B}{\Delta T_H}}, (1.8)$$

$$\text{де, } \Delta T_B = T_2 - T_6, \Delta T_H = T_3 - T_5.$$

У розглянутому далі рефрижераторному режимі установки робочим тілом є одне і теж речовина, в якому не відбуваються фазового переходу. З цих причин немає необхідності аналізувати термодинамічну працездатність наявного в циклі двухпоточного теплообмінного апарату.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						18
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Теплове навантаження цього апарату Q_T дорівнює кількості тепла, що приймається зворотним потоком,

$$Q_T = G \cdot (h_6 - h_5). \quad (1.9)$$

Використовуючи рівняння енергетичного балансу (1.7) неважко отримати вираз для обчислення питомої (мольної) величини теплового навантаження, вираженої через параметри точок 2 і 3

$$q_T = h_2 - h_3 - q_3.$$

Випарник

Розрахункова схема випарника представлена на рис.1.5.

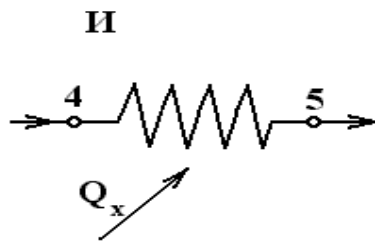


Рис. 1.5. Розрахункова схема випарника

У випарнику реалізується процес, заради якого створюється криогенна установка - відведення тепла Q_x від об'єкта охолодження. Величина Q_x - холодопродуктивність установки. В даному циклі процес охолодження зовнішнього об'єкта протікає при змінній температурі. Це має місце в наступних випадках:

- цикл є газовим, тобто всі його процеси здійснюються в області газоподібних станів робочого тіла;
- робочим тілом установки є неазеотропних суміш і процес протікає в області парожідкостной рівноваги.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		19

Вважається, що в будь-якому випадку процес 4-5 протікає в ізобарних умовах, тобто

$$p_4 = p_5. (1.10)$$

Вираз для повної холодопродуктивності Q_x з рівняння енергетичного балансу випарника записується як

$$Q_x = G(h_5 - h_4), (1.11)$$

а для її питомої (мольної) значення записується як

$$q_x = h_5 - h_4. (1.12)$$

Догрівач

Розрахункова схема догрівачі представлена на рис.1.6.

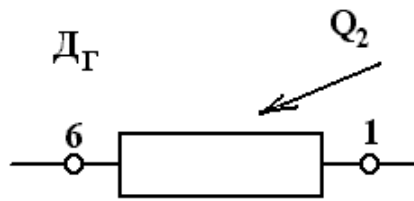


Рис. 1.6. Розрахункова схема догрівачі

Догрівач, зазвичай не вказується на схемі як самостійний елемент, являє собою ділянку трубопроводу, на якому робоче тіло підвищує температуру від значення T_6 до величини T_1 за рахунок тепла Q_2 , Що надходить з навколишнього середовища. величина, Будучи різновидом теплопритоков, являє собою втрати енергії, які можна було б витратити на отримання холоду. У розрахунках зазвичай процес 6-1 вважається Ізобаричний, тобто

$$p_6 = p_1. (1.13)$$

величина Q_2 для цього процесу розраховується за формулою

$$Q_2 = G \cdot (h_1 - h_6). (1.14)$$

Детандер

Розрахункова схема догрівачі представлена на рис. 1.7.

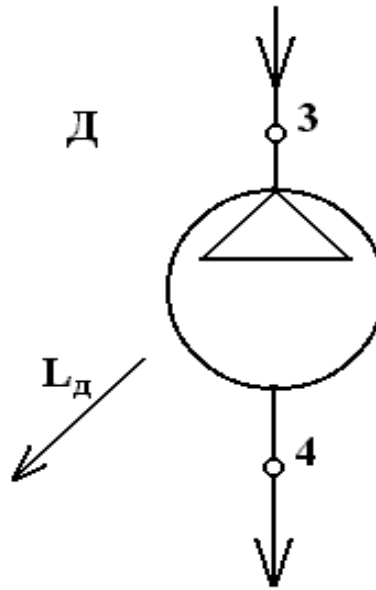


Рис. 1.7. Розрахункова схема детандера

Він являє собою елемент кріогенної системи, за допомогою якого реалізується процес внутрішнього охолодження. Основне призначення детандера - знизити температуру робочого тіла від значення T_3 до величини T_4 в процесі його внутрішнього охолодження. Однак, в цьому процесі виходить робота $L_д$, яка може бути віддана зовнішньому споживачеві, тобто корисно використовуватися. Процес в детандере прийнято розраховувати, задаючи значення його адиабатного ККД - η_s , який за визначенням дорівнює

$$\eta_s = \frac{l_{дР}}{l_{дТ}}. \quad (1.15)$$

Де $l_{дТ}$ - робота, отримана в ідеальному детандере;

$l_{дР}$ - робота, отримана в реальному детандере.

Діапазон зміни величини η_s становить 0,65 0,9.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
						21
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Процес, відповідний ідеального детандер є ізоентропним (3-4s), в реальному детандере він протікає зі збільшенням ентропії (3-4). Розрахункові співвідношення для ідеальної і реальної робіт детандера мають вигляд

$$l_{\text{ДТ}} = h_3 - h_{4s}. \quad (1.16)$$

$$l_{\text{ДР}} = h_3 - h_4. \quad (1.17)$$

Тоді рівняння процесу в детандере записується як

$$\frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \text{idem}. \quad (1.18)$$

Таким чином, математична модель для розглянутого циклу зводиться до системи рівнянь, отриманих для кожного з елементів

$$T_1 = T_2,$$

$$p_2 = p_3,$$

$$p_5 = p_6,$$

$$h_2 + h_5 + q_3 = h_3 + h_6,$$

$$\frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = \text{idem},$$

$$p_4 = p_5,$$

$$p_6 = p_1.$$

Ця система містить $n_e = 7$ рівностей, в які включені термодинамічні функції в вузлових точках схеми і величина теплопритоков q_3 . Кожне з цих рівностей фактично виключає з розгляду одну незалежну змінну. Так як стан робочого тіла в кожній точці визначається значенням двох незалежних змінних і число вузлових точок дорівнює 6, то максимальне число

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						22
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

незалежних змінних становить $n_{\max} = 6 \cdot 2 + 1 = 13$. В останній рівності одиниця відповідає змінної q_3 .

Отже, число варійованих змінних n_v одно

$$n_v = n_{\max} - n_e = 13 - 7 = 6. \quad (1.19)$$

Таким чином, для розрахунку циклу необхідно задати шість значень змінних, а для вирішення оптимізаційної задачі - не більше п'яти значень незалежних змінних. Вибір конкретних значень незалежних змінних обумовлений необхідними умовами роботи установки. Однак, при завданні цих значень необхідно контролювати, щоб у кожній вузловій точці задавалося не більше двох термодинамічних функцій.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						23
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

2. ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК І ОПТИМІЗАЦІЯ ДЕТАНДЕРНОГО ЦИКЛУ

2.1. Постановка завдання та алгоритм розрахунку циклу

Як випливає з розглянутої раніше математичної моделі циклу, можливі різні постановки завдання, що залежать від вибору конкретних незалежних змінних. У будь-якій постановці завдання необхідно ставити температурний рівень охолодження T_x , який визначає якість одержуваного холоду. Так як в циклі Клода холод виходить при змінній температурі від T_4 до T_5 , то під температурою охолодження можна розуміти різні температури. Наприклад, в якості T_x можна прийняти мінімальну T_4 і максимальну T_5 температури в випарнику, а також деяку середню температуру випарника. Найбільш часто вважають

$$T_x = T_5. (2.1)$$

Решта п'ять задаються величин вибираються виходячи з можливих вимірів і контролю, а також з експериментальної обґрунтованості прийнятих значень. Найбільш легко вимірюваними з термодинамічних функцій є температура і тиск. До експериментально обґрунтованим величинам відносяться теплопритоки з навколишнього середовища і недорекупірації, які можна вибрати відповідно до рекомендованими літературними даними.

Нижче наведені рівності, що відображають найбільш типові задаються змінні:

$$p_1 = \text{idem}, (2.2)$$

$$p_2 = \text{idem}, (2.3)$$

$$T_1 - T_6 = \text{idem}, (2.4)$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
						24
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$q_3 = \text{idem}, (2.5)$$

$$T_1 = T_{o.c.}. (2.6)$$

Таким чином, розглянута постановка задачі зводиться до розрахунку циклу, виходячи зі створеної математичної моделі циклу і умов (2.2) - (2.6).

Розрахунок циклу передбачає використання моделі рівняння стану, за допомогою якої обчислюється значення термодинамічних величин в вузлових точках циклу. Зазвичай рівняння стану має вигляд функції $p = p(T, v)$. Рівняння стану повинно забезпечувати розрахунок термодинамічних функцій в однофазній області і в умовах парожіdkостной рівноваги.

При розрахунку циклу також задається величина холодопродуктивності Q_x . Проте її значення не впливає на значення термодинамічних функцій в вузлових точках. Знаючи Q_x , можна визначити витрати робочого тіла за формулою

$$G = \frac{Q_x}{q_x} = \frac{Q_x}{h_5 - h_4}. (2.7)$$

Для розрахунку реальних витрат роботи необхідно задати також значення ізотермічного ККД компресора $\eta_{из}$.

Розглянемо алгоритм розрахунку термодинамічних функцій в вузлових точках циклу:

- Введення вихідних даних визначаються рівностями (2.2) - (2.6) а також заданих значень $\eta_{из}, \eta_s, q_3, Q_x$.
- Визначення температур і тисків у вузлових точках, що задаються явними рівностями математичної моделі.
 - За відомим тиску і відомої температурі розраховуються термодинамічні функції в точках 1, 2, 5, 6.
 - Виходячи з енергетичного балансу теплообмінника, за відомими значеннями тиску і ентальпії розраховуються параметри точки 3.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		25

– По заданому значенню і обчисленим термодинамічних функцій в точці 3 розраховується процес в детандере, в результаті чого визначаються параметри точки 4.

– За співвідношенням (2.7), виходячи із заданого значення Q_x , Обчислюється витрата робочого тіла.

– Виконується розрахунок енергетичних показників установки і її елементів.

– Виконується розрахунок ексергетичної показників установки і її елементів.

– Висновок результатів.

Блок-схема алгоритму розрахунку простого детандерна циклу наведена на рис. 2.1.

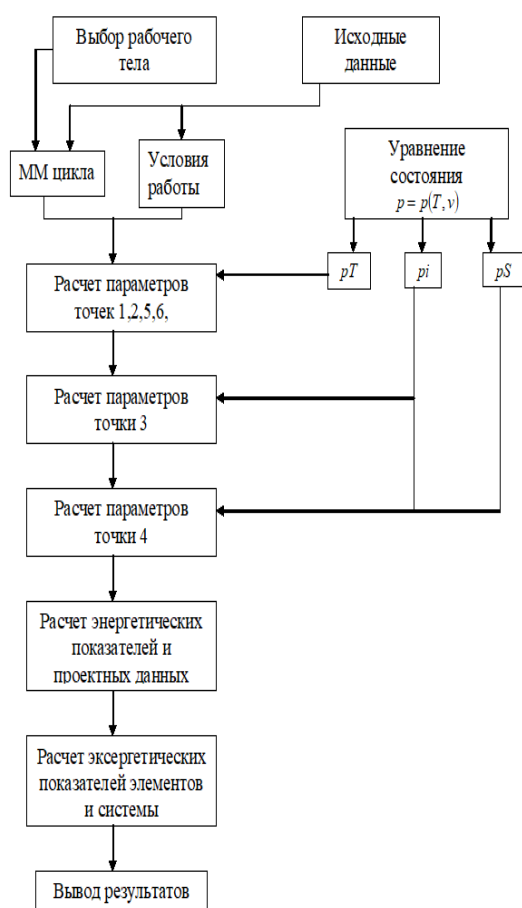


Рис. 5.2. Блок-схема алгоритму розрахунку простого детандерна циклу

На даному рисунку через pT , p_i , pS позначені підпрограми розрахунку термодинамічних функцій відповідно при незалежних змінних тиск - температура, тиск - ентальпія, тиск - ентропія.

