

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

КАФЕДРА ЕЛЕКТРИЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ ТА КІБЕРФІЗИЧНИХ
СИСТЕМ

Кваліфікаційна робота
перший бакалаврський
(рівень вищої освіти)

на тему: Проект енергоблоку з турбіною потужністю 175 МВт

Виконав: студент IV курсу,
групи 6.1440-с
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
і назва спеціальності)

освітньої програми

Теплоенергетика
(код і назва освітньої програми)

спеціалізації

(код і назва спеціалізації)

Н. А. Гайдін

(ініціали та прізвище)

Керівник к.т.н., доцент Г. В. Карпенко
(посада, вчене звання, науковий ступінь, підпис, ініціали та прізвище)

Рецензент к.т.н., доцент О.І. Осаул

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

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЗАПОРІЗЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра: електричної інженерії та кіберфізичних систем
Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Спеціальність 144 «Теплоенергетика»
(код та назва)
Освітня програма Теплоенергетика
(код та назва)
Спеціалізація _____
(код та назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

« 10 » червня 2023 року

З А В Д А Н Н Я

НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ (ЦІ)

Гайдіну Нікіті Андрійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи (проекту) Проект енергоблоку з турбіною потужністю 175 МВт

керівник роботи к.т.н., доцент Карпенко Ганна Володимирівна

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

затверджені наказом ЗНУ від « 29 » грудня 2022 року № 1887-с

2 Строк подання студентом роботи _____





3 Вихідні дані до роботи тип турбіни Т-175-130; електрична потужність 175 МВт; тиск свіжої пари 12.75 МПа; температура свіжої пари 550°C

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) Технологічна частина, розрахунок принципової теплової схеми з турбіною Т-175-130, розрахунок деаератора, спеціальна частина, охорона навколишнього середовища

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Схема ТЕЦ з турбіною Т-175-130, залежність ефективності деаерації від величини випару, принципова схема деаератора, схема креслення рекуперативного повітряпідігрівача, графік залежності димових газів від температури зовнішнього повітря, залежність ефективності деаерації від величини випару

1 Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Карпенко Г.В. к.т.н., доцент	17.01.2023	
2	Карпенко Г.В. к.т.н., доцент	03.02.2023	
3	Карпенко Г.В. к.т.н., доцент	02.03.2023	
4	Карпенко Г.В. к.т.н., доцент	08.04.2023	

2 Дата видачі завдання 17.01.2023


КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Технологічна частина	25.02.2023	
2	Розрахунок деаератора	19.02.2023	
3	Спеціальна частина	01.04.2023	
4	Охорона навколишнього середовища	03.05.2023	

Студент 
(підпис)

Н.А.Гайдін
(ініціали та прізвище)

Керівник роботи (проекту)


(підпис)

Г.В.Карпенко
(ініціали та прізвище)

Нормоконтроль пройдено

Нормоконтролер


(підпис)

С.Є. ЧИЖОВ
(ініціали та прізвище)

РЕФЕРАТ

Розрахунково-пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи на тему «Проект енергоблоку з турбіною потужністю 175 МВт» містить: 95 сторінок, 10 рисунків, 7 таблиць, 12 літературних джерел.

ТУРБИНА, ЕНЕРГОБЛОК, ПОКАЗНИК, ПІДГРІВАЧ, ТИСК, БАЛАНС, КОНДЕНСАТ, ДЕАЕРАТОР, ПАРА, ЕНТАЛЬПІЯ, ПАРОПЕРЕГРІВАЧ, УСТАНОВКА НИЗЬКОГО ТИСКУ, НАСОСИ, ТУРБОГЕНЕРАТОР

Метою проекту є розрахунок теплофікаційної електроцентралі, вибір основного та допоміжного обладнання та його розрахунку.

Для теплопостачання житлово-комунального сектору широко застосовуються водогрійні котельні установки. Особливістю роботи таких котлів є робота при постійній витраті мережевої води. Навантаження котлів регулюється зміненням температури входу і виходу шляхом зміни форсування топки, тобто шляхом змінення витрати палива на котельну установку.

Робота заснована на розрахунку енергоблоку теплофікаційної електроцентралі з турбіною Т-175-130.

Технологічна частина складається з розрахунку принципової схеми, визначення балансів пари і води, енергетичних показників, вибору основного і допоміжного обладнання цієї станції, вибору схеми хімічної підготовки живильної води.

Друга частина містить у собі тепловий та міцнісний розрахунок деаератора.

Спеціальна частина містить у собі тепловий розрахунок і компоновання повітропідігрівача.

