

**ДВНЗ «Донецький національний технічний університет»**  
Факультет комп'ютерно-інтегрованих технологій, автоматизації,  
електроінженерії та радіоелектроніки  
**Кафедра електричної інженерії**

**«До захисту допущено»**  
Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_  
(підпис) О. Ю. Колларов  
(ініціали, прізвище)  
«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2021 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
**БАКАЛАВРА**

на тему Дослідження параметрів роботи турбіни К-200-130  
Study of the parameters of the turbine K-200-130

Виконав: студент 3 курсу, групи ТЕПЗп-18  
(шифр групи)

напряму підготовки 144 «Теплоенергетика»  
(спеціальності)  
\_\_\_\_\_  
(шифр і назва напряму підготовки, спеціальності)

\_\_\_\_\_  
Вострухін Олег Геннадійович  
(прізвище та ініціали) \_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник Проф. д.т.н, доц., Тімошенко С. М.  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) \_\_\_\_\_  
(підпис)

Рецензент \_\_\_\_\_  
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) \_\_\_\_\_  
(підпис)

Нормоконтроль:

\_\_\_\_\_  
(підпис) Любименко О. М.  
.06.2021  
(дата)

Засвідчую, що у цій випускній кваліфікаційній роботі немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)  
.06.2021  
(дата)

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД**  
**«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**

Факультет комп'ютерно- інтегрованих технологій, автоматизації,  
 електроінженерії та радіоелектроніки

**Кафедра електричної інженерії**

Освітній ступінь: бакалавр

Спеціальність: (144) теплоенергетика

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

**Завідувач кафедри**

\_\_\_\_\_ (Колларов О. Ю.)

«        » \_\_\_\_\_ 2021 р.

**ЗАВДАННЯ**  
**НА ДИПЛОМНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

**Вострухін Олег Геннадійович**

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: \_\_\_\_\_

Дослідження параметрів роботи турбіни К-200-130

Study of the parameters of the turbine K-200-130

керівник роботи Тімошенко Сергій Миколайович, док. техн. наук, доц.

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

затверджені наказом вищого навчального закладу від \_\_\_\_\_ № 2

2. Строк подання студентом роботи 02 червня 2021 року.

3. Вихідні дані до роботи: турбіна К-200-130,

номінальна потужність 200 МВт, Тиск гострого пара 12,7 МПа, Температура  
гострої пари 565°C, Тиск пара за циліндром високого тиску (ЦВД) при  
номінальній потужності 2,26 МПа

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Теоретичний огляд умов роботи та показників продуктивності турбін на електростанціях

2. Дослідження параметрів роботи турбіни К-200-130.

3. Розрахунок для турбіни к-200-13 регенеративних підігрівачів

4. Тепловий баланс для підігрівачів

5. Основні показники ефективної роботи турбіни К-200-130.

6. Розробка заходів з охорони праці.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень, якщо передбачається)

Вісім слайдів презентаційного матеріалу.

#### 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділи 1 – 5	Тимошенко С. М.		
Розділ 6	Колларов О. Ю.		
Нормоконтроль	Любименко О. М.		

7. Дата видачі завдання 05 травня 2021 р.

### КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	Розділ 1	03.05.21 – 12.05.21	
2.	Розділ 2	13.05.21 – 23.05.21	
3.	Розділ 3	24.05.21 – 27.05.21	
4.	Розділ 4	28.05.21 – 01.06.21	
5.	Розділ 5	02.06.21 – 03.06.21	
6.	Розділ 6	03.06.21 – 04.06.21	

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Вострухін О.Г.  
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи \_\_\_\_\_  
(підпис)

Тимошенко С. М.  
(прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Вострухін Олег Геннадійович. Дослідження параметрів роботи турбіни К-200-130. / Випускна кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю (144) «Теплоенергетика». – ДВНЗ ДонНТУ, Покровськ, 2021.

Дипломна робота складається зі вступу, основної частини, яка включає п'ять розділів, висновків, списку використаних джерел та додатку з розділом по охороні праці та додатку с зауваженнями нормо контролера.

У першому розділі наведено теоретичний огляд умов роботи та засобів підвищення продуктивності турбін на електростанціях .

У другому розділі наведено дослідження параметрів роботи турбіни К-200-130.

У третьому розділі наведено розрахунок для турбіни К-200-13 регенеративних підігрівачів

У четвертому розділі наведено тепловий баланс для підігрівачів

У п'ятому розділі описано основні показники ефективної роботи турбіни К-200-130.

В додатках описано заходи з охорони праці..

Ключові слова: ТУРБІНА, ТЕМПЕРАТУРА, ПАР, ЕЛЕКТРОСТАНЦІЯ, КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ

Список публікацій здобувача

1.

## SUMMARY

Vostrukhin Oleg Gennadievich. Research of parameters of work of the K-200-130 turbine. / Graduation qualification work for the degree of "bachelor" in the specialty (144) "Heat power engineering". - DVNZ DonNTU, Pokrovsk, 2021.

Thesis consists of an introduction, the main part, which includes five sections, conclusions, a list of sources used and an appendix with a section on labor protection and an appendix with comments of the norm controller.

The first section provides a theoretical overview of scientists and tools to improve the productivity of turbines at power plants.

The second section presents a study of the parameters of the turbine K-200-130.

The third section shows the calculation for the turbine K-200-13 regenerative heaters

The fourth section presents the heat balance for heaters

The fifth section describes the main indicators of efficient operation of the K-200-130 turbine.

The appendices describe labor protection measures.

Keywords: TURBINE, TEMPERATURE, STEAM, POWER PLANT, EFFICIENCY

## LIST OF PUBLISHER PUBLICATIONS

- 1.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	8
1. Теоретичний огляд умов роботи та показників продуктивності турбін на електростанціях .....	9
1.1. Особливості роботи електростанцій .....	9
1.2. Характеристика турбіни К-200-130 .....	15
1.3. Висновок по розділу 1 .....	19
2. Дослідження параметрів роботи турбіни К-200-130 .....	20
2.1. Описання вихідних даних турбіни К-200-130 .....	20
2.2. Графік зміни параметрів для підігрівачів турбіни .....	21
3. розрахунок для турбіни к-200-13 регенеративних підігрівачів .....	31
3.1. Підігрівач високого тиску ПВТ-9 .....	31
3.2. Підігрівач високого тиску ПВТ-8 .....	33
3.3. Підігрівач низького тиску ПНТ-1 .....	36
3.3. Підігрівач низького тиску ПНТ-2 .....	38
3.4. Підігрівач низького тиску ПНТ-3 .....	40
3.5. Підігрівач низького тиску ПНТ-4 .....	42
3.6. Підігрівач низького тиску ПНТ-5 .....	44
3.5. Підігрівач низького тиску ПНТ-7 .....	45
3.6. Висновки по розділу 3 .....	47
4. Тепловий баланс для підігрівачів .....	49
5. Основні показники ефективної роботи турбіни к-200-130 .....	52
ВИСНОВОК .....	58

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....	60
ДОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	62
ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО РОБОТИ.....	65

## ВСТУП

Для ефективної роботи сфери енергетики є обов'язковим узгоджувати постачання енергії з попитом споживачів для забезпечення економії первинної енергії. Для того, щоб забезпечити ефективне узгодження, електростанція повинна бути здатною відстежувати коливання енергетичних потреб конкретних споживачів.

Парова турбіна перетворює теплову енергію, пар під тиском в корисну механічну роботу.

Ефективність роботи приводу електрогенератора має значний вплив на кількість виробленої електроенергії і, зрештою, загальна потужність та ефективність роботи станції.

Оскільки попит на енергію постійно зростає протягом останнього десятиліття, енергоефективність є важливим аспектом сучасної економіки. Високоєфективна генерація електроенергії може зменшити споживання первинної енергії.

Мета даної роботи дослідити параметри роботи турбіни К-200-130.

Завдання роботи визначити параметри роботи турбіни К-200-130.

Предмет дослідження - це температура, тиск, ентальпія води та пару.

Об'єктом дослідження є турбіна К-200-130.

Методи дослідження в роботі - це розрахунки, графо-аналітичний метод, порівняння.

В випускн кваліфікаційну роботу бакалавра особистий внесок полягає в грамотно проведених розрахунках усіх показників з використанням комп'ютеру.

Проведення дослідження показників ефективної роботи турбіни К-200-130 та їх аналіз.

Випускна кваліфікаційна робота складається з основної частини, яка містить п'ять розділів, висновки та розділ з охорони праці.



# 1. ТЕОРЕТИЧНИЙ ОГЛЯД УМОВ РОБОТИ ТА ПОКАЗНИКІВ ПРОДУКТИВНОСТІ ТУРБІН НА ЕЛЕКТРОСТАНЦІЯХ

## 1.1. Особливості роботи електростанцій

В роботі [1] запропонована нова надкритична вугільна електростанція з видаленням вуглекислого газу, яка включає в себе додаткову парову турбіну (SST), утилізацію технологічного тепла і модифіковану конфігурацію теплообмінників котла. У запропонованій системі відводи пара для ребойлера і частини регенеративних нагрівачів надходять з SST, який розташований вище по потоку від перегрівача (з боку пара), замість турбін високого і середнього тиску (IPT), узгодження параметрів відводу пара з регенерацією розчинника і підігрівом живильної води. Крім того, частина технологічного тепла в  $\text{CO}_2$ . Блок уловлювання / стиснення був ефективно витягнутий і успішно використаний для нагріву навколишнього повітря перед його надходженням в попередній нагрівач повітря. Зекономлений димової газ потім можна використовувати для нагріву живильної / конденсованої води в низькотемпературному економайзері, що дозволяє заощадити частину пара, що відбирається з турбін.

В роботі [1] була змінена конфігурація пароперегрівачів / підігрівачів, а також підігрівачів повітря. Баланс маси і енергії, а також термодинамічні характеристики системи були визначені за допомогою розроблених моделей і моделювання процесу. Економічні показники запропонованої системи оцінювалися за вартістю електроенергії. Нарешті, були визначені поза проектні характеристики запропонованої системи. Результати показали, що енергоефективність запропонованої системи може знизитися на 3,86% в порівнянні з еталонною системою. COE і COA запропонованої системи без

урахування витрат на транспортування і зберігання  $\text{CO}_2$  склали 86,11 дол. США / МВт-год і 36,92 дол. США / тону  $\text{CO}_2$ , відповідно, що менше, ніж у еталонної установки. Аналіз поза проектні експлуатації показав, що пропонована установка також володіє чудовими термодинамічними характеристиками в широкому діапазоні зміни потужності навантаження.

Уловлювання  $\text{CO}_2$  на основі моноетаноламіна (MEA) на вугільних електростанціях зажадало б величезної кількості пара, що відбирається з парових турбін для регенерації розчинника. Неперевершені параметри відбору пара для регенерації розчинника, а також величезна кількість тепла, що відходить процесу в  $\text{CO}_2$ . Процес уловлювання, що неминуче призводить до значного зниження ефективності.

Робота [2] присвячена одновимірному моделюванню, калібруванню та валідації мікрогазотурбінної установки, яка виконує регенеративний цикл Брейтона, представлена на рис.1.1.

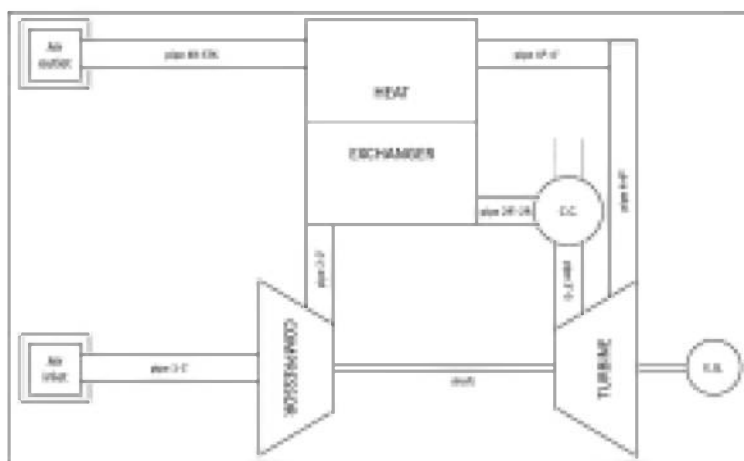


Рисунок 1.1 - Умовна схема системи мікрогазотурбінної установки

Компресор і турбіна були окреслені картами продуктивності, поведінка згоряння моделюється блоком 0D, а рекуператор визначається блоком стаціонарного стану; сім трубок змодельована як 1D нестабільний потік, і вони з'єднують основні компоненти електростанції. Незважаючи на те, що мікрогазова турбіна є по суті стабільною установкою, застосування

одновимірному підходу дозволяє точно досліджувати перехідні та стабільні умови роботи з частковим навантаженням. Модель відкалібрована з використанням багатоваріантної багатоцільової методології, в якій генетичний алгоритм поєднувався з моделлю і міг виявити оптимальні параметри моделі. Модель підтверджена шляхом порівняння між розрахунковими та експериментальними даними при робочих умовах з частковим навантаженням. Новинкою статті є підхід до моделювання та методологія його перевірки.