2.2. Ексергетичний аналіз процесів циклу

Термодинамічний аналіз являє собою метод термодинамічної дослідження технічних систем (як в цілому, так і за допомогою їх декомпозиції) з метою отримання найбільш повної інформації і про процеси перетворення енергії, що відбуваються в них.

Форми енергії, які беруть участь у всіх енергетичних перетвореннях, можуть бути зведені до двох видів: до першого, куди відносяться форми енергії, повністю перетворені в будь-які інші; до другого, куди відносять форми, які не можуть бути в загальному випадку повністю перетворені в інші форми.

Енергія першого виду (наприклад, електрична, механічна, магнітна і ін.) в силу своєї превратимості, що не залежить від параметрів навколишнього середовища, може бути повністю використана в технічних цілях. Всі форми енергії такого виду рівнозначні не тільки кількісно, він і якісно. Для аналізу таких технічних систем і їх елементів, без обмежень може бути застосовано рівняння

$$\sum E' = \sum E \} \} \{ (2.8)$$

Де $\sum E'$ і $\sum E \} \} \{$ - суми відповідно підведених і відведених потоків енергії для виділеного замкнутого контуру схеми.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						27
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

На основі виразу (2.8) формально складається рівняння ексергетичного балансу, яке записується як

$$\sum W' = \sum W + D, \quad (2.9)$$

де величини $\sum W'$ і $\sum W$ показують суми входять в контур і виходять з нього потоків ексергії. Причому величина $\sum W'$ повинна показувати корисний технічний ефект процесу, а $\sum W$ - витрати енергії на його проведення.

У вираженні (2.9) символ D означає втрати ексергії від незворотності процесів.

На основі ексергетичного балансу складаються рівняння для обчислення безрозмірних коефіцієнтів, що характеризують різні системи перетворення енергії. Всі вони побудовані за формулою

$$\eta = \frac{\sum E'}{\sum E}, \quad (2.10)$$

Всі балансові розрахунки, які стосуються енергії першого виду можуть вестися на основі тільки першого початку термодинаміки.

Форми енергії другого виду (наприклад, внутрішня енергія робочого тіла, енергія, що передається у вигляді теплового потоку та ін.) Якісно різні, оскільки ступінь їх "неорганізованості", яка характеризується ентропією, різна. Межі превратимості таких форм енергії пов'язані не тільки з параметрами, її визначальними, але і з параметрами навколишнього середовища, в межі при рівності параметрів робочого тіла і навколишнього середовища технічна цінність його енергії дорівнює нулю.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						28
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

При вирішенні завдань в області низькотемпературної техніки необхідно враховувати, що в них беруть участь форми енергії як першого, так і другого виду.

Мірою превратимості, придатності заданої кількості енергії будь-якого виду, що характеризується ентропією, служить кількість енергії, не пов'язаної з ентропією (рівне, наприклад, механічної або електричної роботи), яке може бути отримано з неї в оборотному процесі взаємодії з навколишнім середовищем. Умова такого перетворення визначається другим початком термодинаміки. Цей захід придатності будь-якого виду енергії і була названа - ексергією.

Ексергія термодинамічної системи в даному стані визначається кількістю енергії, що не характеризується ентропією, яка може бути отримана зовнішнім приймачем енергії від системи при її оборотному переході з одного стану в стан повної рівноваги з навколишнім середовищем.

Вже згадана система може бути як термодинамічної (наприклад, деяка кількість робочого тіла в замкнутому просторі або в потоці), так і технічної (наприклад, установка класу L, R або D).

Навколишнє середовище (під цим терміном розуміється рівноважна частина зовнішнього середовища, що знаходиться поза межами системи) характеризується тим, що її характеристики не залежать від параметрів даної системи і тим, що всі компоненти повинні перебувати в повному термодинамічній рівновазі. (Насправді в навколишньому середовищі існують градієнти температур, тисків і хімічних потенціалів, однак при вирішенні більшості завдань цими обставинами можна знехтувати.)

Параметри навколишнього середовища в більшості завдань можуть вважатися постійними. Однак в ряді випадків вони можуть і змінюватися (наприклад, в авіаційних системах при різних висотах, під впливом кліматичних умов і ін.).

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						29
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

У переважній більшості завдань для повної характеристики навколишнього середовища досить знати температуру, T_{oc} тиск p_{oc} і хімічний склад. До тих пір, поки всі параметри системи і її частин не зрівняються з відповідними параметрами навколишнього середовища, рівновага не буде досягнуто і система у взаємодії з середовищем може призвести і віддати деяку роботу (зовнішню), що означає, що вона має певну ексергією. У ряді випадків система, не віддаючи енергію (і навіть отримуючи її) може виробляти роботу за рахунок навколишнього середовища (наприклад, такою системою є посудину, в якому тиск менше атмосферного). При повному рівновазі системи і середовища ексергія дорівнює нулю. Такий стан системи називається нульовим - "мертве стан".

Зовнішні об'єкти - джерела і приймачі енергії характеризуються перш за все тим, що в них хоча б один з визначальних параметрів відрізняється від параметра навколишнього середовища. В результаті цього вони можуть бути використані в якості зовнішніх джерел ексергії для "харчування" системи і забезпечення її безперервного функціонування (наприклад, паливо, термальні води, стиснений природний газ).

З першого і другого почав термодинаміки безпосередньо впливає, що в кожному даному стані ексергія системи, так само як і енергія, має певне фіксоване значення

Взаємодія системи з навколишнім середовищем може проходити як можна зупинити (ідеальний газ), так і необоротно (реальний процес).

В ідеальному процесі буде отримана робота, рівна ексергії. Якщо процес буде зупинений до настання рівноваги системи і середовища, то отримана робота буде дорівнює убутку ексергії системи.

У реальному процесі робота буде менше, ніж спад ексергії (в межі робота може бути дорівнює нулю). Це означає, що частина ексергії чи не перетвориться в роботу, а зникне, буде втрачена. У цьому полягає одна з істотних відмінностей ексергії від енергії. Ексергія підкоряється закону

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						30
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

збереження тільки в оборотних процесах; у всіх інших випадках (реальні системи) вона може частково або повністю зникнути, губитися в результаті дисипації (розсіювання) енергії в необоротних процесах.

Природно, що чим менше ця втрата ексергії, тим процес є більш термодинамічно досконалим.

Складаючи рівняння типу (2.9) і (2.10) стосовно ексергії E , ми робимо їх універсальними і повністю придатними для будь-яких термодинамічних систем, незалежно від видів енергії, що беруть участь в процесі:

$$\sum E' \geq \sum E \} \} \} \{ (2.11)$$

або

$$D = \sum E' - \sum E \} \} \} \{ (2.12)$$

$$\eta_e = \frac{\sum E'}{\sum E} \} \} \} \{ (2.13)$$

На відміну від рівнянь, що відображають енергетичний баланс, рівняння (2.11) - (2.13) - відображати ексергетичний баланс системи, тобто спирається як на перше, так і друге початку термодинаміки.

Ексергетичний баланс на відміну від енергетичного балансу в усіх випадках показує величину втрат від незворотності в системі і ступінь її термодинамічної досконалості.

Величини $\sum E$ включають ексергію тих видів речовин і енергій, які входять в енергетичний баланс тих видів розглянутої технічної системи. Стосовно до низькотемпературної техніки $\sum E$ включає ексергію потоку речовини E_M , Ексергію теплового потоку E_q , а також роботу L (що дорівнює для механічної або електричної енергії).

З рівняння (25) випливає, що ексергія будь-якого виду в оборотних процесах може бути повністю перетворена в ексергію будь-якого іншого виду незалежно від напрямку цих процесів.

Для низькотемпературних систем в загальному випадку необхідно при розрахунку величин ексергії враховувати взаємодію трьох можливих видів в самій системі і між системою і навколишнім середовищем: термічні (узагальнена сила – температура T), деформаційні (узагальнена сила – тиск p) і хімічні (узагальнена сила - хімічний потенціал μ). Останній вид взаємодій пов'язаний здебільшого з обміном речовиною між системою і навколишнім середовищем, тому він характерний для відкритих систем, наприклад установок класу D.

Ексергія потоку речовини E_M складається з двох складових: термомеханічної (або фізичної) і нульовий (або хімічної). Перша пов'язана з різницею термічних (ΔT) і механічних (Δp) Параметрів речовини і середовища і вимірюється кількістю роботи, яка може бути отримано в оборотному процесі встановлення рівноваги потоків речовини із середовищем за допомогою енергетичної взаємодії, але без обміну матерією (при цьому $p \rightarrow p_{o.c.}$ і $T \rightarrow T_{o.c.}$).

Друга складова пов'язана з встановленням рівності хімічних потенціалів між складовими компонентами робочого тіла і навколишнього середовища ($\mu_i \rightarrow \mu_{ю.с.}$).

Вона вимірюється кількістю роботи, яка може бути отримано в оборотному процесі встановлення рівноваги компонентів робочого тіла даного складу з відповідними компонентами між докілья при $p_{o.c.}$ і $T_{o.c.}$. Речовина знаходиться в так званому нульовому стані, так як термомеханічні параметри робочого тіла знаходяться в рівновазі з параметрами середовища. Термін "нульова", крім того, зручніше оскільки відображає той факт, що процеси взаємодії з навколишнім середовищем, пов'язані з обміном масою, не завжди супроводжуються хімічними реакціями (наприклад, поділ суміші газів або процеси зсуву і розчинення).

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		32

Отримаємо вирази для ексергетичної показників елементів і всієї системи в цілому.

Компресор

Розрахункова схема компресора представлена на рис. 2.2.

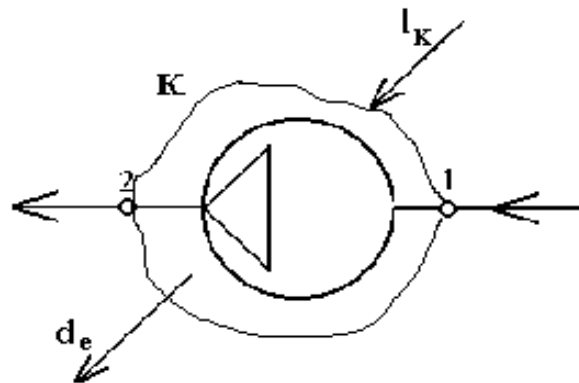


Рис. 2.2. Розрахункова схема компресора

Складаємо ексергетичний баланс

$$l_1 + l_{кт} = l_2 + d_e$$

або

$$h_1 - T_o s_1 + l_{кт} = h'_2 + T_o S_2 + d_e$$

звідки

$$d_e = l_{кт} + [(h'_1 - h'_2) - T_o(S_1 - S_2)].$$

Але вираз в квадратних дужках дорівнює величині $l_{кт}$, Тобто мінімальної роботі необхідної для ізотермічного стиснення від тиску p_1 до тиску.

