



	ст.
Передмова.....	5
Загальні зауваження до виконання лабораторних робіт....	7
1 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1	8
1.1 Теоретичні відомості	8
1.2 Теплофізичні властивості води і водяної пари	9
1.2.1 Перегріта пара.....	11
1.2.2 Суха насичена пара	12
1.2.3 Кипляча вода.....	12
1.2.4 Вода.....	13
1.3 Теплофізичні властивості продуктів згоряння і повітря	14
1.4 Зауваження до моделювання теплофізичних властивостей водяної пари.....	15
1.5 Моделювання процесів розширення пари у ступені турбіни	16
1.6 Індивідуальні завдання.....	18
1.7 Контрольні питання.....	18
1.8 Література.....	19
2 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2	19
2.1 Теоретичні відомості.....	19
2.2 Початкові дані	24
2.3 Завдання лабораторної роботи	24
2.4 Порядок виконання роботи.....	25
2.5 Контрольні питання	26
2.6 Література.....	26
3 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 3	27
3.1 Теоретичні відомості.....	27
3.1.1 Опис теплообмінного апарата.....	27
3.1.2 Загальна математична модель рекуперативного ТО.....	27
3.1.3 Вибір критерію ефективності та параметрів оптимізації	29
3.1.4 Аналіз існування оптимальних рішень.....	29
3.2 Конкретизація математичної моделі ТО.....	30
3.3 Розрахунок еквівалентного діаметра міжтрубного простору.....	31
3.4 Порядок розрахунку цільової функції.....	32
3.5 Вибір способу пошуку оптимуму	33
3.6 Індивідуальні завдання	35
3.7 Контрольні питання	36
3.8 Література	36
4 ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4.....	37
4.1 Теоретичні відомості.....	37
4.1.1 Опис схеми та термодинамічного циклу ПТУ.....	37



4.1.2	Основні формули	37
4.2	Завдання до ЛР.....	39
4.3	Порядок виконання розрахунків.....	39
4.4	Початкові дані.....	40
4.5	Контрольні питання.....	40
4.6	Література.....	41
5	ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 5.....	41
5.1	Теоретичні відомості.....	41
5.2	Початкові дані.....	43
5.3	Завдання до ЛР.....	44
5.4	Контрольні питання.....	44
5.5	Література.....	45
6	ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 6.....	46
6.1	Теоретичні відомості.....	46
6.2	Завдання до ЛР.....	50
6.3	Початкові дані.....	50
6.4	Контрольні питання.....	51
6.5	Література.....	51

Перелік основних скорочень

1	АЕС – атомна електростанція.	17	ПГ – парогенератор.
2	ВТІ – Всеросійський теплотехнічний інститут.	18	МГД – магнітогідродинамічний генератор.
3	ЕР – енергоресурси.	19	ПП – пароперегрівач.
4	ЕГ – електрогенератор.	20	ПСУ – паросилова установка.
5	ЕОМ – електронна обчислювальна машина.	21	ППП – проміжний пароперегрівач.
6	ЄСКД – єдина система конструкторської документації.	22	СІ – міжнародна система одиниць.
7	ГЕС – гідроелектростанція.	23	ПТУ – паротурбінна установка.
8	ГТ – газова турбіна.	24	у.п. – умовне паливо.
9	ГТУ – газотурбінна установка.	25	ТЕЦ – теплоелектроцентраль.
10	ГЦН – головний циркуляційний насос.	26	Р, РП – регенеративний підігрівач.
11	ЖН – живильний насос.	27	ТЕС – теплова електростанція.
12	ККД – коефіцієнт корисної дії.	28	ТУ – теплова установка.
13	КС – камера спалювання.	29	ТП – тепловий пристрій.
14	Кр – компресор.	30	ТЦ – теплоцентраль.
15	КТ – конденсатор турбіни.	31	ЦНТ- циліндр низького тиску.
16	ЛР – лабораторна робота.	32	ЯР – ядерний реактор.



Передмова

Майже 75% споживаних в Україні енергоресурсів використовується у теплових установках (ТУ) та пристроях (ТП), причому з них близько 40% для генерації електричної енергії на теплових електростанціях (ТЕС) та теплоелектроцентралях (ТЕЦ). Тому *вибір оптимальних компоновок теплоенергетичних установок (ТЕУ) та режимів їх експлуатації є одним з основних джерел економії енергоресурсів (ЕР), здешевлення і забезпечення конкурентоспроможності національного продукту.*

Поняття *оптимальна компоновка і оптимальні режими експлуатації* розуміємо тут як *структуру, елементну базу і способи експлуатації ТЕУ, що забезпечують максимальний вихід продукту та прибуток при мінімальних затратах ресурсів і прийнятних надійності та впливі на довкілля.*

Курс "Оптимізація режимів роботи теплоенергетичного обладнання" та лабораторні роботи до нього призначені для глибшого ознайомлення і засвоєння студентами способів оптимізації *режимів його роботи.*

Поняття «енергетичне обладнання» ми розуміємо як будь-які пристрої та механізми, що служать для перетворення первинної енергії в корисну та передачі її споживачам. Зокрема, це можуть бути водогрійні і парові котли та їх елементи, будь-які теплообмінні апарати, ТЕУ, теплові мережі та пристрої для трансформації і передачі теплової енергії.

Під "*режимом роботи*" розуміємо набір значень параметрів, що забезпечують *тривале і безпечне функціонування теплоенергетичного обладнання (ТЕО).* Наприклад, для парового чи водогрійного котла це можуть бути такі *характеристики (параметри) його роботи:* швидкість спалювання палива, витрата повітря (окисника), викиди продуктів згоряння, продуктивність за парою чи гарячою водою, тиск і температура води чи пари та його теплова потужність.

Для теплової мережі можна прийняти витрату і теплову потужність теплоносія на вході в мережу та подану споживачам, умови транспортування та розподілу теплоносія між споживачами і його повернення до теплоцентралі (ТЦ).

Загалом набір режимних параметрів (їх множина) залежить від виду процесів, які *вважаються основними при вибраній схемі дослідження ТЕУ.* Наприклад, можемо аналізувати лише теплові процеси в ТЕУ, чи теплові та зв'язані з ними екологічні процеси, або економіко-соціальні. Переважно в подальшому будемо основну увагу звертати на теплові процеси.

З т.з. кількісного аналізу термін "*оптимізація режиму роботи*" ТЕО означає вибір таких значень режимних параметрів, які мінімізують або максималізують *цільову функцію*, що відображає *завдання оптимізації.*

Цільова функція (критерій оптимізації) – це математична конструкція (функція), залежна від параметрів, які описують режим роботи обладнання і яка виражає завдання оптимізації, наприклад, мінімізацію питомих затрат палива на генерацію електроенергії (кг у.п./кВт·год.) на ТЕС або (г яд. пал./кВт·год.) на АЕС. У цьому випадку цільову функцію можемо представити за означенням так:

$$W(\{X_i\}) = \frac{Ne(\{X_i\})}{Q_n},$$



$W(\{X_i\})$ - питомі затрати палива (кількість палива, необхідна для генерації одиниці енергії (кВт·год.); $\{X_i\}$ - набір (множина) режимних параметрів, наприклад, тиск, температура та витрата теплоносія, його ентальпія, внутрішня енергія, ентропія та інші величини; $Ne(\{X_i\})$ - нетто (чи брутто), електрична потужність, генерована на ТЕС; Q_n - витрата палива та повітря (кг/с).

Для формулювання цільової функції необхідна **математична модель** ТЕУ, яка дозволяє у прийнятному наближенні **формулювати кількісні зв'язки між режимними параметрами та виразити через них цільову функцію**.

Переважно побудову математичної моделі ТЕУ починають з визначення мети оптимізації та графічної схеми (моделі) її функціонування. Зважаючи на те, що ТЕУ переважно працює в стаціонарних (сталих у часі) режимах, багато уваги буде зосереджено на вивченні правил побудови і дослідження стаціонарних математичних моделей ТЕУ. Такі моделі будують, використовуючи рівняння законів збереження енергії – теплової, механічної, збереження імпульсу та законів збереження маси речовини.

Процес створення моделі **внутрішньо суперечливий**. З одного боку прагнуть зробити модель **максимально відповідною (адекватною) оригіналу**, а з іншого – її максимально спрощують, формулюють якомога ближчою до вже розв'язаних математичних задач з тим, щоб **використати відомі схеми розв'язку**.

Параметрами, які оптимізуються, можна вибирати як конструктивні (наприклад, для теплообмінників: діаметр, товщину, крок і кількість труб та ін.), так і параметри енергоносіїв (швидкості, температури, витрати і т.п.). Параметри можуть змінюватися як неперервно, так і дискретно (переважно це стосується конструктивних елементів). Наприклад, тиск пари чи її ентальпія плавно змінні, а кількість регенеративних підігрівників дискретна. Кількість параметрів, які оптимізуються рекомендується вибирати не менше двох і не більше чотирьох. За умовами функціонування ТЕО діапазон зміни величин параметрів обмежений. Наприклад, швидкість води в трубах не може бути негативною (нижня межа) і не може перевищувати 2-15 м/с за технічних умов (верхня межа).

Критерій оптимізації (цільова функція) переважно нелінійно залежить від параметрів оптимізації. Встановивши обмеження, що накладаються на параметри оптимізації, роблять долідження обраного критерію на екстремум (пошук мінімуму або максимуму функції декількох змінних при наявності обмежень). Для цього можна використати будь-який математичний метод пошуку екстремуму. Для реалізації вибраного методу потрібно розробити програму і виконати розрахунки. Результатом розрахунків є **оптимізовані параметри роботи об'єкта дослідження або його конструктивні характеристики**. При пошуку екстремуму можна користуватися прикладними пакетами, зокрема, EXEL, MathCad, Mathematyka або іншими спеціалізованими програмами чи мовами QBASIC, PASCAL, СІ.

Метою лабораторних робіт є засвоєння студентами суті процедур оптимізації режимів роботи елементів теплоенергетичного обладнання.

Завданням лабораторних робіт є вивчення конкретних способів максимізації перетворення первинної теплової енергії у корисну, а також її трансформації в електричну; порівняння ефективності теплових схем ТЕС.



Загальні зауваження до виконання лабораторних робіт

Звіт про лабораторну роботу оформлюється стандартним чином: перша сторінка - титульний аркуш; на другій сторінці тема і мета роботи; далі – змістовна частина ЛР (теоретична частина, завдання, його аналіз і формулювання відповідей на завдання). Закінчують звіт висновками і списком літературних та Інтернет джерел, які використовувались при виконанні роботи.

Звіт оформлюється друкованим у форматі А-4, шрифт Times New Roman 14, через один інтервал. Рисунки виконують за допомогою графічного редактора або вручну на міліметровому папері. Бажано числові розрахунки виконувати в середовищі пакету MathCad. Результати і самі розрахунки, схеми та графіки **обов'язково** супроводжують коментарями.

Оформлення титульної сторінки. Вгорі – назва університету, нижче назва факультету, ще нижче – назва кафедри (Теплоенергетики і машинознавства). Посередині сторінки: Лабораторна робота № ... “ назва ЛР „, , нижче - номер варіанта ЛР). Посередині між назвою ЛР та нижнім зрізом аркуша, справа пишете: студент(ки)а V(VI) курсу спеціальності група ТЕ..., нижче П.І.П., ще нижче: „перевірив: ...”, П.І.П. викладача. Знизу, в центрі, „Рівне 20__ р.”.

Змістову частину ЛР виконують письмово у вигляді короткого викладу теоретичного матеріалу та обґрунтованих відповідей на завдання або виконання розрахункових процедур, відображення їх результатів у вигляді схем та графіків. До схем та графіків додають коментарі.

При формулюванні відповідей на завдання ЛР дотримуються правил:

1. Формулюють означення величин, що є у завданні, та вказують їх розмірність у СІ. Пояснюють фізичний зміст величин.
2. Записують відповідні означенням формули і пояснюють їх зміст та всіх величин (параметрів), що є у формулі. Якщо формули використовуються як фрагменти цільової функції, то вказують, яким чином з них конструюється ця функція.
3. За необхідністю даються виведення формул, їх ілюструють графіками та супроводжують коментарями.
4. Якщо це стосується оптимізації теплоенергетичного процесу чи ТЕУ, то зображають його схему, пояснюють роботу її елементів, зображають на схемі основні параметри, що характеризують режим роботи обладнання. При цьому вказують, які параметри базові, а які другорядні. Характеризують параметри за їх типом (детерміновані, стохастичні, дискретні і т.п.).
5. Для пошуку екстремуму необхідно вибрати адекватний метод його знаходження. Вибір методу повинен бути обґрунтований.
6. Відповідно до завдання ЛР визначаються з типом моделі: стаціонарна, динамічна, параметри приймають детерміновані значення чи мають стохастичну складову.
7. При необхідності для теоретичного матеріалу використовуйте інші джерела, зокрема підручники чи Інтернет.
8. Закінчується звіт висновками, які формулюються на підставі ваших відповідей на запитання чи рішень завдань.



Лабораторна робота № 1.

Тема роботи: дослідження способів математичного представлення теплофізичних параметрів робочих тіл.

Мета роботи: практичне освоєння способів формульного представлення значень теплофізичних параметрів робочих тіл.

1.1 Теоретичні відомості

Ідея цієї лабораторної роботи та методика її виконання розроблена на кафедрі Промислової теплоенергетики та установок теплопостачання Приазовського державного технічного університету доц. Житаренком М.М. За згодою автора ми використали її матеріали [1], дещо адаптувавши до наших умов.

В інженерній практиці часто доводиться визначати теплофізичні властивості теплоносіїв: ентальпію, ентропію, питомий об'єм, тиск, температуру, коефіцієнти динамічної в'язкості, теплопровідність та ін. Використання цифрової техніки при аналізі процесів в паротурбінних установках, котельних агрегатах, теплообмінниках вимагає розробки спеціальних засобів математичного представлення теплофізичних властивостей теплоносіїв. Донедавна кількість робочих тіл, які використовувалися у теплоенергетиці, було обмежене. Це насамперед: вода, водяна пара, повітря і продукти згоряння органічного палива. Останніми роками у зв'язку з розробленням нових видів теплоенергетичних установок (теплові насоси, холодильні установки, парогазові установки, установки з МГД генераторами та ін.) і використанням ядерних джерел тепла, список використовуваних у теплоенергетиці робочих тіл значно розширився завдяки включення в нього інертних газів, рідких металів, вуглекислого газу, парогазових сумішей і т.п. Ведуться інтенсивні дослідження щодо використання в теплоенергетичних установках фреонів різних марок, речовин, що дисоціюють, та інших перспективних сполук. У ряді випадків застосування «старих» теплоносіїв у нових енергетичних установках зумовлює необхідність врахування нових ефектів і спеціальних досліджень цих теплоносіїв.

На сьогодні відомі три методи представлення фізичних параметрів робочих тіл і теплоносіїв при виконанні розрахункових досліджень на ЕОМ:

- 1) у вигляді табличних даних;
- 2) інтерполяція за вузловими точками таблиць, введених в ЕОМ;
- 3) програмування процедур розрахунку параметрів.

Якщо шуканий параметр визначається прямою функціональною залежністю від відомих параметрів, то час його розрахунку на ЕОМ дуже малий; проте, при використанні неявної функціональної залежності з ітераційним процесом час обчислення невідомого параметра різко збільшується. Складність функцій росте з підвищенням необхідної точності і розширенням області визначення параметрів.

Недоліком 1-го методу є труднощі з урахуванням змін, що вносяться у таблиці властивостей робочих тіл.

Широко використовується другий метод визначення фізичних властивостей робочих тіл і теплоносіїв при розрахунках на ЕОМ шляхом введення у машинну пам'ять вузлових точок таблиць з наступною інтерполяцією за ними. Такі точки вибираються відповідно до умови рівної точності лінійної або нелінійної інтерполяції значень параметрів у всій області їх визначення. Суттєвою перевагою визна-



чення параметрів прямою інтерполяцією вузловими точками є відсутність ітераційних розрахунків, що залежать від збіжності рівнянь і від точності початкового наближення. Крім того, при використанні цього методу є можливість швидкого внесення змін і доповнень відповідно до нових даних про значення параметрів.

Можливість застосування третього методу визначення фізичних параметрів робочого тіла або теплоносія на ЕОМ зумовлене наявністю відповідної методики (для багатьох робочих тіл у даний час відсутні теоретичні методи розрахунку їх фізичних властивостей), її складністю, трудомісткістю реалізації на ЕОМ.

1.2 Теплофізичні властивості води і водяної пари

Вода у своїй паровій і конденсованій фазах є найважливішим робочим тілом і теплоносієм на теплових і атомних електростанціях та інших ТЕУ. Теплофізичні властивості води і водяної пари на сьогодні добре вивчені і подані в вигляді **нормативних матеріалів для теплотехнічних розрахунків** [2]. На жаль, можливість безпосереднього використання існуючих докладних і точних таблиць теплофізичних властивостей води і водяної пари при розрахунках на ЕОМ обмежена великим обсягом таблиць. У зв'язку з цим у практиці теплоенергетичних досліджень на ЕОМ знайшли застосування два перші зі згаданих вище методів представлення фізичних параметрів робочих тіл на ЕОМ.

Аналіз використання відомих робіт про представлення параметрів стану води і водяної пари в ЕОМ за допомогою функціональних залежностей, розроблених до 1966 р., подано в роботі [2]. За допомогою запропонованих рівнянь можна достатньо просто визначати параметри води і водяної пари для вузьких діапазонів їх зміни. Тим часом при розв'язанні багатьох задач на ЕОМ необхідно вміти визначати з необхідною точністю невідомі теплофізичні параметри води і пари у будь-якій розрахунковій точці за двома відомими параметрами стану.

З усіх рівнянь найбільший інтерес представляють рівняння типу $f(p, t)$ і $f(p, h)$, запропоновані Я. Юза [4] для визначення властивостей води і водяної пари в інтервалі $0-650^{\circ}\text{C}$ і $0-35$ МПа. Результати розрахунків за цими рівняннями знаходяться у межах допуску міжнародних опорних таблиць 1963р. До числа переваг цих рівнянь варто віднести суттєве скорочення числа ітерацій при визначенні параметрів, що входять у рівняння як залежні величини. Суттєвим недоліком рівнянь є обмеження щодо області визначення параметрів.