В роботі [3] представлено нову газову турбіну, що працює на біомасі, що працює на зовнішньому заводі із замкнутим циклом. Потім його відпрацьоване тепло використовується для виробництва електроенергії через органічний цикл Ренкіна або охолодження на вході газового компресора через абсорбційний цикл охолодження. Для запропонованих двох систем проведено комплексний аналіз та порівняння ефективності з термoeкономічної точки зору. Вплив ключових конструктивних змінних досліджується на їх ефективність, а доцільна оптимізація здійснюється за допомогою процедури генетичного алгоритму для визначення оптимальних робочих точок на основі вирівняної вартості електроенергії та ексергетичної ефективності. Результати показали перевагу використання відпрацьованого тепла для охолодження на вході в компресор, ніж використання його для виробництва електроенергії, при всьому різноманітті умов експлуатації / проектування. Встановлено, що в багатоцільових оптимальних точках газотурбінна система з вхідним охолодженням має на 11,2% вищу ефективність ексергії та на 12,3% нижчу вартість електроенергії, ніж газотурбінна система в поєднанні з органічним циклом Ренкіна.

В роботі [4] представлена нова система виробництва електроенергії та прісної води, заснована на циклі газових турбін як основній системі та блоці осалення та зволоження-зневоднення Каліни, як підсистемах рекуперації відходів тепла. Для оцінки продуктивності системи проводиться

енергетичний, ексергійний, економічний та екологічний аналіз. Оптимальна ефективність усіх сценаріїв оптимізації визначається шляхом застосування багатоцільового генетичного алгоритму та використання техніки для упорядкування переваг за подібністю до методу ідеального рішення (TOPSIS). Аналіз чутливості також проводиться для оцінки впливу різних параметрів на продуктивність системи. На основі результатів базового випадку показники продуктивності оцінюються як енергоефективність 0,9398, ексергійна ефективність 43,11%, загальна вартість одиниці 19,44 \$. ГДж, загальний рівень викидів 63571 кг.кВт та виробництво прісної води норма 10,39 кг. с.

В роботі [5] ключовими факторами сталого розвитку енергетики є підвищення ефективності перетворення енергії при використанні наявних ресурсів та зменшення викидів в оточуюче середовище, де відновлення тепла є однією практикою досягнення цих цілей. У цій роботі представлено нову газову турбіну, що працює на біомасі, що працює на зовнішньому заводі із замкнутим циклом. Потім його відпрацьоване тепло використовується для виробництва електроенергії через органічний цикл Ренкіна або охолодження на вході газового компресора через абсорбційний цикл охолодження. Для запропонованих двох систем проведено комплексний аналіз та порівняння ефективності з термoeкономічної точки зору. Вплив ключових конструктивних змінних досліджується на їх ефективність, а двоцільна оптимізація здійснюється за допомогою процедури генетичного алгоритму для визначення оптимальних робочих точок на основі вирівняної вартості електроенергії та ексергетичної ефективності. Результати показали перевагу використання відпрацьованого тепла для охолодження на вході в компресор, ніж використання його для виробництва електроенергії, при всьому різноманітті умов експлуатації / проектування. Встановлено, що в багатоцільових оптимальних точках газотурбінна система з вхідним охолодженням має на 11,2% вищу ефективність ексергії та на 12,3% нижчу

вартість електроенергії, ніж газотурбінна система в поєднанні з органічним циклом Ренкіна.

В роботі [6] описано ефективне та чисте використання доменного газу (БПГ) за допомогою газотурбінної електростанції з комбінованим циклом (ЦГТ) забезпечує реальний шлях для реалізації скороченого скорочення CO<sub>2</sub> в поєднанні із захопленням вуглецю. У цій роботі представлені ефективні стратегії управління для координації роботи установки CCGT, що працює на BFG, та процесу уловлювання CO<sub>2</sub> після згоряння на основі розчинників, заснованого на глибокому розумінні взаємодії між динамікою процесу в різних часових масштабах вуглецю, тепла та електрики. На додаток до захоплення CO<sub>2</sub> досліджується можливість накопичення енергії в процесі ПКС, а витрата пари ребойлера, що використовується для регенерації розчинника, включена в контур управління CCGT, що працює на BFG. Враховуючи це, розроблено дві скоординовані стратегії управління для CCGT-PCC, що працює на базі BFG, спочатку на основі звичайного контролю PI, а потім із підходами прогресивного модельного прогнозування (MPC). Продемонстровано на рис.1.2 скоординовані стратегії для покращення показників енергетичного підсилення CCGT з незначним погіршенням роботи PCC, забезпечуючи тим самим кращу підтримку надійності енергетичної системи в контексті збільшення проникнення відновлюваних джерел енергії.

Більше того, враховуючи вплив збурень на прогнозні моделі, координований контроль на основі ГДК може добре пом'якшити вплив коливань BFG, гарантуючи стабільну роботу інтегрованої установки. Ця робота вказує на новий напрямок використання PCC для більш гнучкого регулювання потужності регульованих джерел в низьковуглецевих енергетичних системах з проникненням періодичних відновлюваних джерел енергії.

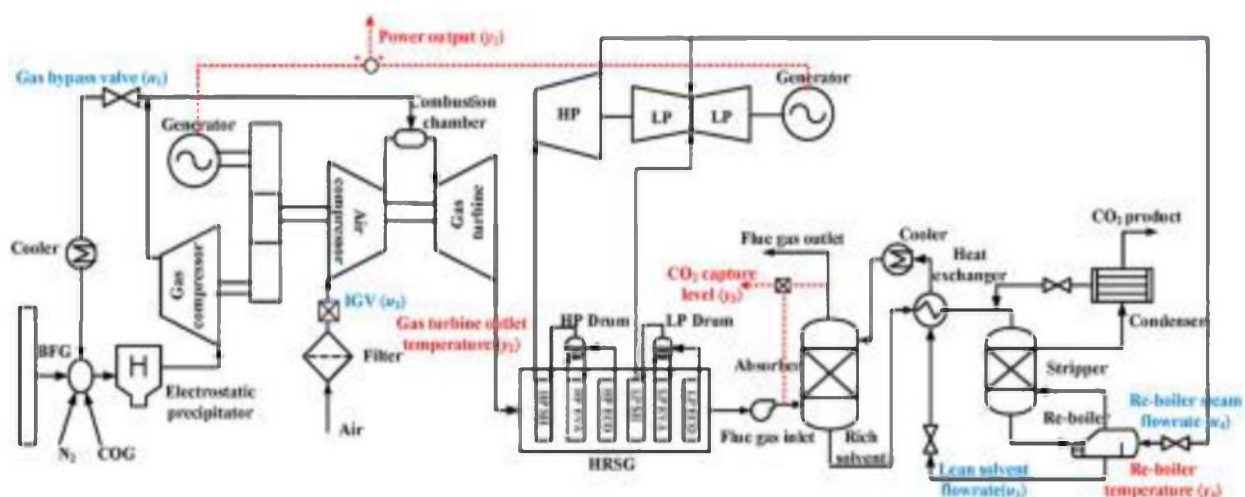


Рисунок 1.2 – Умовна схема газотурбінної електростанції з комбінованим циклом

В роботі [7] описано підвищення загальної ефективності існуючої енергетичної системи має важливе значення, як і розвиток систем відновлюваної енергії. Оскільки існує багато побудованих енергосистем, які завдають шкоди навколишньому середовищу, виділяючи значну кількість тепла в навколишнє середовище без використання. Тому в цій роботі ймовірні конфігурації одиночної, подвійної та потрійної систем оцінювались з точки зору енергії, ексергії та середовища. У концепції дослідження в якості циклу доливання використовувався діючий цикл газової турбіни (ГТ), тоді як цикл Ренкіна (RC) та цикл Каліні (KC) використовувались як цикл зниження. Для кожної одиночної, подвійної та потрійної систем була проведена параметрична оптимізація циклів, щоб знайти найкращі робочі параметри системи, крім того, щоб знайти ймовірні максимальні загальні характеристики. Після всебічного аналізу було встановлено, що відновлюване тепло становить 30,74% при використанні одинарного RC та 24,99% при використанні одинарного KC. Розробляючи подвійну систему, використовуючи GT як доливку та RC як цикл дна, теплову ефективність було розраховано як 41,72%. Більше того, було зроблено висновок, що

46,39% від загального споживання тепла можна отримати за допомогою потрійного GT-RC-KC. Повертаючи тепло за допомогою цих конфігурацій енергосистеми, було встановлено, що максимальна чиста потужність виробництва енергії становить 1746,80 кВт з одинарним RC, 890,14 кВт з одинарним KC, 7946,82 кВт з подвійним GT-RC та 8836,96 кВт з потрійним GT-RC-KC. Завдяки подвійній конфігурації RC-KC, інтегрований у GT, було досягнуто майже 1687 тонн CO<sub>2</sub> / год зменшення кількості викидів CO<sub>2</sub>. Періоди окупності підсистем RC, KC та RC-KC, інтегрованих до GT, були визначені відповідно RC = 3,48, KC = 3,22 та RC-KC = 3,39 року.

У статті [8] представлені енергетичні характеристики парової турбіни К 200-130-1 після роботи на різних навантаженнях. Енергоефективність турбін показує значний вплив на загальну ефективність паросилової установки. Номінальний тепловий КПД парової турбіни К 200-130-1 становить 44,7%. Турбіна експлуатується з 1968 року, тому оцінка ефективності може виявити її зовнішнє технічне стан.

## 1.2. Характеристика турбіни К-200-130

Турбіна К-200-130 (рис.1.3) це одновальний агрегат, та має заводську потужністю 200 МВт. Основні параметри турбіни, це температура та тиск свіжої пари 560 ° С та 12,7 МПа. [8,9].

Турбіна К-200-130 - це 3-х корпусна турбіна, яка складається з циліндрів високого (ЦВТ), представлено на рис.1.4, середнього (ЦСТ) (рис.1.5) та низького тиску (ЦНТ) (рис.1.6), коли відбори пари відбуваються відразу в конденсатор (рис.1.7).



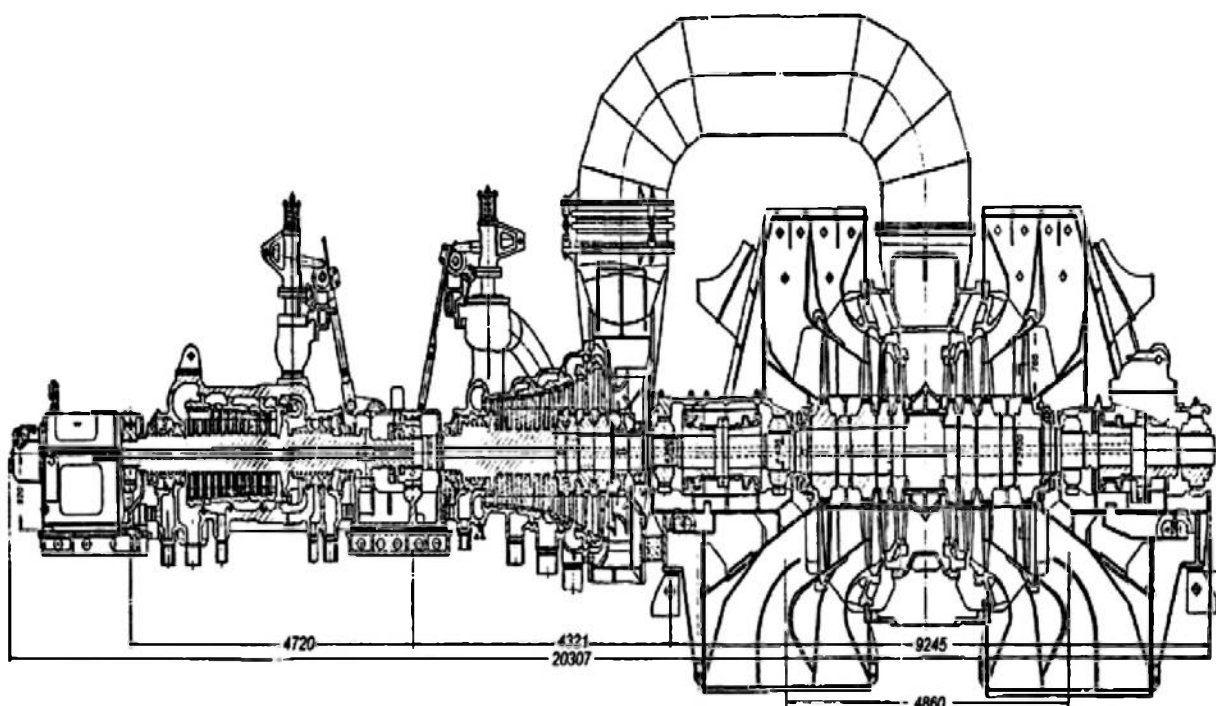


Рисунок 1.3 – Породільний розріз турбіни К-200-130

В ЦВТ є два клапани для автоматичного затвору і через них надходить свіжий пар, далі він проходить 4 пускових клапана. Далі перегрітий пар потрапляє в ЦСТ через 2 клапани для автоматичного затвору та 4 регулюючі клапани.