Таким чином

$$d_e = l_{кд} - l_{кт} = l_{кт}(1 - \eta_{из}). \quad (2.14)$$

Ексергетичний ККД компресора

$$\eta_e = 1 - \frac{d_e}{e_1 - l_{\text{кд}}}, \quad (28)$$

де

теплообмінник

Ексергетичний баланс апарату

$$e_1 = (i_1 - i_{o.c.}) - T_o(S_1 - S_{o.c.}).$$

звідки

$$d_e = e_2 + e_5 - e_6 - e_3. \quad (29)$$

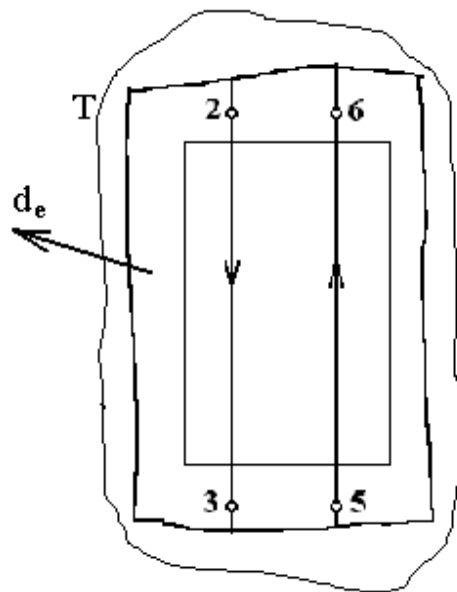


Рис. 2.3. Розрахункова схема теплообмінника

Ексергетичний ККД має вигляд

$$\eta_e = 1 - \frac{d_e}{e_2 - e_5}. \quad (2.15)$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		34

Випарник

Розрахункова схема випарника зображена нижче.

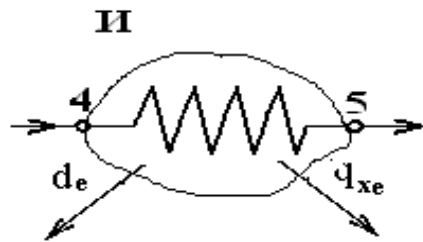


Рис. 2.4. Розрахункова схема випарника

Ексергетичний баланс цього елемента має вираз

$$e_4 = e_5 - q_{xe} + d_e,$$

звідки

$$d_e = e_4 - e_5 - q_{xe}$$

при припущеннях про відсутність гідравлічних втрат приймаємо

$$d_e = 0, (2.16)$$

звідки

$$\eta_e = 1. (2.17)$$

Вирази для ексергетичного балансу (2.16) може бути використано при розрахунку ексергетичної холодопроизводительности

$$q_{xe} = e_4 - e_5. (2.18)$$

Догрівач

Нижче зображена схема для визначення ексергетичної показників догрівача

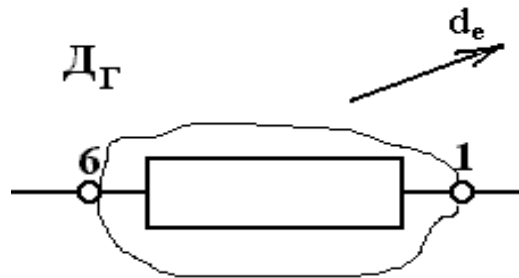


Рис. 2.5. Розрахункова схема догрівача

Ексергетичний баланс цього елемента має вигляд

$$e_6 = e_1 - d_e,$$

звідки

$$d_e = e_6 - e_1. (2.19)$$

ексергетичний ККД

$$\eta_e = 1 - \frac{d_e}{e_6}. (2.20)$$

Детандер.

Схема ексергетичних потоків цього елемента циклу Клода представлена на рис.2.6.

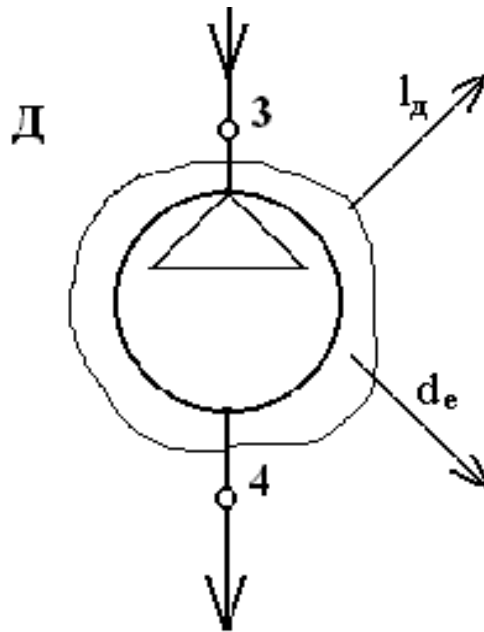


Рис. 2.6. Розрахункова схема детандера

Ексергетичний баланс детандера записується як

$$e_3 = e_4 - l_d + d_e,$$

звідки

$$d_e = e_3 - e_4 - l_d. \quad (2.21)$$

ексергетичний ККД

$$\eta_e = 1 - \frac{d_e}{e_3}. \quad (2.22)$$

У рівностях (2.21), (2.22) приймалося, що робота детандера корисно використовується.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
						37
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Система.

Схема ексергетичної потоків цього елемента циклу Клода представлена на рис.2.7.

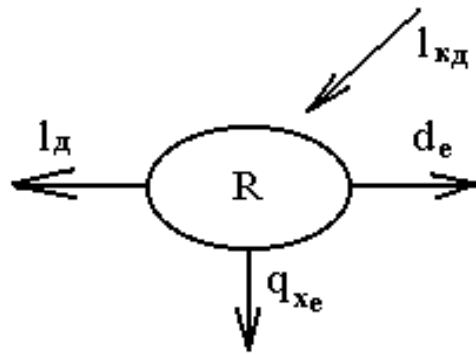


Рис. 2.7. Розрахункова схема для визначення ексергетичної показників циклу Клода

Величина втрат для всієї установки може бути розрахована або виходячи з ексергетичного балансу

$$dl_S = l_{кд} - l_{д} - q_{хе}, \quad (2.23)$$

або підсумовуванням втрат у всіх елементах циклу

$$d_S = \sum_{i=1}^5 d_{ei}, \quad (2.24)$$

Ексергетичний ККД циклу розраховується за формулою

$$\eta_e = 1 - \frac{d_e}{l_{кд}}. \quad (2.25)$$

У наведених вище співвідношеннях ексергетичної функція в k-тій точці обчислюється за формулою

$$e_K = (h'_K - h'_o) - T_o(S_K - S_o), \quad (2.26)$$

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
						38
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

де h'_k, S_k - відповідно ентальпія і ентропія в k -тої точки; h'_o, S_o - Ентальпія і ентропія робочого тіла при параметрах навколишнього середовища p_o, T_o .

Як параметри навколишнього середовища приймаємо $p_o = 0,1$ МПа, $T_o = 293$ К.

2.3 Аналіз термодинамічної ефективності

Розглянемо залежність термодинамічної ефективності простого детандерна циклу від тиску прямого потоку p_2 при відомих фіксованих значеннях зворотного потоку p_1 , температур охолодження T_x і навколишнього середовища $T_{o.c.}$. У такій постановці завдання показником термодинамічної ефективності можна вважати холодильний коефіцієнт

$$\varepsilon = q_x/l = (\Delta i_{T_{o.c.}} + l_s)(l_k - l_s), \quad (2.27)$$

де q_x питома холодопродуктивність; l питома витрати роботи; $\Delta i_{T_{o.c.}}$ - інтегральна ізотермічний дросель-ефект на рівні навколишнього середовища; l_k, l_s - власне роботи компресора і детандера.

Знайдемо межа холодильного коефіцієнта ε при прагненні тиску прямого потоку до величини p_1 , вважаючи, що робоче тіло при тиску зворотного потоку підпорядковується рівнянню стану ідеального газу. Розкриваючи вираз для енергетичних показників, одержуємо

$$\lim_{p_2 \rightarrow p_1} \varepsilon = \lim_{p_2 \rightarrow p_1} \frac{\int_{p_1}^{p_2} [T_{o.c.} \frac{\partial v(p, T_o)}{\partial T} - v(p, T_o)] dp + \int_{p_1}^{p_2} v(p, s_2) dp}{\int_{p_1}^{p_2} v(p, T_o) dp - \int_{p_1}^{p_2} v(p, s_2) dp} \quad (2.28)$$

Тут і надалі індекс при термодинамічної величиною відповідає номеру вузловий точки циклу.

Розкриваючи невизначеність виду 0/0 в вираженні (2.28) отримуємо такий вираз

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		39

$$\lim_{p_2 \rightarrow p_1} = \lim_{p_2 \rightarrow p_1} (q'_x l') = (T_0 \partial v_2 \partial T - v_2 - v_3)(v_2 - v_3) \quad (2.29)$$

Так як, $\lim_{p_2 \rightarrow p_1} v_2 = v_3$, $\lim_{p_2 \rightarrow p_1} v_3 = v_5$ отримаємо

$$\lim_{p_2 \rightarrow p_1} \varepsilon = (T_0 \partial v_2 \partial T - v_1 + v_5)(v_1 - v_5) \quad \text{з якого, використовуючи рівняння}$$

стану ідеального газу, отримуємо $\lim_{p_2 \rightarrow p_1} \varepsilon = T_x (T_{o.c.} - T_x)$, тобто шуканий

межа дорівнює холодильному коефіцієнту циклу Карно ε_K . Обчислимо межа похідною $\partial \varepsilon / \partial p_2$. Після ряду перетворень отримаємо

$$\lim_{p_2 \rightarrow p_1} (\partial \varepsilon / \partial p_2) = \lim_{p_2 \rightarrow p_1} \{[\partial^2 q_x \partial p_2^2 - (\partial^2 l / \partial p_2^2) \varepsilon] / [2(v_1 - v_5)]\}. \quad (2.30)$$

Для ідеальногазового наближення з останнього виразу випливає, що

$$\lim_{p_2 \rightarrow p_1} (\partial \varepsilon / \partial p) = 0.$$

Отже, при $p_2 \rightarrow p_1$ холодильний коефіцієнт приймає екстремальне значення, рівне ε_K . Так як $\varepsilon \leq \varepsilon_K$, то можна зробити висновок, що даний екстремум є максимумом.

З огляду на реальність процесу детандірованія за допомогою адіабатного ККД η_S , аналогічно можна отримати

$$\lim_{p_2 \rightarrow p_1} \varepsilon = \eta_S T_x (T_{o.c.} - \eta_S T_x), \quad (2.31)$$

$$\lim_{p_2 \rightarrow p_1} (\partial \varepsilon / \partial p_2) = 0, \quad (2.32)$$

тобто і в цьому випадку граничне значення холодильного коефіцієнта є екстремальним.

Якщо енергія розширення газу в детандере не використовується, то

$$\lim_{p_2 \rightarrow p_1} \varepsilon = T_x T_{o.c.} \quad \text{і граничне значення холодильного коефіцієнта істотно менше}$$

ε_K .

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		40

В області безпосередній близькості тисків прямого і зворотного потоків функція $\varepsilon(p_2)$ монотонно убиває, подальший хід цієї функції може бути встановлений на підставі розрахункових даних. Типова залежність холодильного коефіцієнта від тиску прямого потоку зображена в джерелі [7]. Крім встановленого глобального максимуму функція $\varepsilon(p_2)$ має локальний максимум і мінімум.

2.4. Дослідження теоретичної холодопродуктивності в циклі Клода

Розглянемо залежність холодопродуктивності q_x простого детандерна циклу від тиску прямого потоку p_2 . При цьому задані тиск зворотного потоку p_1 , температура навколишнього середовища $T_{o.c.}$, температура охолодження T_x (Враховуються лише власні втрати в циклі).