ЗМІСТ

РЕФЕРАТ	4
ВСТУП	8
1 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	9
1.1 Розрахунок принципової теплової схеми енергоблока з турбіною Т-175-130.....	9
1.1.1 Опис енергоблока з турбіною Т-175-130.....	9
1.2 Визначення параметрів пари та води.....	12
1.2.1 Тиск у конденсаторі.....	13
1.2.2 Побудова процесу розширення пари в турбіні	13
1.2.3 Тиск у нагнітальному патрубку конденсатного насоса	13
1.2.4 Тиск у нагнітальному патрубку живильного насоса.....	13
1.2.5 Визначення параметрів конденсату та води на ділянці регенерації низького тиску	14
1.2.6 Визначення параметрів конденсату та води на ділянці регенерації високого тиску	16
1.2.7 Баланси пари та води	17
1.2.7.1 Визначення параметрів пари та води в установці використання продування.....	17
1.2.7.2 Визначення витрати пари на теплофікацію	20
1.2.7.3 Визначення параметрів пари і води на ділянці ліній основного конденсату:	24
1.2.7.4 Розрахунок групи підігрівачів високого тиску	24
1.2.7.5 Деаератор живильної води (ДЖВ)	27
1.2.7.6 Підігрівальна установка низького тиску	28

1.2.7.7 Рівняння матеріального балансу конденсатора. Потік конденсату ..	31
1.2.7.8 Матеріальний баланс турбіни	32
1.2.7.9 Енергетичний баланс турбоагрегата	33
1.2.8 Енергетичні показники енергоблока.....	34
1.3 Вибір основного та допоміжного обладнання	39
1.3.1 Вибір основного обладнання енергоблока Т-175-130.....	39
1.3.1.1. Вибір турбоагрегату.....	39
1.3.1.2 Вибір парового котла.....	39
1.3.1.3 Вибір турбогенератора	40
1.3.2 Вибір допоміжного обладнання	41
1.3.2.1 Вибір підігрівачів високого тиску.....	41
1.3.2.2 Вибір підігрівачів низького тиску.....	43
1.3.2.3 Вибір деаератора	47
1.3.2.4 Вибір конденсатора.....	48
1.3.2.5 Вибір мережевих підігрівачів	49
1.3.2.6 Вибір живильних насосів	49
1.3.2.7 Вибір конденсатних насосів	50
1.4 Вибір схеми хімічної водоочистки.....	51
2 РОЗРАХУНОК ДЕАЕРАТОРА	58
2.1 Призначення, пристрій і робота деаератора.....	58
2.2 Вихідні дані	60
2.3 Тепловий розрахунок деаератора.....	61
2.4 Розрахунок на міцність елементів деаератора	69
3 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА.....	72
3.1 Призначення, пристрій і робота повітропідігрівача.....	72

	7
3.2 Вихідні дані для розрахунку повітропідігрівача:	75
3.3 Розрахункова частина.....	75
4 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	84
4.1 Скидні води після прямоточного охолодження конденсаторів турбін ..	84
4.2 Стічні води від мазутних господарств енергооб'єктів	85
4.3 Скидні води систем гідрозоловидалення	87
4.4 Продувні води парогенераторів, випарників і пароперетворювачів	89
4.5.Скидні води водопідготовчих установок	89
ВИСНОВОК.....	94
Література	95

ВСТУП

Енергетика є найважливішою і необхідною галуззю економіки. Енергетика переживає останнім часом найскладніший період у своєму існуванні та розвитку. Виробництво електроенергії є одним із головних показників економічного рівня країни і відображає загальний стан виробничих сил. Енергетика забезпечує безперебійну роботу промисловості, сільського господарства, транспорту, комунальних господарств. Стабільний розвиток економіки неможливий без енергетики, що постійно розвивається. Часто електростанції забезпечують також підприємства і житлові будівлі парою і гарячою водою.

Принципова теплова схема (ПТС) характеризує сутність і досконалість основного і технологічного процесу теплової електричної станції - процесу перетворення теплової енергії палива, що спалюється, на електричну і теплову енергію, що відпускається споживачам. Вона визначає теплову економічність відпуску споживачам від ТЕЦ електричної і теплової енергії.

ПТС включає основне і допоміжне тепломеханічне обладнання технологічного циклу: парогенератори, парові турбіни, регенеративні підігрівачі живильної води, підігрівачі мережевої води, насоси різного призначення, деаератори, випарники, розширювачі.

Під час складання ПТС враховуються можливі режими роботи станції. Розрахунок ПТС проводять з метою визначення параметрів і величин потоків робочого тіла на різних ділянках технологічного циклу, а також потужності та показників теплової економічності.

1 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

1.1 Розрахунок принципової теплової схеми енергоблока з турбіною Т-175-130

Вихідні дані для розрахунку теплової схеми ТЕЦ:

Тип турбіни Т-175-130;

Електрична потужність 175 МВт;

Тиск свіжої пари 12.75 МПа;

Температура свіжої пари 550 °С;

Температура охолоджувальної води конденсатора 15 °С.

1.1.1 Опис енергоблока з турбіною Т-175-130

Розрахунок принципової теплової схеми проведено з метою визначення параметрів і величини потоків робочого тіла (пари, конденсату і живильної води) у різних ділянках технологічного циклу, а також потужності та показників теплової економічності.