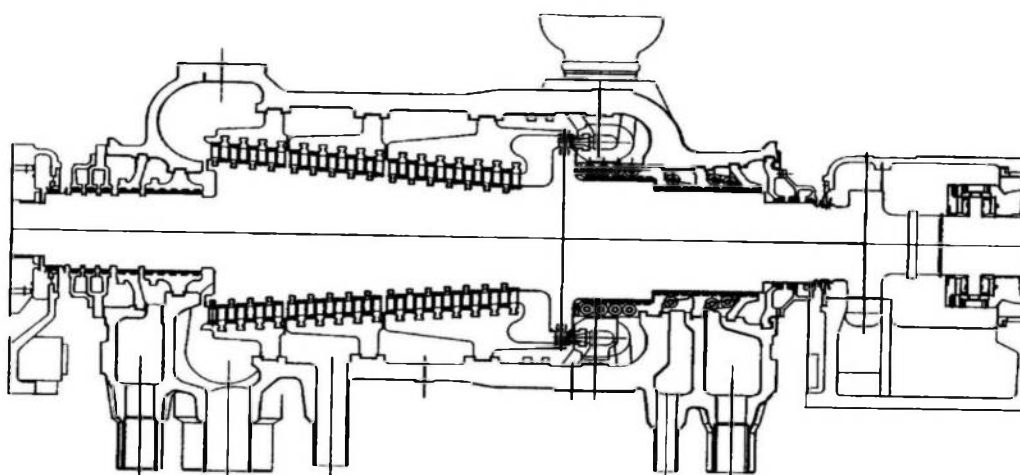


Рисунок 1.4 – Конструкція ЦВТ турбіни К-200-130



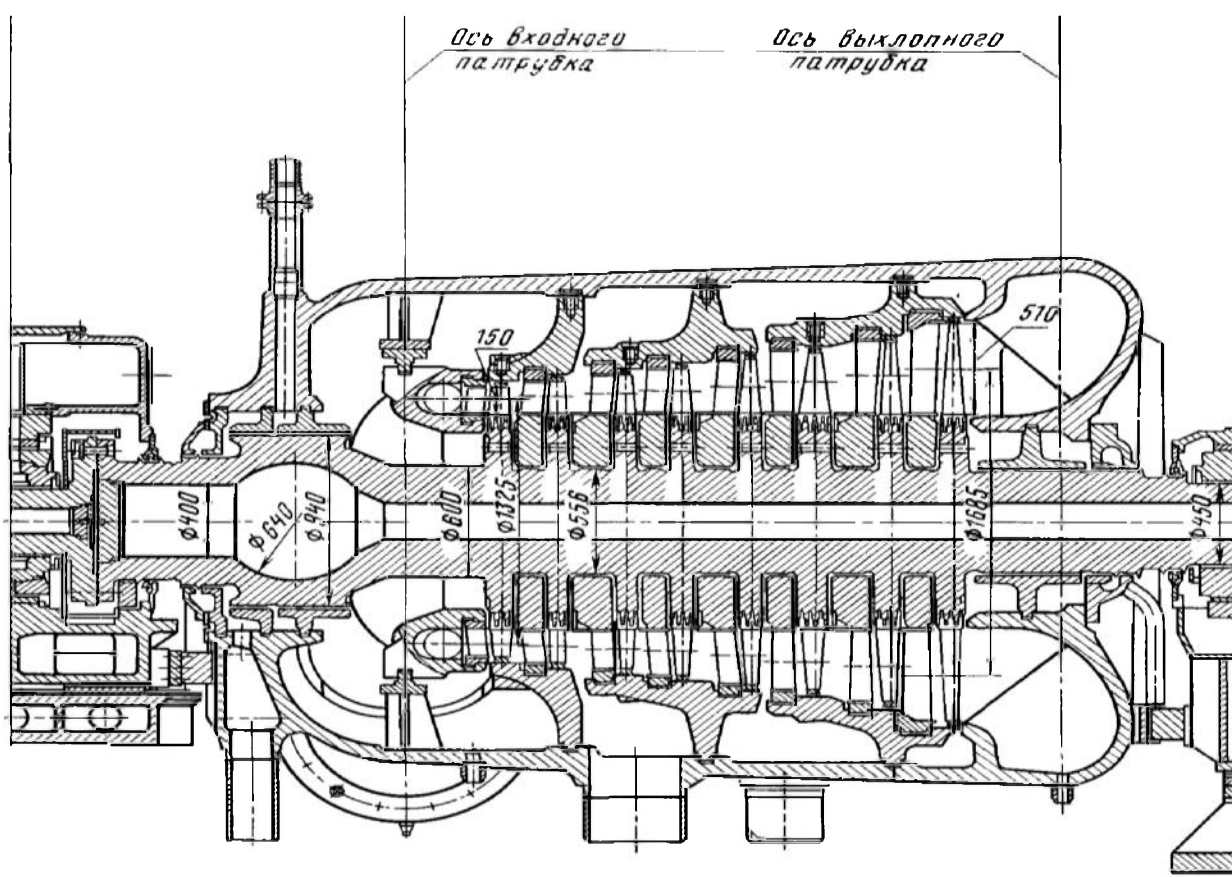


Рисунок 1.5 – Конструкція ЦСТ турбіни К-200-130

Циліндр низького тиску виконан з 3-х частин, патрубки зварені, а середня частина лита,

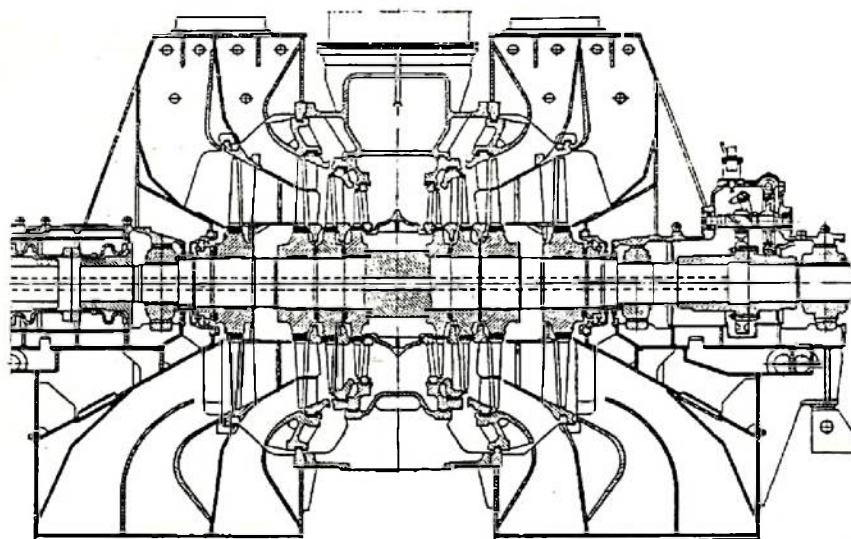


Рисунок 1.6 – Конструкція ЦНТ турбіни К-200-130

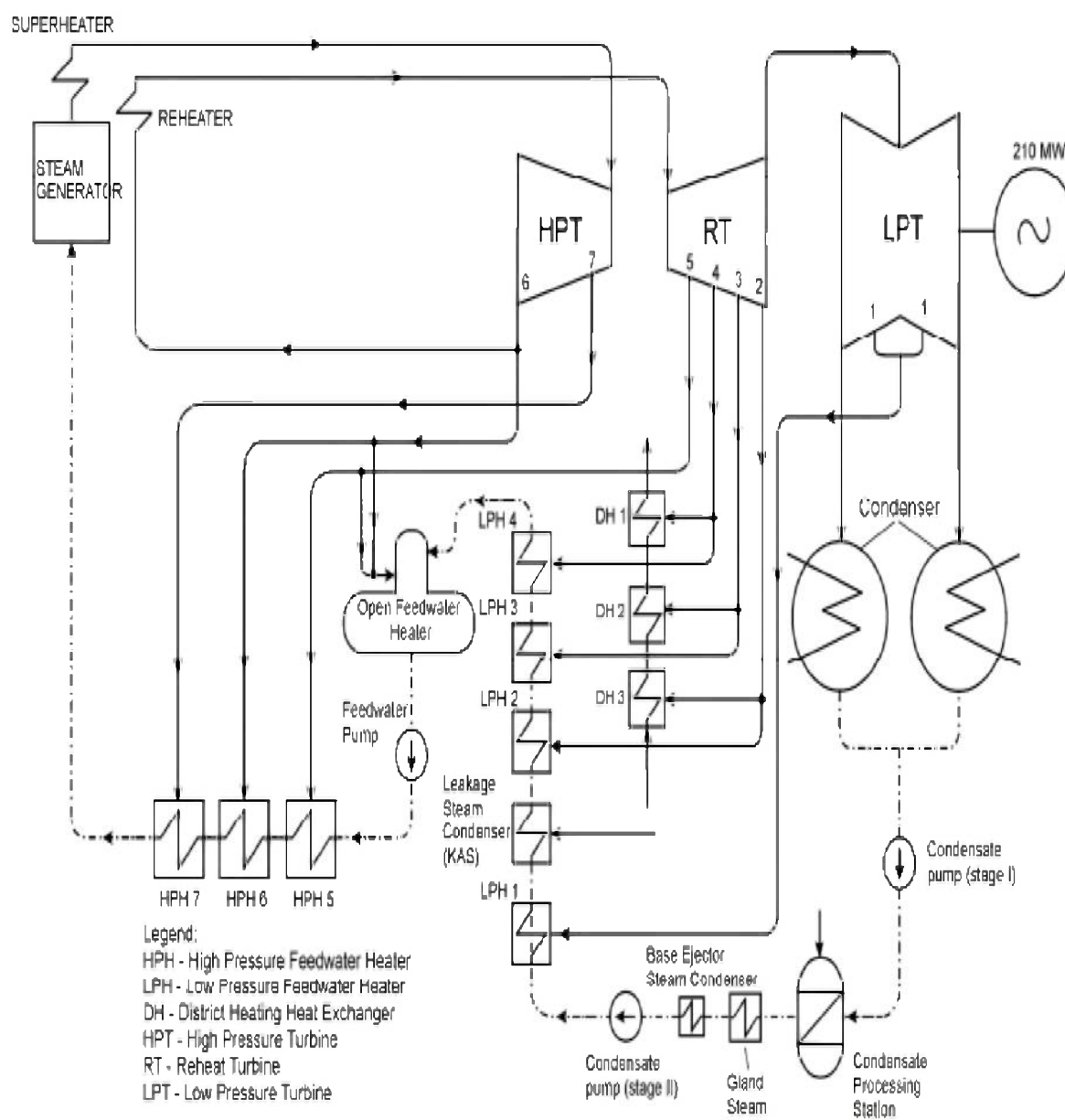


Рисунок 1.7 – Принципова схема турбіни К-200-130

ЦВТ мають 12 ступенів, де перша- регулююча, а ЦСТ -11 ступенів, на ЦНТ є фіксуєуючий пункт, тому що розширення турбіни відбувається в сторону переднього підшипника.

Після циліндру високого тиску пар з параметрами (2,45 МПа, 340 °С ) надходить в котел до проміжного пароперегрівача. Далі перегріта пара з параметрами (2,08 МПа, 565 °С ) потрапляє до ЦСТ. Після того як вона там відробила, пара з параметрами (0,16 МПа, 235 °С ) по трубах пропускним

надходить до ЦНТ та поділяється на 2 потоки, які мають по 4 ступені. З ЦНТ відпрацьована пара потрапляє до конденсатору.

