

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Київський національний університет будівництва і архітектури

ПАРОВІ ТА ГАЗОВІ ТУРБИНИ

Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічної роботи
для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»
освітньої програми «Енергетичний менеджмент.
Енергоефективні муніципальні та промислові технології»

Київ 2024

УДК 621.311

П18

Укладачі: О.Г. Погосов, канд. техн. наук, доцент;
П.О. Пасічник, канд. техн. наук, доцент;
Ю.М. Кольчик, канд. техн. наук, доцент;
Є.О. Кулінко, магістр, асистент;
Б.І. Козячина, магістр, аспірант
К.О. Габа, канд. техн. наук, доцент

Рецензент Н.В. Чепурна, канд. техн. наук, доцент

Відповідальний за випуск М.А. Кириченко, канд. техн. наук,
доцент, завідувач кафедри теплотехніки

*Затверджено на засіданні кафедри теплотехніки, протокол
№6 від 15 листопада 2023 року.*

В авторській редакції.

Парові та газові турбіни : методичні вказівки до виконання
П18 розрахунково-графічної роботи / уклад. : О.Г. Погосов та ін. – Київ :
КНУБА, 2024. – 32 с.

Містять зміст, порядок оформлення і вказівки до виконання
розрахунково-графічної роботи.

Призначено для студентів спеціальності 144
«Теплоенергетика» освітньої програми «Енергетичний менеджмент.
Енергоефективні муніципальні та промислові технології».

ЗМІСТ

Позначення та скорочення	4
1. Загальні положення.....	5
2. Короткі теоретичні відомості.....	5
3. Вихідні дані.....	14
4. Огляд системи автоматизованого проєктування Cool Pack ver. 1.50	15
5. Побудова циклу парового господарства модернізованої схеми системи паропостачання методами САПР Cool Pack, ver. 1.50.....	17
6. Розрахунок енергетичних параметрів підприємства.....	23
Додаток 1. Характерні параметри пари промислових технологічних споживачів [9].....	24
Додаток 2. Технічні характеристики протитискових турбін Shandong Qingneng Steam Turbine Co., Ltd. [6]	25
Додаток 3. Технічні характеристики конденсаційних турбін з вприском вологої (відпрацьованої) пари Shandong Qingneng Steam Turbine Co., Ltd. [6]	26
Додаток 4. Технічні характеристики турбін та конденсаційних турбін з низькими вхідними характеристиками Shandong Qingneng Steam Turbine Co., Ltd. [6]	27
Список джерел.....	28

Позначення та скорочення

ЕР – енергетичні ресурси

ПЕР – первинні енергетичні ресурси

ВЕР – вторинні енергетичні ресурси

СПЕ – струминно-паровий ежектор

РУ – редуційна установка

РОУ – редуційно-охолоджувальна установка

КПС – комунально-побутовий споживач

БВС – бак вторинного скипання

ГВП – гаряче водопостачання

КА – котлоагрегат

ПТМП – парова турбіна малої потужності

ПуТТ – проміжна умовна термодинамічна точка

ГП – гостра пара

1. Загальні положення

Розрахунково-графічна робота з предмету «Парові та газові турбіни» присвячена розрахункам енергетичних балансів підприємств, які мають у своєму складі парове господарство та можуть або включають енерготехнологічні парові турбіни.

Метою розрахунково-графічної роботи є отримання студентами аналітичних, розрахункових та прикладних навичок щодо проєктування тепломеханічних схем промислових підприємств з паровим господарством та відповідних цим схемам розрахунків матеріально-енергетичних балансів з огляду на те, що теплоенергетичні системи промислових підприємств повинні об'єднувати потоки усіх енергетичних ресурсів (ЕР) підприємства, як первинних (ПЕР), так і внутрішніх – вторинних (ВЕР), з метою їхнього найбільш повного і раціонального використання.

Для досягнення поставленої мети необхідно виконати ряд завдань:

- знайомство із системою автоматизованого проєктування Cool Pack;
- будівництво циклів парового господарства різних схем систем паропостачання методами САПР Cool Pack;
- розрахунок енергетичних параметрів підприємства на базі термодинамічного аналізу збудованих циклів.

2. Короткі теоретичні відомості

Пропонуються такі базові схеми: паралельна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату; послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату (ця схема подається винятково для ознайомлення); послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату з використанням СПЕ в якості пристроїв підвищення витрати.

Паралельна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату (рис. 2.1) включає в себе парову котельню, РОУ та споживачів системи, підключених паралельно, конденсатовідвідники, центральний бак збору конденсату, та КПС, підключений до останнього.

У схемі насичена пара з параметрами $P_1, T_1, I_1, S_1, G_{1..n}$ надходить до центральної парової гребінки, після якої розподіляється на споживачів системи. Після парової гребінки пара з параметрами P_1, T_1, I_1, S_1, G_1 надходить до i -ої РОУ, після якої отримує параметри $P_2, T_2, I_2, S_2, G_{i+POY}$, необхідні для роботи i -го споживача. В споживача, беручи до уваги припущення, протікає процес повної конденсації насиченої водяної пари. Застосування конденсатовідвідника показано для розуміння неможливої поточної повної конденсації насиченої пари в споживача з метою унеможливлення пропуску газової фази і більш повного спрацювання енергії фазової складової. Після конденсатовідвідника пара з параметрами $P_2, T_2, I_3, S_3, G_{i+POY}$ надходить до центрального бака збору конденсату, де відбувається відбір вторинної пари на КПС. Надлишки пари вторинного скипання скидаються в атмосферу.

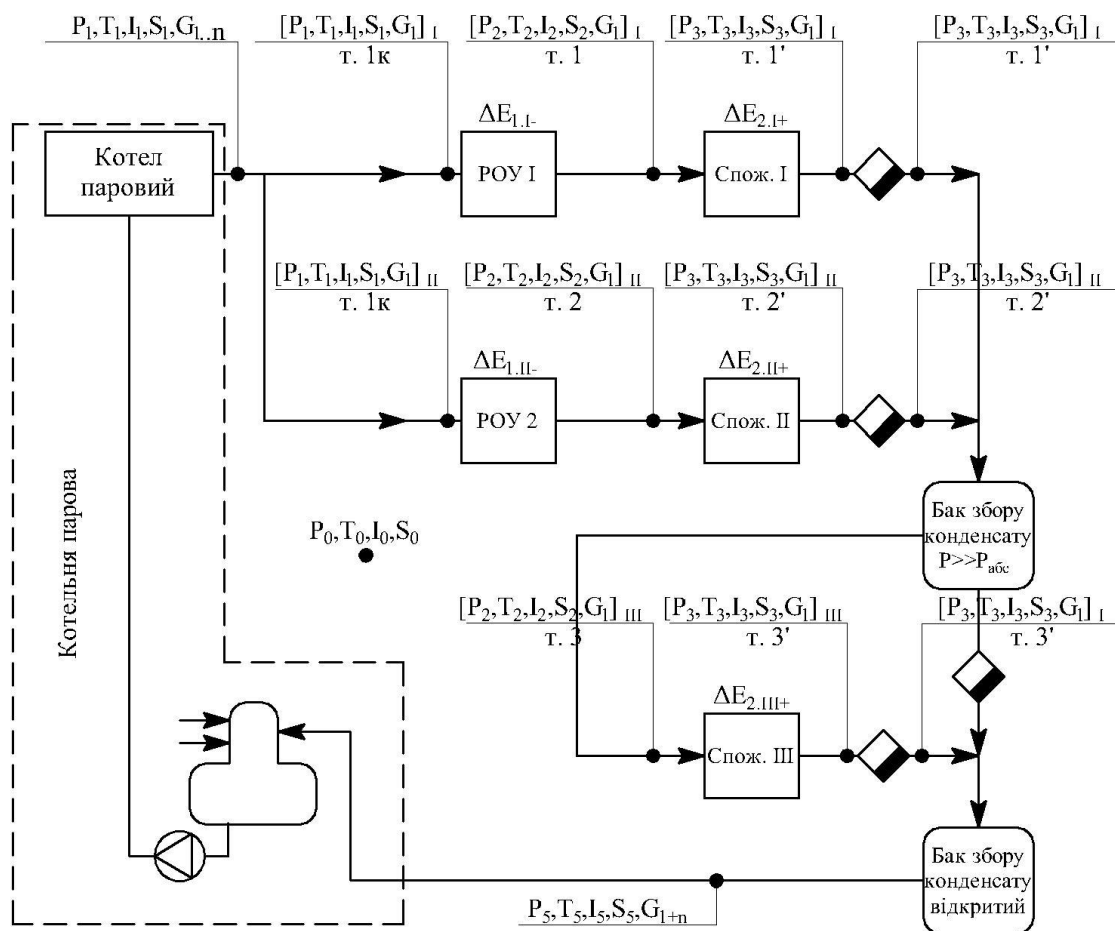


Рис. 2.1. Паралельна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату

Послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату

(рис. 2.2) включає в себе парову котельню, центральний РОУ та споживачів системи, підключених послідовно, конденсатовідвідники, баки збору конденсату споживачів або групи споживачів та КПС, підключений до останнього бака збору конденсату. В схемі насичена пара з параметрами P_1, T_1, I_1, S_1, G_1 надходить до РОУ першого споживача. Після РОУ пара з необхідними параметрами $P_2, T_2, I_2, S_2, G_{i+РОУ}$ надходить до першого споживача. В споживача протікає процес повної конденсації насиченої водяної пари. Після конденсатовідвідника першого споживача конденсат з параметрами P_2, T_2, I_3, S_3, G_2 надходить до бака збору конденсату, де відбувається відбір пари вторинного скипання для потреб наступного технологічного споживача з необхідними для нього параметрами. Кількість послідовних споживачів залежить від технології та може коливатися від 2 до 5 ланок.