Енергоблок потужністю 175 МВт складається з барабанного парогенератора й одновальної конденсаційної турбоустановки Т-175-130 номінальною потужністю 175 МВт, з параметрами свіжої пари:

- тиск $P=130$ ат. (12,75 МПа);
- температура 550 С.

Турбіна має три циліндри. Свіжа пара надходить у ЦВТ, що містить регулювальний одновенечний ступінь і одинадцять ступенів активного типу. Після ЦВТ пара надходить у ЦСТ. Циліндр середнього тиску має одинадцять ступенів. Після ЦСТ пара надходить у двопотоковий циліндр низького тиску, з чотирма ступенями в кожному потоці.

Кінцевий тиск пари в турбіні перед конденсатором $P_k=0,039$ ат. (0,0039 МПа).

Турбіна має 7 регенеративних відборів пари, з яких п'ять нерегульованих, і два теплофікаційні відбори для підігріву мережевої води.

Підігрів конденсату і живильної води парою, що відбирається з проточної частини турбіни, є одним з ефективних способів підвищення економічності теплових електричних станцій. Регенеративний підігрів істотно скорочує питому витрату палива на вироблення електроенергії. Основною перевагою регенерації є зменшення витрат пари в конденсатор і втрат тепла в ньому. Регенеративний підігрів живильної води здійснюють послідовно в декількох підігрівачах, що істотно підвищує теплову економічність циклу. Залежно від початкових параметрів і вихідної температури нагрівального конденсату теплофікаційних відборів додатковий виробіток електроенергії на регенеративних відборах ТЕС становить 8-35 % від вироблення на зовнішньому теплоспоживанні.

Підігрів живильної води здійснюється в поверхневих і змішувальних (за безпосереднього контакту води з парою) регенеративних підігрівачах. Основними підігрівачами в тепловій схемі ТЕС є поверхневі. Як змішувальний підігрівач найчастіше використовують деаератор, що слугує переважно для видалення шкідливих домішок газів із робочого тіла. У змішувальних підігрівачах недогрів дорівнює нулю, що обумовлює велику їхню теплову економічність.

Конденсат турбіни підігрівається в охолоджувачі ущільнень ОУ, підігрівачі ущільнень ПУ і охолоджувачі ежектора ОЕ, у чотирьох регенеративних підігрівачах низького тиску. Після деаератора вода живильним насосом прокачується через три підігрівачі високого тиску. Усі ПВТ мають вбудовані пароохолоджувачі, а також забезпечені вбудованими охолоджувачами дренажу крім основної конденсуючої поверхні, що підвищує ефективність регенеративного циклу. Охолоджувач пари використовує теплоту перегріву пари для додаткового підігріву живильної води на 2-5 С вище температури води на виході з основної поверхні. Охолоджувач конденсату охолоджує конденсат гріючої пари нижче за температуру насичення, що зменшує витіснення пари нижчих відборів у разі

каскадного зливу конденсату з підігрівача. Встановлення охолоджувачів пари і конденсату дає економію палива до 0,5-1 %.

Дренажі ПВД зливаються каскадно в деаератор. Дренажі ПНТ4 зливаються каскадно в ПНТ5 . Дренажі підігрівачів ПНТ5 у СМ1, ПНТ6 і верхнього ступеня мережевого підігрівача (СП2) у СМ2, нижнього ступеня мережевого підігрівача (СП1) у СМ3, а дренажі ПНТ7, ПУ, ОУ і ОЕ надходять у конденсатозбірник конденсатора.