Вираз для розрахунку величини q_x має вигляд:

$$q_x = \Delta i_{T_{o.c.}} + l_s. \quad (2.33)$$

Значення інтегрального ізотермічного дросель-ефекту на рівні навколишнього середовища $\Delta i_{T_{o.c.}}$ і роботи, яку за детандере l_s , розраховуються за формулами:

$$\Delta i_{T_{o.c.}} = i_1(p_1, T_{o.c.}) - i_2(p_2, T_{o.c.}) \quad (2.34)$$

Для дослідження властивостей функції $q_x(p_2)$, диференціюючи вираз (2.33), отримаємо

$$\partial q_x / \partial p_2 = -(\partial i_2 / \partial p_2)_{T_{o.c.}} + (\partial l_s / \partial p_2)_{T_{o.c.}, p_1}. \quad (2.35)$$

Так як

$$(\partial l_s / \partial p_2)_{T_{o.c.}, p_1} = (\partial i_3 / \partial p_2)_l - (\partial i_{4s} / \partial p_2)_{p_1}. \quad (2.36)$$

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						41
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

похідна $(\partial i_3 / \partial p_2)_l$ береться вздовж лінії l , рівняння якої визначається на підставі балансу теплообмінного апарату і для прийнятих умов записується у вигляді $i_2 - i_3 = i_1 - i_5 = \text{const}$, звідки

$$(\partial i_3 / \partial p_2)_l = (\partial i_2 / \partial p_2)_{T_{0.c.}} \quad (2.37)$$

Похідну $(\partial i_{4s} / \partial p_2)_{p_1}$ можна представити у вигляді

$$(\partial i_{4s} / \partial p_2)_{p_1} = (\partial i_{4s} \partial s_{4s})_{p_1} (\partial s_{4s} \partial p_2)_{p_1} \quad (2.38)$$

З об'єднаної записи першого і другого почав термодинаміки випливає,

$$(\partial i_{4s} / \partial s_{4s})_{p_1} = T_{4s} \quad (2.39)$$

а з рівняння процесу детандірованія $s_3 = s_{4s}$ маємо

$$(\partial s_{4s} / \partial p_2)_{p_1} = (\partial s_3 \partial p_2)_l$$

Для стану газу в точці початку процесу детандірованія $T_3 ds_3 = di_3 - v_3 dp_2$, звідки

$$(\partial s_3 / \partial p_2)_l = (1/T_3)[(\partial i_3 / \partial p_2)_l - v_3] \quad (2.40)$$

вираз (2.40) можна представити у вигляді

$$\partial i_3 / \partial p_2 = (1 - T_{4s}/T_3)(\partial i_2 / \partial p_2)_{T_{0.c.}} + (T_{4s}T_3)v_3 \quad (2.41)$$

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						42
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Так як, то існування екстремуму функції можливо лише за умови $(\partial i_2 / \partial p_2)_{T_{o.c.}} < 0$, тобто коли точка входу прямого потоку в теплообмінний апарат лежить всередині області обмеженої кривою інверсії $p_m(T_{o.c.})$.

Визначаючи значення похідної $\partial l_s / \partial p_2$ в межі при $p_2 \rightarrow p_1$ і при $p_2 = p_m(T_{o.c.})$, неважко встановити, що на кордонах інтервалу вона приймає позитивне значення, тобто функція $l_s(p_2)$ є зростаючою і $\partial l_s / \partial p_2 > 0$.

Таким чином, з останнього нерівності і вирази (2.40) випливає, що екстремум функції $q_x(p_2)$ можливий лише поза області, обмеженої кривою інверсії. У точці інверсії при $T = T_{o.c.}$ дана функція є зростаючою, що дає підставу вважати екстремум максимумом.

Таким чином отримуємо, що в точці екстремуму повинна виконуватися умова

$$(\partial i_2 / \partial p_2)_{T_{o.c.}} - v_3 = 0; \quad (2.42)$$

тобто на відміну від дросельного циклу в даному випадку оптимальний тиск прямого потоку p_2^{opt} визначається не тільки температурою $T_{o.c.}$, але також значеннями p_1 і T_x , від яких залежить величина v_3 .

Як показали аналітичні дослідження теоретичної холодопродуктивності розглянутого циклу, величина q_x має максимум при тиску p_2 (Прямого потоку) меншим тиску інверсії при температурі навколишнього середовища $p_m(T_{o.c.})$.

Неважко показати, що при $p_2 \rightarrow p_1$ величина $q_x \rightarrow 0$. Таким чином, залежність $q_x(p_2)$ є унімодальною, тобто має єдиний екстремум. Унімодальне цієї функції дозволяє використовувати відомі алгоритми пошуку максимуму функції однієї змінної.

3. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ І АЛГОРИТМ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ОПТИМІЗАЦІЇ ДЕТАНДЕРНА ЦИКЛУ

3.1. Постановка завдання термодинамічної оптимізації детандерна циклу

При термодинамічної оптимізації в якості критеріїв вибираються показники енергетичної ефективності циклу. Питома холодопродуктивність q_x , витрати енергії L_K , Термодинамічний ККД η_e .

Незалежними змінними при даному виді оптимізації є термодинамічні параметри, насамперед тиск і температура.

Як показано раніше, установка, що працює по циклу Клода, належить до небагатьох систем для яких можливо аналітичне дослідження оптимізаційної задачі. Воно показує, що при виборі в якості незалежної змінної тиску прямого потоку p_2 такі критерії як витрати енергії ексергетичної втрати де є її монотонними функціями. У той же час функції $q_x(p_2)$, $\varepsilon(p_2)$, $\eta_e(p_2)$ мають екстремум, де ε - холодильний коефіцієнт. Інтерес представляє пошук екстремуму саме для цих функцій, так як в разі монотонного характеру залежності критерію від p_2 , граничне значення тиску прямого потоку і є оптимальним.

У даній роботі досліджується простий детандерна цикл, для якого в якості критеріїв можна використовувати функції $q_x(p_2)$, $\varepsilon(p_2)$, $\eta_e(p_2)$. Умові $\max q_x$ відповідає режим максимальної холодопродуктивності, а умовами $\max \varepsilon$ і $\max \eta_e$ - режим максимальної енергетичної ефективності.

В зазвичай зустрічається постановці завдання розрахунку криогенних циклів вважається відомою величина температури охолодження ТХ.

Особливість простого детандерна циклу полягає в тому, що всі процеси в ньому протікають в області газоподібного стану речовини. Це означає, що температура робочого тіла у випарнику є змінною величиною. Тому можливі різні способи завдання температури ТХ.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						44
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

При умові постійних ТХ критерії η_e і ε пов'язані співвідношенням,

$$\eta_e = \varepsilon \frac{T_{oc} - T_x}{T_x},$$

тобто при заданій температурі ТХ і фіксованій температурі Тос відмінність між ними при вирішенні оптимізаційної задачі пропадає. Оптимальний тиск р2 відповідає умовам $\max \varepsilon$ і $\max \eta_e$ збігаються.

Таким чином, для оптимізації простого детандерна циклу досить обмежитися критеріями qх і ηе.

Ці критерії можуть бути виражені через термодинамічні функції в вузлових точках циклах

$$q_x = \Delta i_{T_{oc}} - q_2 - q_3 + l_d, \quad (3.1)$$

$$\eta_e = \frac{\Delta i_{T_{oc}} - q_2 - q_3 + l_d}{l_k - l_d} \frac{T_{oc} - T_x}{T_x}, \quad (3.2)$$

де $l_k = \frac{[T_{oc}(s_1 - s_2) - (i_1 - i_2)]}{\eta_k}$ - робота, що витрачається в компресорі,

$\Delta i_{T_{oc}} = i_1 - i_2$ - інтегральний ізотермічний дросель-ефект при температурі Тос,

$q_2 = i_1 - i_6$ - енергетичні втрати від недорекуперації,

η_k - теплопрітокі з навколишнього середовища,

ізотермічний ККД компресора ($\eta_k = 0,5 \dots 0,65$),

$l_d = i_3 - i_4$ - робота, що отримується в процесі розширення в детандере.

Величина q2 зазвичай обчислюється виходячи із заданої недорекуперації $\Delta T_{нед} = T_1 - T_6 = (0..,15)K$.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						45
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

На відміну від циклу Лінде для оптимізації даного циклу необхідно виконувати його розрахунок на кожному кроці. Це пов'язано з тим, що в цільові функції входить робота L_k , значення якої можуть бути визначені лише після розрахунку циклу.

Для режиму максимальної холодопродуктивності постановка завдання термодинамічної оптимізації формулюється в такий спосіб.

знайти

$$\max q_x(p_2)$$

при обмеженнях

$$T_x - \kappa_1 = 0, \quad (3.3)$$

$$T_1 - T_6 - \kappa_2 = 0, \quad (3.4)$$

$$T_{oc} - \kappa_3 = 0, \quad (3.5)$$

$$\frac{q_3}{(i_1 - i_2)} - \kappa_4 = 0, \quad (3.6)$$

$$\eta_s - \kappa_5 = 0, \quad (3.7)$$

$$p_1 - \kappa_6 = 0, \quad (3.8)$$

$$i_2 - i_3 + q_3 - i_6 + i_5 = 0, \quad (3.9)$$

$$T_1 - T_2 = 0, \quad (3.10)$$

$$p_2 - p_3 = 0, \quad (3.11)$$

$$p_4 - p_5 = 0, \quad (3.12)$$

$$p_5 - p_6 = 0, \quad (3.13)$$

$$p_6 - p_1 = 0. \quad (3.14)$$

параметри $\kappa_1, \kappa_2, \dots, \kappa_6$ вважаються заданими і незалежними від тиску p_2 .

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						46
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Для режиму максимальної енергетичної ефективності завдання оптимізації записується у вигляді.

знайти

$$\max \eta_e(p_2)$$

при обмеженнях (3.1) - (3.14) і

$$\eta_k - k_7 = 0. \quad (3.15)$$

За допомогою фіксованого параметра K_7 задається ізотермічний ККД компресора.

Цільова функція $\eta_e(p_2)$ обчислюється з рівності (3.2).

Як показано раніше, $q_x(p_2)$ і $\eta_e(p_2)$ якісні залежності мають вигляд зображений на рис. 3.1.

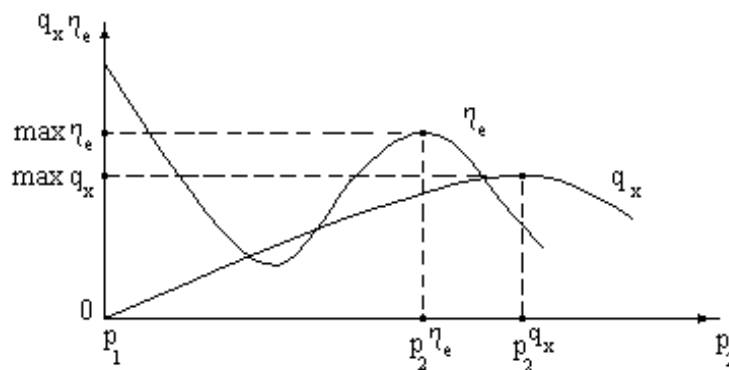


Рис. 3.1. Залежність цільових функцій q_x і η_e від тиску p_2 .

З рис. 3.1 видно, що функція $q_x(p_2)$ є унімодальною, що має один максимум. Функція $\eta_e(p_2)$ має два максимуми і мінімум. Глобальний максимум функції $\eta_e(p_2)$ існує при $p_2 = p_1$ і представляє лише теоретичний інтерес, так як йому відповідає нульова холодопродуктивність. Крім того, реальні технічні втрати значно знижують величину цього максимуму. Тому

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
						47
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

при термодинамічній оптимізації інтерес представляє максимум при тиску $p_2\eta_e$. Як показано раніше, для простого детандерна циклу справедливо нерівність $p_2\eta_e < p_2q_x$, де p_2q_x - тиск прямого потоку, відповідне максимуму холодопроизводительности.