У 1968 р. були розроблені і затверджені дві міжнародні системи рівнянь. Одна з них [5] забезпечує точний опис і взаємне узгодження термодинамічних властивостей води і водяної пари, а друга [6] є простіша ніж перша, але менш точна. Вона була рекомендована для технічних розрахунків. Точна система рівнянь описує термодинамічні властивості води і водяної пари в діапазоні параметрів до 100 МПа і 800°C . Вся область параметрів стану поділена на сім підобластей: чотири однофазних і три двофазних (рис. 1.1). Система складається з 13 рівнянь такого вигляду: - для лінії насичення:

$$p_s = f(t); \quad (1.1)$$

- для води в рідкій фазі (підобласть 1):

$$v, h, s = f(p, t); \quad (1.2)$$

для критичної зони (підобласть 3), перегрітої пари при температурах від лінії насичення до 550°C (підобласть 2) та для перегрітої пари при температурах від 550 до 800°C (підобласть 4),

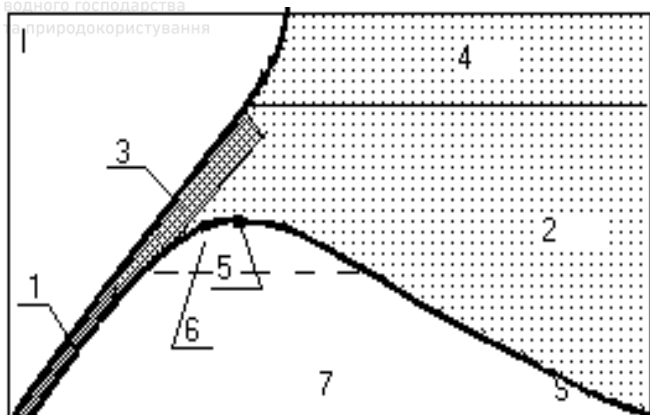


Рис. 1.1. Области h-s діаграми застосування систем точних рівнянь.

ентропії 0,002 кДж/(кгК); для ізобарної теплоємності 1%.

На сьогодні вважається, що ця система рівнянь найточніше описує термодинамічні властивості води і водяної пари у найширшому діапазоні температур і тисків. Використання цих рівнянь робить розрахунок на ЕОМ цілком ідентичним ручному розрахунку, виконаному за таблицями, чого не можна сказати про інші рівняння. Але вимоги високої точності привели до того, що рівняння, які входять до складу даної системи, мають складний вигляд і при програмуванні займають значну пам'ять. Крім того, багато параметрів задано у неявній формі. Це призводить не тільки до ускладнення програми, але й до додаткової витрати часу на ітеративний розрахунок. Програмна реалізація точної системи рівнянь розрахунку властивостей води і водяної пари може бути виконана у двох варіантах:

- 1) розроблення декількох автономних програм розрахунку властивостей для відповідних груп вхідних параметрів (наприклад, p і t , p і h , p і s);
- 2) розроблення єдиної програми розрахунку властивостей для необхідних груп вхідних параметрів.

Система рівнянь для технічних розрахунків [4] властивостей водяної пари при температурах до 600°C і тисках від 0,002 до 40 МПа та води в інтервалі тисків до 50 МПа і температур від 0 до 320°C , розроблена у ВТІ. У цьому випадку вся область визначення параметрів розбита на шість частин, див. рис. 1.2.

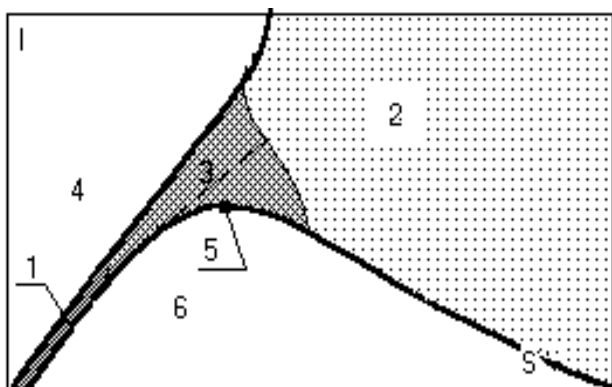


Рис. 1.2. Области h-s діаграми застосування систем рівнянь для технічних розрахунків.

ди: для частин 1 і 2 виду (1.2) і для частин 3 і 4 виду (1.3).

Розбіжності у величинах питомих об'ємів і ентальпії на межах підобластей не перевищують максимально допустимих (0,05% для питомого об'єму і 0,2 кДж/кг для ентальпії). Для питомої ентропії на межах підобластей 2 та 8 є точки, де розбіжності становлять 0,3-0,4 Дж/(кгК) при допустимому значенні 0,2

$$h, s = f(v, t). \quad (1.3)$$

Властивості вологої пари (області 5, 6, 7) визначаються тиском і величиною сухості. Значення термодинамічних параметрів для води і пари у стані насичення визначаються рівняннями для відповідних величин.

Максимально допустимі розбіжності розрахованих значень термодинамічних величин на межах переходу між областями такі: для температури 0,02%; для тиску і питомого об'єму 0,05%; для ентальпії 0,2 кДж/кг; для



Дж/(кгК). Розбіжності в значеннях Ср на межах підобластей 1 і 4 не перевищують допустимого (1%). Значно гірше узгодження спостерігається між частинами 2 і 3, де максимальна розбіжність становить 6,5%. Незважаючи на неточності система рівнянь для технічних розрахунків знайшла широке застосування.

1.2.1 Перегріта пара

Ентальпія, кДж/кг (МПа, °С).

У рівняннях використовується параметр приведеної температури:

$$y = \frac{t + 273}{1000}.$$

$$A_2 = b_0 + \frac{3b_1}{y^2} + \frac{3b_2}{(y - 0.21)^2} + 2 \cdot b_3 \cdot 0.21 \cdot (y - 0.21)^3.$$

$$A_3 = c_0 + \frac{9c_1}{y^8} + \frac{15c_2}{y^{14}};$$

$$H(p, t) = v_0 + v_1 \cdot y + v_2 \cdot y^2 + v_3 \cdot \ln y + (A_2 \cdot p + A_3 \cdot p^2 / 2) \cdot 1000.$$

Ентропія, кДж/кг (МПа, °С)

$$A_4 = -b_1 + 2 \cdot b_2 / y^3 + \frac{2 \cdot b_3}{(y - 0.21)^3};$$

$$A_5 = 8 \frac{c_1}{y^9} + 14 \frac{c_2}{y^{15}};$$

$$S(p, t) = (v_1 \cdot \ln y + 2 \cdot v_2 \cdot y - \frac{v_3}{y} + v_4) / 1000 + A_4 \cdot p + A_5 \cdot p^2 / 2 - 0.461 \cdot \ln(1000 p).$$

Питомий об'єм, м³/кг (МПа, °С)

$$A_0 = b_0 + b_1 \cdot y + \frac{b_2}{y^2} + \frac{b_3}{(y - 0.21)^2};$$

$$A_1 = c_0 + \frac{c_1}{y^8} + \frac{c_2}{y^{14}};$$

$$V(p, t) = \frac{R \cdot y}{p} + A_0 + A_1 \cdot p.$$

$$R = 0.4615.$$

Таблиця коефіцієнтів рівняння питомого об'єму.

	0	1	2	3	4
b	0.000326	0.00025	-0.00113	-0.000438	-
c	0.00000568	-0.0000026	-0.000000122	-	-
v	2127.87	1482.85	379.02	46.17	10816.1



Температура і тиск насичення

Температура насичення, °C (МПа)

$$t_s(p) = \frac{1000}{\sum_{i=1}^6 b_i \cdot (\ln(p))^{i-1}} - 273.$$

Тиск насичення, МПа (°C)

$$p_s(t) = \exp\left(\sum_{i=1}^3 a_i \cdot y^{i-2} + a_4 \cdot \ln(1000 \cdot y)\right).$$

Таблиця коефіцієнтів рівнянь тиску і температури.

	1	2	3	4	5	6
b	2.207	-0.2117	-0.002166	0.0001619	0.000049	0.00000369
a	-7.821	82.8656	10.28	-11.4877	-	-

1.2.2 Суха насичена пара

Ентальпія, кДж/кг (МПа, °C)

$$H''(t) = \sum_{i=1}^6 f_i \cdot y^{i-1}.$$

Ентропія, кДж/(кг·К)

$$S''(t) = \sum_{i=1}^7 g_i \cdot y^{i-1}.$$

Питомий об'єм, м³/кг

$$V''(t) = \frac{0.4615 \cdot y}{P_s(t)} \left(\sum_{i=1}^4 q_i \cdot (y - 0.273)^i + q_5 \cdot (y - 0.273)^{30} \right).$$

Таблиця коефіцієнтів рівнянь для сухої насиченої пари.

	1	2	3	4	5	6	7
f	6010.27	-47493	238841.65	-570404.6	677286.5	-326486.2	-
g	29.608	-132.75	168.01	615.18	-2409.46	3125.48	-1470.736
q	0.9997	-0.029	-0.2	-10	-4.4e12	-	-

1.2.3 Кипляча вода

Ентальпія, кДж/кг (°C)

$$H'(t) = \sum_{i=1}^6 c_i \cdot y^{i-1}.$$



Ентронія, кДж/(кг·К)

$$S'(t) = \sum_{i=1}^6 e_i \cdot y^{i-1}.$$

Питомий об'єм, м³/кг

$$v'(t) = \sum_{i=1}^7 d_i \cdot y^{i-1}.$$

Таблиця коефіцієнтів рівнянь киплячої води

	1	2	3	4	5	6	7
c	-3153.99	29137.65	-112497.3	298456.8	-363216.8	178529.6	-
e	-11.548	96.15	-341.84	719.77	-797.4	364.05	-
d	0.002712	-0.02513	0.159	-0.5625	1.163	-1.2997	0.611

1.2.4 Вода

Ентальпія, кДж/кг (°C)

Для тих станів води, які найчастіше спостерігаються у теплотехнічних розрахунках (близьких до стану насичення) задовільні результати дає формула

$$H_g = (4.20511 - 0.13658 \cdot t + 0.15234 \cdot 10^{-4} \cdot t^2) \cdot t.$$

Питомий об'єм, м³/кг

$$A = a_0 + a_1 \cdot \left(\frac{t}{100}\right) + a_2 \cdot \left(\frac{t}{100}\right)^2 + a_3 \cdot \left(\frac{t-150}{100}\right)^3 \cdot \left(\frac{t}{100}\right).$$

$$C = c_0 + c_1 \cdot \left(\frac{t}{100}\right)^3 + c_2 \cdot \left(\frac{t}{100}\right)^9.$$

$$B = b_0 + b_1 \cdot \left(\frac{t}{100}\right) + b_2 \cdot \left(\frac{t}{100}\right)^6 + b_3 \cdot \left(\frac{100}{t-50}\right)^3.$$

$$D = d_0 \cdot \left(\frac{t}{100}\right)^{12}.$$

$$V(P, t) = A + B \cdot ((50 - P)/10) + C \cdot ((50 - P)/10)^2 + D \cdot ((50 - P)/10)^4.$$

Таблиця коефіцієнтів рівняння ентальпії.

	0	1	2	3
a	0.000977	0.0000177	0.0000252	0.00000296
b	0.00000322	0.00000134	0.0000000168	0.000000143
c	0.000000037	0.0000000358	-4.05 · 10 ⁻¹³	-
d	1.1766 · 10 ⁻¹³	-	-	-

Розрахунок коефіцієнтів теплопровідності і динамічної в'язкості можна зробити, використовуючи міжнародні рівняння [8], що описують відповідні опорні таблиці в межах установлених допусків. У областях, не охоплених міжнародними



рівняннями, можуть застосовуватися рівняння, розроблені в СРСР [9,10]. Точність цих рівнянь переважно відповідає встановленим допускам міжнародних опорних таблиць з теплопровідності і в'язкості [8].

Коефіцієнти теплопровідності та кінематичної в'язкості в підобласті перегрітої пари приблизно можна визначити за формулою:

$$\lambda(p) = 3.7 \cdot 10^{-6} \cdot (t + 273)^{1.48} + 1.37 \cdot 10^{-4} \cdot \rho^{.25}.$$

Коефіцієнт теплопровідності та кінематичної в'язкості в підобласті води у стані, близькому до насичення приблизно можна визначити по рівнянням:

$$\lambda \approx 0.55144 + 0.2588 \cdot 10^{-2} \cdot t - 0.1278 \cdot 10^{-4} \cdot t^2,$$

$$\nu \approx (\exp(\exp(33.23 - 5.93 \cdot \ln(t + 273))) - 0.87) \cdot 10^{-6}.$$

Розмірність коефіцієнтів теплопровідності та кінематичної Вт/м К та Па·с.

Якщо є потреба визначити властивості водяної пари або води, які не ввійшли до наведених формул (наприклад: число Прандтля), або властивості у вузькій області станів, можна скористатися програмою APPROX. Ця програма містить у своїй базі даних прості залежності, які описують властивості води та водяної пари у деяких вузьких областях станів.

1.3 Теплофізичні властивості продуктів згоряння і повітря

Ентальпію продуктів горіння розраховують як для суміші ідеальних газів. Для цього треба знати об'ємний склад (у відсотках) суміші та її температуру.

$$H = 0.01 \cdot \sum (C_p(t) \cdot t)_i \cdot g_i,$$

$C_p(t)$ – теплоємність компонента суміші залежна від температури, кДж/кгК; t – температура суміші, g_i – частка i -го компонента в суміші, % (масова або об'ємна).

Ентальпія повітря розраховується ще простіше:

$$H = C_{pv}(t) \cdot t.$$

У таблиці, наведеній нижче, представлені квадратичні залежності теплоємності складових продуктів згоряння та повітря в інтервалі температур 0-1500⁰С.

Компонент	Теплоємність, кДж/м ³ К	Теплоємність, кДж/кг К
Вуглекислий газ, CO ₂	1.7132+0.0004723·t	0.8725+0.00024·t
Азот, N ₂	1.306+0.00011·t	1.032+0.00008955·t
Кисень, O ₂	1.313+0.0001577·t	0.919+0.0001065·t
Водяна пара, H ₂ O	1.473+0.000249·t	1.833+0.000311·t
Окис вуглецю, CO	1.29+0.000121·t	1.035+0.000097·t
Водень, H ₂	1.28+0.0000523·t	14.33+0.000594·t
Повітря	1.287+0.00012·t	0.9956+0.000093·t

Теплопровідність повітря

$$\lambda(t) = 0.0227 \cdot \exp(-0.002385 \cdot t), \text{ або } \lambda(t) = 0.37 \cdot 10^{-3} \cdot (t + 273)^{0.748}.$$



Число Прандтля повітря

$$Pr(t) = 0.69 + 0.0000273 \cdot t .$$

Кінематична в'язкість повітря

$$v(t) = (13.7 + 0.101 \cdot t) \frac{98.07}{p} \cdot 10^{-6}; \quad \text{при } t = 0 \dots 140^\circ\text{C} ;$$

$$v(t) = (6.7 + 0.1455 \cdot t) \frac{98.07}{p} \cdot 10^{-6}; \quad \text{при } t = 140 \dots 400^\circ\text{C} ,$$

динамічна в'язкість

$$\mu = 0.544 \cdot 10^{-6} \cdot (t + 273)^{0.62} .$$

Теплопровідність продуктів згоряння

$$\lambda(t, r_{H_2O}) = (0.955 \cdot (r_{H_2O} / 0.07)^{0.1053} - 0.097 \cdot \ln(r_{H_2O} / 0.1065) \cdot \exp(-0.00279 \cdot t)) \cdot (0.0227 + 0.00087 \cdot t)$$

Число Прандтля продуктів згоряння

$$Pr = (0.678 - 0.988 \cdot 10^{-4} \cdot t + 0.085 \cdot \exp(-0.0531 \cdot t)) \cdot (0.936 \cdot \exp(0.5986 \cdot r_{H_2O})) .$$

Кінематична в'язкість продуктів горіння

$$v(t, r_{H_2O}) = ((0.01732 t^{1.328} + 13 \cdot \exp(-(t/600)^2)) \cdot 10^{-6}) \cdot (1.0975 + 0.0423 \ln(r_{H_2O}) - (0.1665 - \sqrt{(0.0472 - 0.0335 (\ln(r_{H_2O} / 0.0082))^2}) \cdot \exp(-0.002256 t)))$$

Якщо необхідно визначити інші властивості повітря, продуктів згоряння чи властивості інших теплоносіїв, можна скористатися програмою APPROX. Вона містить свою базу даних щодо властивостей широкого класу речовин.

1.4 Зауваження до моделювання теплофізичних властивостей

Для розрахунку теплофізичних властивостей води і водяної пари найзручніше скласти підпрограми для вказаних рівнянь. При користуванні цими рівняннями необхідно пам'ятати про інтервали, в котрих ці рівняння дійсні, а при налагодженні програми для тиску і температури насичення – врахувати випадок, **коли при $p = 1$, вираз у знаменнику обертається в 0**. Параметри в області вологої пари обчислюються за відомими виразами через сухість x :

$$h_x = h'' x + (1 - x)h' ,$$

$$s_x = s'' x + (1 - x)s' ,$$

$$v_x = v'' x + (1 - x)v' .$$

Визначення температури, тиску або інших параметрів води чи пари за відомими ентальпією, ентропією або питомим об'ємом може здійснюватися шляхом **розв'язку приведених вище рівнянь у неявному вигляді**. Розв'язати ці рівняння можна методом поділу відрізка навпіл, алгоритм якого такий.

Нехай необхідно визначити за відомою ентальпією перегрітої пари $h_{зад}$ і температурою $t_{зад}$ тиск пари p .

Крок 1. Задаємо верхню і нижню межі зміни тиску в процесі (задаємо початок і кінець відрізка).



Крок 2. Вибираємо середній тиск між верхньою і нижньою межами (поділяємо відрізок навпіл).

Крок 3. Обчислюємо значення ентальпії при заданій температурі і середньому тиску h_{pc} .

Перевіряємо, чи $|h_{зад} - h_{pc}| < \varepsilon$, де ε - задана точність (для ентальпії $\varepsilon = 0,1 - 0,5$ кДж/кг). При виконанні цієї умови процес розрахунку закінчується і знайдений тиск буде відповідати шуканому. Кінець розрахунку.

Якщо розрахункове значення ентальпії більше заданого, то за верхню межу приймається середній тиск і розрахунок повторюється з п. 2.

Якщо розрахункове значення ентальпії менше заданого, то розрахунковий тиск приймається за нижню межу і процес повторюється з п. 2.

Крім згаданого методу ділення навпіл, для розв'язання неявних рівнянь можна рекомендувати методи Ньютона, Ейлера, метод простих ітерацій та ін.

1.5 Моделювання процесів розширення пари у ступені турбіни

Процес розширення водяної пари у відсіку (ступені) турбіни є складним політропним процесом зі зміною фазового стану робочого тіла. Переважно відомі початковий тиск P_1 і температура t_1 , а також кінцевий тиск P_2 . Оскільки приведені вище рівняння справедливі тільки для обмежених областей, то в процесі розрахунку розширення пари необхідно перевіряти, в якій області діаграми знаходиться початковий і кінцевий стани робочого тіла (рис. 1.3). Процес розрахунку починається з визначення параметрів H_1, V_1, S_1 у початковому стані і параметрів насичення при початковому і кінцевому тисках ($t_{s1}, t_{s2}, H_2'', S_2'', H_2', S_2'$). Робиться перевірка фазового стану початкової точки. Якщо початкова точка вище верхньої пограничної кривої, тоді ентальпія ізоентропного процесу водяної пари в кінці процесу обчислюється при $S_1 = S_2$ як $H_{2a} = f(P_2, S_2)$.