Принципова схема турбіни К-200-130 має додатковий захист при наявності проміжного нагрівання пара, ЦСТ має 4 клапана, для регулювання сервомотором та ЦВТ також має клапани для регулювання.

Потужність для циліндрів складає :

ЦВТ 62 МВт;

ЦСТ 91 МВт;

ЦНТ 51 МВт.

### 1.3. Висновок по розділу 1

Проведено аналіз літератури та визначено які показники слід дослідити та визначити ,а саме:

- Температура конденсату
- Дійсна температура
- Тиск конденсату в підігрівачі
- Тиск пари при відборі
- Ентальпія конденсату в підігрівачі
- Ентальпія конденсату після його проходження підігрівача
- Ентальпія живильної води після підігрівача
- Після підігрівача ентропію живильної води
- Дійсна ентальпія пару після першого відбору для циліндрів високого тиску

Щоб охаректризувати роботу турбіни необхідно знати витрати палива, коефіцієнт корисної дії.

## 2. ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРМЕТРІВ РОБОТИ ТУРБІНИ К-200-130

### 2.1. Описання вихідних даних турбіни К-200-130

Принципова схема, на якій представлено рух конденсату, стік і подачу води представлено на рис.2.1.

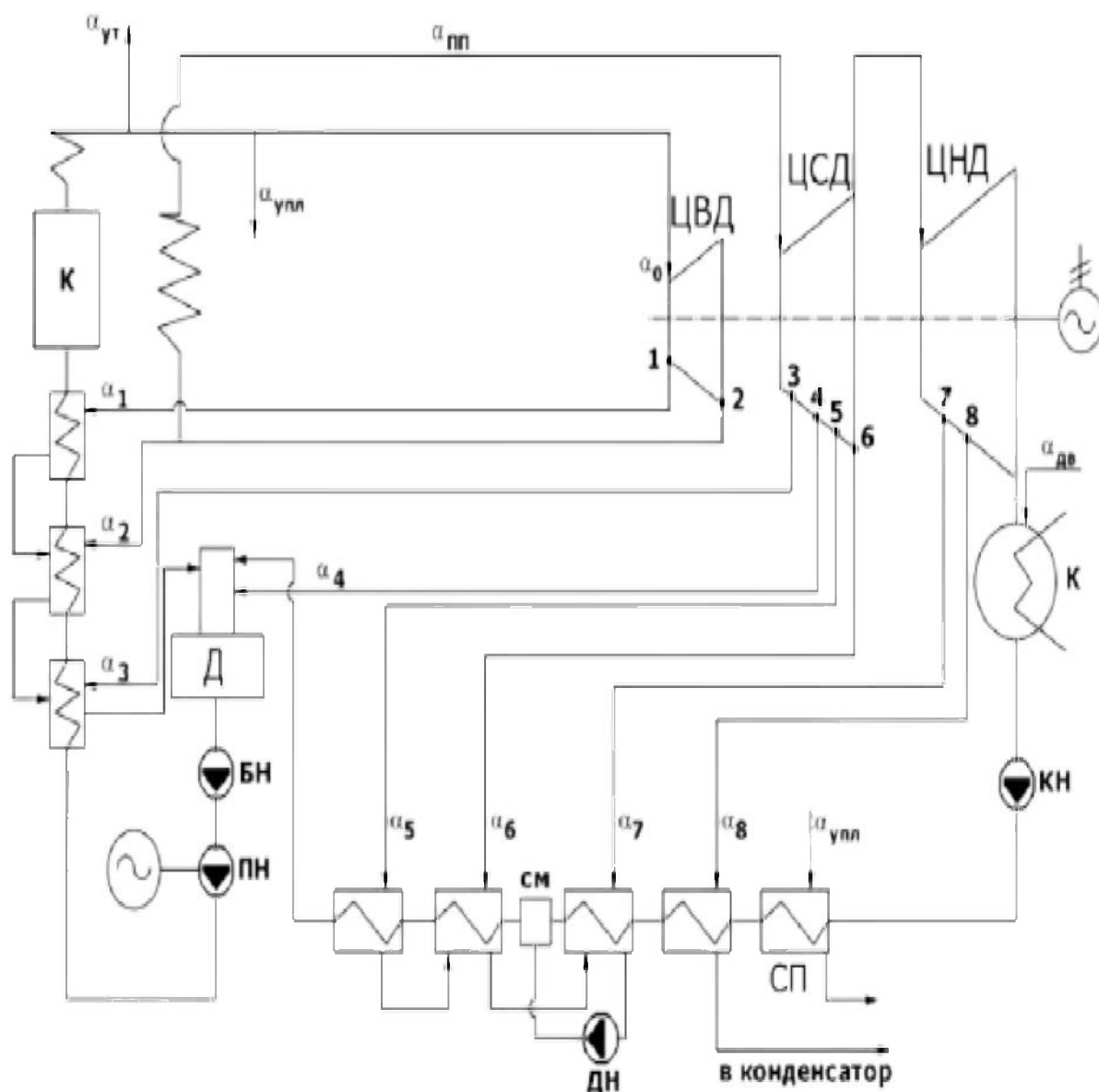


Рисунок 2.1 – Принципова схема турбіни К-200-130 з рухом конденсату

Вихідні данні для турбіни К-200-130 опишемо нижче:

Номінальна потужність	- 200 МВт
Число обертів	3000 об/хв)
Тиск гострого пара	12,7 МПа
Температура гострої пари	565°C
Тиск пара за циліндром високого тиску (ЦВД) при номінальній потужності	2,26 МПа
Температура пара за ЦВД	347°C
Тиск пара перед циліндром середнього тиску (ЦСД)	2,08 МПа
Температура пара перед ЦСД	565°C
Тиск в конденсаторах при розрахунковій температурі охолоджуючої води + 10 ° С і розрахунковій витраті її	3,42 10 <sup>3</sup> Па
25000 м <sup>3</sup> / год,	
Максимальна витрата пари на турбіну в межах від 640 до 670 т/год	

## 2.2. Графік зміни параметрів для підігрівачів турбіни

Проведемо розрахунок в основних точках процесу для турбіни , згідно з рис.2.1. та знайдемо значення ентальпії, ентропії та тиску для циклу Ренкіна по якому працює наша турбіна К-200-13, він представлений на рис. 2.2.

Проведемо розрахунок показників перед клапанами стопорними тиску та ентальпія свіжого пару:

$$P_0 = 13 \text{ МПа}; \quad t_0 = 550^\circ \text{C}; \quad h_0 = 3472,42 \text{ кДж/кг};$$

Знайдемо основні параметри в точках, які зобразимо на циклі в координатах PV.

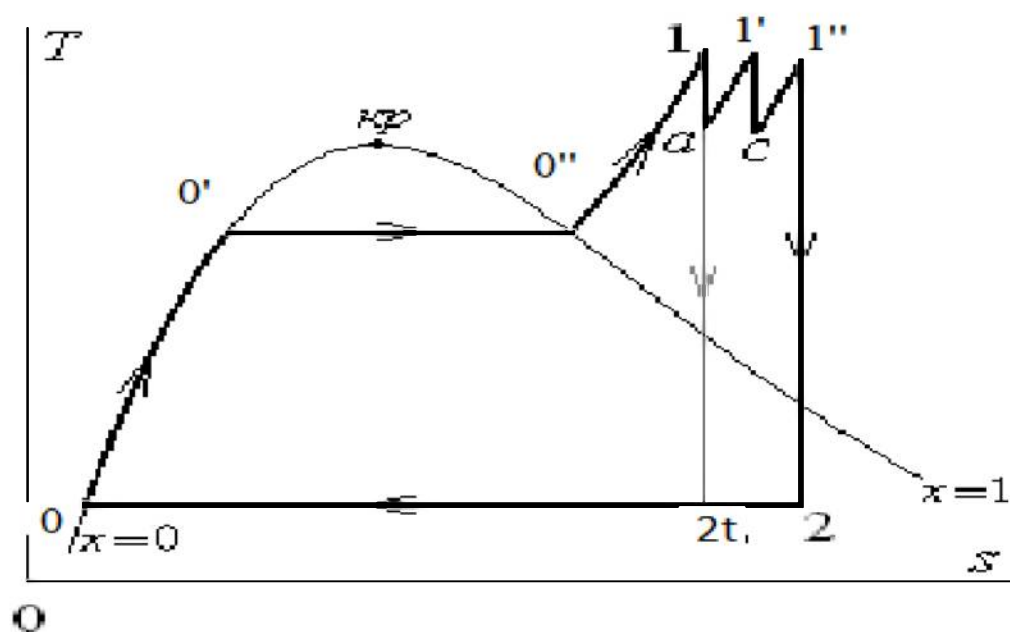


Рисунок 2.2 – Цикл Ренкіна для турбіни з 2 ма проміними перегрівами пару

Для точки «0» знайдемо : ентальпію

$$h_0 := \text{wspHPT}(p_0, t_0) = 3472.42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентропію

$$S_0 := \text{wspSPT}(p_0, t_0) = 6.61327 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

питомий об'єм

$$v_0 := \text{wspVPT}(p_0, t_0) = 0.02709 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Для точки «0'» знайдемо : різницю тисків

$$\Delta p := p_0 0.05 = 0.65 \text{ МПа}$$

Тиск

$$p_{0'} := p_0 - \Delta p = 12.255 \text{ МПа}$$

Ентальпію

$$h_{0'} := h_0 = 3472.42 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентропію

$$S_{0'} := \text{wspSPH}(p_{0'}, h_{0'}) = 6.6351 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

питомий об'єм

$$v_{0'} := \text{wspVPH}(p_{0'}, h_{0'}) = 0.02852 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Для точки «1t'» знайдемо : тиск

$$p'_{\text{шт}} := p_0 0.18 = 2.32 \text{ МПа}$$

Ентальпію

$$S'_{\text{шт}} := S_{0'} = 6.6351 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

Ентропію

$$h_{1t} := \text{wspHPS}(p'_{\text{III}}, S'_{\text{III}}) = 2985.392 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питомий об'єм

$$v_{1t} := \text{wspVPS}(p'_{\text{III}}, S'_{\text{III}}) = 0.10414 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Для точки «1''» знайдемо : тиск

$$p_{1'} := p'_{\text{III}} = 2.32 \text{ МПа}$$

Ентальпію в циліндрах високого тиску

$$H_{0\_цвд} := h_0 - h_{1t} = 487.03 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$H_{i\_цвд} := H_{0\_цвд} \eta_{0i\_цвд} = 431.02 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпію

$$h_{1'} := h_{0'} - H_{i\_цвд} = 3041.4 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температуру

$$t_{1'} := \text{wspTPH}(p_{1'}, h_{1'}) = 311.19^\circ\text{C}$$



Питомий об'єм

$$v_{1'} := \text{wspVPH}(p_{1'}, h_{1'}) = 0.10973 \frac{\text{м}^3}{\text{кг}}$$

Для точки «1'''» знайдемо : різницю тисків для пароперегрівача

$$\Delta p_{\text{пп}} := 0.09 p'_{\text{пп}} = 0.209 \text{ МПа}$$

Тиск

$$p''_{\text{пп}} := p'_{\text{пп}} - \Delta p_{\text{пп}} = 2.11 \text{ МПа}$$

Температуру

$$t''_{\text{пп}} := t_0 = 550 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ентальпію

$$h_{1''} := \text{wspHPT}(p''_{\text{пп}}, t''_{\text{пп}}) = 3577.831 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентропію

$$S_{\text{пп}''} := \text{wspSPT}(p''_{\text{пп}}, t''_{\text{пп}}) = 7.54598 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

Питомий об'єм

$$v_{\text{шт}''} := \text{wspVPT}(p''_{\text{шт}}, t''_{\text{шт}}) = 0.17753 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Для точки «2 t» знайдемо : тиск

$$p_{2t} := P_k = 0.18 \text{ МПа}$$

Ентальпію

$$S_{2t} := S_{\text{шт}''} = 7.54598 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