Таким чином, існує область компромісу при розгляді двухкритеріального завдання, виражена нерівностями

$$p_2\eta_e < p_2 < p_2q_x$$

Двухкритеріальне завдання $q_x \rightarrow \max, \eta_e \rightarrow \max$ може бути сформульована таким чином.

знайти

$$\max F(q_x, \eta_e)$$

при обмеженнях (3.3) - (3.15).

Вид узагальненого критерію залежить від прийнятого способу згортки.

Найбільший інтерес представляє адитивний і мультиплікативний способи згортки. Відповідно до адитивним способом

$$F = q_x' + \eta_e,$$

де q_x' - нормоване значення холодопродуктивності.

Необхідність нормування викликана різними порядками величини q_x і η_e . Найкращим варіантом нормування є

$$q_x' = q_x / q_{x\max},$$

забезпечує однакові межі зміни функцій q_x і η_e .

При мультиплікативном способі згортки

$$F = q_x \cdot \eta_e.$$

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						48
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

У кожній з наведених завдань оптимізації формально повинна бути записана термодинамічна модель робочого тіла, що включає рівняння стану, процедури розрахунку обсягу, ентальпії і ентропії при заданих значеннях температури і тиску. У цю модель входить також процедура розрахунку парожіdkостной рівноваги чистої речовини.

3.2. Алгоритм термодинамічної оптимізації детандерна циклу

Алгоритм визначення оптимальних значень критеріїв і тисків прямого потоку для рефрижераторного режиму циклу Клода заснований на унімодальне безперервних функцій $q_x(p_2)$ і відомим якісним виду.

Унімодальне функції $q_x(p_2)$ в даному випадку мається на увазі наявність єдиного максимуму. Особливості функції впливають з наведеного раніше аналітичного дослідження енергетичних характеристик циклу Клода.

Даний алгоритм реалізує два етапи:

– етап встановлення меж інтервалу (p_a, p_b) , на якому здійснюється процедура пошуку кордонів досить широкого інтервалу що містить точку оптимуму p_2^{opt} ;

– етап зменшення інтервалу, на якому виконується кінцева послідовність перетворень вихідного інтервалу (p_a, p_b) з тим, щоб зменшити його довжину до заздалегідь встановленої величини Δp .

На етапі встановлення меж інтервалу вибирається вихідна точка $p_a = p^{(0)}$, а потім на основі правила виключення будується щодо широкий інтервал, що містить точку оптимуму. Відповідно до методу Свен (до + 1) пробна точка визначається по формулі:

$$p^{(k+1)} = p^{(k)} + 2^k \cdot \Delta, \quad K = 0, 1, 2, \dots, \quad \text{для функції } q_x(p_2) \quad \text{і}$$

$$p^{(k+1)} = p^{(k)} - 2^k \cdot \Delta, \quad K = 0, 1, 2, \dots, \quad \text{для функції } \eta_e(p_2). \quad \text{символом } \Delta$$

обзначена підбирати величина кроку збільшення. У нашому випадку можна покласти $\Delta = 1$ МПа.

Так як з аналітичних досліджень функції q_x слід $q_x(p_2 = p_1)$ і апіорі $\max q_x > 0$, то $p^{(1)} = p^{(0)} + \Delta = p_1 + \Delta$ можна покласти рівним p_b . Надалі відбувається збільшення до доти, поки цільова функція не почне зменшуватися. При цьому ліва межа інтервалу приймається за p_a , а права p_b . Що стосується виконання завдання максимальної енергетичної ефективності ($\max \eta_e$) Доцільно вибрати в якості початкового наближення точку праворуч від точки максимуму. Реально для криогенних речовин можна покласти $p^{(0)} \approx 60$ МПа. Положення точки $p^{(0)}$ праворуч від точки максимуму перевіряється за допомогою чисельного визначення похідної $\partial \eta_e / \partial p_2 = \Delta \eta_e / \Delta p_2$. Величина $\Delta p_2 \approx p^{(0)} + 0,1$ МПа, а $\Delta \eta_e = \eta_e(p^{(0)}) - \eta_e(p^{(0)} + \Delta p_2)$. В разі $\partial \eta_e / \partial p_2 < 0$ крапка $p^{(0)}$ лежить праворуч від точки максимуму і можна виконувати етап встановлення меж інтервалу. Якщо ця похідна більше нуля, то необхідно збільшити значення $p^{(0)}$ приблизно на 5 МПа і повторити процес обчислення і аналіз похідної $\partial \eta_e / \partial p_2$. В разі $\partial \eta_e / \partial p_2 = 0$ значення $p^{(0)}$ і $p^{(0)} + \Delta p_2$ є межами інтервалу ізоляції точки максимуму p_2 , і можна відмовитися від етапу встановлення меж і безпосередньо перейти до етапу зменшення інтервалу.

На етапі зменшення інтервалу здійснюється пошук за допомогою методу золотого перетину. Відповідно до цього методу для інтервалу (p_a, p_b) Спочатку обчислюються значення функцій $f(p_a), f(p_b), f(p'), f$

$$\text{де } p' = p_a + 0,382(p_b - p_a), \quad (3.16)$$

$$p = p_a + 0,618(p_b - p_a) \quad (3.17)$$

Під функцією розуміється будь-який з обраних критеріїв.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		50

Таким чином, на кожному ітераційному кроці відбувається тільки одне обчислення функції.

Процес зменшення інтервалу (p_b , p_a) проводиться до виконання умови

$$\text{abs}(p_b - p_a) < 0,001 \text{ МПа. (3.18)}$$

Оптимальний тиск прямого потоку визначається як середня арифметична величина тиску на k -му кроці ітерації, при якому виконується нерівність (3.18).

Відповідні значення цільових функцій є точками максимумів.

Для розрахунку цільових функцій по формулах задається:

- Температура навколишнього середовища.
- Температура процесу розширення газу. Величина ця повинна бути більше температури насичення при відомому тиску. Це пов'язано з тим, що процес розширення газу в детандере з технічних причин не може закінчуватися в двофазній області.
- Поточний тиск прямого потоку.
- Фіксована тиск зворотного потоку.
- Ізотермічний ККД компресора, діапазон зміни значень якого представлений раніше.
- Адіабатний ККД детандера.
- Втрати від недорекуперації.
- Теплопритоки з навколишнього середовища, діапазони зміни значень яких наведені раніше.

Для розрахунку необхідно розташовувати процедурою, за допомогою якої проводяться обчислення термодинамічних функцій за відомими значеннями тиску і температури.

Крім того, на кожному кроці пошуку екстремуму використовується процедура для розрахунку значень ентальпії і ентропії при тиску і температурі.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						51
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

4. МОДЕЛЮВАННЯ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РЕЧОВИН ЗА ДОПОМОГОЮ КУБІЧНИХ РІВНЯНЬ СТАНІВ

4.1. Кубічні рівняння стану і їх види

Часто використовувані в практичних розрахунках кубічні рівняння стану ван-дер-ваальського типу являють собою розумний компроміс між простотою і точністю, хоча вони не в змозі надійно відтворити P , V , T -залежність в широкому інтервалі зміни щільності. Пряме обчислення питомої обсягу в однофазній області при заданих тиску і температури, дає можливість проводити більшість термодинамічних розрахунків на їх основі аналітично, не вдаючись до ітераційним процедурам. Однак, застосування кубічних рівнянь стану для пошуку наближених рішень створює певні обчислювальні труднощі, основними з яких є наявність тривіальних коренів і помилкових значень похідних.

Існує велика кількість модифікацій рівняння Ван-дер-Ваальса (ВВ)

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v^2}.(4.1)$$

найбільш вдалим серед яких вважається рівняння Редліха-Квонг (РК)

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{T^{0.5}v(v+b)}.(4.2)$$

і його наступні удосконалення в формі Вільсона (РКВ) і Соаве (РКС)

$$P = RT \left(\frac{1}{(v-b)} - \frac{a(T)}{v(v+b)} \right). (4.3)$$

Крім наведених вище ЕУС запропоновано, принаймні, кілька десятків кубічних форм рівняння стану, найпоширеніші серед яких відомі як рівняння Пенг-Робінсона і Мартіна. Є ряд узагальнених робіт по дослідженню кубічних рівнянь стану в найбільш загальній формі, в яких проводиться зіставлення якості опису термічних властивостей в газоподібному стані і в критичній точці чистих речовин по найбільш точним кубічним рівнянням стану. Розроблено рівняння, призначені в основному для розрахунку тільки окремих термодинамічних функцій. Наприклад, рівняння Лі-Ербара-Едмістера створено "головним чином для визначення ентальпій і констант

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						52
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

фазового рівноваги вуглеводневих сумішей, а не волюметричних властивостей".

Основний висновок, який випливає з аналізу літературних даних, полягає в тому, що для кращих типів кубічних ЕУС характерна приблизно однакова похибка розрахунку P , V , T - властивостей в однофазній області, в умовах фазового рівноваги, в критичній точці. Тому важко очікувати надалі, що знову розроблена модифікація кубічного ЕУС дає можливість істотно поліпшити якість опису всього набору термодинамічних властивостей.

Виходячи з цього висновку, завдання аналізу якості кубічних рівнянь стану можна проводити на окремих видах цих рівнянь. У зв'язку з відсутністю в літературі результатів перевірки даних рівнянь стану, щодо здійсненності всіх основних вимог, що пред'являються до ЕУС, ця задача розглянута стосовно моделям ВВ, РК, РКВ, РКС. Основний упор при цьому зроблений на чисті криогенні речовини.

Вирази для коефіцієнтів і температурних функцій рівнянь стану (4.1) - (4.3), виражених через критичні тиск P_c і температуру T_c зведені в таблицю 4.1.

Таблиця 4.1 - Параметри кубічних форм ЕУС

модель ЕУС	B	A
ВВ	$0,125 \frac{RT_c}{P_c}$	$0,4219 \frac{(RT_c)^2}{P_c}$
РК	$0,08664 \frac{RT_c}{P_c}$	$0,4275 \frac{R^2 T_c^{2,5}}{P_c}$
РКВ	$0,08664 \frac{RT_c}{P_c}$	$4,934 \left[1 + k \left(\frac{T_c}{T} - 1 \right) \right] \cdot b$
РКС	$0,08664 \frac{RT_c}{P_c}$	$4,934 \frac{T_c}{T} \left(1 + m \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_c}} \right) \right)^2 \cdot b$

Рівняння ВВ і РК дуже рідко використовуються для термодинамічних розрахунків циклів і процесів кріогенної техніки. Їх аналіз, який буде проводитися в подальшому, має на меті дослідження можливості застосування даних моделей для пошуку початкових наближень, для визначення максимальних похибок ЕУС і для якісних оцінок можливих рішень. Навпаки, рівняння стану РКВ і РКС знаходять широке поширення в практичних розрахунках, особливо для циклів на багатоконпонентних робочих тілах. Підганяльні параметри k , m обчислюються з експериментальних даних по парожідкостній рівновазі чистих речовин з умови найкращого (в сенсі мінімуму суми квадратів відхилень) задоволення правилом Максвелла. Виконане аналітичний розв'язок задачі знаходження коефіцієнта k для моделі РКВ призводить до вираження

$$k = \frac{\sum_{i=1}^N \left[RT_{si} \left(\ln \frac{V_{Gi}}{V_{Li}} + 4,934 \ln \frac{V_{Gi}(V_{Li}+b)}{V_{Li}(V_{Gi}+b)} - P_{si}(V_{Gi}-V_{Li}) \right) \right]}{4,934 R \sum_{i=1}^N (T_c - T_{si}) \ln \frac{V_{Gi}(V_{Li}+b)}{V_{Li}(V_{Gi}+b)}}. (4.4)$$

де V_{Li} , V_{Gi} , T_{si} , P_{si} - обсяги рідкої і парової фаз, температура і тиск насичення в i -ої дослідної точці, відповідно.