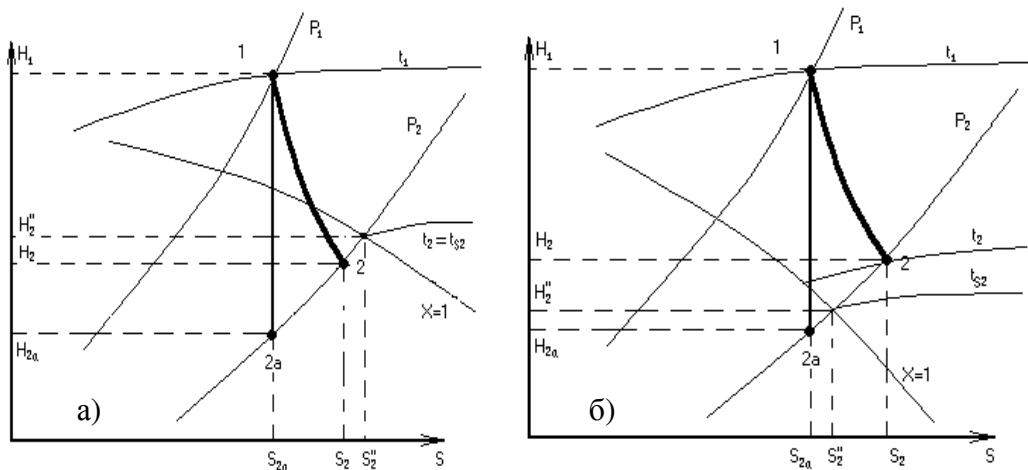


Рис. 1.3. Схеми процесів розширення пари у $h-s$ діаграмі: а) процес розширення закінчується під пограничною кривою; б) процес розширення закінчується над пограничною кривою.

Якщо початкова точка виявилася нижче граничної кривої, визначають ступінь сухості

$$X_{2a} = (S_1 - S_2') / (S_2'' - S_2')$$

і ентальпію кінцевого стану за формулою

$$H_{2a} = H_2'' X_{2a} + (1 - X_{2a}) H_2'$$



Дійсна ентальпія (з урахуванням внутрішнього відносного ККД ступеня η_{oi}) визначається формулою

$$H_2 = H_1 - \eta_{oi} (H_2 - H_{2a}).$$

Для переходу до розрахунку наступного ступеня необхідно знати температуру пари в кінці процесу. Для цього перевіряють фазовий стан кінцевої точки. Якщо ентальпія H_2 менша ентальпії насиченої пари H_2'' при тому ж тиску, то температура $t_2 = t_{s2}$. Якщо ентальпія H_2 більша H_2'' , то температура t_2 визначається ітеративно за відомим тиском P_2 і ентальпією H_2 .

Блок-схема розрахунку процесу розширення водяної пари у відсіку (ступені) турбіни показана на рис. 1.4.

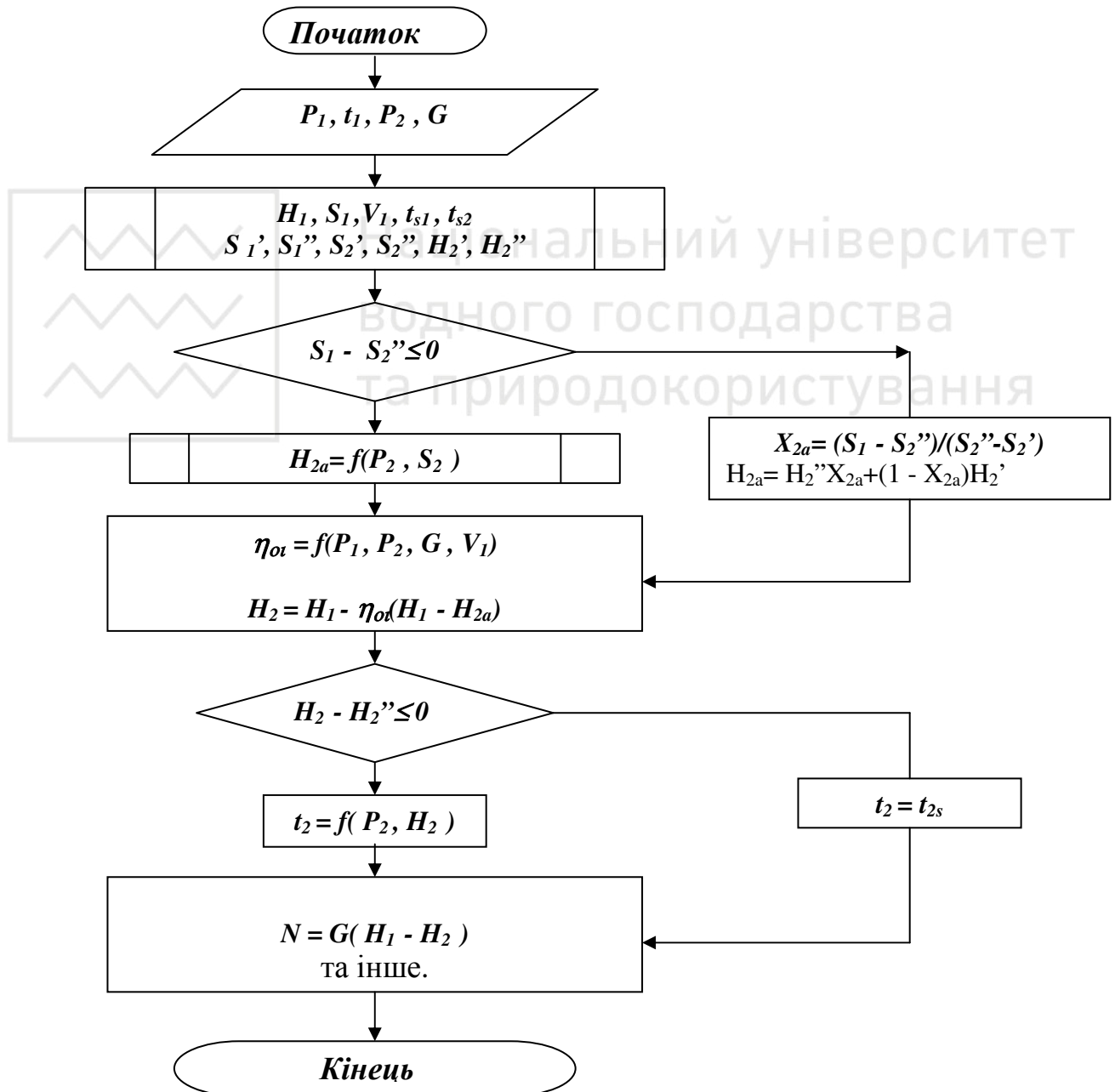


Рис. 1.4. Блок-схема розрахунку розширення пари у ступені турбіни.



1.6 Індивідуальні завдання

Використовуючи наведені вище рівняння, в пакеті MathCad зробити та протестувати програму для визначення вказаного за варіантом параметра.

№ №	Параметр стану або властивість	№ №	Параметр стану або влас- тивість	№ №	Параметр стану або влас- тивість
1	Ентальпія перегрітої пари	11	Температура перегрітої пари	21	Ентальпія димових газів
2	Ентропія перегрітої пари	12	Тиск перегрітої пари	22	Температура повітря
3	Питомий об'єм перегрітої пари	13	Ентальпія перегрітої пари (ентропія і тиск)	23	Температура димових газів
4	Внутрішня енергія перегрітої пари	14	Ентальпія води	24	Теплопровідність повітря
5	Ексергія перегрітої пари	15	Ентропія води	25	Теплопровідність газів
6	Температура насичення	16	Питомий об'єм води	26	В'язкість повітря
7	Тиск насичення	17	Ентальпія киплячої води	27	В'язкість газів
8	Ентальпія сухої пари	18	Ентропія киплячої води	28	Число Прандтля газів
9	Питомий об'єм сухої пари	19	Питомий об'єм киплячої води	29	Число Прандтля повітря
10	Ентропія сухої пари	20	Ентальпія повітря	30	Робота розширення пари

1.7 Контрольні питання

1. Поясніть поняття «режим роботи» і «оптимальний режим роботи ТЕУ».
2. Що таке критерій оптимізації і як він зв'язаний з цільовою функцією? Для чого при формулюванні цільової функції потрібна математична модель?
3. Якими способами можна представити теплофізичні параметри теплоносіїв для роботи на ЕОМ? Охарактеризуйте переваги та недоліки цих способів.
4. Що означає вислів «точні рівняння теплофізичних параметрів»? Які існують стандарти для цих рівнянь?
5. Поясніть, що означає вислів «параметр стану заданий неявно», як розрахувати його величину в цьому випадку?
6. Чому в деяких ділянках фазової діаграми теплофізичні властивості залежать від одного параметра, а в інших від двох? Де розміщені ці ділянки?
7. Що таке волога пара? Поясніть, від яких параметрів залежать теплофізичні властивості на ділянці вологої пари?
8. Поясніть, чому теплофізичні параметри продуктів горіння розраховують за формулами сумішей ідеальних газів? Яка при цьому допускається помилка?



1.8 Література

1. Житаренко М.М. Моделювання теплофізичних властивостей води, водяної пари, продуктів горіння та повітря на ЕОМ. Методичні вказівки до лабораторних робіт. – Маріуполь, 2010: ПДТУ, каф. Промисл. теплоенерг. установок та теплостачання. – 20с.
2. Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – Москва: Энергоатомиздат, 1980. -160с.
3. Ривкин С.Л. Кременевская Б.А. Уравнения состояния воды и водяного пара для машинных расчетов тепловых процессов и оборудования электростанций // Теплоэнергетика. 1977 №3; С.12-16.
4. Ривкин С.Л., Александров А.А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. –Москва: Энергия, 1975.-279с.
5. Юза Я. Уравнения термодинамических свойств воды и пара, предназначенных для вычислительных машин //Теплоэнергетика, 1967.- №1. С.80 - 86.
6. Применение математического моделирования при выборе параметров теплоэнергетических установок / Под ред. Г.Б. Левенталя и Л.С. Попыркина, Москва: Наука. 1966, –175 с.
7. Александров А.А. Система уравнений для водяного пара, предназначенная для теплотехнических расчетов. – Теплоэнергетика, 1967. - № 6. С. 87-91.
8. Вукалович М.П., Ривкин С. Л., Александров А.А. Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. Москва: Изд-во стандартов. 1969. - 408 с.
9. Никифоров В.А., Ривкин С.Л. Расчет на ЭЦВМ теплофизических свойств воды и водяного пара по международной системе уравнений. //Теплоэнергетика, 1972. - № 10. С. 39 - 40.
10. Кессельман П.М., Каменецкий В.Р. Единое уравнение для описания коэффициента вязкости воды и водяного пара в интервале температур 0-700⁰С и давлений 1-800 бар. //Теплоэнергетика, 1973. - № 6. С. 74-76.

2. Лабораторна робота № 2

Тема роботи: дослідження техніко-економічної ефективності ізоляції теплотраси залежно від її товщини.

Мета роботи: визначення товщини ізоляції теплотраси, що забезпечує максимальний прибуток за опалювальний сезон.

2.1 Теоретичні відомості

Теплотраси будують надземними на опорах та підземними. Перший варіант, крім саме теплоізоляції, передбачає її захист від опадів (дощ, сніг) та спорудження опор. У другому варіанті необхідно копати траншеї, опоряджувати їх з метою захисту від підземних вод та зсувів ґрунту. Наземні теплотраси зручніші щодо ремонту та контролю за нещільністю ізоляції та трубопроводів. Підземні – більш захищені від зовнішніх впливів і не захаращують міський простір. Кожен тип теплотраси вимагає затрат коштів на її обслуговування (поточний нагляд, ремонт, усунення відкладень та протидію корозії). Вибір варіанта залежить від обся-



гу фінансування, наявності технічних засобів, матеріалів та якості трубопроводів. Важливе значення мають вимоги до надійності та вартості експлуатації.

З техніко-економічної точки зору застосування теплоізоляції зменшує втрати тепла при його транспортуванні, підвищуючи економічну ефективність теплових мереж, а з іншого боку, вимагає затрат на закупівлю, монтаж і обслуговування ізоляції та трубопроводів. Ефективність теплоізоляції визначається її фізичними властивостями, зокрема, теплопровідністю і гідрофобністю, екологічною безпечністю, товщиною а також вартістю теплової енергії. Чим ефективніша теплоізоляція з т.з. зменшення втрат тепла, тим вона дорожча, але з іншого боку, чим дорожча тепла енергія, тим швидше оплачуються затрати на ізоляцію. Вочевидь, за конкретних умов існує технічне рішення, яке забезпечує не лише економію тепла, але й прибутковість теплоізоляції. **Якщо прибутковість максимальна, то технічне рішення природно вважати оптимізованим щодо прибутку.**

Щоб отримати оптимальне технічне рішення у згаданому розумінні, будемо дотримуватися схеми, викладеної в темах 1 та 2 лекцій [1]. Зокрема, необхідно сформулювати цільову функцію, що робиться на підставі математичної моделі процесу. Для побудови математичної моделі транспортування тепла схематично (спрощено) зобразимо теплопровід з відповідними потоками тепла, які супроводжують процес транспортування, див. рис. 1.1.

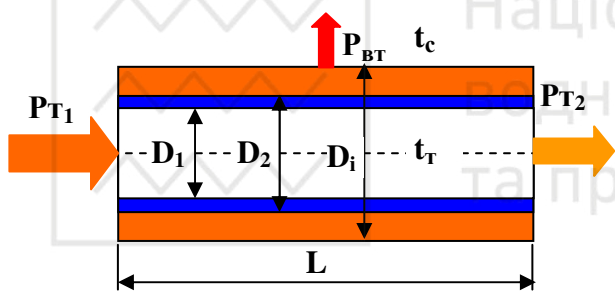


Рис. 2.1 . Схема теплових потоків у теплопроводі.

З рис.1.1 випливає, що тепла потужність P_{T2} , поставлена споживачу, є менша від початкової P_{T1} , що подається у мережу, на величину теплових втрат у мережі $P_{вт}$. Відповідно, P_{T2} без теплоізоляції та з ізоляцією даються рівняннями

$$P_{m2} = P_{m1} - P_{вт}; \quad (2.1)$$

$$P_{m2}' = P_{m1}' - P_{вт}'; \quad (2.2)$$

Розглянемо детальніше структуру теплових втрат. Теплові втрати, відповідно до законів теплообміну [2], визначаються величиною коефіцієнта теплопередачі k , граничною поверхнею ізолюваного трубопровода S і різницею температур теплоносія t_m та зовнішнього середовища t_c

$$P_{вт} = k \cdot S_2 \cdot (t_m - t_c), \quad (2.3)$$

S_2 – неізолювана поверхня тепловіддачі зовнішньому середовищу;

$$S_2 = \pi \cdot D_2 \cdot L,$$

D_2 – зовнішній діаметр неізолюваного трубопровода, L – його довжина.

Для циліндричного трубопроводу коефіцієнт теплопередачі з ізоляцією дається виразом, див. [2],

$$k' = \frac{1}{(\alpha_1 \cdot D_1)^{-1} + (\alpha_2 \cdot D_i)^{-1} + \frac{1}{2 \lambda} \cdot \ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right) + \frac{1}{2 \lambda_i} \cdot \ln\left(\frac{D_i}{D_2}\right)}, \quad (2.4)$$

α_1, α_2 – коефіцієнти тепловіддачі від теплоносія до внутрішньої стінки трубопроводу і від зовнішньої стінки ізоляції до середовища, відповідно; λ, λ_i – коефіцієнти теплопровідності стінки трубопроводу та ізоляції.



Прийmemo, що $D_1 \approx D_2$ (товщина трубопроводу мала порівняно з його діаметром) та $D_2 \approx D_i$ (товщина ізоляції трубопроводу мала порівняно з зовнішнім діаметром трубопроводу), тоді

$$\ln\left(\frac{D_2}{D_1}\right) \approx \frac{2\delta}{D_1}, \quad \ln\left(\frac{D_i}{D_2}\right) \approx \frac{2\delta_i}{D_1}, \quad (2.5)$$

δ, δ_i - товщина стінки трубопроводу та його ізоляції.

З урахуванням (2.5) вираз (2.4) спрощується

$$k' = \frac{\alpha_2}{D_1 \cdot \left[1 - \frac{\delta}{D_1} + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} + \alpha_2 \cdot \frac{\delta_i}{\lambda} \cdot \left(1 + \frac{\delta}{\delta_i} \cdot \frac{\lambda}{\lambda} \right) \right]}. \quad (2.4a)$$

З виразу (2.4a) знаходимо, що коефіцієнт теплопередачі неізолюваної труби за умови $\delta, \delta_i \ll D_2, D_i$ має вигляд

$$k = \frac{\alpha_2}{D_1 \cdot \left[1 + \frac{\alpha_2}{\alpha_1} + \alpha_2 \cdot \frac{\delta}{\lambda} \right]}. \quad (2.4б)$$

З (2.4б) випливає, що при високій теплопровідності матеріалу стінки труби ($\frac{\lambda}{\lambda} \ll 1$) та великому коефіцієнті тепловіддачі від теплоносія до внутрішньої стінки труби ($\frac{\alpha_2}{\alpha_1} \ll 1$) коефіцієнт теплопередачі неізолюваного теплопроводу визначається лише коефіцієнтом тепловіддачі від зовнішньої стінки теплопроводу до середовища α_2 .

Економія тепла, що виникає завдяки ізоляції, рівна різниці теплових потужностей, що отримує споживач в обох випадках і виражається через різницю теплових втрат

$$Pe = Pm_2' - Pm_2 = P_{em} - P_{em}'. \quad (2.6)$$

Використовуючи вирази (2.3) та (2.6), економію потужності тепла, що виникає завдяки ізоляції, можна представити як

$$Pe = k \cdot [1 - (k'/k) \cdot (1 + 2 \cdot \delta_i / D_2)] \cdot S_2 \cdot (t_m - t_c) = k \cdot \varepsilon_k \cdot S_2 \cdot (t_m - t_c). \quad (2.7)$$

k, k' - коефіцієнти теплопередачі неізолюваного та ізолюваного трубопроводів.

$$\varepsilon_k = 1 - (k'/k) \cdot (1 + 2 \cdot \delta_i / D_2). \quad (2.7a)$$

Заради простоти в (2.7) прийнято, що температури теплоносія t_T та зовнішнього середовища t_c не залежать від наявності теплоізоляції. З виразу (2.7) випливає, що ізоляція стає ефективною ($Pe > 0$, теплові втрати від циліндричного трубопроводу зменшуються), якщо виконується нерівність

$$k' < \frac{k}{1 + 2 \frac{\delta_i}{D_2}}, \quad (2.8)$$

яка виражає необхідність зменшення коефіцієнта теплопередачі ізолюваної труби достатнього для компенсації збільшення тепловіддачі внаслідок того, що зов-



нішній діаметр ізолюваного трубопроводу більший порівняно з неізолюваним. Якщо $2\delta_i \ll D_2$, то цим ефектом можна знехтувати.