Принципову теплову схему ТЕЦ наведено на рисунку 1.1

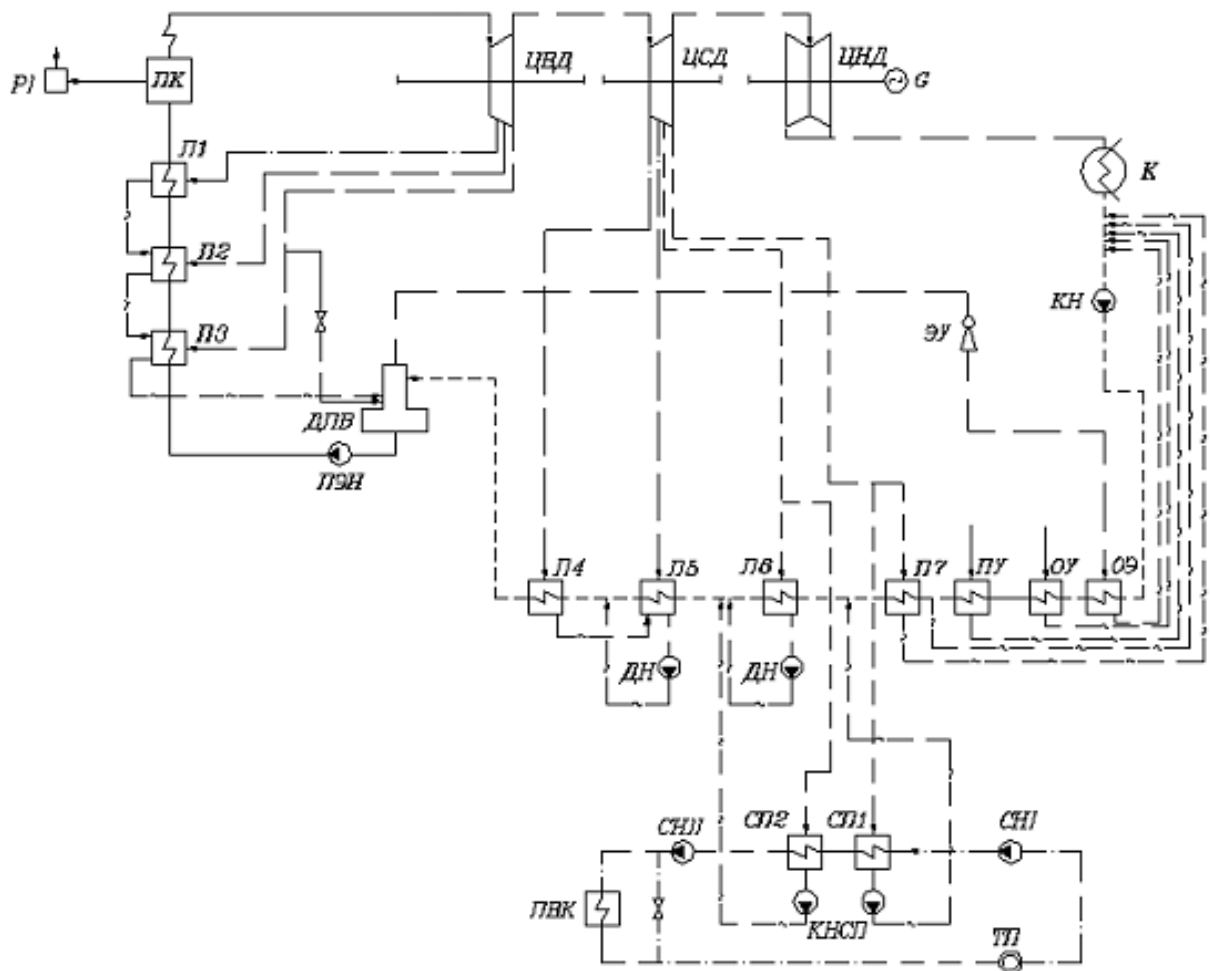


Рисунок 1.1 - ПТС ТЕЦ із турбіною Т-175/210-130

1.2 Визначення параметрів пари та води

Параметри і величини потоків робочого тіла (пари, конденсату і живильної води) на різних ділянках технологічного циклу наведено в таблиці 1.1, де прийнято такі позначення:

P_n, T_n, h_n - тиск (МПа), температура (С) і ентальпія (кДж/кг) пари;

P'_n - тиск пари перед підігрівачами регенеративної установки (МПа);

t'_n, h'_n - температура (С) і ентальпія (кДж/кг) конденсату при тиску насичення;

θ - недогрів води в поверхневих теплообмінниках на виході з вбудованого пароохолоджувача (С);

P_v, T_v, h_v - тиск (МПа), температура (С) і ентальпія (кДж/кг) води після регенеративних підігрівачів;

x - ступінь сухості;

Точка процесу 0' відповідає стану пари перед регулювальним ступенем ЦВД.

Таблиця 1.1 - Параметри води та пари

Точка процесу розширення	Елемент схеми	P_n , МПа	T_n , °С (х)	h_n , кДж/кг	P'_n , МПа	t'_n , °С	h'_n , кДж/кг	θ , °С	P_v , МПа	T_v , °С	h_v , кДж/кг
0	-	12.70	550.0	3474.5	-	-	-	-	-	-	-
0'	-	12.10	548.0	3474.5	-	-	-	-	-	-	-
1	П1	3.30	370.0	3156.0	3.135	236.31	1019.98	3	19.876	233.31	1009.43
2	П2	2.22	320.0	3056.0	2.109	215.08	920.99	3	20.376	212.08	913.99
3	П3	1.47	274.0	2978.0	1.396	194.93	829.61	3	20.876	191.93	825.46
	Д	1.47	274.0	2978.0	0.590	158.18	667.65	-	0.590	158.18	667.65
4	П4	0.576	177.0	2797.0	0.547	155.27	655.03	3	0.835	152.27	642.24
5	П5	0.277	0,984	2687.0	0.263	129.11	542.59	3	0.85	126.11	530.21
6	П6	0.08	0,933	2513	0.076	92.00	391.64	3	0.865	89.00	373.60
7	П7	0.037	0,906	2414,5	0.035	73.00	306.04	3	0.880	70.00	293.60
К	К	0.0039	0,943	2414,5	0.0039	28.50	119.47	-	0.0039	28.50	119.47

1.2.1 Тиск у конденсаторі

Температура насичення в конденсаторі:

$t_{o.в} = 15 \text{ } ^\circ\text{C}$ - температура охолоджувальної води конденсатора;

$\Delta t = 8 \text{ } ^\circ\text{C}$ - нагрівання води в конденсаторі;

$\delta t_k = 5,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ - недогрів води до стану насичення в конденсаторі;

$t_k = t_{o.в.} + \Delta t + \delta t_k = 15 + 8 + 5,5 = 28,5 \text{ } ^\circ\text{C}$.