Для отримання стійких значень k , як показує досвід, досить обмежитися числом досвідчених точок N рівним 5-7.

Обчислення параметра m з рівняння РКС зводиться до вирішення кубічного рівняння

$$\sum_{i=1}^N \left\{ RT_i \left[\ln \frac{V_{Gi}}{V_{Li}} + \frac{a(T_i)}{b} \ln \frac{V_{Gi}(V_{Li}+b)}{V_{Li}(V_{Gi}+b)} \right] - P_{si}(V_{Gi}-V_{Li}) \right\} \cdot \sum_{i=1}^N T_i^2 \left(1 + m \left(1 - \sqrt{\frac{T_i}{T_c}} \right) \right) \cdot \left(1 - \sqrt{\frac{T_i}{T_c}} \right) = 0,$$

де

$$\frac{a(T_i)}{b} = 4,934 \frac{T_c}{T_i} \left[1 + m \left(1 - \sqrt{\frac{T_i}{T_c}} \right) \right]^2.$$

З рівняння (4.3) випливає

$$\frac{a(T)}{b} = \left(1 + \frac{1}{b\rho} \right) \left(\frac{1}{1-b\rho} - Z \right). \quad (4.5)$$

де ρ - густина речовини, Z - коефіцієнт стисливості.

Розраховані з (4.3) значення розглядаються в якості достовірних.

Порівняння температурних функцій різних кубічних рівнянь стану показало їх дивно гарний збіг між собою в інтервалі наведених температур (0,6-1,4), що дає підставу поширити деякі висновки на будь-які форми кубічних ЕУС.

Аналіз результатів показує, що, як і слід було очікувати, модель ЕУС в формі (56) не може адекватно описувати термодинамічну поверхню. Це випливає з того, що значення $\frac{a(T)}{b}$, певні при однаковій температурі, істотно залежать від величини тиску.

Моделі РКВ і РКС дають найбільш достовірні результати при низьких і помірних тисках в інтервалі температур по Q ($Q = T_c / T$) від 0,8 до 1,4, тобто в тій області, де визначалися параметри k , m . В інтервалі $Q \in (0,5; 1,7)$ розглядаються ЕУС забезпечують практично однакову точність по термічним властивостям. При температурах близьких до потрійній точці речовини застосування обох моделей призводить до значних похибок. Цей же висновок справедливий і для області високих тисків (близько 50 МПа) при $Q \in 0,8$. Модель РКС володіє екстраполяційними властивостями в області високих тисків і температур.

Для n - компонентної суміші кубічні рівняння стану зберігають свій вигляд, але з коефіцієнтами a_m , b_m обумовленими прийнятими правилами

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						55
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

комбінування. Зокрема, для рівняння РКВ значення a_m , b_m розраховуються з виразів

$$b_m = \sum_{i=1}^N z_i b_i, (4.6)$$

$$a_m = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n z_i z_j a_{ij}, (4.7)$$

де z_i - молярна частка i -го компонента,

$$a_{ij} = \theta_{ij} a_{ii} + \theta_{ji} a_{jj},$$

$$\theta_{ij} = 1 \theta_{ji}, \theta_{ij} = 0,5 \text{ при } i = j.$$

У разі відсутності експериментальних даних по фазовому рівноваги бінарної суміші, параметр перехресної взаємодії a_{ij} розраховується за формулою:

$$a_{ij} = \sqrt{a_i a_j}. (4.8)$$

У відповідність з цими правилами комбінування для розрахунку термодинамічних властивостей n -компонентної суміші необхідно мати інформацію про параметр θ_{ij} ($i \neq j$), що характеризує різнорідне взаємодія в бінарній системі. Зазвичай значення θ_{ij} ($i \neq j$) визначаються з умови найкращого задоволення досвідченим даними по парожідкостная рівноваги бінарних сумішей. В якості критерію використовується умова мінімуму одного з двох функціоналів

$$F_1 = \sum_{k=i,j} \sum_{l=1}^M [f_{lk}(P_l, T_l, x_l, \theta_{ij}) - f_{Gk}(P_l, T_l, y_l, \theta_{ij})]^2 = \min; (4.9)$$

$$F_2 = \sum_{l=1}^M \left[\frac{x_l - x_l^p(P_l, T_l, \theta_{ij})}{x_l} \right]^2 = \min; (4.10)$$

де k - номер компонента суміші;

M - число досвідчених точок;

- летючості k -ого компонента відповідно в рідкій і паровій фазах;

x_l , y_l - рівноважні склади низькокиплячого компонента в l -ної дослідної точці;

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		56

- розраховане за рівнянням РКВ відносний вміст низькокиплячого компонента в рідкій фазі.

Умова (4.9) можливо використовувати лише при наявності складів обох рівноважних фаз. Аналіз показує, що для отримання стійких значень θ_{ij} досить п'яти експериментальних точок. Величини θ_{ij} розраховані з умов (4.9), (4.10) практично збігаються для помірних тисків і відрізняються до 10% при наявності розшарування в рідкій фазі.

Конкретні розрахунки показують, що навіть невеликі варіації значень θ_{ij} можуть призводити до зміни типу фазових діаграм, особливо в районі рівноваги рідина-рідина. Вельми чутливим до точності визначення θ_{ij} є хід критичної кривої рідина-пар.

Гарне узгодження з досвідом при визначенні θ_{ij} з умови (62) досягається для області помірних тисків. Критерій (63) доцільно використовувати для розрахунків при низьких температурах, особливо в області обмеженою смесімістю рідини. З урахуванням цих рекомендацій можна вважати, що рівняння РКВ надійно описує різні типи фазових рівноваг і критичних кривих, підтвердженням чому є результати досліджень.

Через відсутність експериментальних даних по фазовому рівноваги бінарних сумішей значення θ_{ij} розраховані лише приблизно для трьох десятків сумішей, що застосовуються в холодильній і криогенній техніки. Тому виникає задача наближеного знаходження параметра θ_{ij} на підставі даних про чисті компонентах. Аналогічне завдання вирішується при визначенні потенційних параметрів різнорідного взаємодії через відповідні характеристики взаємодії в чистих речовинах. Так як $\theta_{ii} = \theta_{jj} = 0,5$, то розробка комбінаційних правил виду $\theta_{ij} = f(\theta_{ii}, \theta_{jj})$ позбавлена сенсу.

Величини θ_{ij} розраховані з умови (62), тому ці значення параметра слід використовувати для не розшаровується систем. Крім того, як показують розрахунки, занижені значення θ_{ij} спостерігаються для сумішей, утворених фреонами.

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		57

Апроксимаційні вираз для обчислення θ_{ij} , отримане за методом найменших квадратів має вигляд

$$\theta_{ij} = 0,5 + 0,3325 \left(1 - \frac{T_{ci}}{T_{cj}}\right) + 0,1193 \left(1 - \frac{T_{ci}}{T_{cj}}\right)^2. \quad (4.11)$$

Значення θ_{ij} , певні з (64) в першу чергу можуть бути рекомендовані для сумішей, утворених основними криогенними речовинами між собою, а також з вуглеводнями і фреонами.

Значення параметра θ_{ij} , використані для отримання аналітичної залежності (4.11) наведено в таблиці 4.2

Таблиця 4.2. Значення параметра θ_{ij} , використані для отримання аналітичної залежності (4.11)

Суміш	T_{ci} / T_{cj}	θ_{ij}
N2-CH4	0,663	0,618
N2-C2H6	0,413	0,735
N2-C3H8	0,341	0,791
CH4-C2H6	0,623	0,630
CH4-C3H8	0,515	0,711
C2H6-C3H8	0,826	0,577
N2-R13	0,418	0,737
N2-R14	0,555	0,656
He-H2	0,158	0,906
N2-R12	0,328	0,732
N2-R22	0,342	0,770
H2-R14	0,146	0,891
H2-R13	0,110	0,945

Розглянемо якість опису критичних параметрів чистих речовин за допомогою кубічних моделей (4.1) - (4.3). Критичні умови і рівняння стану дають можливість обчислити три величини в критичній точці. Двома з них, як випливає з таблиці 3, є параметри a і b . Так як ці параметри визначаються виходячи з експериментальних значень P_c і T_c , то третій невідомою величиною буде V_c .

Отже, для рівнянь стану (4.1) - (4.3) розрахункові та експериментальні значення критичних температур і тисків збігаються. Похибка розрахунку зручно знайти за виразом

$$V_c = \frac{Z_c R T_c}{P_c},$$

де в якості Z_c використовуються розрахункові значення коефіцієнта стисливості в критичній точці.

На підставі останнього нерівності неважко зробити висновок, що похибки розрахунку за рівняннями стану (4.1) - (4.3) обсягу і коефіцієнта стисливості в критичній точці однакові. У досліджуваних моделях значення Z_c не залежить від роду робочого тіла та є рівними 0,375 для рівняння ВВ, і 0,333 для рівнянь РК, РКВ, РКС.

За досвідченим даними Z_c змінюється в межах 0,24 - 0,32. Таким чином, відносна похибка обчислення V_c за моделями РК, РКВ, РКС знаходиться в діапазоні 4 - 394%. Для рівняння ВВ ця помилка становить від 17 до 56%.

Для заданої температури T_S найбільші відхилення тиску P_S від відповідних дослідних даних спостерігаються в області близькою до потрійної точці. При цих температурах парову фазу можна вважати ідеальним газом, тому і похибка обчислення обсягів велика. Відносно мала помилка визначення обсягу V_G рідкої фази в цьому районі пояснюється слабкою залежністю V_L від тиску.

З підвищенням температури зменшується похибка знаходження тиску δP_S і, за винятком критичного району, обсягу парової фази.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						59
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Так як в критичній точці похибки δV_L і δV_G повинні збігатися, то можна зробити висновок, що помилка визначення обсягу парової фази різко зростає в малій околиці цієї точки. Через зростання абсолютних значень PS з ростом температури стає більш істотним вплив δPS на розрахунковий величину V_L , внаслідок чого збільшується похибка δV_L .

З огляду на прямій залежності між температурою і тиском в стані насичення зроблені висновки зберігатися і при використанні в якості незалежної змінної тиску PS .

Моделі РКВ і РКС дають істотно кращі результати при розрахунку парожіdkостной рівноваги, ніж рівняння ВВ і РК, які, однак, перевищують похибку експериментальних даних.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						60
<i>Вим.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

5. ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я працездатності людини в процесі праці.

Відповідно СНіП І І-90-81 «Виробничі будівлі промислових підприємств» все виробництва підрозділяються на наступні шість категорій:

А та Б - вибухо-пожежонебезпечні;

В, Г, Д - пожежонебезпечні;

Е - вибухонебезпечні.

Для більшості технологічних процесів на ВЦ встановлена категорія пожежної безпеки У (у виробництві звертаються тверді спаленні речовини і матеріали).

5.1 Електробезпека обладнання

З огляду на те, що безпечним для людини є струм від 0,5 до 1,5 мА, приходимо до висновку про те, що найбільш безпечним для людини є напруга від 8 до 12 В. Джерелами можуть бути акумуляторна батарея і понижуючий трансформатор.

Акумуляторна батарея є джерелом постійного струму, досить надійна, проте має наступні недоліки:

- необхідність високої кваліфікації обслуговуючого персоналу,
- неможливість підключення споживачів великої потужності.