Прийmemo для подальшого аналізу, що $2\delta_i < D_2$, тобто вважатимемо, що труби теплової мережі не тонкі. За цієї умови, підставляючи в (1.7) вирази (2.4а) та (2.4б), отримуємо вираз для розрахунку відносної зміни коефіцієнта теплопередачі завдяки шару теплоізоляції δ_i ,

$$\xi(\delta, \lambda, \alpha_2, D_1) = 1 - \frac{k'}{k} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{\delta}{D_2}\right) \approx \frac{\alpha_2 \cdot \frac{\delta}{\lambda} \cdot \left(1 - 3 \cdot \frac{\lambda}{\alpha_2 \cdot D_1}\right)}{1 + \alpha_2 \cdot \frac{\delta}{\lambda} \cdot \left(1 - \frac{\lambda}{\alpha_2 \cdot D_1}\right)} \quad (2.9)$$

Вираз (2.9) отримано, беручи до уваги той факт, що коефіцієнт тепловіддачі від водного теплоносія до стінки у $10^2 \div 10^3$ раз більший ніж від зовнішньої стінки трубопроводу до повітря, див. [3,4]. Крім цього, використано, що $\lambda_i \ll \lambda$.

Звертаємо увагу на те, що лімітуючим процесом теплопередачі тут є тепловіддача від ізоляції до повітря і тому ϵ_k залежить саме від параметрів, що описують цей процес, тобто від коефіцієнта тепловіддачі α_2 , коефіцієнта теплопровідності ізоляції λ_i і товщини шару теплоізоляції δ_i .

Щоб оцінити залежність величини ϵ_k від товщини шару ізоляції (наприклад, мінеральна вата) та її якості, прийmemo конкретні значення:

$$D_1 = 0.5 \text{ м}; \alpha_2 = 25 \text{ Вт/(м}^2\text{К)}.$$

При розрахунках необхідно дотримуватися вимоги, $2\delta_i < D_1$ і тому дослідимо зміну δ_i в діапазоні $0 \div 0.05 \text{ м}$. Результат розрахунку (1.9) показано на рис.1.2. З рисунка бачимо, криві 1...5, що значення ϵ_k досягають насичення тим швидше,

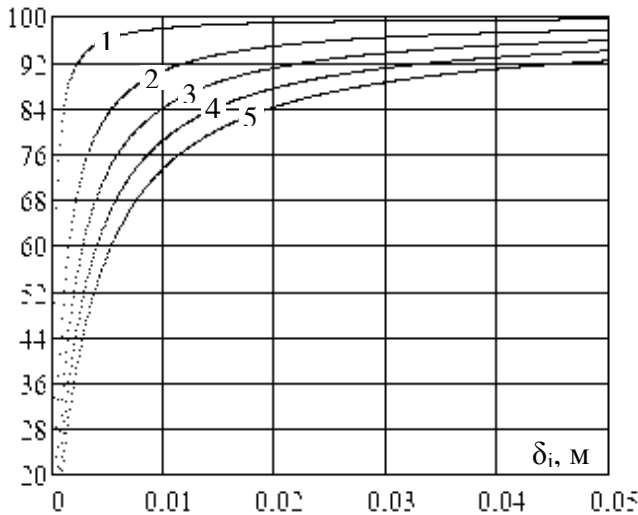


Рис. 2.2. Залежність $\epsilon_k(\delta_i)$. Крива 1 відповідає $\lambda_i = 0.005$, крива 2 – 0.025, крива 3 – 0.045, крива 4 – 0.065, крива 5 – 0.085 Вт/(мК).

чим менша теплопровідність матеріалу ізоляції (вища її якість). Наприклад, шар мінеральної вати з $\lambda_i = 0.005$ Вт/(мК) товщиною 0.01 м забезпечує 98% зменшення коефіцієнта теплопередачі.

Повернемося до виразу (2.7) економії теплової потужності в теплопроводі, покритому ізоляцією. Використовуючи (2.9), отримуємо вираз для розрахунку **лінійної питомої економії** (віднесеної до одиниці довжини трубопроводу) потужності тепла завдяки ізоляції

$$p_\epsilon(\delta) = \frac{P_e(\delta)}{L} \text{ Вт/(м}^2\text{К)}. \quad (2.10)$$

Щоб отримати конкретний вираз для розрахунку лінійної питомої економії потужності тепла завдяки використанню теплоізоляції, підставимо в (2.10) значення (2.7) та (2.9),



$$p_e(\delta, \lambda, \alpha_2, D_1) = \pi \frac{D_1}{4} \cdot \frac{\alpha_2}{1 + \alpha_2 \cdot \frac{\delta}{\lambda}} \cdot \xi(\delta, \lambda, \alpha_2, D_1) \cdot (t_c - t_c) \text{ Вт/м.} \quad (2.11)$$

Формула (2.11) є основною щодо розрахунків економії теплоти при ізоляції трубопроводу та визначення *економічно оптимальної товщини* ізоляції.

Поняття «*економічно оптимальна (найвигідніша) товщина теплоізоляції*» тут розуміється як товщина теплоізоляції, що дає *максимальний прибуток за опалувальний сезон*.

Сформулюємо цільову функцію процедури оптимізації для нашого випадку *техніко-економічної оптимізації*. Для цього розрахуємо прибуток E_{mi} , що виникає внаслідок впровадження теплоізоляції трубопроводу. Ця величина рівна *доходу завдяки економії тепла, зменшеному на капіталовкладення, зв'язані з теплоізоляцією та на експлуатаційні затрати на ізоляцію*. Розрахунки виконуватимемо для *одиниці довжини трубопроводу*. Відповідно, *питомий прибуток* запишемо у вигляді,

$$E_{mi}(\delta_i, \lambda_i, \alpha_2, D_1, \Delta t_{mc}, \tau, Kз, Cт, Cex) = 3.6 \cdot 10^{-6} p_e(\delta_i, \lambda_i, \alpha_2, D_1) \cdot Cт \cdot \tau \cdot Eн \cdot Kз - Cex \cdot \delta_i \cdot \tau, \quad (2.12)$$

У формулі (2.12) множник $3.6 \cdot 10^{-6}$ відповідає перетворенню одиниць p_e з Вт/м у ГДж/(год·м); $Cт$ – ціна одного ГДж теплоти, прийємо $Cт = 90$ грн/ГДж; τ – тривалість опалувального сезону, переважно $\tau = 2200$ год.; $Eн$ – нормативний показник ефективності капіталовкладень, $Eн = 0.15$; $Kз$ – капітальні затрати на теплоізоляцію, складаються з її вартості (грн./м³) та затрат на монтаж; Cex - експлуатаційні затрати на ізоляцію, прийємо $Cex = 0.10$ грн./(м·год.).

$$K\eta = \frac{D_1}{2} \cdot \delta \cdot C_i + Cт, \quad (2.13)$$

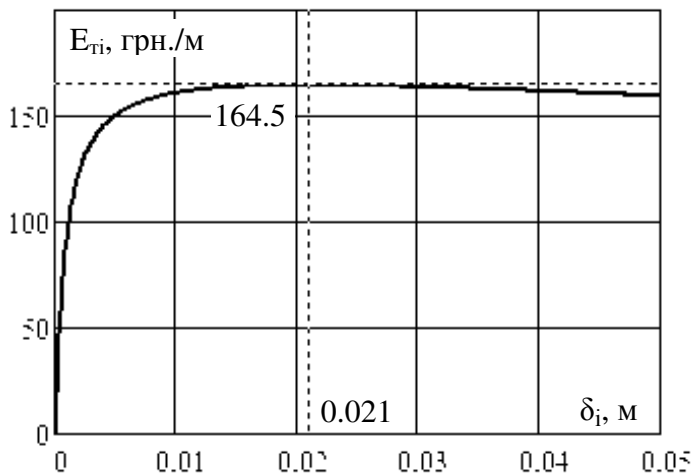


Рис. 2.3. Залежність питомого прибутку від товщини ізоляції при зазначених вище величинах інших параметрів. Зазначено максимальний прибуток 164.5 грн./м трубопроводу.

C_i – ціна ізоляції, включно з захисною оболонкою, прийнято $C_i = 800$ грн./м³; $Cт$ – ціна монтажних робіт, $Cт = 150$ грн./м.

Формула (2.12) представляє *цільову функцію процедури оптимізації*. З (2.12) бачимо, що цільова функція залежить від *конструкційних* параметрів: $\delta_i, \lambda_i, \alpha_2, D_1$, *експлуатаційних*: $\Delta t_{mc}, \tau$ та *економічних*: $Kз, Cт, Cex$.

Результат розрахунку залежності цільової функції (2.12) від δ_i при перепаді температур

$$\Delta t_{mc} = t_m - t_c = 90^\circ\text{C} \quad (2.14)$$

та інших зазначених вище параметрах показано на рис. 2.3. З рисунка випливає, що максимальний питомий прибуток 164.5 грн./м при заданих характеристиках



теплотраси досягається впродовж сезону тривалістю 2200 год. при товщині ізоляції $m\delta_i = 0.021$ м.

Зауваження

Формула (2.12) дозволяє не лише визначити оптимальну товщину теплоізоляції, але й проаналізувати залежність прибутку, який дає ізоляція від тривалості опалювального сезону, середнього за сезон перепаду температур, величини коефіцієнта тепловіддачі від теплопроводу до середовища та ін.

Зазначимо, що *оптимальна товщина ізоляції* залежить від тривалості опалювального сезону та ціни на тепло, зростаючи при її збільшенні. Тому, беручи до уваги тенденцію росту цін на енергоносії, товщину ізоляції необхідно приймати з розумним запасом.

2.2 Початкові дані

Початкові дані для роботи представлені в табл. 1. Якщо необхідно, їх переводять в основні одиниці СІ, наприклад, δ задано в мм, а потрібно в м. Номери варіантів вибирають за номером залікової книжки. **П.о.ц.** слід розуміти - передостання цифра номера залікової книжки, **О.ц.** - остання.

Таблиця 2.1

Початкові дані до ЛР № 2.

П.о.ц.	δ , мм	λ_i , Вт/м·К	α_2 , Вт/м ² ·К	$\Delta t_{гс}$, °С	D_1 , м	О.ц.	τ , год.	Ст, грн./ГДж	C_{ex} , грн./год·м	C_i , грн./м ³	C_m , грн./м
0	6	0.005	8	110	0.5	0	2100	120	0.15	900	120
1	7	0.008	9	90	0.6	1	2400	110	0.1	800	100
2	8	0.004	10	100	0.8	2	1850	95	0.12	950	150
3	6	0.009	7	80	0.5	3	1900	100	0.1	750	90
4	6	0.007	8	85	0.5	4	2200	120	0.15	800	100
5	7	0.008	11	95	0.8	5	2300	105	0.13	750	95
6	7	0.005	12	100	0.6	6	1950	90	0.12	850	110
7	8	0.006	8	70	0.7	7	1700	85	0.14	800	105
8	8	0.008	9	80	0.7	8	1800	115	0.16	700	90
9	7	0.009	6	110	0.6	9	2000	100	0.14	650	80

2.3 Завдання лабораторної роботи

1. Уважно прочитайте і вдумайтесь у матеріал розділу 2.1 «Теоретичні відомості» та вивчіть матеріал тем 1 і 2 лекцій. Класифікуйте параметри задачі, тобто поясніть, які параметри тут є зовнішніми, а які внутрішніми?

2. Нарисуйте схему процесу транспортування тепла і супровідних явищ. Опишіть та поясніть позначення на схемі. Поясніть, як зіставляються ваша схема і



модель процесу транспортування тепла. Вкажіть, які фактори (параметри) процесу є основними, а які другорядними щодо вашого завдання?

3. Поясніть, що таке цільова функція оптимізації, чому у нашому випадку ми формулюємо цільову функцію саме у такий спосіб?

4. Визначте, якою є подібність вашої моделі транспортування тепла (рис. 2.1) до реального теплопроводу? Обґрунтуйте відповідь.

5. Оцініть відносну похибку (у відсотках), яка виникає при ваших даних, якщо використано співвідношення (2.5).

6. Поясніть, чому формули (2.6) та (2.7) виражають економію потужності (поток) тепла, наведіть одиниці вимірювання Pe в СІ.

7. Наведіть для прикладу величини теплопровідностей відомих вам матеріалів, зокрема теплоізоляційних. Визначте, до якої речовини найближчий за теплопровідністю ваш ізолятор?

8. Запишіть і поясніть залежність коефіцієнта тепловіддачі від характеристик процесу, зокрема числа Нусельта. Наведіть вираз числа Нусельта для випадку розвиненої турбулентності при обтіканні труби повітрям. Оцініть (розрахуйте) величини α_1 та α_2 відповідні вашим даним.

9. Покажіть, використовуючи відповідні формули, чому коефіцієнти тепловіддачі від рідкого теплоносія до стінки більші ніж від газоподібного.

10. Дана робота - це приклад технічної чи техніко-економічної оптимізації? Які параметри виражають технічну сторону процесу, а які економічну? Чи можливо виконати імітаційний експеримент за матеріалами ЛР, **проведіть його**.

11. Проведіть графічну оптимізацію товщини шару ізоляції за ваших умов. Розрахуйте величину оптимізованого питомого прибутку і дослідіть (графічно) його залежність від величини діаметра трубопроводу та тривалості опалювального сезону.

12. Аналітично дослідіть залежність **оптимального δ_i** від інших факторів, зокрема коефіцієнта тепловіддачі α_2 , коефіцієнта теплопровідності ізолятора λ_i та часу роботи теплотраси τ .

2.4 Порядок виконання роботи

1. Уважно вивчіть матеріал тем 1 та 2 лекцій. Зокрема, зверніть увагу на класифікацію факторів процесу оптимізації. Класифікуйте фактори вашого завдання.

2. На підставі матеріалів тем 1 та 2 дайте відповіді на завдання 1-4.

3. Використовуючи вираз (2.12), в середовищі MathCad виконайте імітаційне моделювання залежності питомого прибутку від товщини ізоляції. Графічно визначте оптимальну товщину ізоляції (завдання 11).

4. В середовищі MathCad [5,6] на підставі залежності (2.12) виконайте двомірне імітаційне моделювання залежності питомого прибутку від товщини ізоляції та діаметра трубопроводу.

5. Розрахуйте економію коштів для теплопроводу довжиною 1350 м. Як ви вважаєте, чи варто і чому давати деякий запас товщини ізоляції порівняно з визначеним вами?

6. Сформулюйте висновки до роботи. Зокрема, спрогнозуйте залежність оптимальної товщини ізоляції від ціни на теплову енергію.



7. Всі розрахунки та графіки виконувати в середовищі MathCad. До кожного графіка необхідно додавати його опис та виконати аналіз відображеного процесу.

2.5 Контрольні питання

1. Що таке математична модель? На підставі яких даних будують математичну модель? У чому полягає процес оптимізації? На підставі якої інформації можна виконати оптимізацію?

2. Рівняння яких законів природи переважно використовують при розробці математичних моделей? Сформулюйте ці закони.

3. Класифікуйте фактори ТЕУ, що використовуються при складанні математичних моделей. Які бувають типи факторів? Що таке базові фактори?

4. Охарактеризуйте використані вами моделі процесу транспортування тепла. Яка з них є математичною, а яка ні?

5. Яка природа обмежень, що накладаються на основні фактори (параметри) моделі у вашому завданні? Перелічіть їх та конкретизуйте обмеження для кожного фактора.

6. Що приймається за цільову функцію вашої оптимізаційної задачі, мотивуйте вибір цільової функції. Які фактори (параметри, змінні) цільової функції вважаєте основними, а які другорядними? Яке обґрунтування такої класифікації?

7. Які фактори (параметри) повинні задаватися, а які визначають в процесі виконання ЛР відповідно до мети оптимізації? Перелічіть ці параметри і поясніть ваш вибір.

8. Як розуміти (в чому воно полягає) імітаційне моделювання процесу транспортування тепла в межах вашого завдання? Які змінні і чому виберете для імітаційного моделювання?

9. Чому вираз для лінійної питомої економії потужності тепла (теплого потоку) залежить від коефіцієнта тепловіддачі від ізолятора до зовнішнього повітря, а не залежить від коефіцієнта тепловіддачі від водяного теплоносія до внутрішньої стінки труби?

2.6 Література

1. Кочмарський В.З. Лекції з курсу «Оптимізація режимів роботи теплоенергетичного обладнання». – Рівне, 2007.

2. Алабовский А.Н., Недужий И.А. Техническая термодинамика и теплопередача. – Київ: Вища школа, 1990. - 252 с.

3. Приходько М.А., Герасимов Г.Г. Термодинаміка та теплопередача. – Рівне, 2008. - 250 с.

4. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам. – Москва: Машиностроение, 1989. - 200 ст.

5. Очков В.Ф. MathCAD 7.0 Pro для студентов и инженеров.- Москва. Компьютер Пресс. 1998. -384 с.

6. Справочник по теплообменникам. В 2-х томах. – Москва: Энергоатомиздат, 1987.

7. Теплоиспользующие установки промышленных предприятий /Под ред. Ильченко О. Т. – Харьков: Высшая школа, 1985. – 385 с.



3 Лабораторна робота № 3

Тема роботи: оптимізація конструкції секційного водо-водяного рекуперативного теплообмінника (ТО).

Мета роботи: вибір оптимальної конструкції та режиму роботи секційного водо-водяного теплообмінника.

3.1 Теоретичні відомості

3.1.1 Опис теплообмінного апарата

Проектуємо оптимальний трубчатий протиточний водо-водяний рекуперативний теплообмінник, у якому гаряча вода рухається трубками діаметром d , див. рис. 2.1, з тиском на вході P_{11} , охолоджується від t_{11} до t_{12} , тиск на виході P_{12} . Масова витрата гріючої води G_1 . Вода, що нагрівається, рухається у міжтрубному просторі з тиском на вході P_{21} та на виході P_{22} і змінює свою температуру від t_{21} до t_{22} , довжина труб L , товщина стінки δ , товщина міжтрубного простору s , рис. 2.1. Детальніший опис теплообмінників такого типу див. в [1, 2, 3].