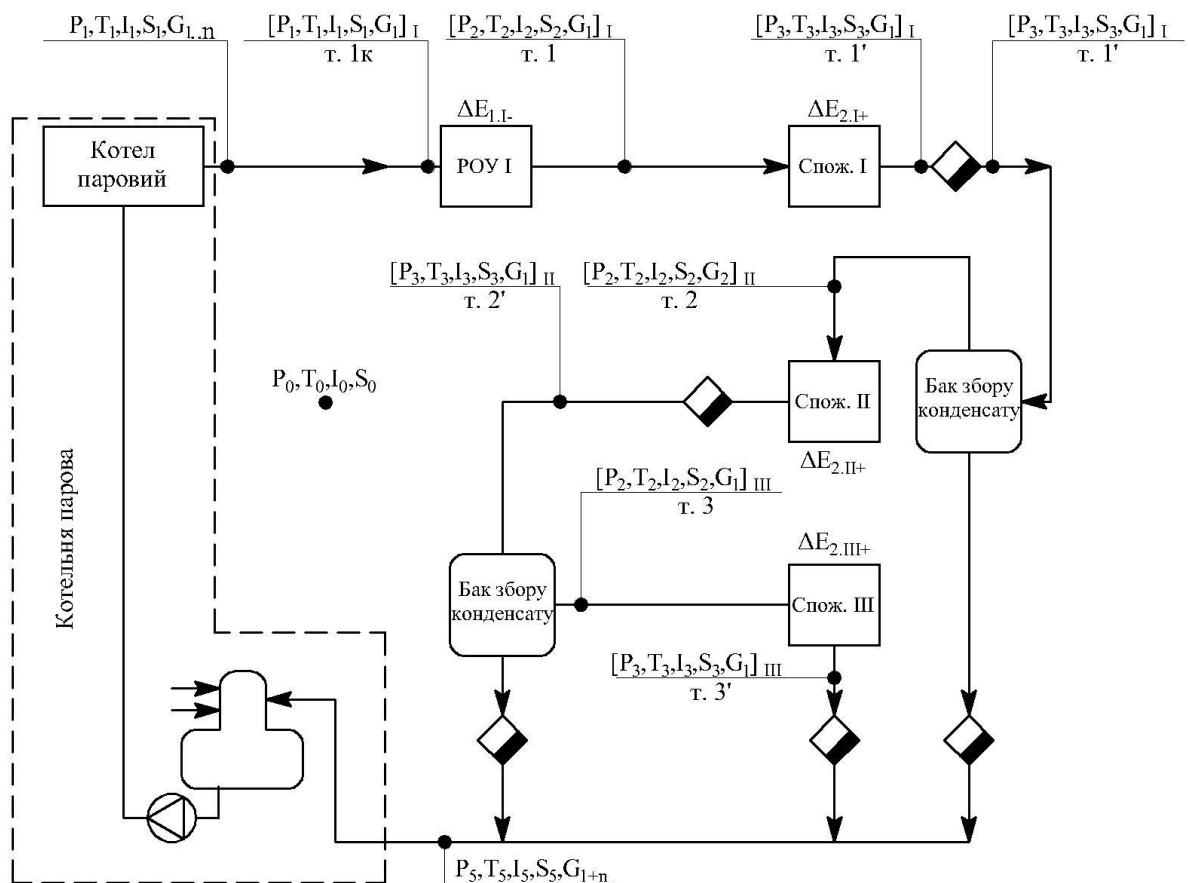


Рис. 2.2. Послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату

Витрата пари котельнею в паралельній схемі паропостачання промислового підприємства без використання пари вторинного скипання та поверненням конденсату:

$$G_{m.k.} = \sum_{i=1}^n G_i^{mexh} - \sum_{j=1}^m G_j^{POY} + G_{KЛC} - G_{KЛC}^{POY}, \text{ т/год.} \quad (1)$$

Витрата пари котельними в паралельній схемі паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату:

$$G_{m.k.} = \sum_{i=1}^n G_i^{mexh} - \sum_{j=1}^m G_j^{POY}, \text{ т/год.} \quad (2)$$

Послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та поверненням конденсату:

$$G_{m.k.} = G_1^{mexh} - G_1^{POY}, \quad (3)$$

де: $G_{m.k.}$ – витрата пари за котлом, т/год;

G_i^{mexh} – витрата пари i -го технологічного споживача, т/год;

G_j^{POY} – додаткова витрата пари, пов'язана з контактним охолодженням пари в РОУ, т/год;

$G_{KЛC}$ – витрата пари комунально-побутовим споживачем, т/год;

$G_{KЛC}^{POY}$ – витрата пари на РОУ комунально-побутового споживача, т/год.

Очевидно, що загальна витрата пари котельними агрегатами в схемах із послідовним приєднанням (3) значно нижча, ніж в схемах із паралельним приєднанням (1). Однак схеми послідовного підключення застосовуються лише в деяких випадках, коли співпадає витрата пари за БВС таким чином, що відповідає витратам наступних споживачів. Описуючи це аналітично, отримуємо застосування послідовної схеми для випадків:

$$G_i \approx G_{i-1}^{\bar{b}.c.}, \quad (4)$$

де: $G_{i-1}^{\bar{b}.c.}$ – витрата пари вторинного скипання $i-1$ -го споживача, т/год.

Витрати пари вторинного скипання можуть бути знайдені за відомою залежністю на основі енергетичного балансу:

$$G_{i-1}^{\bar{b}.c.} = G_{i-1} \cdot \frac{I_3^{i-1} - I_3^i}{r}, \quad (5)$$

де: r – питома теплота пароутворення при тиску БВС, кДж/кг;

I_3^{i-1} – ентальпія конденсату, що поступає в БВС, кДж/кг;

I_3^i – ентальпія конденсату, що виходить з БВС, кДж/кг.

Очевидно, що випадок, коли співпадають витрати послідовних споживачів з можливими витратами БВС, мають місце в практиці нечасто. У випадку з такими схемами в системі включають струминні парові ежектори (СПЕ), якими збільшують витрату та параметри пари, змішуючи в пристрої пару вторинного скипання та гостру пару від котельних агрегатів. Схема такої системи представлена на Рис. 2.3.

Вибір схеми системи паропостачання повинен здійснюватися на основі оптимізації енергетичних балансів, питомі енергетичні показники для яких отримуються методами термодинамічного аналізу, а кількісні (витрати) – на основі залежностей 1-6.