Ентропію

$$h_{2t} := \text{wspHPS}(p_{2t}, S_{2t}) = 2865.934 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питомий об'єм

$$v_{2t} := \text{wspVPS}(p_{2t}, S_{2t}) = 1.19423 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Для точки «2 » знайдемо : ентальпія початкову для циліндрів середнього та низького тиску

$$H_{0\_цсд+цнд} := h_1'' - h_{2t} = 711.897 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Загальну ентальпію для циліндрів середнього та низького тиску

$$H_{i\_цсд+цнд} := H_{0\_цсд+цнд} \eta_{0i\_цсд+цнд} = 569.518 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_2 := h_{1''} - H_{i\_цсд+цнд} = 3008.313 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Для конденсатору знайдемо тиск

$$P_k = 0.18 \text{ МПа}$$

Ентальпію

$$h_k := h_{2t} = 2865.934 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Температуру

$$t_k := \text{wspTRH}(P_k, h_k) = 197.11 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ступінь сухості

$$x'_k := 0\%$$

Температуру конденсату

$$t'_k := \text{wspTSP}(P_k) = 116.91 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Ентальпію конденсату

$$h'_k := \text{wspHSTX}(t'_k, x'_k) = 490.67 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентропію конденсату

$$s'_k := \text{wspSSTX}(t'_k, x'_k) = 1.4944 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

Питомий об'єм

$$v'_k := \text{wspVSTX}(t'_k, x'_k) = 0.00105756 \text{ м}^3/\text{кг}$$

Для деаератора знайдемо тиск:

$$P_d = 0.7 \text{ МПа}$$

Ступінь сухості пари

$$x''_d := 1$$

Температуру

$$t_d := \text{wspTSP}(P_d) = 164.95^\circ\text{C}$$

На вході ентропію

$$s''_d := \text{wspSSTX}(t_d, x''_d) = 1.99 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

Ентальпію

$$h'_D := \text{wspHSTX}(t_D, x'_D) = 697.14 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Питомий об'єм

$$v'_D := \text{wspVSTX}(t_D, x'_D) = 0.001108 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

На виході ентропію

$$s''_D := \text{wspSSTX}(t_D, x''_D) = 6.71 \frac{\text{кДж}}{\text{кг К}}$$

На виході ентальпія

$$h''_D := \text{wspHSTX}(t_D, x''_D) = 2762.75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

На виході питомий об'єм

$$v''_D := \text{wspVSTX}(t_D, x''_D) = 0.27276 \text{ м}^3 / \text{кг}$$

Для живильного насосу знайдемо тиск

$$p_{\text{ГЗН}'} := P_D = 0.7 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{ГЗН}''} := 1.4 p_0 = 18.06 \text{ МПа}$$

Температуру

$$t_{\text{тэн}} := t_{\text{д}} = 164.95^{\circ}\text{C}$$

Та ентальпію

$$h_{\text{тэн}} := h'_{\text{д}} = 697.14 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Знайдемо коефіцієнти :

$$\alpha_0 := 1$$

$$\alpha_{\text{те}} := \alpha_0 + \alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{ут}} = 1.03$$

$$\alpha_{\text{тв}} := \alpha_{\text{те}} - \alpha_{\text{в\ddot{y}пар}} = 1.028$$

$$\alpha_{\text{доб.води}} := \alpha_{\text{пр}} + \alpha_{\text{ут}} = 0.03$$

### 3. РОЗРАХУНОК ДЛЯ ТУРБІНИ К-200-13 РЕГЕНЕРАТИВНИХ ПІДГРІВАЧІВ

#### 3.1. Підігрівач високого тиску ПВТ-9

Підігрівачі високого тиску (ПВТ) використовують для підігріву води з високим тиском, коли вона пройшла деаератор та подається в котел. Гріють цю воду паром, який забирають при відборі з турбіни. Умовна схема руху потоків для ПВТ, наведена на рис.3.1.

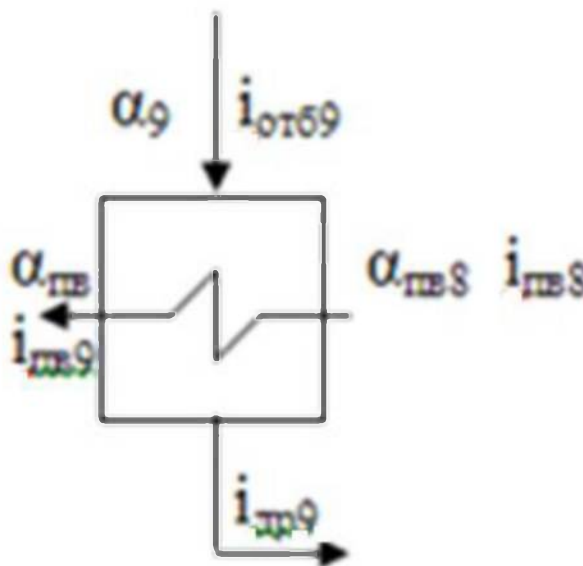


Рисунок 3.1 – Схема руху потоків в підігрівачі високого тиску (ПВТ 9) в турбіні К-200-13

Температура живильної води  $240^{\circ}\text{C}$ , визначимо температуру в підігрівачі високого тиску (ПВТ 9) для насичення

$$t_{\text{н\_твд9}} := t_{\text{тв}} + \psi_{\text{ПВД}} = 241.5^{\circ}\text{C}$$

Визначимо тиск насичення в підігрівачі високого тиску (ПВТ 9)

$$p_{H\_ПВД9} := \text{wspPST}(t_{H\_ПВД9}) = 3.44 \text{ МПа}$$

Визначимо тиск для відбору з циліндру високого тиску в підігрівачі (ПВТ9):

$$p_{отбор1} := 1.08 p_{H\_ПВД9} = 3.71067 \text{ МПа}$$

Дослідимо основні параметри для турбіни к-200-13 на підігрівачі номер 9:

Визначимо ентальпію конденсату

$$h_{д\_ПВД9} := \text{wspHSWT}(t_{H\_ПВД9}) = 1044.69 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначимо тиск після підігрівача для живильної води

$$p_{ПВ9} := 1.3 p_0 = 16.9 \text{ МПа}$$

Визначимо ентальпії після підігрівача для живильної води

$$h_{ПВ9} := \text{wspHPT}(p_{ПВ9}, t_{ПВ9}) = 1039.49 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначимо ентропію після підігрівача для живильної води

$$h_{отб1} := \text{wspHPS}(p_{отбор1}, S_0) = 3102.12 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$



Визначимо дійсну ентальпії після підігрівача для живильної води

$$h_{от61д} := h_{0'} - (h_{0'} - h_{от61})\eta_1 = 3105.81 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### 3.2. Підігрівач високого тиску ПВТ-8

Умовна схема руху потоків для ПВТ, наведена на рис.3.2.

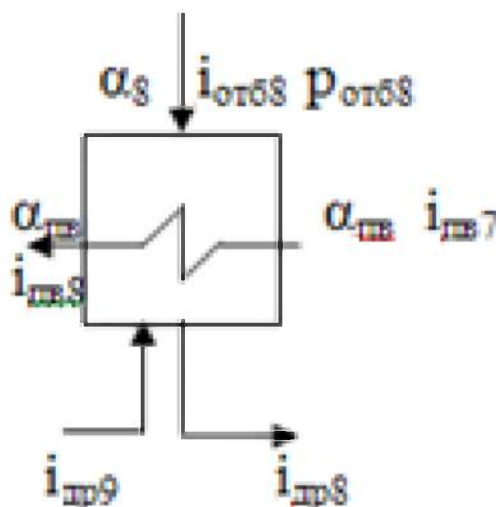


Рисунок 3.2 – Схема руху потоків в підігрівачі високого тиску (ПВТ 8) в турбіні К-200-13

В підігрівачі високого тиску (ПВТ 8) в турбіні К-200-13 для циліндру високого тиску тису відбору

$$p_{от6ор2} := p_{1'} = 2.34 \text{ МПа}$$

В підігрівачі високого тиску (ПВТ 8) в турбіні К-200-13 для циліндру високого тиску тису насичення

$$p_{H\_ПВД8} := \frac{p_{отбор2}}{1.08} = 2.17 \text{ МПа}$$

В підігрівачі високого тиску (ПВТ 8) в турбіні К-200-13 для циліндру високого тиску температура підігрівачі

$$t_{H\_ПВД8} := \text{wspTSP}(p_{H\_ПВД8}) = 216.47 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Та температура насичення

$$t''_{ПВД8} := t_{H\_ПВД8} - \psi_{ПВД} = 214.97 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Дослідимо основні параметри для турбіни к-200-13 на підігрівачі номер 9. Визначимо ентальпію конденсату

$$h_{д\_ПВД8} := \text{wspHSWT}(t_{H\_ПВД8}) = 927.36 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначимо тиск після підігрівача для живильної води

$$p_{ПВ8} := 1.3p_0 = 16.9 \text{ МПа}$$

Визначимо ентальпії після підігрівача для живильної води

$$h_{ПВ8} := \text{wspHPT}(p_{ПВ8}, t''_{ПВД8}) = 925.52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначимо ентропію після підігрівача на виході для живильної води

$$h_{от62} := \text{wspHPS}(p_{отбор2}, S_0) = 2984.71 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначимо дійсну ентальпії пару на виході з циліндра високого тиску

$$h_{от62д} := h_0 - (h_0 - h_{от62})\eta_1 = 2989.57 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Напишемо рівняння для теплового балансу для підігрівача високого тиску 9, парою, яка буде нагріватися в цьому відборі це пара з попереднього відбору:

$$\alpha_1 := \text{root}[\alpha_1(h_{от61} - h_{д\_пвд9})\eta_r - \alpha_{пв}(h_{пв9} - h_{пв8}), \alpha_1] = 5.75\%$$

де  $\alpha_1$  – для ПВТ1 з відбору турбіни доля витрати пари;

$h_{y1} = 2983 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія пара ;

$\alpha_{пв}$  – для живильної води доля витрати пари;

$h_{п1}$  – для ПВТ1 ентальпії пари при відборі , $\text{кДж/кг}$ ;

$h_{п9}$  – в підігрівачі ентальпія насиченого пару при відборі ,  $\text{кДж/кг}$ ;

$h_{п69}$  – для ПВТ9 значення ентальпія води на виході;

$h_{п68}$  – для ПВТ8 значення ентальпія води на виході

$\eta_c$  –ККД підігрівача (0,98).

$$\eta_{i\_пвд} := \frac{\alpha_0(h_0 - h_{от61}) + (\alpha_0 - \alpha_1)(h_{от61} - h_{1t})}{h_0 - h_{пв9}} = 0.1973$$

Критична точка для цього підігрівача має наступні параметри, та визначимо витрачено тепло

$$q_{шт} := h_{1''} - h_{1t} = 592.97 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Зміна ентропії

$$\Delta h_{ind} := q_{imp} \eta_{i\_цвд} = 117.02 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{ind} := h_{1''} - \Delta h_{ind} = 3460.66 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпія

$$S_{ind} := S_{2t} = 7.5423 \frac{\text{кДж}}{\text{кг K}}$$

Тиск

$$p_{ind} := \text{wspPHS}(h_{ind}, S_{ind}) = 1.54 \text{ МПа}$$

Температура

$$t_{ind} := \text{wspTSP}(p_{ind}) = 199.6^{\circ}\text{C}$$

$$\tau_2 := \frac{t_{ind} - t_k}{6 + 1} = 24.38 \text{ K}$$

### 3.3. Підігрівач низького тиску ПНТ-1

Умовна схема руху потоків для ПНТ, наведена на рис.3.3.