Понижуючий трансформатор надійний пристрій, а недолік його - можливість переходу струму з первинної обмотки на вторинну.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						61
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

З метою забезпечення безпеки людини першу і вторинну обмотки заземляють або зануляють.

Класифікація приміщення за ступенем небезпеки ураження електричним струмом

Вимоги, пред'являти до електричного обладнання, багато в чому залежать від приміщення, в якому воно експлуатується. Всі приміщення діляться за ступенем ураження людей електричним струмом на три класи:

- без підвищеної небезпеки;
- з підвищеною небезпекою;
- особливо небезпечні.

Приміщення машинного залу, ВЦ відносять до приміщень без підвищеної небезпеки.

Приміщення без підвищеної небезпеки - це сухі, безпиллові приміщення з нормальною температурою повітря і ізолюючими (наприклад, дерев'яними) статями, тобто в яких відсутні умови, властиві приміщенням з підвищеною небезпекою і особливо небезпечних.

Обсяг і зміст організаційних технічних заходів, а також необхідні технічні засоби визначають виходячи з напруги електроустановки, навколишнього виробничого середовища і категорії робіт. По напрузі електроустановки і мережі підрозділяють на дві групи: напругою до 1000 В і вище 1000 В. Така класифікація по суті визначає відмінність в комплексі заходів і засобів, що забезпечують безпеку обслуговуючого персоналу. Електрообладнання ВЦ в основному відноситься до установок напругою до 1000 В, виняток становлять екранні пульти, дисплеї, в яких напруга живлення анодів електронно - променевих трубок становить кілька кіловольт.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						62
<i>Вим.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

Розрахунок заземлюючого пристрою:

$$t_0 = 0,5;$$

$$d = 0,035 \text{ м};$$

$$l' / l = 2;$$

$$l = 2,5;$$

$$\rho_{\text{черн}} = 30 \text{ Ом} * \text{ м};$$

$\psi = 1,1$ - кліматичний коефіцієнт, що враховує сезонні коливання опору ґрунту;

$$t = t_0 + l / 2;$$

Визначаємо розрахункове значення опору ґрунту:

$$R_{\text{расч}} = \rho_{\text{ґрунта}} \psi;$$

$$R = 30 * 1,1 = 33 \text{ Ом}$$

Визначаємо опір одного вертикального заземлювача:

$$R_0 = (R_{\text{расч}} / 2\pi l) * (\ln 2l / d + 1 / 2 \ln ((4t + 1) / (4t - 1)));$$

$$R_0 = (33 / 2 * 3,14 * 2,5) * (\ln (2 * 2,5 / 0,035) + 1/2 * \ln ((4 * 1,75 + 2,5) / (4 * 1,75 - 2,5))) = 11,2 \text{ Ом};$$

Визначаємо число вертикальних заземлювачів:

$$n = R_0 / R_{\text{тр}};$$

$$n = 11,2 / 4 = 2,8 \text{ шт};$$

Отримане число вертикальних заземлювачів округляємо до найближчого більшого стандартного $n' = 4$ шт; (посилання)

Визначаємо опір системи вертикальних заземлювачів:

$$R_{\text{св}} = R_0 / n' * \eta_{\text{в}};$$

$\eta_{\text{в}} = 0,83$ -коефіцієнт використання вертикального заземлювача (посилання):

$$R_{\text{св}} = 11,2 / 4 * 0,83 = 2,3 \text{ Ом};$$

Визначаємо довжину горизонтальної заземлювача:

$$L = (n' - 1) * l';$$

$$L = (4 - 1) * 5 = 15 \text{ м};$$

Визначаємо опір горизонтального заземлювача:

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						63
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$$R_{\Gamma} = (P_{расч} / 2\pi * L * \eta_{\Gamma}) * \ln (L^2 / t_0 * d);$$

$\eta_{\Gamma} = 0,89$ - коефіцієнт використання горизонтального заземлювача (посилання);

$$R_{\Gamma} = (33/2 * 3,14 * 15 * 0,89) * \ln (152 / 0,5 * 0,035) = 3,7 \text{ Ом};$$

Визначаємо опір системи заземлення:

$$R_{сис} = R_{св} * R_{\Gamma} / (R_{св} + R_{\Gamma});$$

$$R_{сис} = 2,3 * 3,7 / (2,3 + 3,7) = 1,42 \text{ Ом};$$

$$R_{сис} = 1,42 \text{ Ом} < 4 \text{ Ом}$$

В електричних системах опір системи заземлення не повинен перевищувати 4 Ом. Розрахунок заземлюючого пристрою в даній роботі показав, що умова дане виконується.

Вимоги електробезпеки при експлуатації ВДТ ЕОМ

Лінія електромережі для живлення ПЕОМ та периферії виконує окрема, групова, трехпроводная мережу шляхом фазного нульового робочого та нульового захисного проводів.

Нульовий захисний провід використовується тільки для занулення електроприймачів. Використання нульового робочого як нульового захисного заборонено. Площа перетину нульового проводу в трифазних чотирипровідних мережах повинно бути не менше 50% перерізу фазного. Площа перетину нульового робочого та нульового захисного в однофазних трьохпровідних мережах повинні бути не менше площі перетину однофазного провідника.

У приміщеннях, де одночасно обслуговуються більше п'яти персональних ЕОМ, встановлюється аварійний резервний вимикач, який може повністю відключити електроживлення приміщення, за винятком системи освітлення.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						64
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Неприпустимим є підключення ЕОМ до звичайної двопровідної мережі, в тому числі з використанням перехідних пристроїв.

5.2 Пожежна профілактика

Пожежна профілактика - це комплекс організаційних і технічних заходів, спрямованих на забезпечення безпеки людей, запобігання пожежі, обмеження її розповсюдження, а також на створення умов для успішного гасіння пожежі. Пожежею називають неконтрольоване горіння в часі і просторі, що завдає матеріальної шкоди і створює загрозу життю і здоров'ю людей.

Часте виникнення пожеж передбачає наступні профілактичні заходи:

- необхідні періодичні огляди і технічне обслуговування мереж;
- а також, періодична чистка контактів, заборона з'єднань методом скрутки;
- використання гвинтових, клепаних і зварних з'єднань;
- використання стандартних абажурів;
- профілактичні роботи вимикачів і розеток.

Причини пожеж в електроустановках

За статистикою 45% пожеж виникає через коротких замикань, 35% від електронагрівальних приладів, 15% від перевантаження електромереж, 5% від великих перехідних опорів.

- перевантаження

Використання проводів розрахованих на меншу потужність споживачів неминуче призведе до їх нагрівання, плавлення зі згорянням. Необхідно уникати паралельного підключення до мережі електроспоживачів,

					КРБ.КТ.1.613-03.1.21	Арк.
						65
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

потужність якого перевищує розрахункову. Бажано для проводки електромереж використовувати дроти в важкоспалимих ізоляції.

- Коротке замикання

Коротке замикання виникає в електричних мережах, коли точки різних фаз з'єднуються через малий опір і як результат - миттєво зростає струм і відбувається швидке виділення великої кількості тепла. Причиною короткого замикання можуть бути: несправна ізоляція проводів; попадання на проводки струмопровідних деталей; зволоження ізоляції; пил, вогкість і т.д.

- Великі перехідні опори.

Через слабкий контакту може статися окислення і перегорання, що призведе до збільшення опору між двома клемми. Зростання опору веде до виділення великої кількості тепла, що є джерелом загоряння.

Пожежна автоматична сигналізація

Пристрої пожежної автоматики призначені для виявлення, оповіщення ліквідації пожеж, а також для захисту людей від впливу небезпечних чинників. Вони включають системи автоматичної пожежної (АПС) і охоронно-пожежної (ОПС) сигналізації, автоматичні установки пожежогасіння (АУП), системи протидимного захисту будинків підвищеної поверховості та інші.

Системи АПС призначені для виявлення пожеж в їх початковій стадії і оповіщення служби пожежної охорони про час і місце виникнення пожежі. Крім того, вони формують сигнали на включення систем аварійної вентиляції, димовидалення, інших пристроїв.

Системи АПС складаються з пожежних сповіщувачів, ліній зв'язку та прийомних приладів (станцій пожежної сигналізації).

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						66
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Пожежні сповіщувачі перетворюють неелектричні фізичні величини (випромінювання теплової і світлової енергії, рух частинок диму) в електричні, які у вигляді сигналу певної форми направляються по дротах на приймальну станцію.

Лінії зв'язку систем АПС забезпечують зв'язок між сповіщувачами і прийомними станціями і будуються по променевому принципом. Приймальні станції систем АПС встановлюють в приміщенні чергового по ВЦ, де забезпечується цілодобове чергування. Основні функції прийомних станцій: прийом сигналів від пожежних сповіщувачів з індикацією номера променя, від якого надійшов сигнал; безперервний контроль стану променів по всій довжині з автоматичним виявленням характеру пошкодження; світлова та звукова сигналізація про вступників сигналах тривоги або пошкодження; автоматичне перемикання на резервне живлення при зникненні основного живлення з включенням відповідної сигналізації.

Деякі об'єкти ВЦ крім АПС необхідно обладнати установками стаціонарного автоматичного пожежогасіння. Так, кабельні лінії пристроїв електроживлення зазвичай розташовують під технологічними статями, в непрохідних тунелях, коммунікаційних шахтах, тобто в місцях, практично недоступних для гасіння пожеж первинними засобами або пересувної технікою пожежної охорони. Тому кабельне господарство необхідно захищати стаціонарними РЕАЛІЗАЦІЯ установками, що забезпечують подачу вогнегасної речовини безпосередньо в осередок пожежі, де б він не знаходився.

Найбільш доцільно застосовувати на ВЦ установки газового гасіння пожежі, дія яких заснована на швидкому заповненні приміщення вогнегасною газовим речовиною з різким зниженням вмісту в повітрі кисню.

До первинних засобів пожежогасіння, призначених для локалізації невеликих загорянь, відносяться пожежні стовбури, внутрішні пожежні водопроводи, вогнегасники, сухий пісок, азбестові ковдри і т.п. для гасіння

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						67
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

пожеж в початковій стадії їх виникнення широко застосовуються вогнегасники. У приміщеннях з ЕОМ повинні перебувати вуглекислотні вогнегасники з розрахунку 1 шт. на 20 м² поверхні.

5.3 Виробнича санітарія

Система організаційних заходів і технічних засобів, що запобігають або зменшують вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів. Виробнича санітарія забезпечує на робочих нормальні умови повітряного середовища, необхідну освітленість, усуває шкідливий вплив шуму і вібрації на працюючих і інше.

Облаштування робочих місць, обладнаних відеотерміналами, повинно забезпечувати:

- належні умови освітлення приміщення і робочого місця, відсутність відблисків;
- оптимальні параметри мікроклімату (температура, відносна вологість, швидкість руху, рівень іонізації повітря);
- належні ергономічні характеристики основних елементів робочого місця; а також враховувати такі небезпечні і шкідливі фактори:
- наявність шуму і вібрації;
- м'яке рентгенівське випромінювання;
- електромагнітне випромінювання;
- ультрафіолетове і інфрачервоне випромінювання;
- електростатичне поле між екраном і оператором;
- наявність пилу озону, оксидів азоту Аеронізація.