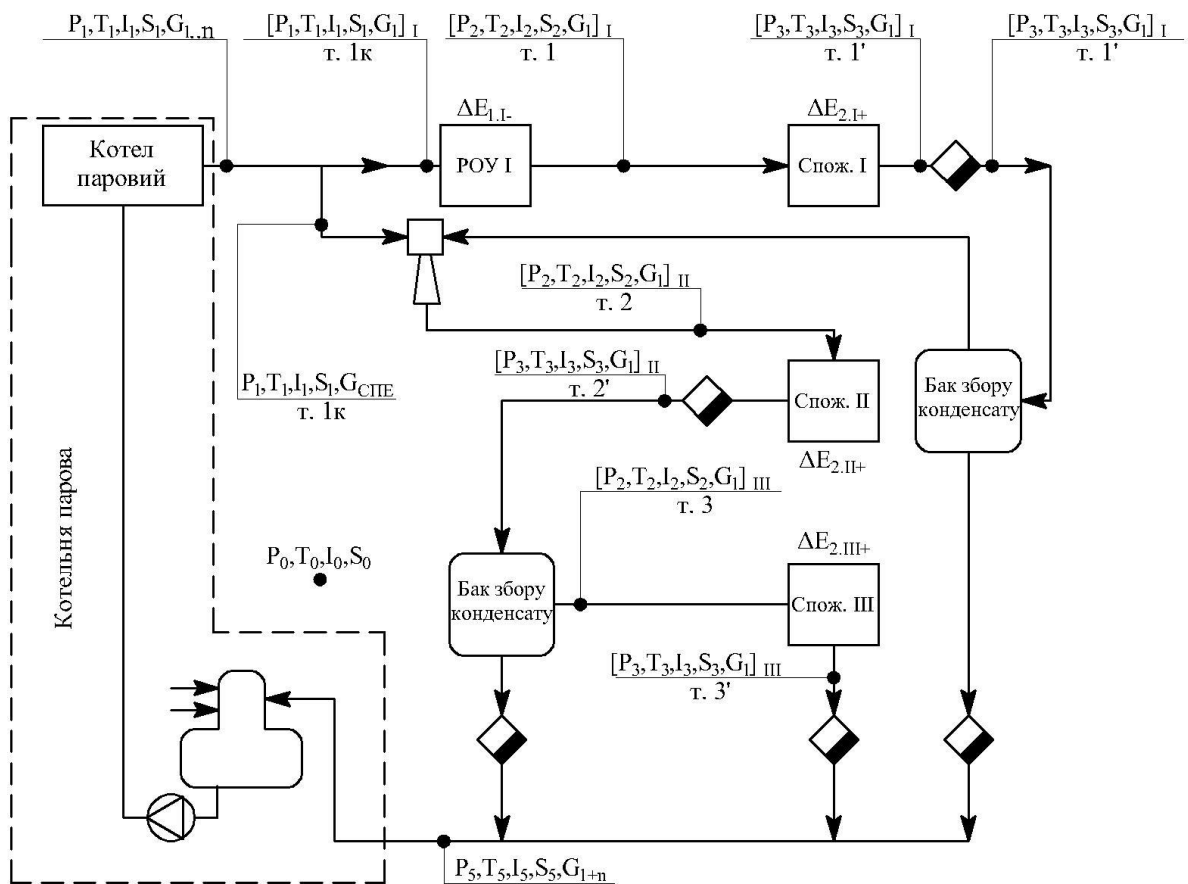


Рис. 2.3. Послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням пари вторинного скипання та повернення конденсату з використанням СПЕ в якості пристроїв підвищення витрати

Основними недоліками існуючих систем паропостачання промислових підприємств можна вважати:

- нераціональні схеми систем, пов'язані з орієнтуванням на енергетично-технологічні показники підприємства;

- значні лінійні показники систем паропостачання;
- низький відсоток повернення конденсату, пов'язаний в першу чергу із невикористанням пари вторинного скипання і як наслідок її втратами;
- високу вологість пари та відповідні втрати, що викликані зменшенням вмісту газової фази і втрати частини енергії фазового переходу;
- використання РОУ в якості пристроїв регулювання параметрів пари.

Модернізовані схеми систем паропостачання з впровадженням парових турбін наведено на (рис. 2.4 – 2.5).

Принципова схема системи паропостачання з прямою заміною РОУ та утилізацією динамічного потенціалу гострої насиченої пари включає в себе парову котельню, турбіну малої потужності та споживачів системи, підключених паралельно, конденсатовідвідники, центральний бак збору конденсату та КПС, підключений до останнього. Система відрізняється від системи (рис. 2.1) наявністю турбін замість РОУ.

У схемі насичена пара з параметрами $P_1, T_1, I_1, S_1, G_{1..n}$ надходить до центральної парової гребінки, після якої розподіляється на споживачів системи. Після парової гребінки пара з параметрами P_1, T_1, I_1, S_1, G_i надходить до турбіни, після якої отримує параметри $P_2, T_2, I_2, S_2, G_{i+POU}$, необхідні для роботи i -го споживача. При цьому протікає процес перетворення теплової енергії пари на механічну енергію валу турбіни. В споживача, беручи до уваги припущення, протікає процес повної конденсації насиченої водяної пари. Застосування конденсатовідвідника показано для розуміння неможливої поточної повної конденсації насиченої пари в споживача з метою унеможливлення пропуску газової фази і більш повного спрацювання енергії фазової складової.

Після конденсатовідвідника пара з параметрами $P_2, T_2, I_3, S_3, G_{i+POU}$ надходить до центрального бака збору конденсату, де відбувається відбір вторинної пари на КПС. Надлишки пари вторинного скипання скидаються в атмосферу.

Базуючись на принципах максимального використання вторинних енергоресурсів системи паропостачання промислового підприємства, пропонується послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу перегрітої пари

вторинного скипання (рис. 2.5), для якої проведено термодинамічний аналіз (рис. 2.7).

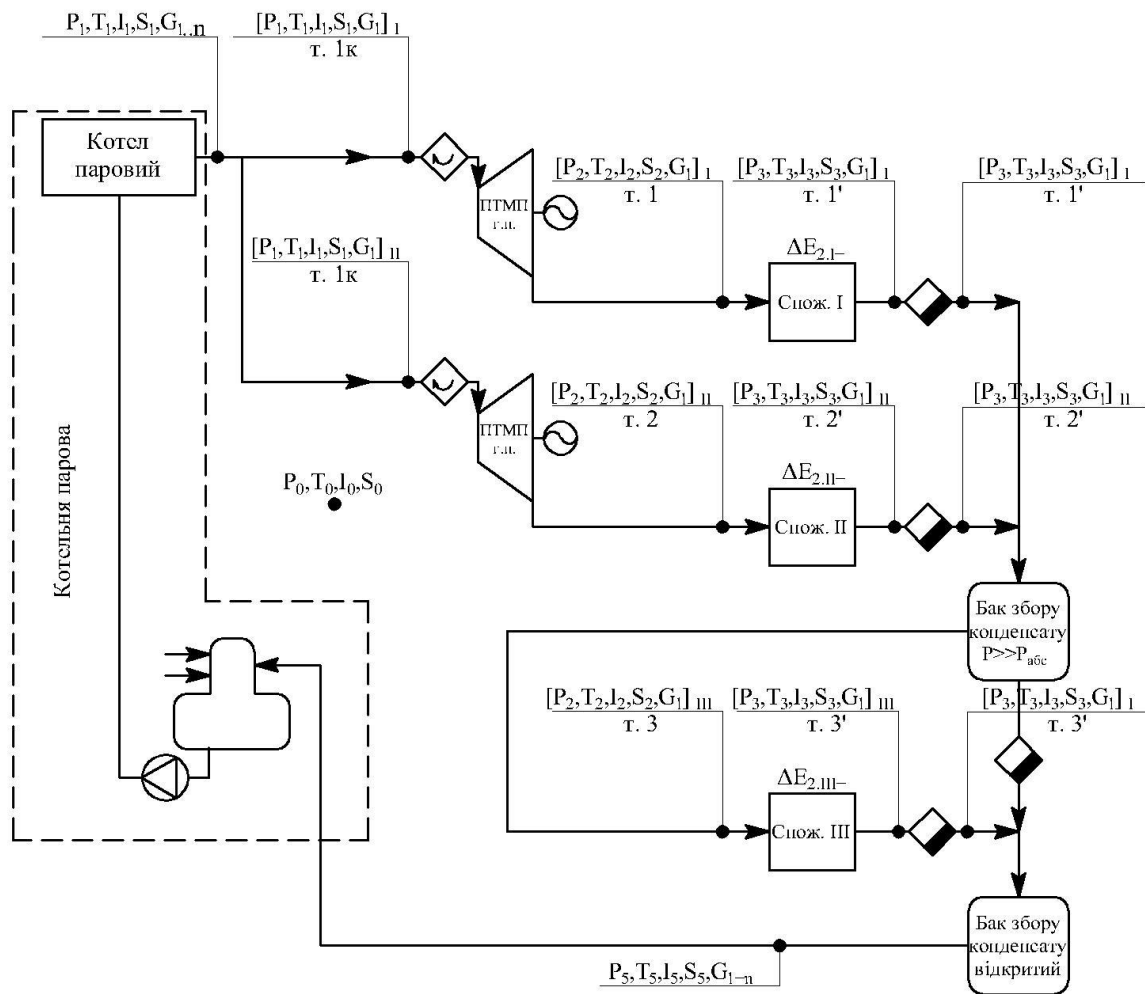


Рис. 2.4. Принципова схема системи паропостачання з прямою заміною РОУ та утилізацією динамічного потенціалу гострої насиченої пари

Відпрацьована пара першого та другого споживачів надходять до закритого бака вторинного скипання, тиск в якому не повинен перевищувати тиск пари другого споживача. Тиск бака вторинного скипання підтримується струминним паровим ежектором, який в якості ежектуючої речовини використовує гостру насичену пару з котельні. Оптимальне значення тиску в баку вторинного скипання визначається з умов максимального значення тиску за СПЕ та мінімальної витрати гострої пари. Відпрацьований конденсат бака вторинного скипання надходить до закритого бака, для якого тиск практично дорівнює атмосферному. Можливі зміни тиску в закритому «атмосферному» баку призводять до утворення певної кількості пари вторинного скипання, яка безпосередньо або через бак-акумулятор може бути спожита комунально-побутовим

споживачем (наприклад, технологічним ГВП). Пара за СПЕ надходить до пароперегрівача, де протікає теплообмін між нею та гострою насиченою парою. Таким чином теплообмінник заміняє собою охолоджувальну частину РОУ третього споживача, при цьому кондиціюючи (перегріваючи) пару за СПЕ до параметрів, оптимальних для роботи турбіни.