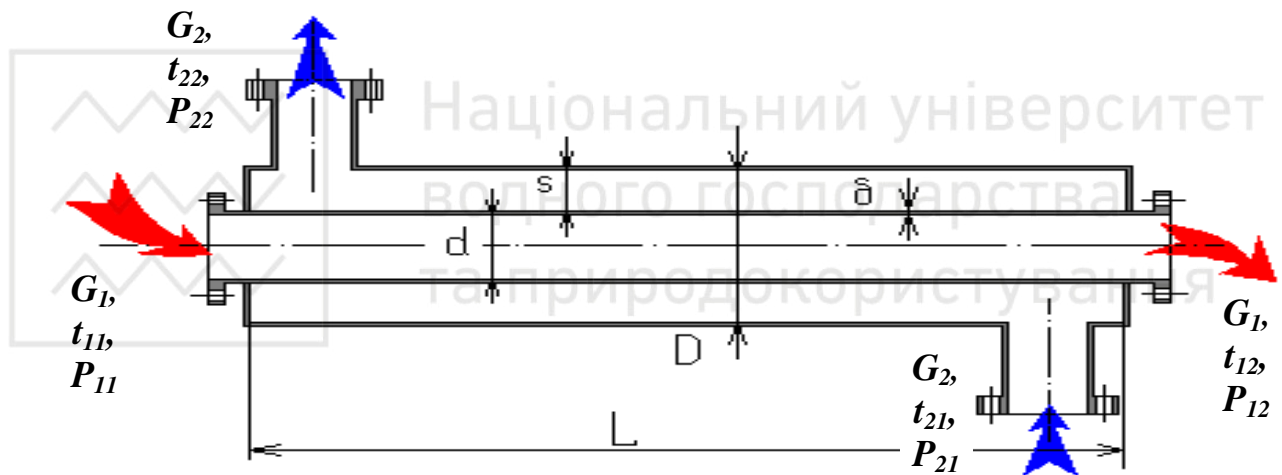


Рис. 3.1. Схема водо-водяного рекуперативного теплообмінника.

3.1.2 Загальна математична модель рекуперативного ТО

У рекуперативних теплообмінниках **передача тепла здійснюється крізь стінку**. Універсальна математична модель такого ТО при ламінарній течії теплоносіїв є системою рівнянь: **переносу імпульсу, енергії, переносу тепла у твердому тілі та суцільності потоку** [2,3,4]. Ці рівняння необхідно доповнити рівняннями термодинамічного стану теплоносіїв:

$$\rho_1 = f(P_1, t_1); \quad \rho_2 = f(P_2, t_2) \quad (3.1)$$

та краєвими умовами, див. вирази (3.2).

У рівнянні (3.1) $\rho_1, \rho_2, t_1, t_2, P_1, P_2$ - густина, температура та тиск першого (що гріє) та другого теплоносіїв.

Аналітичний розв'язок загальної системи рівнянь навіть для найпростіших видів теплообмінників зв'язаний з великими технічними і математичними труднощами через те, що на границі рідина – тверде тіло виникає пограничний шар зі своїми специфічними процесами гідродинаміки та тепловіддачі. Проблема з пог-



раничним шаром розв'язується використанням емпіричних формул з коефіцієнтом тепловіддачі та конкретизації умов взаємодії теплоносіїв і твердої поверхні:

$$\begin{aligned} \alpha_1(x, \tau) [t_1(x, \tau) - t_1(x, \tau)] &= \lambda \frac{\partial \theta(x, y, \tau)}{\partial y}; \\ \alpha_2(x, \tau) [t_2(x, \tau) - \theta(x, \tau)] &= \lambda \frac{\partial \theta(x, y, \tau)}{\partial y}; \\ t_1(x, 0) &= A(x); t_2(x, 0) = B(x); \theta(x, y, 0) = D(x, y). \end{aligned} \quad (3.2)$$

$\alpha_1, \alpha_2, \lambda, \theta, \tau$ - коефіцієнти тепловіддачі від гріючого теплоносія до стінки і від стінки до холодного теплоносія, теплопровідність та температура стінки і час.

Допускаючи, що **рух є одномірним, у стаціонарному режимі роботи** горизонтального ТО, основні рівняння можна проінтегрувати, і результат має вигляд:

$$\begin{aligned} G_1 &= \rho w_1 f_1; \\ G_2 &= \rho w_2 f_2; \\ c_{p1} G_1 (t_{11} - t_{12}) &= c_{p2} G_2 (t_{22} - t_{21}); \\ c_{p1} G_1 (t_{11} - t_{12}) &= k \cdot F \cdot \frac{\Delta t_{\alpha} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\alpha}}{\Delta t_{\mu}}}; \\ P_{11} &= P_{12} + \left(k_{\text{сп}} \frac{l_1}{d_1} + \sum \xi_{\mu o} \right) \frac{\rho w_1^2}{2}; \\ P_{21} &= P_{22} + \left(k_{\text{сп}} \frac{l_2}{d_2} + \sum \xi_{\mu o} \right) \frac{\rho w_2^2}{2}. \end{aligned} \quad (3.3)$$

$f_1, f_2, c_{p1}, c_{p2}, w_1, w_2, \xi_{\mu o}$ – живі перетини руху холодного і гарячого теплоносіїв, їх питомі теплоємності та усереднені швидкості, а також місцеві коефіцієнти опору; $\Delta t_{\text{нб}}, \Delta t_{\text{нм}}$ – найбільша та найменша різниці температур теплоносіїв на вході і виході з теплообмінника.

Перші два рівняння (3.3) представляють масову витрату теплоносіїв; третє – закон збереження теплової енергії при теплообміні теплоносіїв; четверте – описує процес теплопередачі між теплоносіями; п'яте і шосте характеризують перепад тиску при русі теплоносіїв. До системи (3.3) треба додати рівняння:

$c_p = f(t)$ – залежність питомої теплоємності від температури теплоносіїв;
 $f_1 = \pi d^2 / 4$; $f_2 = \dots$ (залежить від типу і конструкції теплообмінника) - живі перетини каналів для першого і другого теплоносіїв;

$Re_1 = w_1 d_1 \rho_1 / \mu_1$; $Re_2 = w_2 d_2 \rho_2 / \mu_2$ - числа Рейнольдса для теплоносіїв;

$Pr_1 = a_1 \rho_1 / \mu_1$; $Pr_2 = a_2 \rho_2 / \mu_2$ - числа Прандтля для теплоносіїв, $a_i = \lambda_i / (c_{pi} \rho_i)$;

$Nu_1 = \alpha_1 d_1 / \lambda_1$; $Nu_2 = \alpha_2 d_2 / \lambda_2$ - числа Нусельта для теплоносіїв;

$Nu_1 = f_1(Re, Pr)$; $Nu_2 = f_2(Re, Pr)$ - емпіричні рівняння тепловіддачі для першого і другого теплоносіїв;

$k_{1mp} = f_1(Re_1, \Delta)$, $k_{2mp} = f_2(Re_2, \Delta)$ - коефіцієнти тертя при переміщенні теплоносіїв у каналах;

$F = \pi d \cdot l \cdot n$ - площа поверхні теплообміну n – трубного ТО.



У випадку **конструктивного розрахунку** невідомими параметрами є геометричні розміри теплообмінника: довжина трубок - l , діаметр трубок - d , крок міжтрубного простору - s (входить до формули визначення еквівалентного розміру міжтрубного простору), кількість трубок - n .

Для **перевірнього розрахунку** - параметри теплоносіїв на виході з апарату: вихідна температура гріючого теплоносія - t_{12} , вихідна температура теплоносія, що нагрівається - t_{22} . Отже, число ступенів вільності при конструктивному розрахунку більше ніж при перевірному.

Проектування **оптимального теплообмінника** полягає у тому, що треба визначити таку конструкцію, яка забезпечить найбільше (найменше) значення критерію ефективності.

Визначення **оптимального режиму** теплообмінника полягає у тому, що треба визначити такі параметри теплоносіїв, які забезпечать найбільше (найменше) значення критерію ефективності для теплообмінника заданої конструкції.

3.1.3 Вибір критерію ефективності та параметрів оптимізації

Техніко - економічними критеріями ефективності функціонування теплообмінників можуть бути: ККД, ексергічний ККД, капітальні, експлуатаційні, приведені витрати, приведений дохід та прибуток.

Виберемо **річні зведені витрати**. Зведені витрати на створення та експлуатацію теплообмінного апарату представимо у вигляді:

$$\Pi = (E_n + E_{ам}) \cdot K + E_{ек}, \quad (3.4)$$

E_n - нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень, 1/рік; $E_{ам}$ - норма відрахувань на амортизацію та поточний ремонт, 1/рік; $E_{ек}$ - річні експлуатаційні витрати, грн/рік; K - капітальні вкладення, грн. Для їх визначення можна скористатися [3] з поправками на діючі ціни.

Змінними, за якими робимо оптимізацію, виберемо **швидкості гріючого та холодного теплоносіїв**. Від швидкостей, використовуючи рівняння нерозривності, можна перейти до інших параметрів, зокрема, до ефективного діаметра міжтрубного простору та витрати теплоносіїв.

3.1.4 Аналіз існування оптимальних рішень

Фіксоване значення теплового потоку Q при незмінному температурному напорі між середовищами Δt (відповідно до закону Ньютона - Ріхмана) може досягатися при різних значеннях коефіцієнта теплопередачі k і поверхні теплообмінника F , що відповідають умові $k = Q/\Delta t$, причому з підвищенням швидкостей w_1 і (або) w_2 теплоносіїв зростає значення k і, як наслідок, зменшується F . При цьому зменшуються капітальні витрати на поверхню теплообміну Z_a (вартість теплообмінника і амортизаційні відрахування). Проте підвищення швидкостей призводить до зростання гідравлічного опору і потребує збільшення річних витрат електроенергії на перекачування теплоносіїв E_k .

Залежність щорічних амортизаційних відрахувань від швидкості нелінійна і виражається через критеріальне рівняння (обернено пропорційна до швидкості у



степені ≈ 0.8). Залежність річних витрат на електроенергію від швидкості також нелінійна (орієнтовно прямо пропорційна швидкості у степені 2).

Отже, функція річних зведених витрат буде мати екстремум (мінімум) при деяких значеннях швидкості гріючого і холодного носіїв (див. рис. 3.2).

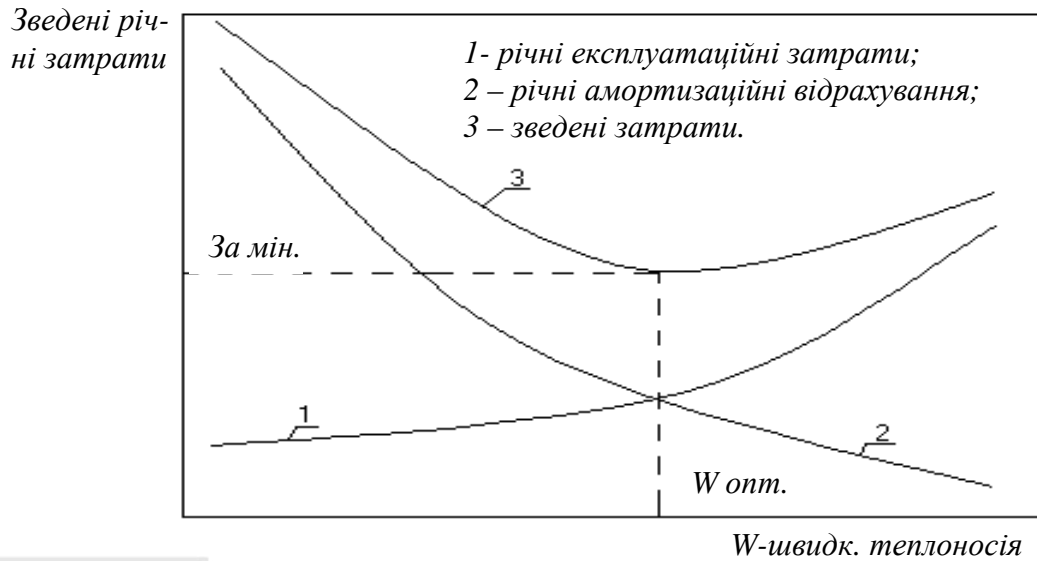


Рис. 3. 2. Залежність річних зведених витрат від швидкості води.

Визначення конструктивних характеристик теплообмінника, що відповідають цим значенням швидкостей, є метою оптимального проектування теплообмінного апарата.

3. 2 Конкретизація математичної моделі

Для варіантів оптимізації приймаємо типові величини параметрів:

- річне число годин роботи теплообмінника $\tau = 7000$ год.
- питома вартість теплообмінника зі сталевих труб $C_f = 1000$ грн/м²;
- теплопровідність труб зі сталі $\lambda_{cm} = 48$ Вт/(м К);
- ціна електроенергії $C_e = 85$ коп/(кВт·год);
- ККД насосів $\eta_n = 0.85$;
- коефіцієнти місцевих опорів $\xi_1 = 5, \xi_2 = 4$;
- довжина трубок однієї секції $L = 2$ м.

Інтегральна детермінована математична модель протиточного водо-водяного теплообмінного апарата представляється системою (3.3), яку необхідно доповнити рівняннями:

- коефіцієнта теплопередачі:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}; \quad (3.5)$$

- коефіцієнтів тепловіддачі:

$$\alpha_1 = Nu_1 \lambda_1 / d; \quad \alpha_2 = Nu_2 \lambda_2 / d_{екв}; \quad (3.6)$$

Прийmemo для чисел Нусельта наближення:

$$Nu_1 = 0.021 Re_1^{0.8} Pr_1^{0.43} (Pr_1 / Pr_{cm})^{0.25}; \quad Re_1 = dw_1 / \nu_1; \quad (3.7)$$



$$Nu_2 = 0.021 Re_2^{0.8} Pr_2^{0.43} (Pr_2/Pr_{cm})^{0.25}; \quad Re_2 = d_{екв} w_2 / \nu_2; \quad (3.8)$$

- площі поверхні теплообмінника (одна трубка):

$$F = \pi d_{cp} \cdot L;$$

$$\delta = 0.5(d_{зов} - d); \quad d_{cp} = 0.5 \cdot (d + d_{зов}); \quad (3.9)$$

- середній логарифмічний температурний напір для протитоку:

$$\Delta t_{th} = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}}}; \quad (3.10)$$

- коефіцієнти в'язкого тертя при русі теплоносіїв у трубі і міжтрубному просторі:

$$k_{\zeta\pi 1} = \frac{1}{(1.81 \lg Re_1 - 1.64)^2}; \quad k_{\zeta\pi 2} = \frac{1}{(1.81 \lg Re_2 - 1.64)^2}; \quad (3.11)$$

- рівняння теплофізичних властивостей теплоносіїв див. (3.1).

Для визначення теплофізичних властивостей теплоносіїв рекомендуємо: апроксимувати табличні значення [5] програмою APPROX чи MathCad або знайти формули у довідковій літературі [1, 3]. Можна також використати дані ЛР № 1.

Потужності привідних двигунів насосів:

$$\Delta N_1 = \frac{G_1 \cdot \Delta P_1}{\rho_1 g}; \quad \Delta N_2 = \frac{G_2 \cdot \Delta P_2}{\rho_2 g}; \quad (3.12)$$

$$\Delta P_1 = P_{11} - P_{12}; \quad \Delta P_2 = P_{21} - P_{22}. \quad (3.13)$$

Змінна частина річних амортизаційних витрат:

$$Z_{ам} = (E_n + E_{ам}) \cdot C_f \cdot F, \quad (3.14)$$

$E_n = 0.12$ - коефіцієнт ефективності капітальних витрат.

Змінна частина експлуатаційних річних витрат на електроенергію:

$$E = C_e \cdot (\Delta N_1 + \Delta N_2) \cdot \tau \quad (3.15)$$

Змінна частина річних зведених витрат (критерій оптимізації):

$$\Pi = Z_{ам} + E = (E_n + E_{ам}) \cdot C_f \cdot F + C_e \cdot (\Delta N_1 + \Delta N_2) \cdot \tau \quad (3.16)$$

Отже, задача формується так: **знайти такі значення швидкостей w_1 і w_2 та діаметр трубок d , при яких річні зведені витрати Π мінімальні з урахуванням обмежень (3.3).**

3.3 Розрахунок еквівалентного діаметра міжтрубного простору

У формули (3.6) та (3.8) входять еквівалентні діаметри, які відповідають внутрішньому діаметру D теплообмінника на рис. 2.1. Якщо ТО має вигляд трубного пучка (трубної дошки) з n трубками, що знаходиться в корпусі з внутрішнім діаметром $D_{ТО}$, див. рис. 3.3, то для знаходження еквівалентного діаметра $d_{екв}$ реальний ТО моделюємо умовним ТО, що складається з n ТО типу «труба в трубі», див. рис. 3.1, з $D = d_{екв}$. В такому випадку витрати теплоносія через умовний та реальний ТО повинні бути рівними і виражаються співвідношеннями



$$G_2 = n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_{екв}^2 - d_n^2) \cdot w_2 \cdot \varrho = \frac{\pi}{4} \cdot w_2 \cdot \varrho \cdot (D_{ТО}^2 - k \cdot n \cdot d_n^2), \quad (3.17)$$

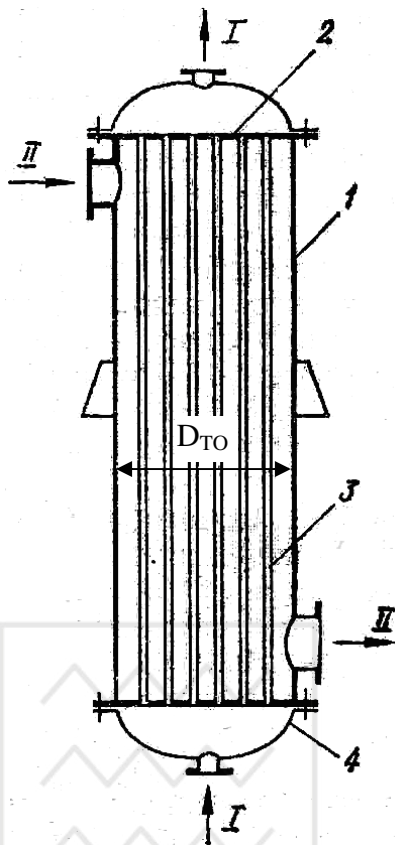


Рис. 3.3. Кожухотрубний рекуперативний теплообмінник.

1 – корпус; 2 – трубна дошка; 3 – трубки; 4 – вхідна камера; I – потік гріючого теплоносія в трубках; II – потік холодного теплоносія у міжтрубному просторі. $D_{ТО}$ – діаметр трубного пучка.

k – коефіцієнт, що враховує структуру трубного пучка ($k \geq 10$).