Розрахунок вентиляції приміщення

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						68
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$A \times B \times H = 10 * 6 * 5$ - параметри приміщення;

$N_{\text{ком}} = 6$;

$N_{\text{люд}} = 6$;

$S_{\text{пом}} = 10 * 6 = 60 \text{ м}^2$;

$\Sigma Q = q_{\text{ос}} + q_{\text{пк}} + Q_{\text{л}}$;

$Q_{\text{ос}} = V_{\text{ПОМ}} * 20$;

$Q_{\text{пк}} = q_{\text{пк}} * N_{\text{КОМ}}$;

$Q_{\text{л}} = Q_{\text{ч}} * N_{\text{люд}}$;

$\Sigma Q = q_{\text{ос}} + q_{\text{пк}} + Q_{\text{л}} = 10 * 6 * 5 * 20 + 400 * 6 + 170 * 6 = 9420 \text{ Вт}$.

Виробнича система вентиляції визначається:

$L = \Sigma Q / c_{\text{ВОЗД}} * \rho_{\text{ВОЗД}} (t_{\text{УД}} - t_{\text{ПРІТОЧ}})$;

$c_{\text{ВОЗД}} = 1000 \text{ Дж/кг} * C_0$ - теплопровідність повітря;

$\rho_{\text{ВОЗД}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$ -густина повітря;

$t_{\text{УД}} = 24 \text{ C}_0$;

$t_{\text{ПРІТОЧ}} = t_{\text{УД}} - \Delta t_{\text{P}} = 24 - 4 = 20 \text{ C}_0$;

$L = 9420 / 1000 * 1.2 (24 - 20) = 1.96 \text{ м}^3/\text{с} = 7065 \text{ м}^3/\text{ч}$;

Підбираємо вентилятор і визначимо потужність електродвигуна для вентилятора:

$N = K * L * H * 10^{-6} / (3,6 * \eta_{\text{ВЕНТ}} * \eta_{\text{ПЕР}})$, кВт

K - коефіцієнт запасу;

H - аеродинаміческое опір, Па

$H = 200 - 500$, Па

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						69
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

$\eta_{\text{ВЕНТ}} = 0,6-0,8$ - ККД вентилятора;

$\eta_{\text{ПЕР}} = 0,95-1$ -ККД передачі.

$N = 1,3 * 7065 * 200 * 10^{-6} / (3,6 * 0,7 * 0,95) = 0,77 \text{ кВт} = 770 \text{ Вт}$

Підбираємо електродвигун для вентилятора потужністю 0,77 кВт.

Розрахунок освітлення приміщення

$A * B = 10 * 6, \text{ м}^2$

$H_{\text{п}} = 5, \text{ м}$

Для забезпечення рівномірного освітлення необхідно, щоб відносини відстані між центром і світильником до висоти їх підвісу над робочою поверхнею дорівнювала конкретного числа, характерному для типу вибраного світильника.

$L_k / H_{\text{р}} = 1,4;$

$H_{\text{р}} = H_{\text{п}} - h_{\text{р.п}};$

$H_{\text{р}} = 5 - 0,8 = 4,2 \text{ м}$

$L_k = H_{\text{р}} * 1,4;$

$L_k = 4,2 * 1,4 = 5,88 \text{ м};$

Попередньо визначаємо число світильників:

$N = A * B / L_k^2;$

$N = 10 * 6 / 5,88^2 = 1,74 \text{ шт} = 2 \text{ шт};$

Для визначення коефіцієнта світлового потоку необхідно підрахувати індекс приміщення:

$i = A * B / H_{\text{р}} (A + B);$

$i = 10 * 6 / 4,2 (10 + 6) = 0,89;$

Для вибору коефіцієнта використання світлового потоку (η) використовуємо коефіцієнт відбиття стелі 50% і коефіцієнт відображення стіни 30%. В даному випадку $\eta = 44\%$.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						70
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

Для визначення світлового потоку одного світильника користуємося залежністю:

$$\Phi_c = E_n * do * z * S * 100 / (N * \eta),$$

де $E_n = 300-500$ люкс - нормована освітленість; $E_n = 400$ люкс;

do- коефіцієнт запасу;

$z = 1,1$ - коефіцієнта нерівномірності освітлення;

$$\Phi_c = 400 * 1,4 * 1,1 * 60 * 100/2 * 44 = 42000 \text{ лм}$$

$$\Phi_c = 42000/10 = 4200 \text{ лм}$$

Для висвітлення даного приміщення вибираємо світильник ЛД-80 зі світловим потоком 4070 лм.

Визначаємо відхилення світлового потоку:

$$\Delta = \frac{4200-4070}{4070} * 100\% = 3,2\%.$$

Визначаємо потужність освітлювальної системи:

$$P = P_1 * n * N,$$

$$P = 10 * 2 * 80 = 1600. \text{ Вт,}$$

де n - кількість ламп в світильнику;

N - кількість світильників.

Вимоги до виробничих приміщень для експлуатації ВДТ ЕОМ:

- Розміщення робочих місць ВДТ ЕОМ в підвальних приміщеннях і на цокольних поверхах заборонено.
- Мінімальна площа на одне робоче місце 6 м², мінімальний обсяг на робоче місце 20 м³.
- Приміщення з ВДТ ЕОМ повинно мати природне і штучне освітлення.
- Природне освітлення повинно здійснюватися через світлові прорізи, орієнтовані переважно на північ -северо схід.
- Коефіцієнт природного освітлення повинен бути не менше 1,5% КПО.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						71
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

- Рівень шуму і вібрації повинен відповідати нормам.
- Приміщення з ВДТ ЕОМ повинні бути обладнані системами опалення, припливно-витяжної вентиляції і кондиціонування повітря.
- Віконні отвори повинні бути обладнані захисними пристроями (жалюзі, штори, козирки, карнизи).
- Для внутрішнього оздоблення приміщень необхідно використовувати дифузионно-відбивні матеріали з коефіцієнтами відбиття:
 - а) стелі -0,7-0,8;
 - б) стін-0,5-0,6;
 - в) статі-0,2-0,3;

поверхня підлоги повинна бути рівною, неслизькою, з антистатичними покриттями.

- Для внутрішнього оздоблення приміщень забороняється використовувати матеріали, що виділяють у повітря шкідливі випаровування.
- У приміщенні дозволяється меблі, але з урахуванням обсягу робочого місця, а також необхідна наявність аптечки.

Гігієнічні вимоги до параметрів виробничого середовища приміщень з ВДТ ЕОМ

Таблиця 6.1 Мікроклімат

Пора року	Категорія робіт	температура С0	Відносна вологість	швидкість повітря в робочій зоні м / с
холодне	Легка 1а	22-24	40-60	0,1
холодне	Легка 1б	21-23	40-60	0,1
тепле	Легка 1а	23-25	40-60	0,1
тепле	Легка 1б	22-24	40-60	0,2

Легка 1а - робота, виконувана сидячи, не вимагає великих фізичних напруг. Тепловиділення людини приблизно 140 Вт.

Легка 1б - робота, виконувана сидячи, якимось чином пов'язана з невеликими переміщеннями, що не вимагає великих фізичних витрат. Тепловиділення людини 140-175 Вт.

Таблиця 6.2 Рівні іонізації повітря

рівні	Число іонів в см ³ повітря	
	n +	n-
мінімально необхідне	400	600
оптимальний	1500-3000	3000-5000
максимально доступний	50000	50000

Гігієнічні вимоги до організації та обладнання робочих місць з ВДТ ЕОМ

Відстань між бічними стінками ВДТ має бути не менше 1,2 м. Відстань між тильною стороною 1-го та екраном іншого комп'ютера повинно бути не менше 2,5 м.

Поверхня клавіатури має бути матовою, з коефіцієнтом відображення 0,4.

Вимоги до режимів праці та відпочинку з ВДТ ЕОМ

У тому випадку, якщо робота за комп'ютером займає не менше 50% робочого часу, вона класифікується як робота з ВДТ ЕОМ. За характером трудової діяльності були виділені три професійні групи і в залежності від групи встановлено такі перерви при восьми годинній роботі:

– розробники програм-15 хвилин через кожен годину роботи;

- оператори ЕОМ -15 хвилин через кожні 2 години роботи;
- оператори комп'ютерного набору- 10 хвилин через кожну годину роботи.

У разі збільшення протяжності робочого дня перші вісім годин встановлюються перерви по вище вказаному графіку, а в решту часу перерва 15 хвилин через кожну годину незалежно від групи.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						74
<i>Вим.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		

ОСНОВНІ РЕЗУЛЬТАТИ ТА ВИСНОВКИ

1. Створена розрахункова модель простого дросельного циклу, що є основою для розробки його термодинамічної моделі.
2. На підставі рівнянь енергетичних балансів, процесів в окремих елементах простого детандерного циклу та додаткових вихідних даних розроблена його термодинамічна модель.
3. Використовуючи ексергетичний метод термодинамічного аналізу отримані формули для обчислення втрат від необоротностей процесів і ексергетичних ККД для всіх елементів схеми простого детандерного циклу.
4. Аналітично доведена наявність максимумів холодопродуктивності та ексергетичних ККД в залежності від тиску прямого потоку робочого тіла.
5. Представлені алгоритми пошуку максимальних значень продуктивності установки та її ексергетичного ККД як функцій тиску прямого потоку робочого тіла. Вони реалізують пошуки максимуму функції однієї змінної, тобто методом поділу відрізка навпіл або методом золотого перетину.
6. Точки максимумів холодопродуктивності та ексергетичного ККД відповідають різним значенням тиску прямого потоку робочого тіла. При цьому максимум холодопродуктивності має місце при більш високих тисках ніж максимум ексергетичного ККД.
7. Використання кубічних рівняння стану для пошуку оптимальних значень тиску прямого потоку дає можливість якісно правильно визначити значення відповідних тисків при різних критеріях енергетичної ефективності простого детандерного циклу.

					<i>КРБ.КТ.1.613-03.1.21</i>	Арк.
						75
Вим.	Арк	№ докум	Підпис	Дата		

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Архаров А.М. Кріогенні системи. Т.2 Основи проектування апаратів, установок та систем. - М: Машинобудування, 1999.
2. V. L. Bondarenko, Yu. M. Simonenko. Cryogenic Technologies of Rare Gases Extraction: monograph. — Odesa : Astroprint, 2014. — 312 p.
3. В. М. Арсеньєв, В. М. Козін. Кріогенна техніка: основи теорії і розрахунку циклів кріогенних установок: навч. посіб.. — Суми : СумДУ, 2021. — 272 с.
4. Б. Г. Грудка, А. М. Басов. Повітророздільні установки : конспект лекцій. — Одеса : ОНАХТ, 2022. — 57 с.
5. М. Kravchenko. Air separation units for cryogenic products : lecture notes. — Odesa : ONAFT, 2022. — 73 p.
6. Castle W. F. Air separation and liquefaction: Recent developments and prospects for the beginning of the new millennium // International Journal of Refrigeration. – 2002. – Vol. 25. – P. 158-172.
7. М. Kravchenko. Cryogenic technology and low-temperature machines : lecture notes. — Odesa : ONAFT, 2022. — 105 p.
8. Alsultanny Y. A., Al-Shammari N. N. Oxygen Specific Power Consumption Comparison for Air Separation Units // Engineering Journal. —2014. —Vol. 18 (2). — P. 68–80.
9. Harald Klein, Philipp Fritsch, Patrick Haider Flexible Operation of Air Separation Units // ChemBioEng Reviews. —2021. —Vol. 8. —P. 1-19.
10. Kumar, M., Panda, D., Behera, S. K. & Sahoo, R. K. Experimental investigation and performance prediction of a cryogenic turboexpander using artificial intelligence techniques. // Applied Thermal Engineering. —2019. —P.15-29.
11. Sam, A. A. & Ghosh, P. Flow field analysis of high-speed helium turboexpander for cryogenic refrigeration and liquefaction cycles. // Cryogenics. —2017. —Vol. 82. —P. 5-13.
12. Дем'яненко Ю.І. Охорона праці під час роботи на установках розділення повітря. Навчальний посібник. – 2006.