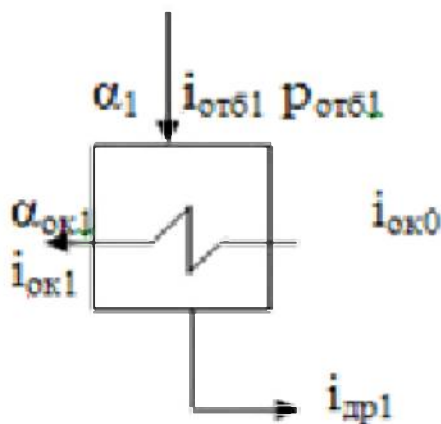


Рисунок 3.2 – Схема руху потоків в підігрівачі низького тиску (ПНТ 1) в турбіні К-200-13

Температура конденсату 28,96 С, визначимо основні параметри для регенеративного підігрівача низького тиску :

Температура конденсату

$$t''_{\text{пнд1}} := t_k + \tau_2 = 53.34^\circ\text{C}$$

Дійсна температура

$$t_{\text{н\_пнд1}} := t''_{\text{пнд1}} + v_{\text{ПНД}} = 56.34^\circ\text{C}$$

Тиск конденсату в підігрівачі

$$p_{\text{н\_пнд1}} := \text{wspPST}(t_{\text{н\_пнд1}}) = 0.0168 \text{ МПа}$$

Тиск пари при відборі

$$p_{\text{отбор8}} := 1.08 p_{\text{н\_пнд1}} = 0.01814 \text{ МПа}$$

Ентальпія конденсату в підігрівачі

$$h_{д\_пнд1} := \text{wspHSWT}(t_{н\_пнд1}) = 235.84 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Тиск живильної води після підігрівача

$$p_{пв1} := 1.3p_0 = 16.9 \text{ МПа}$$

Ентальпія живильної води після підігрівача

$$h_{пв1} := \text{wspHPT}(p_{пв1}, t''_{пнд1}) = 237.69 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентропія живильної води після підігрівача

$$h_{от68} := \text{wspHPS}(p_{от68}, S_{шт''}) = 2473.29 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Дійсна ентальпія пари першого відбору для ЦВТ

$$h_{от68д} := h_{1''} - (h_{1''} - h_{от68})\eta_1 = 2484.33 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### 3.3. Підігрівач низького тиску ПНТ-2

Пара в підігрівачі низького тиску (ПНТ -2 ) має наступні параметри температуру та тиск

$$t''_{\text{пнд}2} := t''_{\text{пнд}1} + \tau_2 = 77.72^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{н\_пнд}2} := t''_{\text{пнд}2} + v_{\text{пнд}} = 80.72^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{н\_пнд}2} := \text{wspPST}(t_{\text{н\_пнд}2}) = 0.0488 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{отборт}} := 1.08 p_{\text{н\_пнд}2} = 0.05271 \text{ МПа}$$

Умовна схема руху потоків для ПНТ, наведена на рис.3.3.

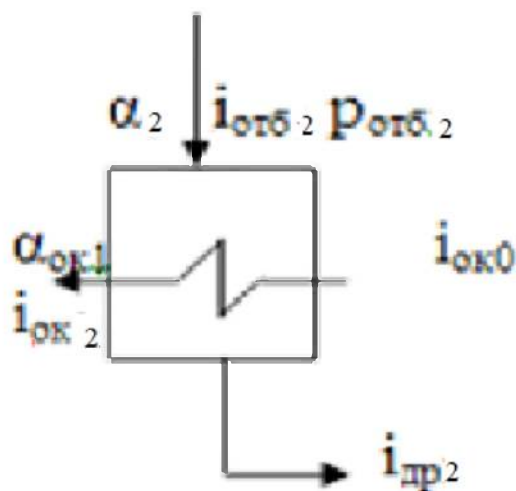


Рисунок 3.3 – Схема руху потоків в підігрівачі низького тиску (ПНТ 2) в турбіні К-200-13

Визначимо параметри в другому регенеративному підігрівачі ентальпію конденсату

$$h_{\text{д\_пнд}2} := \text{wspHSWT}(t_{\text{н\_пнд}2}) = 337.95 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Після підігрівача тиск живильної води

$$p_{\text{пв2}} := 1.3p_0 = 16.9 \text{ МПа}$$

Після підігрівача ентальпію живильної води

$$h_{\text{пв2}} := \text{wspHPT}(p_{\text{пв2}}, t''_{\text{пнд2}}) = 338.86 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Після підігрівача ентропію живильної води

$$h_{\text{от67}} := \text{wspHPS}(p_{\text{от6ор7}}, S_{\text{шт}}) = 2635.76 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Дійсна ентальпія пару після першого відбору для циліндрів високого тиску

$$h_{\text{от67д}} := h_{1''} - (h_{1''} - h_{\text{от67}})\eta_1 = 2645.18 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### 3.4. Підігрівач низького тиску ПНТ-3

Пара в підігрівачі низького тиску (ПНТ -3 ) має наступні параметри:  
температуру та тиск

$$t''_{\text{пнд3}} := t''_{\text{пнд2}} + \tau_2 = 102.09^\circ\text{C}$$

Умовна схема руху потоків для ПНТ-3, наведена на рис.3.3.



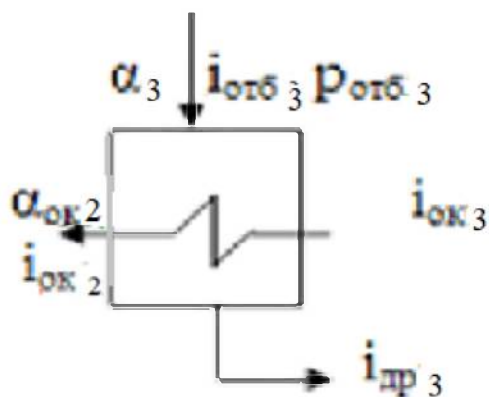


Рисунок 3.4 – Схема руху потоків в підігрівачі низького тиску (ПНТ 3) в турбіні К-200-13

$$t_{\text{н\_пнд3}} := t_{\text{пнд3}}'' + v_{\text{ПНД}} = 105.09^{\circ}\text{C}$$

$$p_{\text{н\_пнд3}} := \text{wspPST}(t_{\text{н\_пнд3}}) = 0.1213 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{отбор6}} := 1.08 p_{\text{н\_пнд3}} = 0.13099 \text{ МПа}$$

Визначимо параметри в другому регенеративному підігрівачі: ентальпію конденсату

$$h_{\text{д\_пнд3}} := \text{wspHSWT}(t_{\text{н\_пнд3}}) = 440.61 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Після підігрівача тиск живильної води

$$p_{\text{пв3}} := 1.3 p_0 = 16.9 \text{ МПа}$$

Після підігрівача ентальпію живильної води

$$h_{\text{пвз}} := \text{wspHPT}(p_{\text{пвз}}, t''_{\text{пндз}}) = 440.51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Після підігрівача ентродію живильної води

$$h_{\text{отбб}} := \text{wspHPS}(p_{\text{отбобрб}}, S_{\text{пнп}}) = 2798.52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Дійсна ентальпія пару після першого відбору для циліндрів високого тиску

$$h_{\text{отббд}} := h_{1''} - (h_{1''} - h_{\text{отбб}})\eta_1 = 2806.31 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### 3.5. Підігрівач низького тиску ПНТ-4

Умовна схема руху потоків для ПНТ, наведена на рис.3.5.

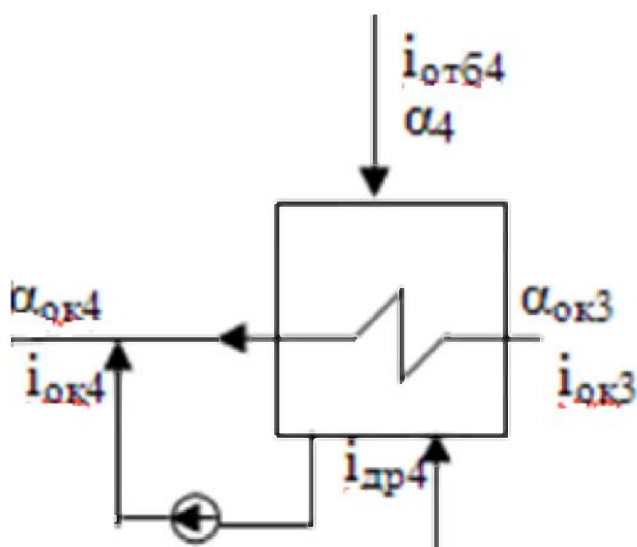


Рисунок 3.5 – Схема руху потоків в підігрівачі низького тиску (ПНТ-4) в турбіні К-200-13

Пара в підігрівачі низького тиску (ПНТ -4 ) має наступні параметри:  
температуру та тиск

$$t''_{\text{пнд4}} := t''_{\text{пнд3}} + \tau_2 = 126.47^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{н\_пнд4}} := t''_{\text{пнд4}} + v_{\text{ПНД}} = 129.47^\circ\text{C}$$

$$p_{\text{н\_пнд4}} := \text{wspPST}(t_{\text{н\_пнд4}}) = 0.266 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{отбор5}} := 1.08 p_{\text{н\_пнд4}} = 0.28728 \text{ МПа}$$

Визначимо основні параметри для підігрівача низького тиску :  
Ентальпія конденсату після його проходження підігрівача,

$$h_{\text{д\_пнд4}} := \text{wspHSWT}(t_{\text{н\_пнд4}}) = 544.13 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентропія живильної води після підігрівача

$$h_{\text{отб4}} := \text{wspHPS}(p_{\text{отбор4}}, S_{\text{шт}}) = 3147.77 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Після підігрівача ентропію живильної води

$$h_{\text{пв4}} := \text{wspHPT}(p_{\text{пв4}}, t''_{\text{пнд4}}) = 542.85 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Дійсна ентальпія пару після першого відбору для циліндрів високого тиску

$$h_{от65д} := h_1'' - (h_1'' - h_{от65})\eta_1 = 2976.31 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### 3.6. Підігрівач низького тиску ПНТ-5

Умовна схема руху потоків для ПНТ, наведена на рис.3.6.

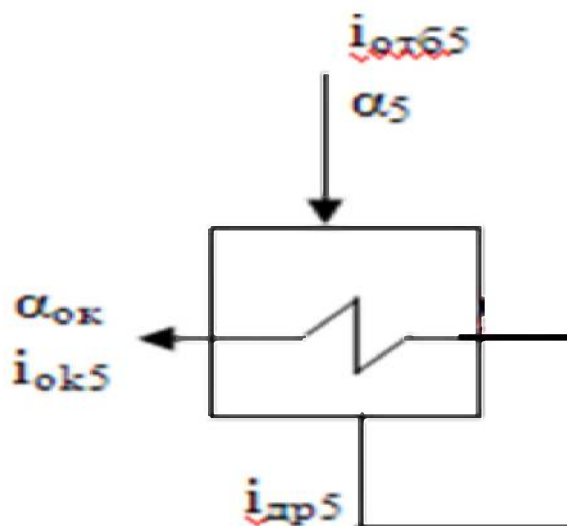


Рисунок 3.6 – Схема руху потоків в підігрівачі низького тиску (ПНТ-5) в турбіні К-200-13

Пара в підігрівачі низького тиску (ПНТ -5) має наступні параметри температури та тиск

$$t_{пнд5}'' := t_{пнд4}'' + \tau_2 = 150.85^\circ\text{C}$$

$$t_{н\_пнд5} := t_{пнд5}'' + \psi_{пнд} = 153.85^\circ\text{C}$$

$$p_{н\_пнд5} := \text{wspPST}(t_{н\_пнд5}) = 0.5273 \text{ МПа}$$

$$p_{отбор4} := 1.08 p_{н\_пнд5} = 0.56945 \text{ МПа}$$

Визначимо основні параметри для підігрівача низького тиску :

Ентальпія конденсату після його проходження підігрівача,

$$h_{д\_пнд5} := \text{wspHSWT}(t_{н\_пнд5}) = 648.88 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпія живильної води після підігрівача

$$h_{гв5} := \text{wspHPT}(p_{гв5}, t''_{пнд5}) = 646.16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Після підігрівача ентропію живильної води

$$h_{гв5} := \text{wspHPT}(p_{гв5}, t''_{пнд5}) = 646.16 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$h_{от65} := \text{wspHPS}(p_{отбор5}, S_{шт}) = 2970.23 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Дійсна ентальпія пару після першого відбору для циліндрів високого тиску

$$h_{от64д} := h_{1''} - (h_{1''} - h_{от64})\eta_1 = 3152.07 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### 3.5. Підігрівач низького тиску ПНТ-7

Пара в підігрівачі низького тиску (ПНТ -7 ) має наступні параметри температури та тиск

$$t_{\text{ПЭН}'} = 168.05^{\circ}\text{C}$$

Умовна схема руху потоків для ПНТ-7, наведена на рис.3.7.