За [1] знаходимо тиск у конденсаторі: $p_k = 0.0039 \text{ МПа}$.

1.2.2 Побудова процесу розширення пари в турбіні

Параметри свіжої пари перед регулювальним клапаном:

$P_n = 12,7 \text{ МПа}$, $t_n = 550 \text{ } ^\circ\text{C}$, $h_n = 3474,5 \text{ кДж/кг}$;

$\Delta p_\epsilon = 0,045 \cdot p_0 = 0,045 \cdot 12,7 = 0,6 \text{ МПа}$ - втрати тиску на паровпуску;

$p_o' = p_0 - \Delta p_\epsilon = 12,7 - 0,6 = 12,1 \text{ Мпа}$.

1.2.3 Тиск у нагнітальному патрубку конденсатного насоса

$$P_{кн} = P_\delta + \Delta P_{нив} + \sum \Delta p_{эл}, \quad (1.1)$$

де $p_\delta = 0.59 \text{ МПа}$ - тиск у деаераторі живильної води;

$\Delta P_{нив} = \rho \cdot g \cdot H \cdot 10^{-6} = 1000 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 10^{-6} = 0,294 \text{ МПа}$

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ - густина води від насоса до деаератора;

$H = 30 \text{ м}$ - різниця рівнів у конденсаторі та ДПВ;

$\Delta p_{эл} = 0,15 \text{ МПа}$ - втрати тиску в одному елементі;

$P_{кн} = 0,59 + 0,294 + 0,15 \cdot 7 = 0,98 \text{ МПа}$.

1.2.4 Тиск у нагнітальному патрубку живильного насоса

$$P_{нн} = P_\delta + \Delta P_\delta + \Delta P_{рнк} + \Delta P_{эк} + \sum \Delta P_{нвд} + \Delta P_{зан} + \Delta P_{нив}, \quad (1.2)$$

де $p_6 = 15,9$ МПа - надлишковий номінальний тиск в барабані

$\Delta P_6 = 0,08 \cdot p_6 = 0,08 \cdot 15,9 = 1,272$ МПа -запас тиску на відкриття запобіжних клапанів;

$\Delta P_{pнк} = 1,6$ МПа - перепад тиску в регулюючому живильному клапані котла;

$\Delta P_{эк} = 0,05 \cdot p_6 = 0,05 \cdot 15,9 = 0,795$ МПа - втрати тиску в економайзері;

$\Delta P_{пвд} = 0,5$ МПа - втрати тиску в одному ПВД;

$\Delta P_{зан} = 0,08 \cdot \sum \Delta P_{пвд} = 0,08 \cdot 0,5 \cdot 3 = 0,12$ МПа;

$\Delta P_{нив} = \rho \cdot g \cdot H \cdot 10^{-6} = 822 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 10^{-6} = 0,22$ МПа;

$\rho = 822$ м³ /кг- середня густина поживної води від насоса до барабана;

$H = 30$ м - висота рівня води від осі насоса до рівня барабана;

$p_{ни} = 15,9 + 1,272 + 1,6 + 0,795 + 0,5 \cdot 3 + 0,12 + 0,22 = 21,4$ МПа.

$p_6 = p_д + \rho \cdot g \cdot H \cdot 10^{-6} - \Delta p = 0,6 + 908,6 \cdot 9,81 \cdot 25 \cdot 10^{-6} - 0,06 = 0,76$ МПа – тиск на всмокт.

$\rho = 908,6$ кг / м³ - щільність води від деаератора до живильного насосу;

$H = 25$ м -висота стовпа рідини від рівня води в деаераторі до рівня води у насосі;

$\Delta p = 0,06$ МПа - втрати тиску від деаератора до живильного насосу

$$t_6^{nn} = \frac{h_6^{nn}}{C_p} = \frac{696,38}{4,186} = 166,4^\circ C$$

1.2.5 Визначення параметрів конденсату та води на ділянці регенерації низького тиску

За [1] знаходимо ентальпію пари в 1-му відборі:

$p_7 = 0,037$ МПа, $x_7 = 0,906$, $h_7 = 2414,5$ кДж /кг;

$p_6 = 0,08$ МПа, $x_6 = 0,933$, $h_6 = 2513$ кДж/кг;

$p_5 = 0,277$ МПа, $x_5 = 0,984$, $h_5 = 2687$ кДж/кг;

$p_4 = 0,576$ МПа, $t_4 = 177^\circ C$, $h_4 = 2797$ кДж /кг.