Використовуючи формулу (3.17), отримуємо вираз для розрахунку $d_{екв}$.

$$d_{екв} = (d + 2 \delta) \cdot \sqrt{1 - k + \frac{D_{ТО}^2}{n \cdot (d + 2 \delta)}}. \quad (3.18)$$

Гідродинамічний розрахунок ТО виконуємо для модельного ТО типу рис. 3.1, а перехід до реального ТО здійснюємо, використовуючи формулу (3.17) для витрати G_2 та формулу для розрахунку площі теплопередачі F ,

$$F = n \cdot \pi \cdot d_{cp} \cdot L. \quad (3.19)$$

3.4 Порядок розрахунку цільової функції

Відповідно до рис. 3.2 **параметрами оптимізації приймаємо**: швидкість теплоносія w_1 , внутрішній діаметр кожуха ТО $D_{ТО}$, діаметр d та кількість n трубок у ньому. Інші параметри вважаємо заданими. Розрахунок виконуємо в такій послідовності:

1. З перших трьох рівнянь (3.3) виражаємо w_2 через w_1 та враховуємо, що f_2 – це живий переріз міжтрубного простору, який виражається через його еквівалентний діаметр (3.18). В результаті отримуємо

$$w_2(d, D_{ТО}, n, w_1) = \frac{Cp_1(t_{1p}) \cdot \varrho(t_{1p})}{Cp_2(t_{2p}) \cdot \varrho(t_{2p})} \cdot \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \cdot \frac{d^2}{\frac{D_{ТО}^2}{n} - k \cdot (d + 2 \delta)^2} \cdot w_1, \quad (3.20)$$

$$\Delta t_1 = t_{11} - t_{12}; \quad \Delta t_2 = t_{22} - t_{21}. \quad (3.21)$$

Питомі теплоємності теплоносіїв та їх густини визначаємо з таблиць для заданої температури або за даними ЛР №1. Величина коефіцієнта k залежить від структури трубної дошки ТО. З формули (3.20) випливає, що для отримання явного вигляду w_2 **необхідно задати**: товщину стінок трубок ТО δ , середні за ТО температури теплоносіїв $t_{1,2c}$, температури нагріву холодного теплоносія Δt_2 та охолодження першого Δt_1 .

2. З п'ятого та шостого рівнянь (3.3) знаходимо перепади тисків у ТО для кожного теплоносія



$$\Delta f(d, w_1) = k_{1c\pi}(t_{1c}, w_1, d) \cdot \frac{l_1}{d} + \xi \cdot \frac{q(t_{1c})}{2} \cdot w_1^2. \quad (3.22)$$

$$\Delta f_2(d, D_{TO}, n, w_1) = k_{2c\pi}(t_{2c}, w_2(d, D_{TO}, n, w_1), d) \cdot \frac{l_2}{\sqrt{\frac{D_{TO}^2}{n} - k \cdot (d + 2) \delta^2}} + \xi \cdot \frac{q_2(t_{2c})}{2} \cdot w_2(d, D_{TO}, n, w_1)^2 \quad (3.23)$$

Розрахункові формули для $k_{1,2mp}$ див. у (3.11).

3. На підставі співвідношень (3.12) та (3.13) розраховуємо затрати потужності на перекачування теплоносіїв

$$\Delta N(d, w_1) = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \Delta f(d, w_1)}{4 \cdot \eta} \cdot w_1, \quad (3.24)$$

$$\Delta N_2(d, D_{TO}, n, w_1) = \frac{G_2 \cdot \Delta f_2}{\eta \cdot \eta} = \frac{\pi \cdot \frac{D_{TO}^2}{n} - k \cdot (d + 2) \delta^2}{4 \cdot \eta} \cdot \Delta f_2(d, D_{TO}, n, w_1) \times w_2(d, D_{TO}, n, w_1) \quad (3.25)$$

4. З четвертої формули (3.3) знаходимо площу теплообміну, необхідну для забезпечення заданого режиму роботи ТО (задаються величини $\Delta t_{1,2}$)

$$F(d, D_{TO}, n, w_1) = \frac{\pi \cdot C_{p1}(t_{1c}) \cdot q(t_{1c}) \cdot \Delta f \cdot w_1}{4 \cdot k(d, D_{TO}, n, w_1) \cdot \Delta t_{1c}}. \quad (3.26)$$

Вираз для Δt_{1c} дається формулою (3.10), а для коефіцієнта теплопередачі k див. формули (3.5) – (3.80).

5. Підставивши (3.24) – (3.26) в (3.16), отримуємо представлення цільової функції, залежної від параметрів оптимізації: d, D_{TO}, w_1 та n .

Зауваження. Завдання вибору оптимальних конструкції та режиму роботи ТО звелось до пошуку екстремуму 4 – ри параметричної функції.

3.5 Вибір способу пошуку оптимуму

Оптимальне (за швидкостями первинного і вторинного теплоносіїв та за геометричними параметрами ТО: d, n, D_{TO}) проектування секційного водоводяного теплообмінника можна здійснити за допомогою алгоритму Гаусса-Зейделя (координатного спуску) за критерієм "зведені затрати", див. (3.16), що враховує вартість витраченої за рік електроенергії і річні амортизаційні витрати. Більш детальний аналіз застосування чисельних методів пошуку екстремумів можна знайти у [6-8]. Для прикладу розглянемо алгоритм пошуку мінімуму багатомірної функції $F(x_1, x_2, \dots, x_n)$. Допустимо, що відома прямокутна область на площині (x_1, x_2, \dots, x_n) , де функція має екстремум. Алгоритм координатного спірального спуску полягає у зведенні багатомірної задачі оптимізації до послідовності розв'язків одномірних задач [10].



Крок 1: Задаємося координатами початкової точки $(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$ і обчислюємо для неї значення функції: $F(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$.

Крок 2: Задаємося початковим приростом по кожній змінній: $(\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n)$.

Крок 3: Зафіксуємо будь-які $(n-1)$ координат.

Крок 4: Незафіксованою координатою робимо крок на величину Δx , знаходимо координату нової точки $(x_1^0 + \Delta x_1, x_2^0, \dots, x_n^0)$ і обчислюємо значення функції в цій новій точці $F(x_1^0 + \Delta x_1, x_2^0, \dots, x_n^0)$.

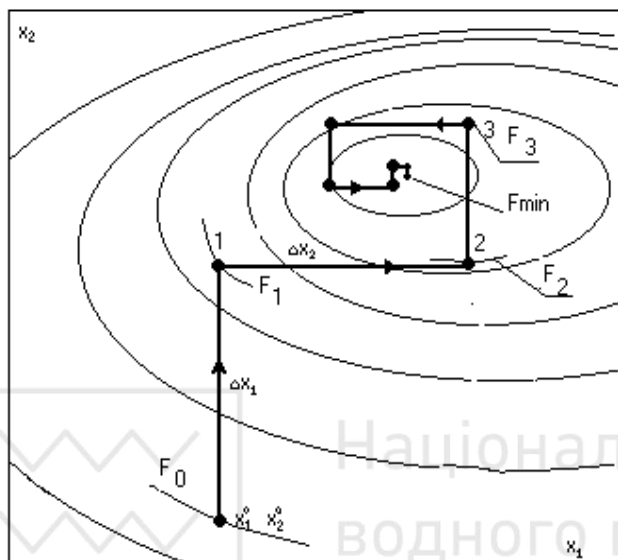


Рис. 2.3. Пошук оптимуму функції двох змінних методом покординатного спуску.

Крок 5: Порівнюємо значення $F(x_1^0 + \Delta x_1, x_2^0, \dots, x_n^0)$ і $F(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$.

Якщо $F(x_1^0 + \Delta x_1, x_2^0, \dots, x_n^0) < F(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$, то це вдалий крок і можна за вибраною координатою робити ще кроки, доки буде виконуватися ця умова.

Якщо $F(x_1^0 + \Delta x_1, x_2^0, \dots, x_n^0) > F(x_1^0, x_2^0, \dots, x_n^0)$, то крок невдалий і варто перейти до іншої координати і повернутися до кроку 4.

Якщо всі координати вичерпані і чергові кроки не дають зменшення функції, то треба зменшити величину кроку Δx (наприклад у 5 разів) і змінити їх знаки на протилежні:

$$(\Delta x_1, \Delta x_2, \dots, \Delta x_n) / (-5).$$

Крок 6: Перевірка досягнення екстремуму: якщо різниця абсолютних значень функцій на даному кроці і попередньому не перевищує задану малу величину, то процес пошуку екстремуму (оптимуму) закінчений; якщо перевищує її, то перейти до кроку 3.

Геометрична інтерпретація цього процесу для функції двох змінних показана на рисунку 2.3. На підставі цього алгоритму складена модифікована програма оптимізації, відома як “два кроки” [11].

Зауваження

У середовищі MathCad при аналітичному заданні функції мети зручно для пошуку екстремуму використовувати плоскі або тримірні графіки.

Щоб зобразити функцію $Z(x, y)$ від двох змінних у вигляді тримірного графіка, необхідно перетворити її до матричної форми, тобто дискретизувати значення змінних x та y , надаючи їм відповідні (можливо масштабовані) значення, наприклад $x_i = a \cdot i$, $y_j = b \cdot j$, a, b - масштаби вздовж осей Ox та Oy . Тоді функція $Z(x, y)$ перетворюється до матриці $Z_{i,j} = Z(x_i, y_j)$. Для знаходження максимального чи мінімального значень Z достатньо використати відповідні функції MathCad ($\min(Z)$ чи $\max(Z)$).



3.6 Індивідуальні завдання

№ п/п	Тип теплообмінного апарату	Додаткові дані і характеристика теплоносіїв
1	Спіральний теплообмінний апарат	Пароводяний
2	Пароохолоджувач парового котла	Перегрита пара без конденсації - вода
3	Пластинчастий теплообмінний апарат	Вода - повітря
4	Пароперетворювач з заглибленою гріючою секцією	Суха насичена пара - вода
5	Повітропідігрівач парового котла	Димові гази- повітря
6	Конденсатор аміачної холодильної установки	Вода- перегріта пара аміаку
7	Рекуператор пластинчастий	Повітря – повітря
8	Водяний калорифер гладкотрубний	Гаряча вода - повітря
9	Водяний калорифер з оребреними трубами	Гаряча вода - повітря
10	Паровий калорифер з примусовою циркуляцією	Насичена пара - повітря
11	Рекуператор металевий U-подібний	Димові гази - повітря
12	Пароперегрівач парового котла	Димові гази – перегріта пара
13	Деаератор високого тиску	Суха пара- живильна вода
14	Вертикальний 4-ходовий теплообмінник	Суха пара – вода
15	Маслоохолоджувач горизонтальний	Масло- вода
16	Водяний економайзер парового котла	Димові гази - вода
17	Мережевий підігрівач пароводяний	Насичена пара – мережева вода
18	Водяний економайзер парового котла киплячий	Димові гази - вода
19	Підігрівач високого тиску парової турбіни	Насичена пара – живильна вода
20	Підігрівач низького тиску парової турбіни	Насичена пара - конденсат
21	Чавунний ребристий економайзер парового котла	Димові гази - вода
22	Регенеративний повітропідігрівач Юнгстрема	Димові гази - повітря
23	Теплообмінник насадкового типу з кільцями Рашига	Димові гази - вода
24	Випарник аміачної холодильної установки	Аміак – повітря
25	Повітроохолоджувач турбокомпресора	Повітря - вода
26	Маслоохолоджувач турбокомпресора	Масло - вода



3.7 Контрольні питання

1. Що таке математична модель? Навіщо в процесі оптимізації потрібна математична модель? У чому полягає процес оптимізації?
2. Яким чином конструюються математичні моделі? Наведіть приклад законів та їх математичних виразів, які використовуються при моделюванні.
3. Поясніть, на підставі чого моделі поділяють на: статичні, динамічні, стохастичні та детерміновані? До якого класу моделей належить ваша?
4. Які характеристики визначаються при оптимальному проектуванні установок? Від чого це залежить і як їх класифікують?
5. За яким критерієм здійснюється оптимізація у даній роботі? Від чого залежить вибір критерію оптимізації?
6. Чому в даній роботі вибрані саме такі змінні оптимізації? Чи була можливість вибрати інші?
7. Які обмеження (звідки вони впливають) накладаються на змінні оптимізації?
8. Поясніть якісно характер залежності критерію оптимізації від змінних оптимізації.
9. У чому полягає метод пошуку екстремуму за Гаусом та Зайделем? Коротко опишіть алгоритм.
10. Які ще методи оптимізації, крім Гауса-Зайделя, ви можете запропонувати і застосувати? Які величини у цих методах повинні бути відомі до початку розрахунків?

3.8 Література

1. Справочник по теплообменникам. В 2-х т. – Москва: Энергоатомиздат, 1987.
2. Методические указания по курсу "Моделирование и оптимизация теплоэнергетических систем" (в 4-х частях). /Сост. Г.С. Сапрыкин, В.М. Житаренко. – Мариуполь: ЖДМИ, 1989. – 128 с.
3. Бажан П.И. Справочник по теплообменным аппаратам. – Москва: Машиностроение, 1989. - 200 с.
4. Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Гурьева Л.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. - 192 с.
5. Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. –Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 436 с.
6. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. – Москва: Энергия, 1978. – 484 с.
7. Бояринов А.И. Кафаров В.В. Методы оптимизации в химической технологии.- Москва: Химия, 1969. – 289 с.
8. Химмельблау Д. Прикладное нелинейное программирование. – Москва: Мир, 1975. - 534 с.
9. Мудров А.Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран, Паскаль. – Томск: "Раско", 1991. – 284 с.
10. Андрущенко А.И. Термодинамические расчеты оптимальных параметров в тепловых электростанциях. – Москва: Высш. шк., 1963. - 298 с.



4 Лабораторна робота № 4

Тема роботи: оптимізація режиму роботи паротурбінної установки (ПТУ), що працює на насиченій парі

Мета роботи: визначити режимні параметри роботи ПТУ, що забезпечують максимальну економічність та потужність установки.

4.1 Теоретичні відомості

4.1.1 Опис схеми та термодинамічного циклу ПТУ

Паротурбінні установки з насиченою парою використовуються переважно на АЕС, див рис. 4.1. Початкові параметри пари у них такі: тиск $p_1 = 6-7 \text{ МПа}$, $t_1 = 250-275^\circ\text{C}$, початкова сухість пари $x_1 = 0.99$, сухість відпрацьованої пари $x_2 \geq 0.8$. Обмеження на x_2 зумовлені прагненням зменшити ерозію лопаток ЦНТ турбіни.

Працює схема таким чином, див. рис. 4.1. Конденсат живильним насосом ЖН стискується від $p_2 = p_K$ до p_1 і подається у парогенератор ПГ, де утворюється суха насичена пара. Якщо б у ПТУ реалізувався ідеальний адіабатний процес, то пара розширювалася б до параметрів p_2 , x_2 , t_2 як на рис. 4.2. Насправді процес розширення відповідає лінії "1-2 δ " до точки з координатами p_2 , t_2 , $x_{2\delta}$ на рис.4.2. У конденсаторі пара ізотермічним процесом перетворюється на рідину з параметрами p_2 , t_2 , ($x_2 = 0$). Отже, **основними режимними параметрами** ПТУ є параметри свіжої пари (p_1 , t_1 , x_1) та параметри спрацьованої пари (p_2 , t_2 , $x_{2\delta}$). Ефективність ПТУ характеризується **термічним η_t та внутрішнім η_e ККД**.

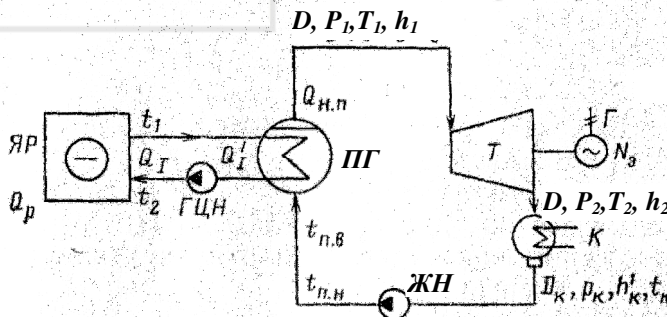


Рис. 4.1. Спрощена технологічна схема двоконтурної АЕС. ЯР-ядерний реактор; ГЦН - головний циркуляційний насос; ПГ- парогенератор; ЖН - живильний насос; Т-турбіна; К-конденсатор; Г- генератор.

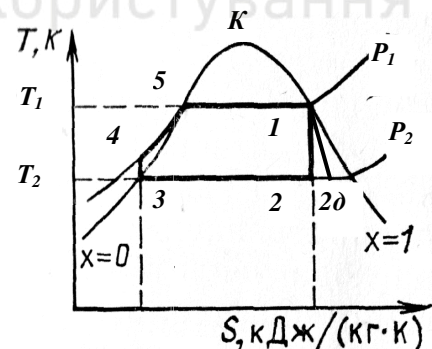


Рис. 4.2. Термодинамічний цикл Ренкіна на насиченій парі.

4.1.2 Основні формули

За **режимні параметри** виберемо тиск p_1 , ступінь сухості x_1 пари перед турбіною, витрату пари D , тиск у конденсаторі $p_K = p_2$. Внутрішні відносні ККД турбіни для перегрітої пари $\eta_{0i}^{T(nn)}$ і насоса η_{0i}^H будемо вважати заданими. Під величиною η_{0i}^T розуміємо внутрішній відносний ККД турбіни (або відсіку турбіни).

При роботі з вологою парою величину η_{0i}^T оцінюють за приблизною формулою

$$\eta_{0i}^T = x_c \cdot \eta_{0i}^{T(oo)} \quad (4.1)$$



$\eta_{0i}^{T(nn)}$ - внутрішній відносний ККД турбіни, що працює на перегрітій парі;

$x_c = (x_1 + x_2)/2$ - середній по турбіні (відсіку) ступінь сухості; x_1, x_2 - ступені сухості пари перед турбіною і після неї.

За **основні робочі характеристики** виберемо потужність турбіни N_T , дійсну і теоретичну потужності установки $N_{ПТУ}$, $N_{ПТУ}^T$, внутрішній і термічний ККД (η_{0i}, η), температуру пари перед турбіною t_1 , в конденсаторі t_2 ; дійсний ступінь сухості пари, що покидає турбіну, $x_{2\delta}$.

Ентальпія пари після турбіни знаходиться з визначення внутрішнього відносного ККД турбіни

$$\left. \begin{aligned} \eta_{0i}^{\square} &= (h_1 - h_{2\delta}) / (h_1 - h_2); \\ h_{2\delta} &= h_1 - (h_1 - h_2) \eta_{0i}^{\square}. \end{aligned} \right\} \quad (4.2)$$

Врахуємо залежність внутрішнього відносного ККД турбіни η_{0i}^T від ступеня сухості x , див. (4.1), та те, що ентальпія пари в точці 2 циклу, див. рис. 4.2, виражається через ступінь сухості пари

$$h_2 = x_2 \cdot h_2'' + (1 - x_2) h_2', \quad x_2 = \frac{s_1 - s_2''}{s_2'' - s_2'}, \quad (4.2a)$$

S_1, S_2'', S_2' - ентропії свіжої пари та насиченої сухої пари і киплячої води при тиску в конденсаторі p_2 .

Використання (4.2a) дозволяє (4.2) перетворити до

$$h_{2\delta} = h_1 - (h_1 - h_2) \frac{\eta_{0i}^{T(nn)}}{2} \left(x_1 + \frac{h_2 - h_2'}{h_2'' - h_2'} \right), \quad (4.3)$$

h_1, h_2 - ентальпії водяної пари в ізоентропному процесі; h_2', h_2'' ентальпії киплячої води і сухої насиченої пари при тиску p_2 ; x_1 - ступінь сухості вологої пари перед турбіною.

Робота насоса при оборотному стисненні може бути розрахована за наближеною формулою

$$l_H^{OB} = v(p_1 - p_2) = 0,001 \cdot (p_1 - p_2), \quad (4.4)$$

$v = 0,001 \text{ м}^3/\text{кг}$ - питомий об'єм конденсату.