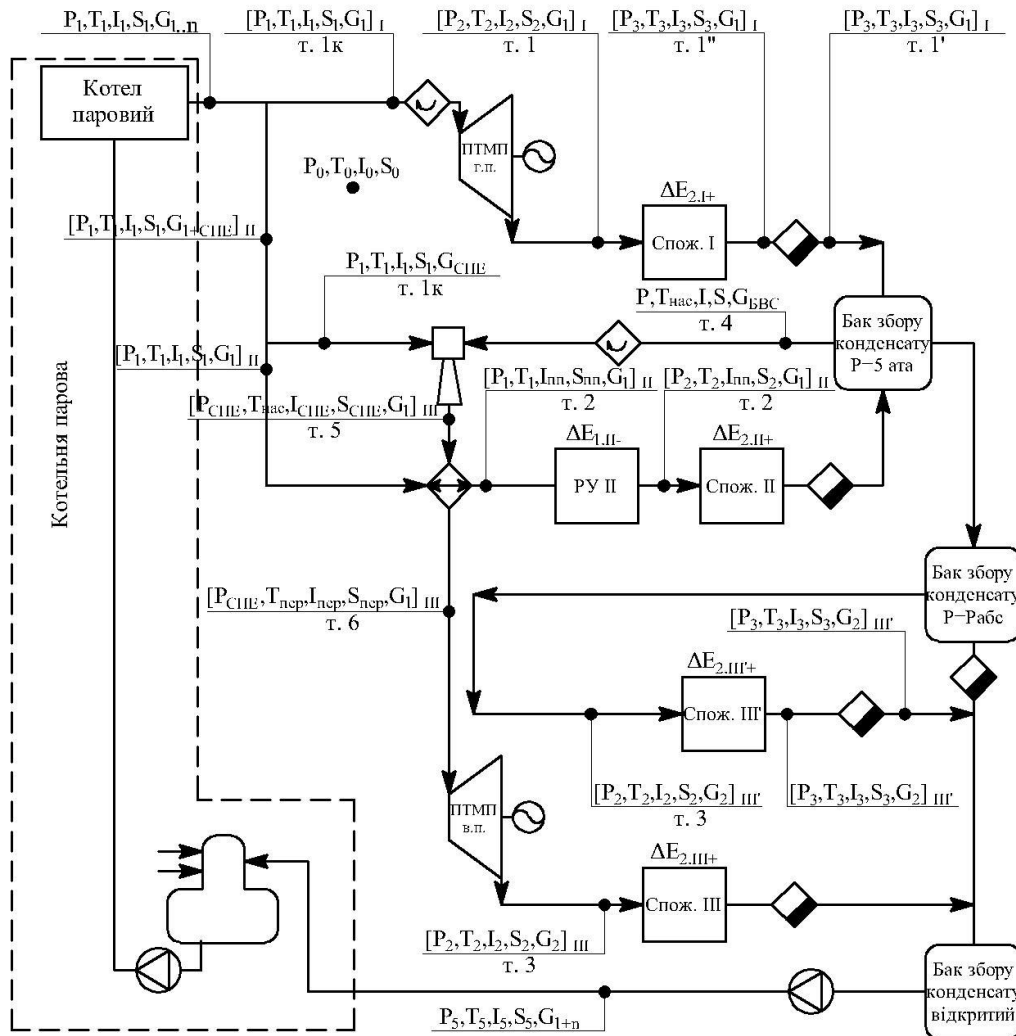


Рис. 2.5. Послідовна схема паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу перегрітої пари вторинного скипання

Особливістю схеми є використання турбіни малої потужності, для якої не висуваються вимоги щодо високого відносного внутрішнього ККД. Для такої турбіни фактичний тепलोперепад створюється з використанням ВЕР, а параметри за нею повинні забезпечити відповідного споживача.

Фізична (концептуальна) модель представлена у вигляді термодинамічного аналізу систем паропостачання (рис. 2.6 та рис. 2.7) та подається для ознайомлення студентів з термодинамічними процесами, які характерні для досліджуваних систем.

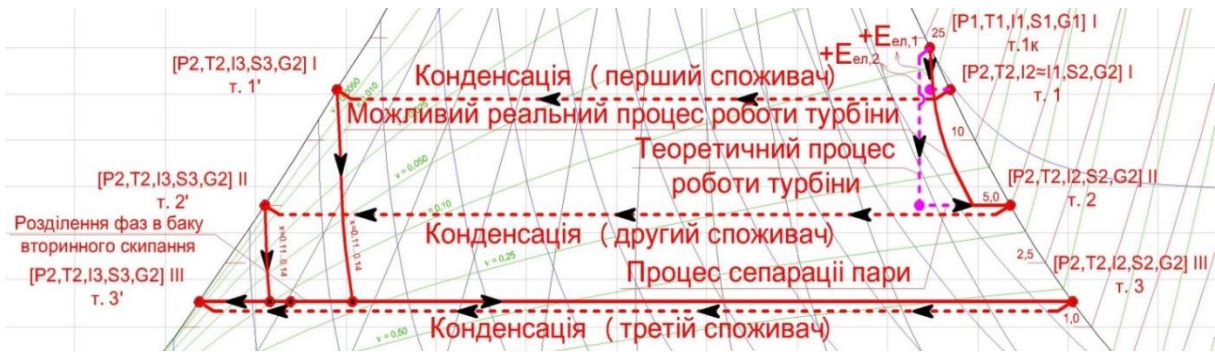


Рис. 2.6. Фрагмент TS-діаграми води та водяної пари. Характерні термодинамічні процеси паралельної схеми паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу гострої насиченої пари



Рис. 2.7. Фрагмент TS-діаграми води та водяної пари. Характерні термодинамічні процеси послідовної схеми паропостачання промислового підприємства з використанням динамічного потенціалу перегрітої пари вторинного скипання

Для оцінки потужності турбіни залежно від параметрів технології може бути використаний підхід, наведений нижче. Потужність турбіни в результаті визначається за формулою (6). Витрата пари на турбіну визначається згідно залежності:

$$G_{\text{турб}} = \frac{n+1}{n} \cdot G_{\text{БВС}} = \frac{n+1}{n} \cdot \sum_1^i G_{i,\text{БВС}} \cdot \frac{\sum_1^i (G_{i,\text{БВС}} \cdot I_{i,\text{к,БВС}}) - I_{\text{вих,БВС}}}{r_{\text{р=рБВС}}}, \text{ т/год.} \quad (6)$$

Параметри СПЕ знаходяться згідно номограм. Ентальпія пари перед турбіною визначається згідно залежності:

$$I_{\text{турб}} = I_{\text{СПЕ}} + \frac{G_{i+1} \cdot (I_{\text{гостр}} - I_{i+1})}{G_{\text{турб}}}, \text{ кДж/кг.} \quad (7)$$

3. Вихідні дані

Вихідні дані (табл. 3.1) базуються на виборі однієї з двох запропонованих схем (далі базові схеми, рис. 2.1 та рис. 2.3) існуючого промислового підприємства, схеми їх модернізації (далі модернізовані схеми, рис. 2.4 та рис. 2.5) та виборі параметрів пари в характерних точках системи. Зведена таблиця вибору вихідних даних наведена в табл. 3.1. Параметри тиску та температури технологічних споживачів обираються згідно номеру в завданні у відповідності до Дод. 1. Студенти повинні звернути увагу на те, що схеми подані в розділі 1 даних методичних рекомендацій – розширені, а в рамках розрахунково-графічної роботи кількість технологічних споживачів зменшується до 2 з відповідною зміною елементів системи паропостачання.