Приймаємо втрати тиску від камери відбору до ПНТ - 5% [2], тоді $p_n^{нд} = 0,95 \cdot p_i$ - тиск насичення пари, що гріє, в ПНТ;

По [1] знаходимо по $p_n^{\text{ннд}}$ температуру і ентальпію насичення пари, що гріє.

$$p_n^{\text{ннд}1} = 0,95 \cdot p_7 = 0,95 \cdot 0,037 = 0,035 \text{ МПа};$$

$$t_n^{\text{ннд}1} = 73 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_n^{\text{ннд}1} = 306,04 \text{ кДж/кг};$$

$$p_n^{\text{ннд}2} = 0,95 \cdot p_6 = 0,95 \cdot 0,08 = 0,076 \text{ МПа};$$

$$t_n^{\text{ннд}2} = 92 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_n^{\text{ннд}2} = 391,64 \text{ кДж/кг};$$

$$p_n^{\text{ннд}3} = 0,95 \cdot p_5 = 0,95 \cdot 0,277 = 0,263 \text{ МПа};$$

$$t_n^{\text{ннд}3} = 129,11 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_n^{\text{ннд}3} = 542,59 \text{ кДж/кг};$$

$$p_n^{\text{ннд}4} = 0,95 \cdot p_4 = 0,95 \cdot 0,576 = 0,547 \text{ МПа};$$

$$t_n^{\text{ннд}4} = 155,27 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_n^{\text{ннд}4} = 655,03 \text{ кДж/кг}.$$

Недогрівання води до температури насичення приймаємо $\delta t_{\text{ннд}} = 3$ $^\circ\text{C}$ [2], тоді температура конденсата:

$$t_e^{\text{ннд}} = t_n^{\text{ннд}} - \delta t_{\text{ннд}}$$

$$t_e^{\text{ннд}1} = t_n^{\text{ннд}1} - \delta t_{\text{ннд}} = 73 - 3 = 70 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_e^{\text{ннд}2} = t_n^{\text{ннд}2} - \delta t_{\text{ннд}} = 92 - 3 = 89 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_e^{\text{ннд}3} = t_n^{\text{ннд}3} - \delta t_{\text{ннд}} = 129,11 - 3 = 126,11 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_e^{\text{ннд}4} = t_n^{\text{ннд}4} - \delta t_{\text{ннд}} = 155,27 - 3 = 152,27 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тиск конденсата:

$$p_e^{\text{ннд}1} = 0,88 \text{ МПа};$$

$$p_e^{\text{ннд}2} = p_{\text{кн}} - \Delta p_{\text{эл}} \cdot 1 = 0,88 - 0,015 \cdot 1 = 0,865 \text{ МПа};$$

$$p_e^{\text{ннд}3} = p_{\text{кн}} - \Delta p_{\text{эл}} \cdot 2 = 0,88 - 0,015 \cdot 2 = 0,85 \text{ МПа};$$

$$p_e^{\text{ннд}4} = p_{\text{кн}} - \Delta p_{\text{эл}} \cdot 3 = 0,88 - 0,015 \cdot 3 = 0,835 \text{ МПа}.$$

По [1] знаходимо ентальпію поживної води при: $t_e^{\text{ннд}}$ и $p_e^{\text{ннд}}$:

$$h_e^{\text{ннд}1} = 293,6 \text{ кДж/кг};$$

$$h_e^{\text{ннд}2} = 373,6 \text{ кДж/кг};$$

$$h_e^{\text{ннд}3} = 530,21 \text{ кДж/кг};$$

$$h_e^{\text{ннд}4} = 642,24 \text{ кДж/кг}.$$

1.2.6 Визначення параметрів конденсату та води на ділянці регенерації високого тиску

За [1] знаходимо ентальпію пари в 1-му відборі:

$$p_3 = 1,47 \text{ МПа}, \quad t_3 = 274 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_3 = 2978 \text{ кДж/кг};$$

$$p_2 = 2,22 \text{ МПа}, \quad t_2 = 320^\circ\text{C}, \quad h_2 = 3056 \text{ кДж/кг};$$

$$p_1 = 3,30 \text{ МПа}, \quad t_1 = 370^\circ\text{C}, \quad h_1 = 3156 \text{ кДж/кг}.$$

Приймаємо втрати тиску від камери відбору до ПВД - 5% [2], тоді

$$p_n^{не\delta} = 0,95 \cdot p_i - \text{тиск насичення пари, що гріє, в ПВД}$$

По [1] знаходимо по $p_n^{пвд}$ температуру і ентальпію насичення пари, що гріє.

$$p_n^{не\delta 5} = 0,95 \cdot p_3 = 0,95 \cdot 1,47 = 1,396 \text{ МПа};$$

$$t_n^{не\delta 5} = 194,93 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_n^{не\delta 5} = 829,61 \text{ кДж/кг};$$

$$p_n^{не\delta 6} = 0,95 \cdot p_2 = 0,95 \cdot 2,22 = 2,109 \text{ МПа};$$

$$t_n^{не\delta 6} = 215,08 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_n^{не\delta 6} = 920,99 \text{ кДж/кг};$$

$$p_n^{не\delta 7} = 0,95 \cdot p_1 = 0,95 \cdot 3,3 = 3,135 \text{ МПа};$$

$$t_n^{не\delta 7} = 236,31 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_n^{не\delta 7} = 1019,98 \text{ кДж/кг}.$$