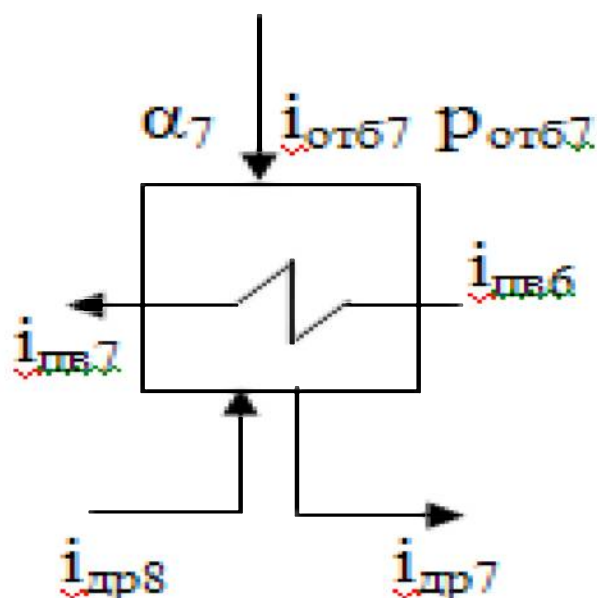


Рисунок 3.7 – Схема руху потоків в підігрівачі низького тиску (ПНТ-7) в турбіні К-200-13

$$t''_{\text{ПВД}7} := t_{\text{ПЭН}'} + \tau_2 = 192.43^{\circ}\text{C}$$

$$t_{\text{Н\_ПВД}7} := t''_{\text{ПВД}7} + v_{\text{ПВД}} = 193.93^{\circ}\text{C}$$

$$p_{\text{Н\_ПВД}7} := \text{wspPST}(t_{\text{Н\_ПВД}7}) = 1.3668 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{отбор}3} := 1.08 p_{\text{Н\_ПВД}7} = 1.47612 \text{ МПа}$$

Визначимо основні параметри для підігрівача низького тиску :

Ентальпія конденсату після його проходження підігрівача

$$h_{д\_пвд7} := \text{wspHSWT}(t_{н\_пвд7}) = 825.12 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Ентальпія живильної води після підігрівача

$$h_{пв7} := \text{wspHPT}(p_{пв7}, t''_{пвд7}) = 825.68 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Після підігрівача ентропію живильної води

$$h_{от63} := \text{wspHPS}(p_{от6ор3}, S_{шт''}) = 3445.51 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Дійсна ентальпія пари після першого відбору для циліндрів високого тиску

$$h_{от63д} := h_{1''} - (h_{1''} - h_{от63})\eta_1 = 3446.83 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

### 3.6. Висновки по розділу 3

Після проведених розрахунків регенеративних підігрівачів для турбіни К-200-13 визначили основні показники підігрівачі, такі як :

- Температура конденсату
- Дійсна температура
- Тиск конденсату в підігрівачі
- Тиск пари при відборі
- Ентальпія конденсату в підігрівачі

- Ентальпія конденсату після його проходження підігрівача
- Ентальпія живильної води після підігрівача
- Після підігрівача ентропію живильної води
- Дійсна ентальпія пару після першого відбору для циліндрів високого тиску



#### 4. ТЕПЛОВИЙ БАЛАНС ДЛЯ ПІДІГРІВАЧІВ

Визначимо для кожного з підігрівачів турбіни К-200-130 тепловий баланс.

Почнемо з підігрівача високого тиску (ПВТ-8), коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають

$$\alpha_2 := 5\%$$

$$\alpha_2 := \text{root}\left[\left[\alpha_2(h_{\text{от62}} - h_{\text{д\_пвд8}}) + \alpha_1(h_{\text{д\_пвд9}} - h_{\text{д\_пвд8}})\right]\eta_{\text{Г}} - \alpha_{\text{ПВ}}(h_{\text{ПВ8}} - h_{\text{ПВ7}}), \alpha_2\right] = 4.71\%$$

$$h_{\text{ПВН}} = 720.59 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Напишемо тепловий баланс для підігрівача високого тиску (ПВТ-7), коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають

$$\alpha_3 := 5\%$$

$$\alpha_3 := \text{root}\left[\left[\alpha_3(h_{\text{от63}} - h_{\text{д\_пвд7}}) + (\alpha_1 + \alpha_2)(h_{\text{д\_пвд8}} - h_{\text{д\_пвд7}})\right]\eta_{\text{Г}} - \alpha_{\text{ПВ}}(h_{\text{ПВ7}} - h_{\text{ПВН}}), \alpha_3\right] = 3.76\%$$

$$h_{\text{вв\text{шар}}} := h''_{\text{д}} = 2762.75 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Напишемо тепловий баланс для деаератору, коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають

$$\alpha_{\text{д}} := 5\%$$

$$\alpha_{\text{д}} := \text{root}\left[\left(\alpha_{\text{пе}} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{д}}\right)h_{\text{ПВ5}} + \alpha_{\text{д}}h_{\text{от63}} + \left(\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3\right)h_{\text{д\_пвд7}} - \alpha_{\text{вв\text{шар}}}h_{\text{вв\text{шар}}} - \alpha_{\text{ПВ}}h'_{\text{д}}, \alpha_{\text{д}}\right] = 1.1145\%$$

$$\alpha_{\text{ок}} := \alpha_{\text{пе}} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{д}} = 87.67\%$$

$$\alpha_{\text{III}} := \alpha_3 + \alpha_{\text{д}} = 0.0487$$

$$h_{\text{см}} := 444 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Напишемо тепловий баланс для підігрівача низького тиску (ПНТ-5), коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають

$$\alpha_4 := 5\%$$

$$\alpha_4 := \text{root}[\alpha_4(h_{\text{отб}4} - h_{\text{д\_пнд}5})\eta_{\Gamma} - \alpha_{\text{ок}}(h_{\text{тв}5} - h_{\text{тв}4}), \alpha_4] = 3.66\%$$

Напишемо тепловий баланс для підігрівача низького тиску (ПНТ-4), коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають

$$\alpha_5 := 5\%$$

$$\alpha_5 := \text{root}[\alpha_5(h_{\text{отб}5} - h_{\text{д\_пнд}4}) + \alpha_4(h_{\text{д\_пнд}5} - h_{\text{д\_пнд}4})\eta_{\Gamma} - \alpha_{\text{ок}}(h_{\text{тв}4} - h_{\text{см}}), \alpha_5] = 3.45\%$$

Напишемо тепловий баланс для підігрівача низького тиску (ПНТ-3), коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають

$$\alpha_6 := 5\%$$

$$\alpha_6 := \text{root}[\alpha_6(h_{\text{отб}6} - h_{\text{д\_пнд}3}) + (\alpha_4 + \alpha_5)(h_{\text{д\_пнд}4} - h_{\text{д\_пнд}3})\eta_{\Gamma} - (\alpha_{\text{ок}} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6)(h_{\text{тв}3} - h_{\text{тв}2}), \alpha_6] = 3.06\%$$

$$\alpha_{\text{кд}} := \alpha_{\text{ок}} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 = 0.7749$$

$$h_{\text{см}} := \text{root}[\alpha_{\text{кд}} h_{\text{тв}3} + (\alpha_4 + \alpha_5 + \alpha_6) h_{\text{д\_пнд}3} - \alpha_{\text{ок}} h_{\text{см}}, h_{\text{см}}] = 440.52 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Напишемо тепловий баланс для підігрівача низького тиску (ПНТ-2), коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають

$$\alpha_7 := 5\%$$

$$\alpha_7 := \text{root}[\alpha_7(h_{\text{отб}7} - h_{\text{д\_пнд}2})\eta_{\Gamma} - \alpha_{\text{кд}}(h_{\text{тв}2} - h_{\text{тв}1}), \alpha_7] = 3.45\%$$

Напишемо тепловий баланс для підігрівача низького тиску (ПНТ-1), коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають

$$\alpha_8 := 5\%$$

$$\alpha_8 := \text{root}\left[\alpha_8(h_{\text{отб8}} - h_{\text{д\_пнд1}})\eta_{\text{Г}} - \alpha_{\text{кд}}(h_{\text{пв1}} - h'_{\text{к}}), \alpha_8\right] = 4.07\%$$

$$\alpha_{\text{к}} := \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{\text{III}} - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8 = 0.66979$$

$$\alpha_{\text{кд}} := \alpha_{\text{к}} + \alpha_8 + \alpha_7 + \alpha_{\text{доб.води}} = 0.7749$$

$$\Delta := \left| \frac{\alpha_{\text{кд}}' - \alpha_{\text{кд}}}{\alpha_{\text{кд}}} \right| = 0\%$$

## 5. ОСНОВНІ ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОЇ РОБОТИ ТУРБИНИ К- 200-130

Визначимо коефіцієнт, який характеризує недовиробітку тепла

$$y_1 := \frac{h_{\text{орт61}} - h_{1t} + h_{1''} - h_k}{h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k} = 0.79$$

$$y_2 := \frac{h_{1''} - h_k}{h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k} = 0.73$$

$$y_3 := \frac{h_{\text{орт63}} - h_k}{h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k} = 0.65$$

$$y_4 := \frac{h_{\text{орт64}} - h_k}{h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k} = 0.49$$

$$y_5 := \frac{h_{\text{орт65}} - h_k}{h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k} = 0.39$$

$$y_6 := \frac{h_{\text{орт66}} - h_k}{h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k} = 0.29$$

$$y_7 := \frac{h_{\text{орт67}} - h_k}{h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k} = 0.2$$

$$y_8 := \frac{h_{\text{орт68}} - h_k}{h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k} = 0.11$$

Представимо отримані значення недовиробітку тепла для кожного підігрівача на рис.5.1

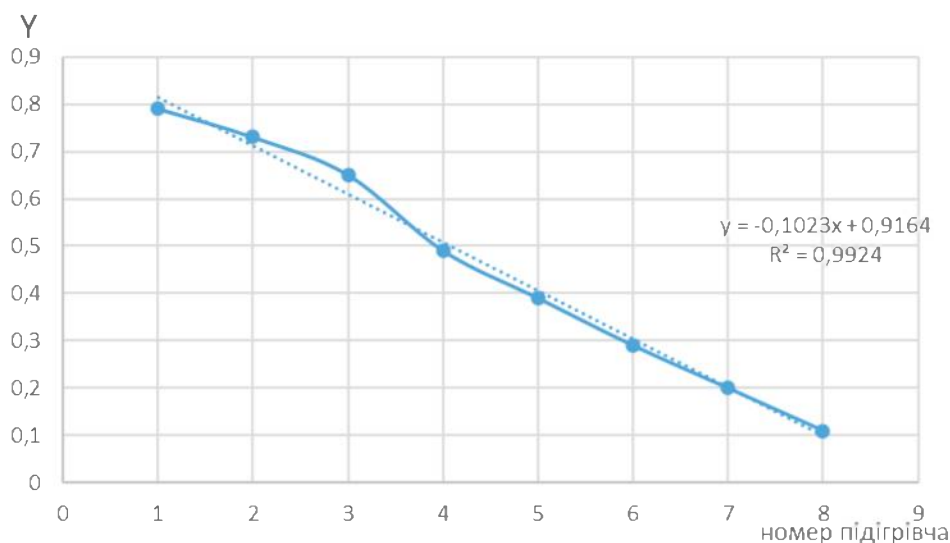


Рисунок 5.1 – Залежність недовиробітку тепла для кожного підігрівача

З рис.5.1 бачимо, що можна отримати лінійну залежність для недовиробітку тепла для кожного підігрівача, яке описується рівнянням

$$Y = -0,1023 \cdot N + 0,9164$$

З достовірністю 0,992.

Визначимо для турбіни умовний наведений тепло перепад

$$H_{\Pi} = (h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k) (1 - y_1 \alpha_1 - y_2 \alpha_2 - y_3 \alpha_3 - y_4 \alpha_4 - y_5 \alpha_5 - y_6 \alpha_6 - y_7 \alpha_7 - y_8 \alpha_8) = 1511,65 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Визначимо основну частину витрати свіжого пару для турбіни

$$D_0 := \frac{N_3}{H_{II} \eta_M \eta_T} = 566.01 \text{ т/ч}$$

Визначимо витрати пара для відборів

$$D_1 := \alpha_1 D_0 = 32.56 \text{ т/ч}$$

$$D_2 := \alpha_2 D_0 = 26.67 \text{ т/ч}$$

$$D_3 := \alpha_3 D_0 = 21.26 \text{ т/ч}$$

$$D_4 := \alpha_4 D_0 = 20.72 \text{ т/ч}$$

$$D_5 := \alpha_5 D_0 = 19.53 \text{ т/ч}$$

$$D_6 := \alpha_6 D_0 = 17.33 \text{ т/ч}$$

$$D_7 := \alpha_7 D_0 = 19.51 \text{ т/ч}$$

$$D_8 := \alpha_8 D_0 = 23.03 \text{ т/ч}$$

Представимо отримані значення витрати пари для кожного відбору та для кожного підігрівача на рис. 5.2

З рис.5.2 бачимо, що можна отримати лінійну залежність для витрати пари для кожного відбору для кожного підігрівача, яке описується рівнянням

$$y = 0,0334x^4 - 0,6008x^3 + 4,3293x^2 - 16,021x + 44,972$$

З достовірністю 0,9802.