Таблиця 3.1

Параметри вихідних даних до розрахунково-графічної роботи

Номер з/п відповідно до списку групи	Тип базової схеми	Тип модернізованої схеми	Параметри пари за котлом, Т [°С]/Р [Ат]	Споживач №І	Споживач №ІІІ
0*	2	2	270/35	1	2,2
1	1	1	280/35	1	2,1
2	2	2	290/35	1	3
3	1	1	200/6	2,2	2,2
4	2	2	300/35	1	4
5	1	1	300/12	4	3
6	2	2	300/35	1	6
7	1	1	300/23	6	4
8	2	2	290/35	1	11
9	1	1	320/23	8	5
10	2	2	290/35	1	3
11	1	1	300/12	10	6
12	2	2	270/35	1	4
13	1	1	280/35	1	7
14	2	2	300/23	5	6
15	1	1	200/6	2,2	2,1
16	2	2	300/23	5	11


17	1	1	310/23	4	9
18	2	2	320/23	5	3
19	1	1	300/23	6	10
20	2	2	310/23	5	4
21	1	1	320/23	8	11
22	2	2	300/23	5	6
23	1	1	310/23	10	12
24	2	2	320/23	11	12
25	1	1	270/35	1	2,1
26	2	2	190/6	2,1	2,2
27	1	1	190/5	2,2	2,2
28	2	2	300/23	3	4
29	1	1	310/23	4	3
30	2	2	320/23	5	4

* відповідає прикладу, наведеному в розділі 4.

4. Огляд системи автоматизованого проєктування Cool Pack ver. 1.50

Для оцінки термодинамічних станів у кожній точці циклу системи паропостачання промислового підприємства використовується система автоматизованого проєктування (САПР) Cool Pack ver. 1.50 [4]. Програмний комплекс дозволяє будувати термодинамічні процеси та оцінювати параметри (температуру, тиск, питому ентальпію, питоми об'єм, питому ентропію та ступінь сухості) робочого тіла в будь-яких термодинамічних процесах.

У САПР міститься значна кількість підпрограм, з яких в даному курсі нас цікавить підпрограма Refrigeration Utilities, доступна з головного екрана програми у однойменному меню.

Після виклику підпрограми є можливість вибрати доцільну для кожного випадку термодинамічну діаграму ($\log(P)$ -h, T-s, h-s або I-x). В рамках даної розрахунково-графічної роботи ми будемо працювати з T-s діаграмою. Виклик діаграми здійснюється однойменною кнопкою з блоку вибору типу діаграми . Після виклику T-s діаграми потрібно обрати необхідне робоче тіло, з яким протікають термодинамічні процеси. В рамках даної розрахунково-графічної роботи ми будемо працювати з

робочим тілом – водою (рис. 4.1).

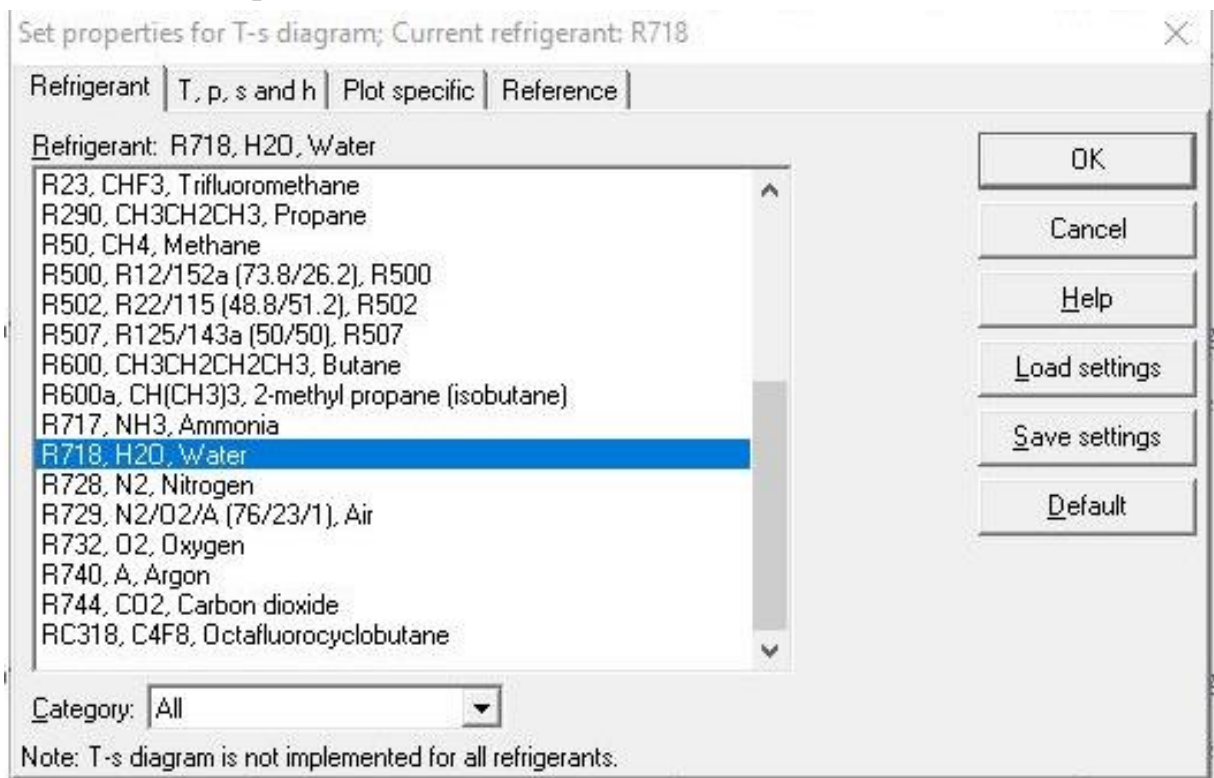


Рис. 4.1. Вікно вибору робочого тіла

У цьому ж вікні можливо змінити ряд налаштувань, на кшталт: діапазони шкал, розмірності параметрів та формати перспективного друку. За замовчуванням для робочого тіла «вода» розмірності застосовуються такі: T – температура, $^{\circ}\text{C}$; p – абсолютний тиск, Бар; h – питома ентальпія, кДж/кг ; s – питома ентропія, $\text{Дж/кг}\cdot\text{K}$; x – ступінь сухості в зоні вологої пари, долі одиниць.

Після вибору типу діаграми, робочого тіла та проведення попередніх налаштувань підпрограма формує діаграму (рис. 4.2), в якій в подальшому відбуваються всі побудови та аналіз.

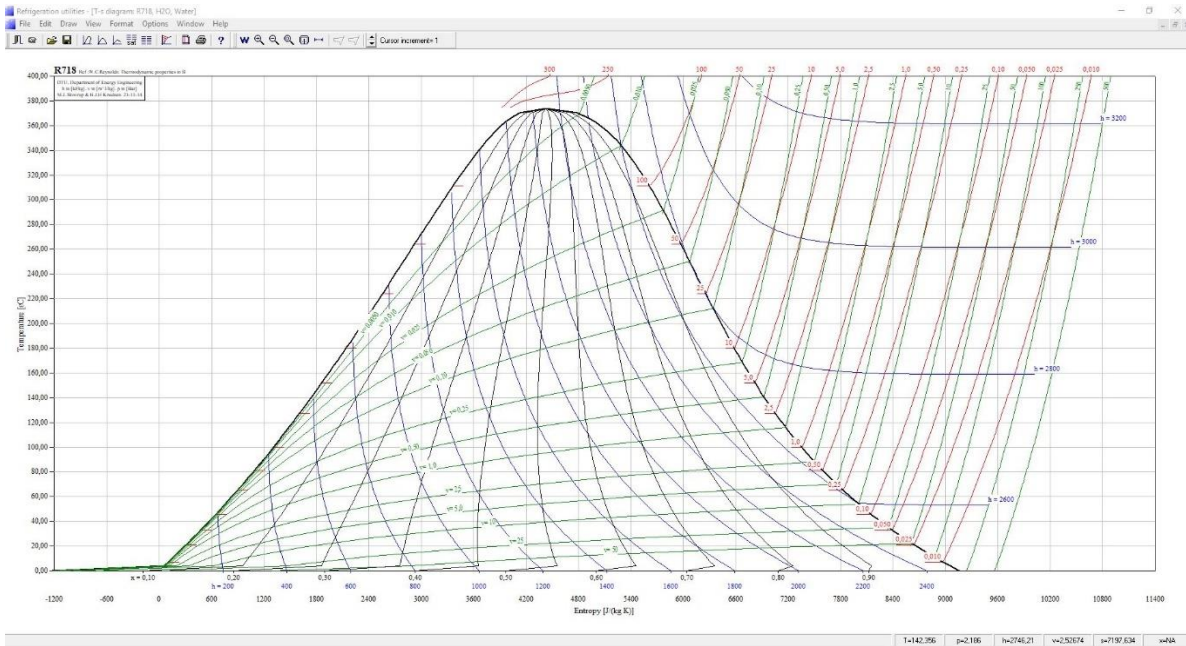


Рис. 4.2. Вигляд вікна підпрограми з побудованою САПР Т-s діаграмою води/водяної пари

Для побудови процесів застосовується команда «Draw-Polyline». Для вибору типу, ваги та кольору лінії застосовується команда «Format-Curve», доступна після вибору потрібної полілінії командою «Edit-Select Curve».