Недогрівання води до температури насичення приймаємо $\delta t_{не\delta} = 3 \text{ }^\circ\text{C}$

[2], тоді температура поживної води:

$$t_e^{не\delta} = t_n^{не\delta} - \delta t_{не\delta}$$

$$t_e^{не\delta 5} = t_n^{не\delta 5} - \delta t_{не\delta} = 194,93 - 3 = 191,93 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_e^{не\delta 6} = t_n^{не\delta 6} - \delta t_{не\delta} = 215,08 - 3 = 212,08 \text{ }^\circ\text{C};$$

$$t_e^{не\delta 7} = t_n^{не\delta 7} - \delta t_{не\delta} = 236,31 - 3 = 233,31 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Тиск поживної води:

$$p_e^{не\delta 5} = p_{ни} - \Delta p_{эл} = 21,4 - 0,5 = 20,9 \text{ МПа};$$

$$p_e^{не\delta 6} = p_{ни} - \Delta p_{эл} \cdot 2 = 21,4 - 0,5 \cdot 2 = 20,4 \text{ МПа};$$

$$p_e^{не\delta 7} = p_{ни} - \Delta p_{эл} \cdot 3 = 21,4 - 0,5 \cdot 3 = 19,9 \text{ МПа}.$$

По [1] знаходимо ентальпію поживної води при: $t_e^{не\delta}$ и $p_e^{не\delta}$:

$$h_e^{не\delta 5} = 825,46 \text{ кДж/кг};$$

$$h_e^{не\delta 6} = 913,99 \text{ кДж/кг};$$

$$h_e^{не\delta 7} = 1009,43 \text{ кДж/кг}.$$

1.2.7 Баланси пари та води

Розрахунок теплової схеми ведеться при витраті свіжої пари на турбіну $D_0=210$ кг/с.

1.2.7.1 Визначення параметрів пари та води в установці використання продування

Парова навантаження парогенератора визначається з урахуванням втрат на продування і протікання через ущільнення.

Величину продування приймаємо рівною 1,5% від витрати свіжої пари D_0 , тобто:

$$D_{np}=0,015 \cdot D_0 \quad (1.3)$$

$$D_{np}=0,015 \cdot 210=3,15 \text{ кг/с.}$$

Величину протікань через ущільнення направляються в ПВД 6 приймаємо $D_y=2,0$ кг/с.

Величину протікання ущільнень, що направляються в охолоджувач, приймаємо 1%, тобто

$$D_{oy}=0,01 \cdot D_0 \quad (1.4)$$

$$D_{oy}=0,01 \cdot 210=2,1 \text{ кг/с.}$$

Сума протікання через ущільнення:

$$D_{yn}=D_{y6}+D_{oy} \quad (1.5)$$

$$D_{yn}=2,0+2,1=4,1 \text{ кг/с.}$$

Витіки пари підводяться до турбіни:

$$D_{ym}=0,016 \cdot D_0 \quad (1.6)$$

$$D_{ym}=0,016 \cdot 210=3,36 \text{ кг/с.}$$

Пароває навантаження парогенератора:

$$D_{n2}=D_0+D_{ym} \quad (1.7)$$

$$D_{n2}=210+3.36=213.36 \text{ кг/с.}$$

Витрата поживної води:

$$D_{n6}=D_{n2}+D_{np} \quad (1.8)$$

$$D_{n6}=213,36+3,15=216,51 \text{ кг/с.}$$

Витрата пари із ущільнень штоків клапанів:

$$D_{yш}=(0,0008 \div 0,003) \cdot D_0 \quad (1.9)$$

$$D_{yш} = 0,003 \cdot 210 = 0,63 \text{ кг/с}$$

Витрата пари на кінцеві ущільнення 0.1% від D_0 :

$$D_{yк}=(0,0015 \div 0,002) \cdot D_0 \quad (1.10)$$

$$D_{yк}=0,0015 \cdot 210=0,315 \text{ кг/с}$$

Витрата пари на ежектор:

$$D_9=0,012 \cdot D_0 \quad (1.11)$$

$$D_9=0,012 \cdot 210=2,52 \text{ кг/с}$$

Сумарна витрата пари на ежектор та ущільнення:

$$D_{\text{эу}} = D_{\text{э}} + D_{\text{ук}} \quad (1.12)$$

$$D_{\text{эу}} = 2,52 + 0,315 = 2,835 \text{ кг/с}$$

Для використання тепла води продування парогенератора передбачена установка розширювача для сепарації продувної води. Параметри робочих середовищ у розширювачі наведено у таблиці 1.2

Таблиця 1.2 - Параметри пари і води у розширювачі

Рас- ширю вач	Вода в расширювач			Пара з расширювача			Вода з расширювача		
	$P_{\text{пр}}$, МПа	$t_{\text{пр}}$, °С	$h_{\text{пр}}$, кДж/кг	$P_{\text{пр}}$, МПа	$t_{\text{пр}}$, °С	$h''_{\text{пр}}$, кДж/кг	$P_{\text{пр}}$, МПа	$t_{\text{пр}}$, °С	$h'_{\text{пр}}$, кДж/кг
P1	14.71	340.6	1598.76	0.60	158.8	2756.14	0.60	158.8	670.50

де $P_{\text{пр}}$, МПа - тиск теплоносіїв;

$t_{\text{пр}}$, °С - температура теплоносіїв;

$h_{\text{пр}}$, кДж/кг - ентальпія теплоносіїв.