Потужність насоса при оборотному стисненні розраховують за формулою

$$N_H^{OB} = D \cdot l_H^{OB}, \quad (4.5)$$

а дійсна потужність насоса рівна

$$N_H = N_H^{EA} / \eta_{0s}^H = D \cdot l_H^{EA} / \eta_{0s}^H. \quad (4.6)$$

Формули (4.1) – (4.6) відображають математичну модель процесу перетворення енергії насиченої пари у механічну енергію обертання ротора турбіни, оскільки дозволяють розрахувати дійсний теплоперепад на турбіні $h_1 - h_{2\delta}$, який можна порівняти з механічною енергією ротора.



4.2 Завдання до ЛР

4.3.1. Змінюючи початковий тиск p_1 від 2 до 20 МПа, побудувати залежності потужностей живильного насоса N_H та турбіни N_T , ПТУ $N_{ПТУ}$, а також внутрішнього ККД ПТУ η_b , та її термічного ККД η_t від p_1 .

4.3.2. Розрахувати залежність вологості пари в кінці реального процесу $x_{2\partial}$ від p_1 . Використовуючи залежності, побудовані за п. 4.3.1, визначити **величини p_1 , при яких $N_{ПТУ}$, внутрішній ККД ПТУ η_b та її термічний ККД η_t максимальні**, проаналізувати отримані результати графічної оптимізації. Пояснити, яким режимом роботи ПТУ відповідають параметри, визначені за максимальними значеннями досліджуваних величин.

4.3.3. Порівняти отримані значення кінцевого ступеня сухості для оптимальних значень з критично допустимим ($x_{2\partial} = 0.85$). Зробити висновки щодо допустимих режимів експлуатації турбіни.

4.3.4. Дослідити вплив початкового ступеня сухості пари x_1 на **оптимальні значення режимних параметрів ПТУ**, змінюючи x_1 від 0.8 до 1. Побудувати графіки залежностей оптимальних режимних параметрів від x_1 .

4.3 Порядок виконання розрахунків

На підставі початкових даних розраховується адіабатний оборотний процес **1-2**. Для цього використовують формули (4.2а) і визначаються ентальпії пари перед турбіною h_1 і після неї h_2 .

Після розрахунку оборотного адіабатного процесу за формулою (4.3) визначається ентальпія пари після турбіни у дійсному (необоротному) процесі **1-2 ∂** $h_{2\partial}$, див. формулу (4.3), та ступінь сухості в реальному процесі $x_{2\partial}$

$$x_{2\partial} = \frac{(h_{2\partial} - h_2')}{h_2'' - h_2'} \quad (4.7)$$

Знаючи ентальпії всіх характерних точок циклу і витрату пари D , можна визначити основні робочі характеристики установки:

- теоретичну потужність турбіни (h_2 визначаємо за (4.2а))

$$N_T^T = D(h_1 - h_2); \quad (4.8)$$

- дійсну потужність турбіни (пам'ятаємо, що $N_T^T > N_T$)

$$N_T = D(h_1 - h_{2\partial}); \quad (4.9)$$

- теоретичну потужність ПТУ

$$N_{ПТУ}^T = N_T^T - N_H^{OB}, \quad (4.10)$$

- дійсну потужність ПТУ

$$N_{ПТУ} = N_T - N_H, \quad (4.11)$$

- термічний ККД циклу

$$\eta = \frac{N_{ПТУ}^T}{D \cdot (h_1 - h_2' - l_H^{EA})}, \quad (4.12)$$

- внутрішній ККД циклу

$$\eta_b = \frac{N_{ПТУ}}{D \cdot (h_1 - h_2' - l_H^{OB} / \gamma_{bi}^H)} \quad (4.13)$$



При роботі з математичною моделлю ПТУ необхідно пам'ятати, що тиск у конденсаторі p_K залежить від ряду причин і коливається в межах від 3 до 7 кПа. Внутрішній відносний ККД турбіни $\eta_{0i}^{T(nn)} = 0,8 \div 0,9$; насоса $\eta_{0i}^H = 0,7 \div 0,85$. Витрата пари визначається потужністю установки. Можна прийняти, що

$$\frac{D}{N} = 1,0 \div 1,5 \frac{\text{кг}}{\text{МДж}}. \quad (4.14)$$

Також слід взяти до уваги, що початковий тиск повинен бути більший кінцевого ($p_1 > p_K$), але менший від критичного ($p_1 < p_K = 22,1 \text{ МПа}$), а ступінь сухості пари $x_1 \leq 1$.

Закінчується ЛР загальними висновками, що ґрунтуються на результатах виконання завдань до ЛР.

4.4 Початкові дані

Початкові дані до ЛР № 4 подані у табл. 4.2.

Таблиця 4.2

П.о. ц.	min p_1 , МПа	max p_1 , МПа	min p_2 , кПа	max p_2 , кПа	min x_1	max x_1	О. ц.	D, т/год	$\eta_{вв}$	η_n	$P_{2розр}$, кПа
0	2.0	17	1	6	0.9	1	0	800	0.93	0.85	2
1	2.5	15	2	9	0.91	1	1	1000	0.97	0.87	3
2	3.0	19	3	11	0.92	1	2	950	0.92	0.88	4
3	3.5	16	1	8	0.89	1	3	750	0.93	0.89	5
4	1.0	18	4	12	0.92	1	4	800	0.91	0.90	6
5	1.5	15	5	13	0.87	1	5	850	0.88	0.92	3
6	4.0	20	2	9	0.9	1	6	950	0.90	0.93	2
7	5.0	16	1	7	0.91	1	7	500	0.89	0.86	4
8	3.0	18	3	11	0.93	1	8	900	0.91	0.94	6
9	4.5	20	4	13	0.9	1	9	1200	0.94	0.87	3

4.5 Контрольні питання

1. Зобразіть на “ $t-s$ ” діаграмі характерні точки циклу Ренкіна на насиченій парі та опишіть основні процеси циклу.

2. Дайте означення термічного, відносного та внутрішнього відносного ККД циклу. Як ці ККД зв'язані між собою? Поясніть зміст першого рівняння в (4.2).

3. Від яких параметрів залежать теплофізичні характеристики робочого тіла на ділянці вологої пари “ $h-s$ ” діаграми. Поясніть це на прикладі першого рівняння в (4.2а).

4. Чому робота в ідеальному процесі розширення пари більша ніж в реальному? Як змінюється впродовж робочого процесу ентропія пари?

5. Як у цій роботі розуміти процес оптимізації режиму роботи ПТУ? Якому режиму відповідає максимум внутрішнього ККД, а якому - максимум потужності?



6. Від чого залежить тиск у конденсаторі турбіни? До яких наслідків призводить зниження тиску p_2 ?

7. Чи можна, маючи величини режимних параметрів, що забезпечують максимум внутрішнього ККД, забезпечити мінімальну витрату палива при роботі ПТУ?

8. Від скількох параметрів залежить функція мети (цільова функція), яка забезпечує оптимізацію режиму роботи ПТУ з мінімальними затратами палива? Яка величина є у цьому випадку функцією мети?

4.6 Література

1. М.А.Приходько, В.А.Волощук. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з курсу "Оптимізація режимів роботи теплоенергетичного обладнання" для студентів спеціальності 7.090500 "Теплоенергетика". Рівне. 034-71, 2005. – 28 с.

2. Т.Х. Маргулова. Атомные электрические станции. – Москва: Высшая школа, 1984. – 344 с.

3. Левенталь Т.Б., Попырин Л.С. Оптимизация теплоэнергетических установок. – Москва: Энергия, 1970. – 359 с.

4. Попырин Л.С., Самусев В.И., Эдельштейн В.В. Автоматизация математического моделирования теплоэнергетических установок. – Москва: Наука, 1981.- 236 с.

5. М.А. Приходько, Г.Г. Герасимов. Термодинаміка та теплопередача. - Рівне: РВЦ НУВГП, 2008. - 250 с.

5 Лабораторна робота № 5

Тема роботи: оптимізація режиму роботи газотурбінної установки (ГТУ) з регенерацією теплоти скидних газів

Мета роботи: визначити режимні параметри роботи ГТУ, що забезпечують максимальну економічність та потужність установки.

5.1 Теоретичні відомості

Схема ГТУ зі згоранням палива при $p = \text{const}$ та регенерацією теплоти вихлопних газів наведена на рис. 5.1, а його теоретичний (цикл Брайтона) та дійсний на рис. 5.2. Працює ГТУ так. У компресор K_p надходить атмосферне повітря при температурі t_1 та тиску p_1 , яке стискається і подається в регенеративний теплообмінник P , а пізніше у камеру згорання K_C , куди надходить і паливо. Стиснене повітря має високу, достатню для займання палива, температуру. Внаслідок згорання палива при постійному тиску утворюються гази, які спрямовуються з заданою температурою в газову турбіну $ГТ$. Там гази діють на лопаті, обертаючи вал турбіни. Після турбіни гази подаються на регенеративний теплообмінник P . **Робота на валу турбіни мінус затрати на привід компресора є корисною** і може, наприклад, обертати вал електрогенератора або іншого пристрою. Через те, що питома потужність (потужність віднесена до одиниці маси) ГТУ є невеликою, ці установки широко використовуються як авіаційні двигуни.

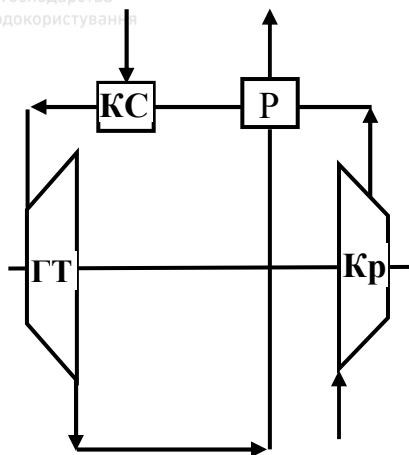


Рис. 5.1. Схема ГТУ з регенерацією теплоти.

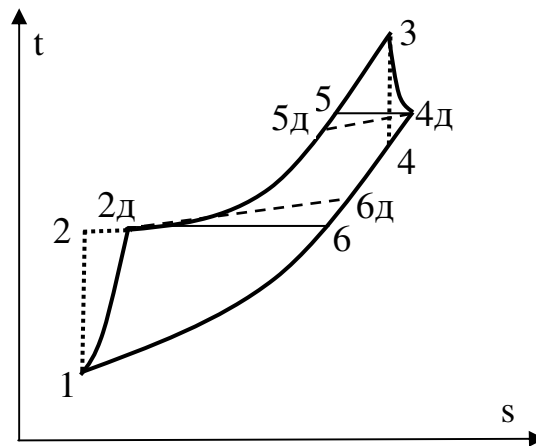


Рис. 5.2. Термодинамічний цикл ГТУ з регенерацією теплоти.

Опис процесів на рис. 5.2. Процес 1-2, адіабатний стиск повітря у компресорі; 1-2Д, реальний політропний процес стиснення; 2Д-5Д - підвід тепла до стисненого повітря у регенеративному підігрівачі; 5Д - 3, підвід тепла у камері згорання та утворення газової суміші; 3-4 - адіабатне розширення газу у турбіні; 3-4Д - дійсний процес розширення у турбіні; 4Д-6Д, відвід тепла від газів до повітря у регенеративному підігрівачі; 6Д - 1, відвід газів у атмосферу (їх охолодження в атмосфері). На рис. 5.2 цифрами 5 та 6 помічені точки, що відповідають граничній регенерації ($\sigma=1$), при якій повітря в регенераторі р нагрівається до температури газів, які покидають турбіну, $t_5 = t_{5Д}$; гази при цьому охолоджуються до $t_6 = t_{6Д}$. **Гранична регенерація - це недосяжна межа.** В реальних ГТУ $t_5 > t_{5Д}$; $t_6 < t_{6Д}$.

Ступінь регенерації σ - це відношення кількості теплоти, що отримана повітрям у регенераторі, до кількості теплоти, яка необхідна для нагріву повітря до температури відпрацьованих у турбіні газів,

$$\sigma = \frac{h_{5Д} - h_{2Д}}{h_{4Д} - h_{2Д}}, \quad (5.1)$$

$h_{2Д}$, $h_{4Д}$, $h_{5Д}$ - ентальпії робочого тіла у відповідних точках.

Вважаючи ізобарну теплоємність робочого тіла сталою, отримаємо

$$\sigma = \frac{T_{5Д} - T_{2Д}}{T_{4Д} - T_{2Д}} \quad (5.2)$$

Внутрішній ККД η_{β} даної ГТУ становить

$$\eta_{\beta} = \frac{(h_3 - h_{4Д}) - (h_{2Д} - h_1)}{h_3 - h_{5Д}} \quad (5.3)$$

або, використовуючи поняття **ступеня підвищення тиску $\varphi = p_2/p_1$** та відношення максимальної у циклі температури до мінімальної $\zeta = T_3/T_1$, а також $m=(k-1)/k$, k - показник адіабати, отримаємо вираз

$$\eta_{\beta} = \frac{\left(\eta_{0i}^T \eta_{0i}^K \zeta \frac{1}{\varphi^m} - 1 \right) (\varphi^m - 1)}{\eta_{0i}^K (\zeta - 1) + 1 - \varphi^m - \sigma \left[\eta_{0i}^K \left(1 - \frac{(\varphi^m - 1) \eta_{0i}^T}{\varphi^m} \right) - (\eta_{0i}^K + \varphi^m - 1) \right]}. \quad (5.4)$$



Термічний ККД теоретичного циклу даної ГТУ визначається із (5.4) при $\eta_{0i}^T = 1, \eta_{0i}^K = 1$.

$$\eta_t = \frac{\left(\frac{\zeta - \varphi^m}{\varphi^m}\right) \cdot (\varphi^m - 1)}{\zeta - \varphi^m - \left[\left(1 - \frac{\varphi^m - 1}{\varphi^m}\right) - \varphi^m \right]} \quad (5.5)$$

Потужність турбіни визначається за формулою

$$N_T = G(h_3 - h_{4d}) = G c_p T_1 (\varphi^m - 1) \eta_{bi}^T / \varphi^m, \quad (5.6)$$

G - витрата повітря, кг/с; $c_p = 1 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$ - теплоємність повітря; h_i - ентальпія газів у відповідній точці процесу.

Потужність компресора

$$N_K = G(h_{2d} - h_1) = G c_p T_1 (\varphi^m - 1) / \eta_{bi}^K. \quad (5.7)$$

Потужність ГТУ

$$N_{ГТУ} = N_T - N_K. \quad (5.8)$$

Температура T_{4d} газу, що покидає турбіну

$$T_{4d} = T_3 \cdot \left[1 - (\varphi^m - 1) \cdot \frac{\eta_{bi}^T}{\varphi^m} \right]. \quad (5.9)$$

Температура T_{2d} газу після компресора

$$T_{2d} = T_1 \cdot \left[1 + \frac{(\varphi^m - 1)}{\eta_{bi}^K} \right]. \quad (5.10)$$

Використовуючи припущення про незалежність питомої теплоємності теплоносія від температури та його складу, можемо записати

$$h_3 - h_{4d} = c_p \cdot (T_3 - T_{4d}), \quad h_{2d} - h_1 = c_p \cdot (T_{2d} - T_1),$$

що дозволяє за (5.6) та (5.7) розрахувати потужності турбіни та компресора.

Загалом рівняння (5.1) – (5.10) представляють математичну модель режимів роботи ГТУ, а функції η_{ϵ} , η_t та $N_{ГТУ}$ є цільовими функціями (функціями мети), що дозволяють визначити економічний та режим роботи з максимальною потужністю.

5.2 Завдання до ЛР

5.2.1 При заданих t_1, p_1, t_3 та G , див. рис. 5.2, дослідити залежність потужності $N_{ГТУ}$ та внутрішнього ККД η_{ϵ} ГТУ від тиску p_2 в камері згорання для **різних** σ . Для цього необхідно при $\sigma = 1$ змінювати p_2 від p_1 до гранично можливого, при **якому** $t_{2d} < t_{4d}$ з кроком $\Delta p_2 = 0,05$ МПа. При цьому кожен раз для нового тиску p_2 необхідно визначати значення $N_{ГТУ}$, див. (5.8) та η_{ϵ} (5.4). Потім повторити розрахунки для новою значення $\sigma = 0,9$ і так далі через $\Delta \sigma = 0,1$ до значення $\sigma = 0$ (ГТУ без регенерації). За розрахунками побудувати графіки залежностей потужності та внутрішнього ККД ГТУ від p_2 для різних значень σ : $N_{ГТУ} = f_1(p_2)$; $\eta_{\epsilon} = f_2(p_2)$.



5.2.2 При заданих t_1, p_1, t_3, σ дослідити залежність η_ϵ від p_2 і знайти **оптимальний тиск** p_2^{OPT} , при якому η_ϵ досягає максимуму.

5.2.3 Для визначеного p_2^{OPT} (п. 5.3.2) визначити внутрішній ККД ГТУ без регенерації η'_ϵ (при $\sigma = 0$) та з регенерацією η_ϵ . Оцінити ефективність регенерації за формулою

$$\epsilon = \frac{|\eta'_\epsilon - \eta_\epsilon|}{\eta'_\epsilon} \cdot 100 \% .$$

На підставі даних виконаної ЛР зробити відповідні висновки про можливі режими роботи ГТУ та ступінь їх економічності.

5.3 Початкові дані

Початкові дані до ЛР № 5 подані у табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Початкові дані до ЛР № 5.

П.о. ц.	η_{0i}^T	η_{0i}^K	σ	G, кг/с	О. ц.	$t_1, ^\circ\text{C}$	p_1 , МПа	$T_3, ^\circ\text{C}$
0	0,84	0,90	0,60	3	0	6	0,1	600
1	0,85	0,89	0,65	4	1	8	0,11	700
2	0,86	0,88	0,70	5	2	10	0,1	800
3	0,87	0,87	0,80	6	3	12	0,11	900
4	0,88	0,86	0,85	7	4	14	0,1	1000
5	0,89	0,85	0,75	8	5	16	0,11	1100
6	0,90	0,86	0,60	9	6	18	0,1	650
7	0,84	0,85	0,65	10	7	20	0,11	750
8	0,85	0,84	0,70	8	8	22	0,1	850
9	0,86	0,90	0,80	9	9	24	0,11	950

5.4 Контрольні питання

1. Зобразіть на “t-s” діаграмі характерні точки циклу Брайтона та опишіть основні процеси циклу.

2. Дайте означення термічного, відносного та внутрішнього відносного ККД циклу. Як ці ККД зв'язані між собою? Що характеризують ці ККД? Поясніть зміст рівняння (5.3).

3. З якою метою в ГТУ використовують регенеративний ТО? Що таке ступінь регенерації?