5. Побудова циклу парового господарства модернізованої схеми системи паропостачання методами САПР Cool Pack, ver. 1.50

Алгоритм виконання розрахунково-графічної роботи аналогічний для всіх варіантів завдання. Нижче наводиться послідовність аналізу, побудови та розрахунку для варіанту №0 (див. розділ 2). В схемі №1 та схемі №2 застосовується таке спрощення: споживачі II та III' відсутні.

Виконання роботи покрокове (з фіксацією всіх термодинамічних параметрів точок відповідного кроку, табл. 5.1):

Таблиця 5.1

Фіксація термодинамічних параметрів (приклад) після кроку 5

Точка	Температура, °C	Тиск, Бар	Питома ентальпія, кДж/кг	Питома ентропія, Дж/кгхК	Ступінь сухості
1	140	3,6	592	1746	0
2	243	35	1053	2733	0
3	243	35	2802	6126	1
4	270	35	2893	6296	1
5	201	16	2735	6296	0,97

** світло-сіре маркування – значення, фіксовані вихідними даними; темно-сіре маркування – значення, фіксовані фізичними принципами; без маркування – значення, що вимірюються за допомогою T-s діаграми.*

Крок 1. Базуючись на схемах (рис. 2.1, 2.2 та 2.4, 2.5), будуються відповідні тепломеханічні схеми підприємства до модернізації та після модернізації.

Крок 2.1. Будується процес нагріву та кипіння води і перегріву пари в котлоагрегаті. Для всіх варіантів приймається температура води, що повертається циркуляційними насосами в котлоагрегат, на рівні 100 °C (в РГР спрощено відповідає температурі першого технологічного споживача). Процес нагріву спрощено показується як такий, що накладається на криву насичення води. Даний крок маркується точками 1 та 2.

Крок 2.2. Будується процес кипіння (ізобарно-ізотермічний). Процес маркується точками 2 та 3.

Крок 3. Обирається перший турбоагрегат. Турбоагрегат обирається відповідно до доступних параметрів тиску та температури (перший турбоагрегат в даній РГР завжди протитисковий). Вибір турбоагрегату здійснюється студентом самостійно, використовуючи Дод. 2–4 даних методичних вказівок, або за даними найбільших світових виробників турбоагрегатів: Bradken, Inc. [2], Mitsubishi Heavy Industries America, Inc. [4], Turboatom (АТ «Українські енергетичні машини») [8], Bharat Heavy Electricals Limited (BHEL) [1], Siemens Energy [7], General Electric Co. [3].

В прикладі перший турбоагрегат з огляду на параметри пари за котлом та перед першим споживачем обирається турбіна Shandong Qingneng Steam Turbine серії B0.8-B1.6.

Крок 4. Будується процес перегріву пари (ізобарний, кінцева температура відповідає температурі пари на вході до вибраної на кроці 3 турбіни та температурі пари за котлоагрегатом). Даний крок маркується точками 3 та 4.

Крок 5. Будується теоретичний процес розширення пари в першому турбоагрегаті (ізоентропне розширення). Параметри пари за турбіною відповідають параметрам, які необхідні для протікання технологічного процесу в першого споживача. Даний крок маркується точками 4 та 5.

Після даного кроку результати повинні мати такий вигляд, як наведено в табл. 5.2 та на рис. 5.1.

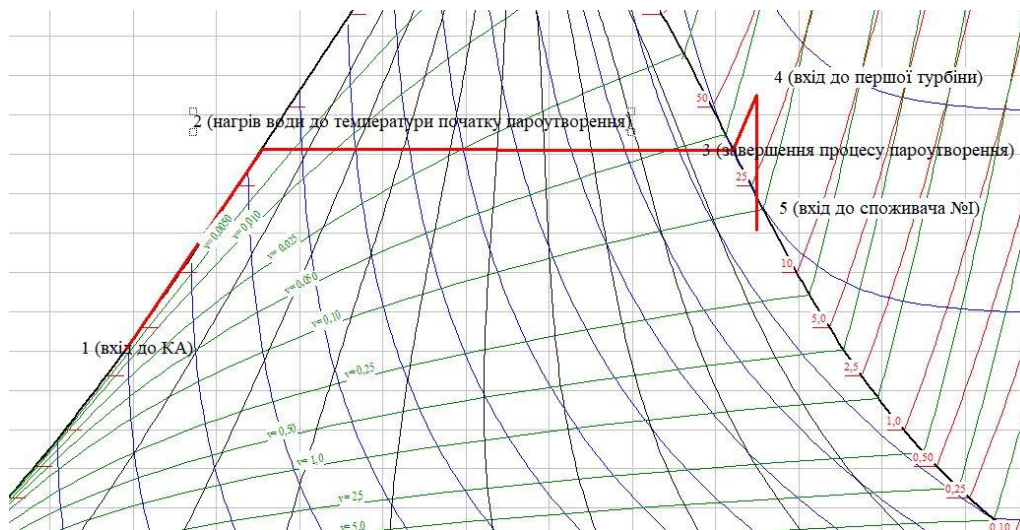


Рис. 5.1. Побудова процесу «котел-перша турбіна-споживач №I»
(відповідає крокам 1–5)

Крок 6.1. Будується ізобарно-ізотермічний процес повної конденсації технологічного споживача №I. Даний крок маркується точками 5 та 6.

Крок 6.2. Будується ізобарно-ізотермічний процес, характерний для параметрів споживача №III. Для прикладу у відповідності до технологічного споживача 2.2 згідно дод. 1 даної РГР прийнята температура на рівні 100 °С. Даний крок маркується точками 5' та 6'.

Крок 7. Будується процес розділення фаз в баку вторинного скипання. Процес розділення фаз в баку вторинного скипання – політропний, ідеалізовано для побудови представлений однією адіабатою та двома ізотермами (кожна відповідно з переходом по лінії насичення до стану води 7' та стану сухої насиченої пари 7''). Процес протікає до тиску, характерного для баку БВС (в даній РГР тиск в БВС приймати згідно рекомендацій викладача). В прикладі БВС знаходиться під тиском 5 Бар. Даний крок маркується точками 6 та 7 (7'/7'').

Крок 8. Будується процес розширення гострої пари в дозвуковому соплі ежектора. Процес маркується точками 4 та 4'.

Крок 9. Будується процес в камері змішування ежектора. Точка потребує чисельного розрахунку ентальпії результуючої пари у випадку, коли матеріальні баланси визначені енергетичними параметрами підприємства. В рамках РГР матеріальний баланс на даному етапі не визначений. Для всіх варіантів приймаємо витрату пари споживача №I – $G_I=10$ т/год. Втрата матеріального балансу в БВС – $\eta_{\text{БВС}}=10\%$. Таким чином витрата «м'ятої» пари складе $G_I \eta_{\text{БВС}}=9$ т/год. Витрата гострої пари в практиці може бути обмежена продуктивністю КА. В рамках РГР

витрату гострої пари приймаємо таким чином, щоб результуюча ентальпія перед дифузором ежектора, що може бути визначена за системою (8), знаходилася в діапазоні ентальпій точок 4' та 7''.

$$\begin{cases} (G_I \times \eta_{\text{БВС}} + G_{\text{ГП}}) \times h_{4''} = G_I \times \eta_{\text{БВС}} \times h_{7''} + G_{\text{ГП}} \times h_{4'} \\ h_{4''} = \frac{G_I \times \eta_{\text{БВС}} \times h_{7''} + G_{\text{ГП}} \times h_{4'}}{G_I \times \eta_{\text{БВС}} + G_{\text{ГП}}} \\ G_{\text{ГП}} = \frac{G_I \times \eta_{\text{БВС}} \times (h_{7''} - h_{4''})}{h_{4''} - h_{4'}} \end{cases} \quad (8)$$

В прикладі результуюча ентальпія пари після змішування прийнята на рівні 2610 кДж/кг. Згідно (8) витрата ГП складе 15 т/год. Таким чином в спрощеному розрахунку маємо рекомендовану витрату на споживача №III 15+9=24 т/год (в реальному виробництві, як було зазначено вище, розрахунок зворотний, тобто відштовхуються від необхідної витрати пари на споживача №III).