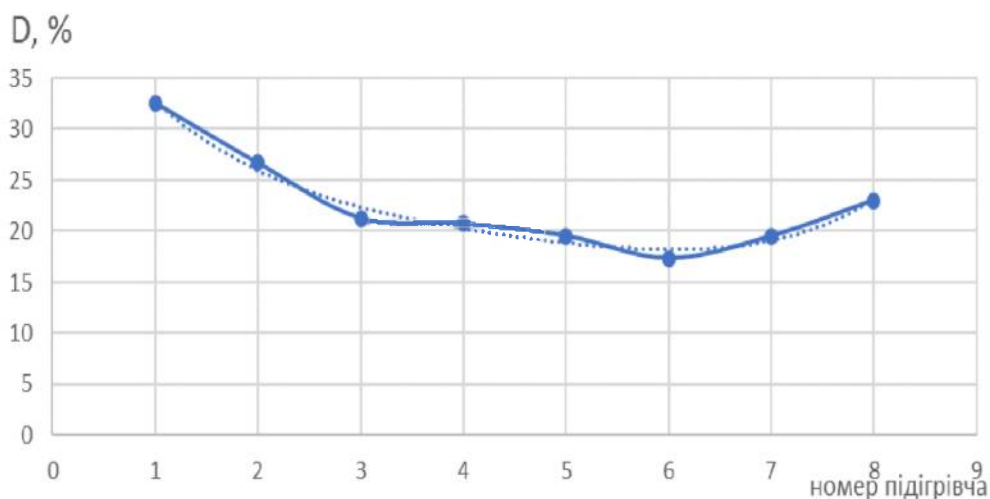


Рисунок 5.2 – Залежність витрати пари для кожного відбору

Визначимо витрати пару

$$D_k := \alpha_k D_0 = 379.11 \text{ т/ч}$$

Розрахуємо витрати живильної води:

$$D_{\text{ГВ}} := \alpha_{\text{ГВ}} D_0 = 581.86 \text{ т/ч}$$

$$D := D_1 + D_2 + D_3 + D_4 + D_5 + D_5 + D_7 + D_8 + D_k = 561.9 \text{ т/ч}$$

$$\Delta D := \left| \frac{D - D_0}{D} \right| = 0.73 \%$$

$$N := (h_0 - h_{1t} + h_{1''} - h_k) [D_1(1 - y_1) + D_2(1 - y_2) + D_3(1 - y_3) + D_4(1 - y_4) + D_5(1 - y_5) + D_6(1 - y_6) + D_7(1 - y_7) + D_8(1 - y_8) + D_k] \eta_M \eta_T = 197.36 \text{ МВт}$$

Визначимо питомі витрати пара в турбіні:

$$d_0 := \frac{D_0}{N_3} = 2.8301 \frac{\text{кг}}{\text{кВт ч}}$$

Визначимо внутрішній коефіцієнт корисної дії турбіни :

$$\eta_i := \frac{H_{\Pi}}{(h_0 - h_{\text{тв9}}) + (h_{1''} - h_{1t})} = 49.97 \%$$

Визначимо електричний коефіцієнт корисної дії турбіни :

$$\eta_3 := \eta_i \eta_{\text{м}} \eta_{\Gamma} = 42.05 \%$$

Визначимо коефіцієнт корисної дії для електростанції :

$$\eta_{\text{тр}} := 0.98$$

$$\eta_{\text{ст}} := \eta_3 \eta_{\text{тр}} \eta_{\text{тк}} = 38.33 \%$$

Визначимо питому витрату палива:

$$q_3 := d_0 [(h_0 - h_{\text{тв9}}) + (1 - \alpha_1 - \alpha_2)(h_{1''} - h_{1t})] = 2.33$$

Визначимо умовну витрату палива:

$$Q_{\text{у.т.}} := 7000 \frac{\text{kcal}}{\text{кг}}$$

$$b_y := \frac{1}{Q_{\text{у.т.}} \eta_{\text{ст}}} = 320.49 \frac{\text{г}}{\text{кВт ч}}$$



Визначимо натурального палива:

$$Q_{\text{н.т.}} := 30030 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

$$b_{\text{н}} := \frac{1}{Q_{\text{н.т.}} \cdot \eta_{\text{ст}}} = 312,49 \frac{\text{г}}{\text{кВтч}}$$

## ВИСНОВОК

В випускній кваліфікаційній роботі на здобуття освітнього ступеня «бакалавр» за спеціальністю (144) «Теплоенергетика» на тему «Дослідження параметрів роботи турбіни К-200-130» проведено літературний аналіз, для того щоб вияснити які показники слід досліджувати. В роботі наведено продольний розріз турбіни з її розмірами, також наведена принципова схема да вказані усі підігрівачі.

Після проведених розрахунків регенеративних підігрівачів для турбіни К-200-13 визначили основні показники підігрівачів, такі як :

- Температура конденсату
- Дійсна температура
- Тиск конденсату в підігрівачі
- Тиск пари при відборі
- Ентальпія конденсату в підігрівачі
- Ентальпія конденсату після його проходження підігрівача
- Ентальпія живильної води після підігрівача
- Після підігрівача ентропію живильної води
- Дійсна ентальпія пару після першого відбору для циліндрів високого тиску

В роботі навели тепловий баланс для кожного підігрівача високого та низького тиску, деаератору, коли витрати пара від підігрівача до турбіни складають відомі.

Визначили основні показники ефективної роботи турбіни к-200-130 , такі як:

- питомі витрати пара в турбіні: 2,8 кг/ кВт\*год.
- внутрішній коефіцієнт корисної дії турбіни : 49,9%
- електричний коефіцієнт корисної дії турбіни : 42 %

- коефіцієнт корисної дії для електростанції :38,33%
- питому витрату палива: 2,23»
- умовну витрату палива: 320 т/ кВт\*год;
- натурального палива : 312 т/ кВт\*год.

Виходячи з отриманих даних можна сказати, що турбіна працює ефективно, бо є економії в витраті палива ( $320-312=8$  т/ кВт\*год.), та показники корисної дії для турбіни знаходяться в допустимих межах.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Cheng X., Xiaosa L., Xin L., Jun L., An integrated de-carbonization supercritical coal-fired power plant incorporating a supplementary steam turbine, process heat recovery and a modified boiler structure, Applied Thermal Engineering, Volume 178, 2020, 115532, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.115532>.
2. Alfredo Gimelli, Raniero Sannino, A micro gas turbine one-dimensional model: Approach description, calibration with a vector optimization methodology and validation, Applied Thermal Engineering, Volume 188, 2021, 116644, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116644>.
3. Yan C., Leonardus W.W., Mahidzal D/, Iskander T. Waste heat from a biomass fueled gas turbine for power generation via an ORC or compressor inlet cooling via an absorption refrigeration cycle: A thermoeconomic comparison, Applied Thermal Engineering, Volume 182, 2021, 116117, ISSN 1359-4311, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116117>.
4. Pan D., Xiaojuan L., Hongling Q., Hongtao S., Xiaochan L. Multi-objective optimization of a new cogeneration system driven by gas turbine cycle for power and freshwater production, J. of Cleaner Production, V. 288, 2021, p. 125639, ISSN 0959-6526, <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2020.125639>.
5. Yan C., Leonardus W.W., Waste heat from a biomass fueled gas turbine for power generation via an ORC or compressor inlet cooling via an absorption refrigeration cycle: A thermoeconomic comparison, Applied Thermal Engineering, Volume 174, 2020, 100117, <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116117>.

6. Xiao W., Han X., Yuning R., Kwang Y. L., Power-carbon coordinated control of BFG-fired CCGT power plant integrated with solvent-based post-combustion CO<sub>2</sub> capture, *Energy*, Volume 226, 2021, p. 120435.
7. Özkan K., Yıldız Koç, Hüseyin Y., Energy, exergy, economy and environmental (4E) analysis and optimization of single, dual and triple configurations of the power systems: Rankine Cycle/Kalina Cycle, driven by a gas turbine, *Energy Conversion and Management*, Volume 227, 2021, p.231-243
8. Dosa I., Zetrilean O. Efficiency Assessment of Condensing Steam Turbine Advances in Environment, Ecosystems and Sustainable Tourism , 2013, p.203-210. 113604,ISSN 0196-8904, <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113604>.
9. Котляров В.М. Экспериментальные характеристики регулирующих клапанов // Энергомашиностроение. 1973. - №6. - С. 32 -34.
10. Ривкин С. Л., Александров А. А. Термодинамические свойства воды и водяного пара. - М.: Справочник, 1984, 320 с.
11. Безопасность и охрана труда: Учеб. пособие для вузов / К. Е. Гарнагина, Н. Г. Занько, Н. Ю. Золотарева. - СПб.: Изд-во МАНЭБ, 2017.- 279 с.

## ДОДАТОК А. ОХОРОНА ПРАЦІ

Відповідно до теми роботи виконується дослідження параметрів турбіни К-200-130, що знаходиться у турбінному відділенні КТЦ, у зв'язку з цим виникають наступні шкідливі і небезпечні фактори:

1 Підвищений рівень шуму механічного і аеродинамічного характеру. Рівень звукової потужності теплоенергетичного устаткування складає 105-120 дБА.

2 Приміщення турбінного цеху – це приміщення з тепловиділеннями від турбін і допоміжного устаткування, оскільки в них протікають процеси які супроводжуються високою температурою. Є нагріті поверхні. Температура робочої зони 22 – 24 °С. Швидкість руху повітря 0,1 м/с. Відносна вологість повітря 75%.

3 Вібραції.

4 Оксид вуглецю 17,6 мг/м<sup>3</sup>(при нормі 20 мг/м<sup>3</sup>).

Небезпечні фактори:

1 Устаткування, яке рухається і обертається.

2 Нагріті частини устаткування і паропроводів.

3 Можливість поразки електричним струмом.

4 Високий тиск перегрітої пари.

5 Вантажопідйомне устаткування.

6 Падіння з висоти.

Аварійною ситуацією при роботі конденсатора є падіння вакууму в конденсаторі. При падінні вакууму вжити всі можливі заходи до його відновлення, якщо не вдається відновити вакуум почати розвантажувати турбіну. Розвантажувати турбіну потрібно при падінні вакууму нижче 650 мм рт ст по 2 МВт на 1 мм падіння вакууму, не допускаючи підвищення температури вихлопних патрубків вище 55 °С.

При падінні вакууму до 545 мм рт ст турбіна повинна бути розвантажена повністю. При падінні вакууму ретельно стежити за відносним положенням роторів ЦНД.

При падінні вакууму до 540 мм рт ст турбіна повинна бути зупинена, в аварійному порядку, без зриву вакууму. У випадках раптового падіння вакууму в конденсаторі до рівня спрацьовування попереджувальної сигналізації, але вище за установку спрацьовування захисту необхідно негайно вжити заходи до відновлення нормального вакууму. При неможливості відновити нормальний вакуум в конденсаторі протягом 15 хв після появи сигналу про зниження вакууму турбіна повинна бути зупинена.

Якщо вакуум по ртутному вакуумметру падає, а температура вихлопного патрубку залишається постійною це означає, що в трубці від конденсатора до вакуумметра відбувся розрив і, отже, турбіну розвантажувати не треба, а потрібно відремонтувати трубку.

При поступовому падінні вакууму в конденсаторі належить вживати наступні заходи:

- а) переконатися в дійсному падінні вакууму, звіряючи свідчення ртутного вакуумметра з температурою пари у вихлопному патрубку;
- б) включити в роботу другу групу ежекторів, якщо вона знаходилася в резерві;
- в) переконатися в нормальній роботі системи ущільнень;
- г) розвантажити турбіну;
- е) одночасно з вказаними операціями виробляти пошуки причин падіння вакууму, для чого в першу чергу перевірити:
  - рівень конденсату в конденсаторі;
  - тиск циркуляційної води перед конденсаторами і висоту сифона в зливних лініях охолоджуючої води;
  - тиск пари на лабіринтові ущільнення;
  - тиск пари перед ежекторами;

- ущільнення атмосферних клапанів, засувку на зливні вакууму і всі засувки знаходяться під вакуумом;
- тиск конденсату на видачі конденсатних насосів.



ДОДАТОК Б. ПЕРЕЛІК ЗАУВАЖЕНЬ НОРМОКОНТРОЛЕРА ДО  
РОБОТИ

Перелік зауважень нормо контролера до роботи

Позначення документа	документ	Умовне позначення	Зміст зауваження

Дата \_\_\_\_\_

підпис(ПІБ)\_\_\_\_\_