4. Чому робота в ідеальному процесі розширення газів більша ніж в реальному? Як змінюється впродовж робочого процесу ентропія робочого тіла?
5. Як розуміти процес оптимізації режиму роботи ГТУ? Якому режиму відповідає максимум внутрішнього ККД, а якому максимум потужності? У яких випадках вигідно застосовувати ці режими?
6. Маючи аналітичний вираз для функції мети, зокрема η_v , ми використовуємо графічну оптимізацію. Який інший варіант знаходження режимних параметрів, що забезпечують максимальну економічність, можете запропонувати?
7. Чи можна, маючи величини режимних параметрів, що забезпечують максимум внутрішнього ККД, забезпечити мінімальну витрату палива при роботі ПТУ?
8. Від скількох параметрів залежить функція мети (цільова функція), яка забезпечує оптимізацію режиму роботи ПТУ з мінімальними затратами палива? Яка величина є у цьому випадку функцією мети?
9. Які зі змінних функції мети можна вважати внутрішніми, тобто регульованими, а які задаються зовнішніми умовами? Чи входять у функцію мети змінні, які можна вважати зв'язаними з конструкцією ГТУ?
10. Від чого, на вашу думку, залежить ефективність регенерації (величина ступеня регенерації)? Що заважає зробити ступінь регенерації близьким до одиниці?

5.5 Література

1. М.А. Приходько, В.А. Волошук. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з курсу "Оптимізація режимів роботи теплоенергетичного обладнання" для студентів спеціальності 7.090500 "Теплоенергетика". Рівне. 034-71, 2005. – 28 с.
2. Андрющенко А.И. Термодинамические расчеты оптимальных параметров в тепловых электростанциях. – Москва: Высш. шк., 1963. - 298 с.
3. Кафаров В.В., Мешалкин В.П., Гурьева Л.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. -192 с.
4. Т.Х. Маргулова. Атомные электрические станции. – Москва: Высшая школа, 1984. – 344 с.
5. Левенталь Т.Б., Попырин Л.С. Оптимизация теплоэнергетических установок. – Москва: Энергия, 1970. – 359 с.
6. Попырин Л.С. Математическое моделирование и оптимизация теплоэнергетических установок. – Москва: Энергия, 1978. - 416 с.
7. Бер В. Техническая термодинамика. – Москва: Мир, 1963. – 370 с.



Лабораторна робота № 6

Тема роботи: дослідження розподілу навантажень на блоках ТЕС, що забезпечують мінімальні середньорічні питомі витрати палива.

Мета роботи: визначити умови, за яких досягається розподіл навантажень блоків ТЕС, мінімізуючий питомі витрати палива.

6.1 Теоретичні відомості

Близько 50% споживаної потужності енергосистеми України забезпечується атомними станціями, які працюють у базовому режимі. Інша частина потужності покривається тепловими та гідроелектростанціями. Причому на ТЕС припадає $\approx 43\%$, а на ГЕС $\approx 7\%$. Отже, **ТЕС на органічному паливі є основними елементами регулювання поточного навантаження енергосистем.**

Парові турбіни можуть працювати в **номінальному** N_n та **економному** N_e режимах. Перший відповідає паспортній потужності ПТУ, а для другого характерний **найвищий ККД**, тобто **мінімальні питомі витрати палива**.

Використання ТЕС для регулювання поточного навантаження вимагає відповіді на питання: **яким, залежно від графіка навантаження, повинно бути відношення потужностей $v_{opt} = \frac{N}{N_n}$, щоб забезпечити найменшу середньорічну витрату палива.**

Необхідно взяти до уваги, що зважаючи на вимогу **стійкості регулювань** навантаження, ще на етапі проектування ПТУ повинна забезпечуватися умова $N_e < N_n$, тобто $v_{opt} < 1$.

Щоб знайти розподіл навантажень блоків ТЕС, яким забезпечується мінімальні середньорічні питомі витрати палива, необхідно мати математичне представлення річного графіка електричного навантаження системи. Приклад **графіка тривалості навантаження** у відносних величинах

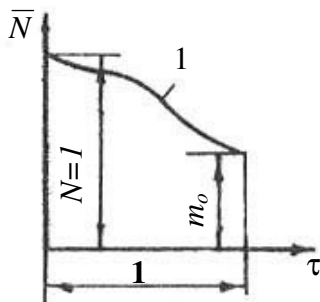


Рис. 6.1. Загальний вигляд графіку річних навантажень.

вантажень.

Відносне поточне навантаження змодельюємо функцією

$$Nv(\tau) = a + b\tau^c, \quad (6.1)$$

a, b, c - коефіцієнти, що залежать від вигляду графіка навантажень.

З формули (6.1) випливає, що



при $\tau = 1$; $N\beta(\tau) = a + b = m_0$;

при $\tau = 0$; $N\beta(\tau) = a = 1$.

Отже: $a = 1$; $b = m_0 - 1 < 0$.

Використовуючи (6.1), знаходимо річний виробіток електроенергії

$$m = \int_0^1 N\beta(\tau) d\tau = \int_0^1 [1 - (1 - m_0) \tau^c] d\tau = 1 - \frac{1 - m_0}{c + 1}. \quad (6.2)$$

На підставі (6.1) та (6.2) розраховуємо показник степеня c в (6.1),

$$c = \frac{m - m_0}{1 - m}.$$

З виразу (6.2) випливає, що **коефіцієнт m є відношенням дійсно виробленої електроенергії до теоретичної при роботі установки з номінальним навантаженням $N(\tau) = N_n$ впродовж року ($\tau = 1$)**.

Коефіцієнт m ще називають **ступенем заповнення графіка навантажень**.

Підставивши a , b и c в (6.1), отримуємо залежність поточного навантаження від часу

$$N\beta(\tau) = 1 - (1 - m_0) \tau^{\frac{m - m_0}{1 - m}}. \quad (6.3)$$

Вираз (6.3) називають **формулою Росандера**.



Рис. 6.2. Двоніжна енергетична характеристика.

Залежність витрати тепла на турбоагрегат від навантаження можна визначити, використавши **енергетичну характеристику**, яка показана на рис. 6.2. Вона має дві зони лінійної залежності $Q(N)$: $N < N_e$ та $N_e < N < N_n$. Годинна витрата палива на ділянці $0 \div N_e$ змінюється за законом

$$Q_1 = Q_x + \frac{Q_e - Q_x}{N_e} N, \quad (6.4)$$

а на ділянці $N_e \div N_n$

$$Q_2 = Q_n - \frac{Q_n - Q_e}{N_n - N_e} (N_n - N), \quad (6.5)$$

N_e – економічне навантаження; Q_x , Q_e , Q_n - витрати тепла на «холостий хід» при економічному та номінальному навантаженнях.

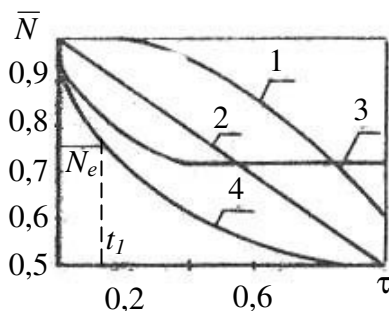


Рис. 6.3. Розрахунок графіку річних навантажень за формулою (6.3) при таких величинах параметрів: 1) $m = 0,875$; $m_0 = 0,6$; 2) $m = 0,75$; $m_0 = 0,5$; 3) $m = 0,75$; $m_0 = 0,7$; 4) $m = 0,125$; $m_0 = 0,5$.

З урахуванням формули (6.3) вирази (6.4) і (6.5) набувають вигляду



$$Q_1(\tau) = Q_x + \frac{Q_e - Q_x}{N_e} N_H [1 - (1 - m_0)\tau^c], \quad (6.6)$$

$$Q_2(\tau) = Q_H - \frac{Q_H - Q_e}{N_H - N_e} N_H (1 - m_0)\tau^c. \quad (6.7)$$

Якщо ПТУ працює при **навантаженні** $N_e \leq N$ **впродовж часу** t_1 , то **річне споживання тепла** дається виразом

$$Q_p = \int_0^{t_1} Q_1 dt + \int_{t_1}^{t_p} Q_2 dt. \quad (6.8)$$

Час $t_1(\tau)$ визначають з виразу (6.3) при заміні величини N_e на N_e . Підставивши значення Q_1 і Q_2 , задані формулами (6.6) і (6.7), у (6.8), після інтегрування отримаємо

$$w_p = \left\{ c \left(1 - \frac{w_e}{v} + w_v \frac{1-v}{v} \right) \left(\frac{1-v}{1-m_0} \right)^{\frac{1}{c}} + \frac{1}{v} [w_v(v-m) + w_e m] \right\} t_p, \quad (6.9)$$

$$w_p = \frac{Q_p}{Q_H}, \quad w_e = \frac{Q_e}{Q_H}, \quad w_x = \frac{Q_x}{Q_H}.$$

Поділивши на частини "і" ймовірний діапазон зміни відношення потужностей $v_i = \frac{N_i}{N_H}$ і підставивши значення v_i на кінцях відрізків ділення в (6.9), роз-

раховуємо величини $w_p(i)$. **Значення v_i , при якому $w_p(v_i)$ мінімальне, рівне оптимальному відношенню потужностей v_{opt} .**

Узагальнимо завдання

Для цього визначимо не абсолютну величину Q_p , а перевитрату тепла при роботі ПТУ на часткових навантаженнях за заданим графіком порівняно з витратою, яка б була при виробітку тієї ж кількості електроенергії E , але при навантаженні N_e , тобто визначити величину

$$\delta = \frac{Q_p}{Q_p(N_e)} - 1. \quad (6.10)$$

В (6.10) кількість тепла

$$Q_p(N_e) = Q_e \cdot t_e, \quad t_e = \frac{E}{N_e} = \frac{N_H t_H}{N_e} = \frac{t_H}{v_e}; \quad (6.11)$$

t_e - години використання встановленої потужності в економному режимі.

Щогодинна витрата тепла в економному режимі може бути представлена після тотожних перетворень як

$$Q_e = \left(\frac{N_e}{N_H} \right) \cdot \left(\frac{q_e}{q_H} \right) \cdot Q_H = v_e \cdot \mu \cdot Q_H, \quad \mu = \frac{q_e}{q_H}, \quad (6.12)$$



q_e, q_n - питомі витрати тепла ПТУ при економному та номінальному режимах.

Підставивши значення t_e та Q_e у формулу (6.11), отримаємо

$$Q_{p(e)} = v_e \cdot \mu \cdot Q_n \cdot \frac{t_n}{v_e} = \mu \cdot Q_n \cdot t_n = m \cdot \mu \cdot Q_n \cdot t_p, \quad (6.13)$$

оскільки коефіцієнт заповнення графіка навантажень

$$m = \frac{N_n t_n}{N_n t_p} = \frac{t_n}{t_p}.$$

Підставивши Q_p и $Q_{p(e)}$ в (6.10), після перетворень отримаємо

$$\delta = \frac{1}{m\mu} \left[\left(1 - \mu + x_o \frac{1-v}{v} \right) \left(\frac{1-v}{1-m_o} \right)^{\frac{1}{c}} c + W_x \frac{v-m}{v} \right]. \quad (6.14)$$

Середньорічну **питому витрату умовного палива** визначають зі співвідношення

$$b = \frac{Q_p}{E \cdot Q_p^H} = \frac{Q_p(N_e) \cdot (1+\delta)}{t_n \cdot N_n \cdot Q_p^H} = \frac{\mu \cdot t_n \cdot Q_n \cdot (1+\delta)}{t_n \cdot N_n \cdot Q_p^H} = \mu \cdot b_n \cdot (1+\delta) = b_e \cdot (1+\delta), \quad (6.15)$$

b_n, b_e - питомі витрати умовного палива при навантаженнях N_n и N_e .

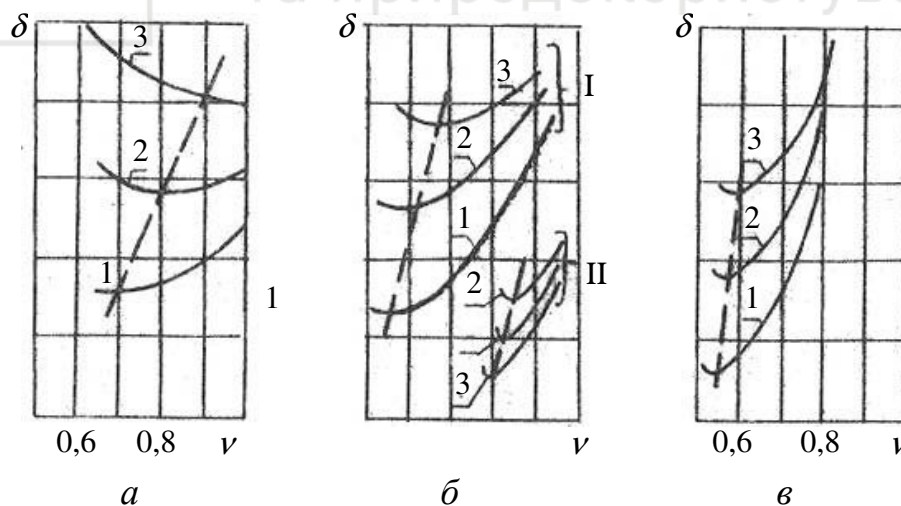


Рис. 6.4. Залежність перевитрати палива від відношення потужностей.

а) $m = 0,875$ ($t_n = 7660$ год./рік); $m_o = 0,6$;

б) $m = 0,75$ ($t_n = 6570$ год./рік); I $m_o = 0,6$; II $m_o = 0,7$;

в) $m = 0,625$ ($t_n = 5480$ год./рік); $m_o = 0,5$;

1 - $\mu = 0,99$; 2 - $\mu = 0,98$; 3 - $\mu = 0,97$.

На рис. 6.4 представлено графічні розв'язки задачі (прямі проведені через точки мінімуму δ). Графіки показують зміну величини перевитрати палива δ залежно від відношення потужностей $\nu = \frac{N}{N_n}$ для різних графіків електричних навантажень (при $x_o = 0,08$).



З графіків випливає значний вплив на V_{onm} вигляду графіка навантажень - коефіцієнтів m_0 и m . Зі збільшенням відхилення від економічного теплового навантаження ($N_e - N_n$) величина V_{onm} збільшується. Вибір оптимального значення V особливо важливий при нещільному графіку навантажень (через значну перевитрату палива при відхиленні від V_{onm}).

Формула (6.14) має самостійне значення, оскільки дозволяє оцінити перевитрату палива турбінами при роботі за різними графіками навантажень.

6.2 Завдання до лабораторної роботи

1. Використовуючи формулу (6.3), дослідити залежність річного графіка навантажень від величин параметрів m та m_0 . Дані взяти з табл. 6.1.

2. Методом перебору допустимих величин навантажень N_i за формулою (6.9) визначити величину відносного навантаження v , при якій річна витрата палива на ТЕУ мінімальна. Необхідні дані взяти з табл. 6.1.

3. Дослідити залежність річної перевитрати палива ТЕУ (формула (6.14)) від відносного навантаження v . Графічно визначити v_{onm} , при якому перевитрата палива мінімальна. Порівняти отримане значення з величиною, визначеною в п. 2.

4. За формулою (6.15) розрахувати відносну питому витрату палива ТЕУ при її різних часткових навантаженнях v .

5. На підставі результатів за пп. 1-4 зробити висновки про режими роботи ТЕУ та залежності оптимального режиму розподілу навантажень від параметрів графіка навантаження.

6.3 Початкові дані

Початкові дані до ЛР № 6 подані у табл. 6.1.

Таблиця 6.1

Початкові дані до ЛР № 6.

П.о.ц.	m_0	m	μ	b_e	О.ц.	W_x	W_e	x_0
0	0.30	0.50	0.70	0.235	0	0.05	0.80	0.05
1	0.40	0.60	0.75	0.245	1	0.10	0.83	0.06
2	0.50	0.70	0.80	0.250	2	0.15	0.86	0.07
3	0.60	0.75	0.90	0.350	3	0.20	0.89	0.08
4	0.70	0.80	0.95	0.370	4	0.25	0.91	0.09
5	0.75	0.85	0.92	0.285	5	0.30	0.87	0.10
6	0.65	0.75	0.85	0.295	6	0.35	0.85	0.08
7	0.55	0.70	0.75	0.390	7	0.25	0.84	0.07
8	0.45	0.55	0.70	0.375	8	0.30	0.82	0.06
9	0.35	0.50	0.60	0.300	9	0.20	0.81	0.05



6.4 Контрольні питання

1. Поясніть зміст понять “ номінальний ” та “ економний ” режими роботи ТЕУ, за яких умов ці режими реалізуються? У якому режимі потужність ТЕУ вища і коли ці режими використовують?
2. Що таке графік тривалості навантаження блока, ТЕС чи енергосистеми? Поясніть зміст поняття “ коефіцієнт нерівномірності навантаження ”?
3. Зобразіть та поясніть двозонний графік тривалості навантаження блока. Чи можливі багатозонні графіки?
4. Яке відносне навантаження приймається у даній ЛР за оптимальне і у якому розумінні?
5. Запишіть формулу для відносної перевитрати палива та поясніть її. Який розподіл навантажень за відсною перевитратою палива можна вважати оптимальним?
6. Поясніть зміст коефіцієнтів m_0 , m , b_e та μ з таблиці 6.1. У яких одиницях вимірюють коефіцієнт, b_e ?
7. Поясніть, як отримується формула погодинної витрати тепла в економному режимі (6.12)?
8. Чому ще на етапі проектування ПТУ повинна забезпечуватися умова $N_e < N_H$, тобто $v_{onm} < 1$.
9. Як розуміти термін “ часткові навантаження ”? За яких умов вони реалізуються?
10. Як ви розумієте зміст оптимізації розподілу навантажень блоків у системі (за яким параметром робиться оптимізація)?

6.5 Література

1. Метод. указан. к спецкурсу “Моделирование и оптимизация тепло-энергетических систем”, ч.2. Сост. Сапрыкин Г.С., Житаренко В.М. ММИ. Мариуполь, 1989. - 60 с.
2. Оптимальное время испытания нового тепломеханического оборудования/ Г.С. Сапрыкин, Е.А. Ларин, О.О. Гончаренко, И.А. Маломуж. – Минск: Вышэйш. шк., 1977. - С. 54-57. - (Изв. высш. учеб. заведений: Сер. "Энергетика"; 12).
3. Андрущенко А.И. Термодинамические расчеты оптимальным параметров в тепловых электростанциях. – Москва: Высш. шк., 1963. - 293 с.
4. Сапрыкин Г.С., Галушко В.Ф. Оптимальная доля пиковых установок в перспективных энергосистемах. – Минск: Вышэйш. шк., 1975. – С. 72. (Изв. высш. учеб. заведений: Сер. "Энергетика"; 1).
5. Реклейтис Г., Рейвивдран А., Рэгсде К. Оптим. в технике: Пер. с англ. – Москва: Мир, 1986. - 669 с.
6. Растрингин Л.А. Случайный поиск в задачах оптимизации многопараметрических систем. – Рига: Зинатне, 1965. - 190 с.
7. Палагин А.А., Ефимов А.В. Имитационный эксперимент на математических моделях турбоустановок. – Киев: Наук. Думка, 1986. - 132 с.