Після даного кроку результати повинні мати такий вигляд, як наведено в табл. 5.2 та на рис.5.2.

Таблиця 5.2

Фіксація термодинамічних параметрів (приклад) після кроку 9

Точка	Температура, °С	Тиск, Бар	Питома ентальпія, кДж/кг	Питома ентропія, Дж/кгхК	Ступінь сухості
1	140	3,6	592	1746	0
2	243	35	1053	2733	0
3	243	35	2802	6126	1
4	270	35	2893	6296	1
5	201	16	2735	6296	0,97
6	201	16	858	2342	0
5'	100	1	2673	7361	1
6'	100	1	419	1306	0
7'	152	5	643	1867	0
7''	152	5	2748	6821	1
4'	152	5	2527	6305	0,89
4''	152	5	2610	6498	0,94

* світло-сіре маркування – значення, фіксовані вихідними даними; темно-сіре маркування – значення, фіксовані фізичними принципами; без маркування – значення, що вимірюються за допомогою T-s діаграми.

Крок 10. Будується процес в дифузорі СПЕ. Процес – ізоетропний та маркується точками 4'' та 4'''.

Крок 11. Згідно додатків з технічними характеристиками турбін підбирається турбоагрегат перед споживачем №III. В даному прикладі підходить турбіна серії S20-S30.

Крок 12. Будується процес розширення пари в турбіні (ідеальний процес). Процес – ізоетропний та маркується точками 4''' та 8.

За результатами повної побудови циклу результати повинні мати такий вигляд, як наведено в табл. 5.3 та на рис. 5.3.

Таблиця 5.3

Фіксація термодинамічних параметрів (приклад) після кроку 12

Точка	Температура, °C	Тиск, Бар	Питома ентальпія, кДж/кг	Питома ентропія, Дж/кгК	Ступінь сухості
1	100	1	592	1746	0
2	243	35	1053	2733	0
3	243	35	2802	6126	1
4	270	35	2893	6296	1
5	201	16	2735	6296	0,97
6	201	16	858	2342	0
5'	100	1	2673	7361	1
6'	100	1	419	1306	0
7'	152	5	643	1867	0
7''	152	5	2748	6821	1
4'	152	5	2527	6305	0,89
4''	152	5	2610	6498	0,94
4'''	189	12,5	2783	6498	1
8	100	1	2364	6498	0,86

* – сіре маркування – значення фіксовані вихідними даними; голубе маркування – значення, фіксовані фізичними принципами; без маркування – значення, що вимірюються за допомогою T-s діаграми.

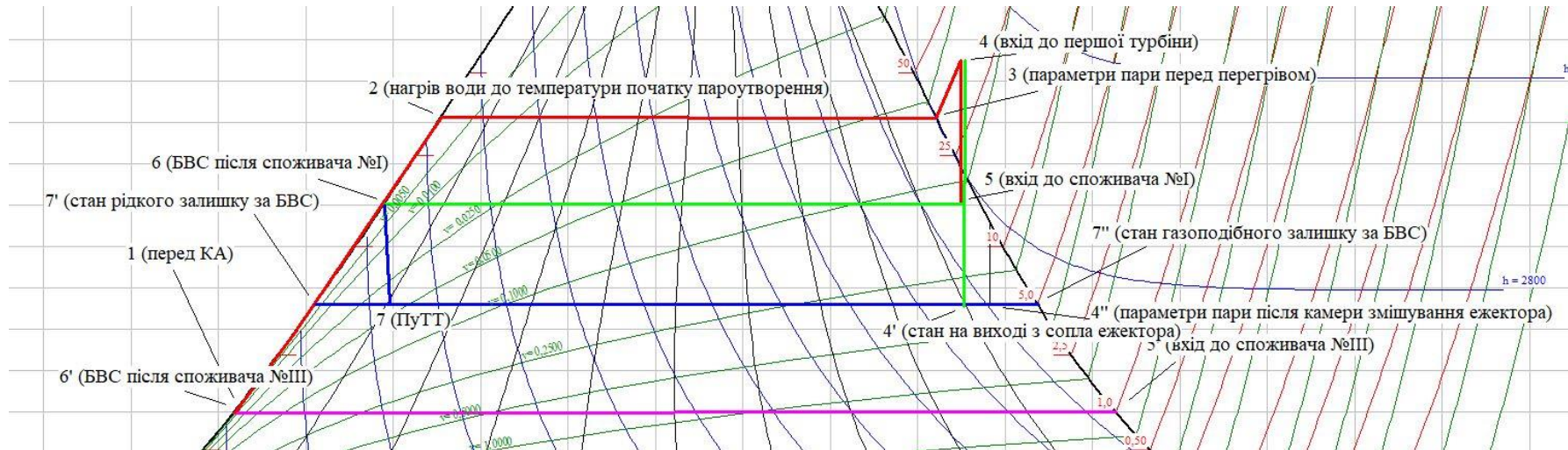


Рис. 5.2. Побудова процесу «котел–перша турбіна–споживач №I-БВС-СПЕ» (відповідає крокам 1–9)

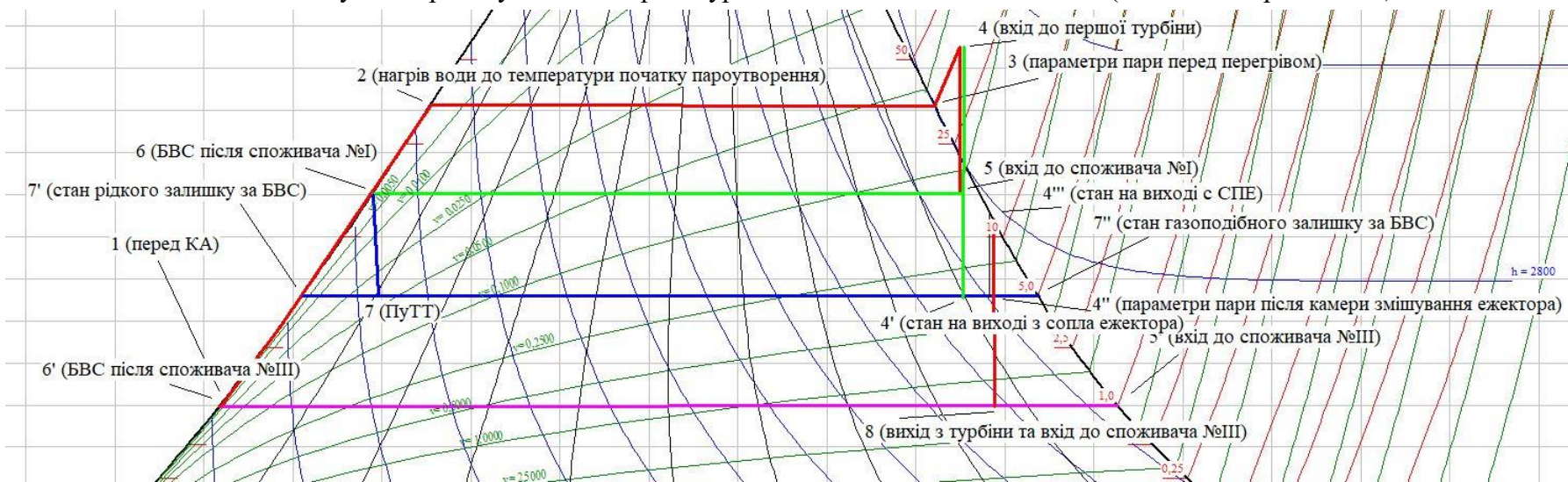


Рис. 5.3. Побудова процесу «котел–перша турбіна–споживач №I-БВС-СПЕ–друга турбіна–споживач №II» (відповідає крокам 1–1)

6. Розрахунок енергетичних параметрів підприємства

Розрахунок матеріально-енергетичних балансів включає збір та додатковий розрахунок базових параметрів енергетичного господарства.

З розділу 4 відомі матеріальні баланси підприємства:

$$G_I = 10 \frac{\text{Т}}{\text{ГОД}};$$

$$G_{III} = 24 \frac{\text{Т}}{\text{ГОД}};$$

$$G_{КА} = G_I + G_{III}/\eta_{БВС}.$$

Теоретичний теплоперепад на першій турбіні складає:

$$\Delta h_{4-5} = h_4 - h_5 = 158 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Теоретичний теплоперепад на другій турбіні складає:

$$\Delta h_{4'''-8} = h_{4'''} - h_8 = 419 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

Теоретична потужність першої турбіни:

$$N_{4-5} = \frac{G_I \times \Delta h_{4-5}}{3,6} = 438,9 \text{ кВт}.$$

Теоретична потужність другої турбіни:

$$N_{4'''-8} = \frac{\frac{G_{III}}{\eta_{БВС}} \times \Delta h_{4'''-8}}{3,6} = 2793,3 \text{ кВт}.$$

Теоретичний електричний ККД підприємства (без урахування відносного внутрішнього ККД турбіни та ККД генератора):

$$\eta_{\text{т.ел.}} = \frac{P_{4'''-8} + P_{4-5}}{h_1 - h_4}.$$

**Характерні параметри пари промислових технологічних споживачів
[9]**

№ з/п	Технологічні споживачі водяної пари	Тиск надлишковий, МПа	Температура, °С
1	Автоклави циліндричні (ніздрюватий бетон та пінобетон)	до 1,6	до 210
2.1	Ямна пропарювальна камера (ЗБ виробу): – одностороння – двостороння	0,05	80–90
2.2			до 100
3	Тунельні стерилізація та пастеризація (харчова промисловість)	0,2	121–150
4	Сушильні камери (деревообробка)	0,15–0,3	115–160
5	Модуль дезодорації (етап рафінації олії)	0,3–0,67	220–230
6	Установка асептичної консервації (харчова)	0,1–0,3	до 140
7	Ланцюгові пляшкомиючі машини	0,3	130
8	Варильні котли (кондитерська промисловість)	0,2–0,6	108–112
9	Круглосіткові циліндричні вали (сушіння паперу)	0,5–0,6	160–165
10	Бункери підігріву інертних речовин (пісок, глина тощо.)	0,4	150
11	Пропарювальна камера (тротуарна плитка)	0,1	85–90

**Технічні характеристики протитискових турбін Shandong Qingneng
Steam Turbine Co., Ltd. [6]**

NO.	Model	Capacity (MW)	Inlet		Exhaust Pressure (Mpa)	Speed(r/mi n)
			Pressure (MPa)	Temp (°C)		
1	B0,4~B1,6	0,4~1,6	1,2~4	300~470	0,2~1,27	6500
2	B0,8~B1,6	0,8~1,6	3,5~6,5	270~435	1,1~2,5	6500
3	B1,6~B3	1,6~3	2,3~4,9	300~470	0,2~2,5	5600
4	B3~B8	3~8	2,3~4,9	300~470	0,2~2,5	3000
5	B3~B8	3~8	3,5~6,5	390~470	0,5~2,5	3000
6	B3~B8	3~8	4,9~10	435~535	0,5~5	3000
7	B9~B12	9~12	2,3~5	390~470	0,2~2,5	3000
8	B9~B12	9~12	4,9~10	435~535	0,5~5	3000
9	B12~B18	12~18	2,3~5	390~470	0,2~2,5	3000
10	B12~B18	12~18	4,9~10	435~535	0,5~5	3000
11	B20~B30	20~30	2,3~5	390~470	0,2~2,5	3000
12	B20~B30	20~30	4,9~10	435~535	0,5~5	3000
13	B40~B50	40~50	4,9~10	435~535	0,5~5	3000

**Технічні характеристики конденсаційних турбін з вприском вологої (відпрацьованої) пари Shandong
Qingneng Steam Turbine Co., Ltd. [6]**

NO.	Model	Capacity (MW)	Inlet		Admission		Exhaust Pressure (Mpa)	Speed (r/min)
			Pressure (MPa)	Temp (°C)	Pressure (MPa)	Temp (°C)		
1	BN1~BN3	1~3	0,5~3,5	200~400	0,15~0,6	130~250	0,008	5600
2	BN3~BN4.5	3~4,5	0,5~3,5	200~440	0,15~1	130~300	0,008	3000
3	BN4.5~BN7.5	4,5~7,5	0,5~3,5	200~440	0,15~1	130~300	0,0098	3000
4	BN8~BN10	8~10	0,5~3,5	200~440	0,15~1	130~300	0,0061	3000
5	BN10~BN15	10~15	0,5~3,5	200~440	0,15~1	130~300	0,0075	3000
6	BN15~BN20	15~20	0,5~3,5	200~440	0,15~1	130~300	0,007	3000
7	BN20~BN30	20~30	0,5~3,5	200~440	0,15~1	130~300	0,006	3000
8	BN30~BN40	30~40	5~10	470~540	1,5~3	200~350	0,0049	3000

**Технічні характеристики турбін та конденсаційних турбін з низькими
вхідними характеристиками Shandong Qingneng Steam Turbine Co.,
Ltd. [6]**

NO.	Model	Capacity (MW)	Inlet		Exhaust Pressure (Mpa)	Speed(r/mi n)
			Pressure (MPa)	Temp (°C)		
1	S1~S3	1~3	0,15~2,1	110~350	0,008	3000
2	S3~S4,5	3~4,5	0,15~2,1	110~350	0,009	3000
3	S4,5~S7,5	4,5~7,5	0,5~2,1	150~350	0,0098	3000
4	S8~S10	8~10	0,5~2,1	150~350	0,01	3000
5	S10~S15	10~15	0,5~2,1	150~350	0,0075	3000
6	S15~S20	15~20	0,5~2,1	150~350	0,007	3000
7	S20~S30	20~30	0,5~2,1	150~350	0,006	3000
8	S30~S40	30~40	0,5~2,1	150~350	0,0049	3000
9	D0,3~D1	0,3~1	0,05~2	110~350	0,008	3000
10	D1~D3	1~3	0,05~2	110~350	0,008	3000
11	D3~D4,5	3~4,5	0,05~2	110~350	0,009	3000
12	D4,5~D7,5	4,5~7,5	0,05~2	110~350	0,0098	3000
13	D8~D10	8~10	0,05~2	110~350	0,01	3000

Список джерел

1. *Bharat Heavy Electricals Limited*. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.bhel.com/> (дата звернення: 10.11.2023). – Назва з екрана.
2. *Bradken*. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://bradken.com/> (дата звернення: 10.11.2023). – Назва з екрана.
3. *General Electric*. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.ge.com/> (дата звернення: 10.11.2023). – Назва з екрана.
4. *IPU*. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.ipu.dk/products/coolpack/> (дата звернення: 10.11.2023). – Назва з екрана.
5. *Mitsubishi Heavy Industries America, Inc.* [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.mhi.com/> (дата звернення: 10.11.2023). – Назва з екрана.
6. *Shandong Qingneng Steam Turbine Co.,Ltd. (QNP)*. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [http:// https://www.qnturbine.com/](http://https://www.qnturbine.com/) (дата звернення: 10.11.2023). – Назва з екрана.
7. *Siemens Energy*. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.siemens-energy.com/global/en/home.html> (дата звернення: 10.11.2023). – Назва з екрана.
8. *АТ «Українські енергетичні машини»*. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://ukrenergymachines.com/> (дата звернення: 10.11.2023). – Назва з екрана.
9. *Погосов О.Г.* Дослідження потенціалу систем паропостачання промислових підприємств при заміні редуційно-охолоджувальних вузлів на турбіни малої потужності / О.Г. Погосов // Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі», вип. 7. – Київ : КНУБА, 2015. – с. 222–228.

Для нотаток

Для нотаток

Для нотаток

Навчально-методичне видання

ПАРОВІ ТА ГАЗОВІ ТУРБІНИ

Методичні вказівки
до виконання розрахунково-графічної роботи
для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика»
освітньої програми «Енергетичний менеджмент.
Енергоефективні муніципальні та промислові технології»

Укладачі: **Погосов** Олександр Григорович,
Пасічник Павло Олександрович,
Кольчик Юлія Миколаївна та ін.

Випусковий редактор *Л. С. Тавлуй*
Комп'ютерне верстання *Д. М. Ніколаєвич*

Підписано до друку 12.06.2024. Формат 60 x 84_{1/16}
Ум. друк. арк. 1,86. Обл.-вид. арк. 2,0.
Електронний документ. Вид. № 44/ПІ-24

Видавець і виготовлювач:
Київський національний університет будівництва і архітектури
Проспект Повітряних Сил, 31, Київ, Україна, 03037

Свідоцтво про внесення до Державного реєстру суб'єктів
видавничої справи ДК № 808 від 13.02.2002