Визначаємо вихід пари з розширювача.

З рівняння теплового балансу розширювача маємо:

$$D''_{\text{np1}} = \frac{h_{\text{np}} \cdot \eta - h'_{\text{np1}}}{h''_{\text{np1}} - h'_{\text{np1}}} \cdot D_{\text{np}} \quad (1.13)$$

де $\eta = 0.98$ – коефіцієнт, що враховує втрати тепла у розширювачі;

$$D''_{\text{np1}} = \frac{1598,757 \cdot 0,98 - 670,501}{2756,19 - 670,501} \cdot 3,15 = 1,39 \text{ кг/с.}$$

Витрата продувної води, що виходить з розширювача:

$$D'_{np1} = D_{np} - D''_{np1} \quad (1.14)$$

$$D'_{np1} = 3,15 - 1,39 = 1,76 \text{ кг/с.}$$

Пара з розширювача надходить у деаератор поживної води (ДЖВ), а продувна вода – в охолоджувач продування ОП, де підігріває воду для водопідготовки.

1.2.7.2 Визначення витрати пари на теплофікацію

Параметри пари і води мережевої підігрівальної установки наведено в таблиці 1.3. Схема руху робочих середовищ у мережевих підігрівачах показана на рисунку 1.2

За графіком температури мережевої води визначаємо температуру прямої $t_{nc} = 84^\circ\text{C}$ та обратної $t_{oc} = 46^\circ\text{C}$ мережевої води.

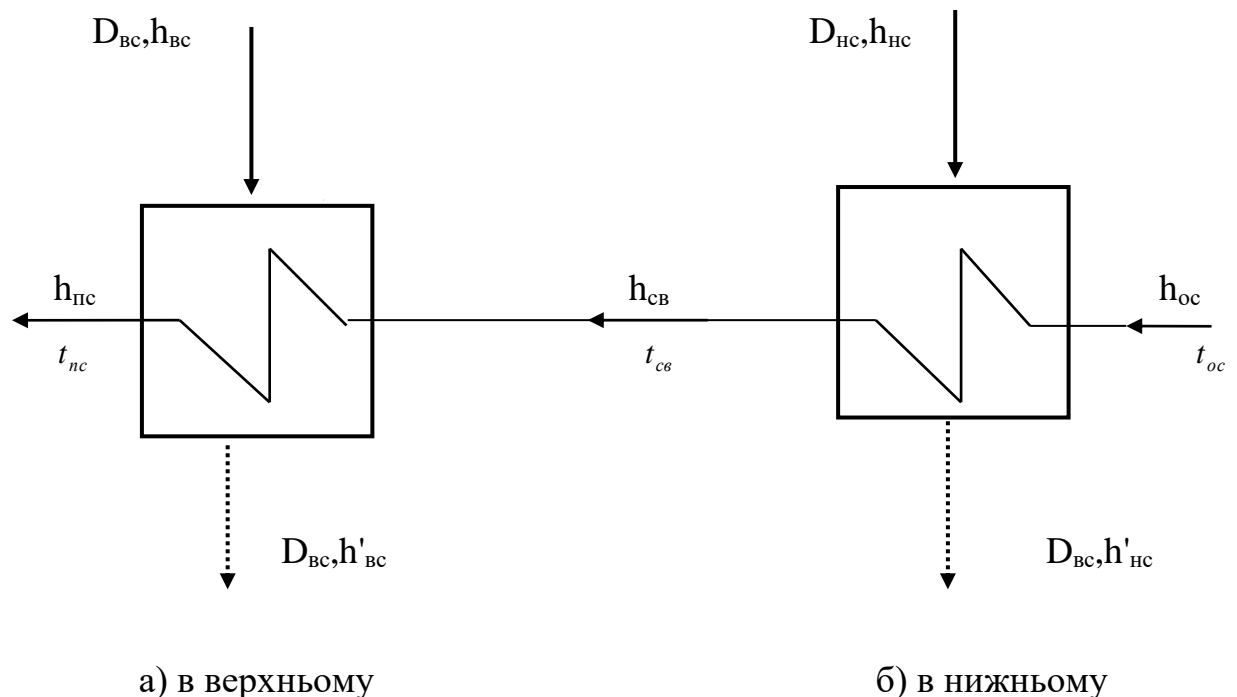


Рисунок 1.2 – Схема руху пари і води в мережевих підігрівачах

За заданим графіком мережевої води визначаємо температуру прямої та зворотної мережевої води: $t_{oc} = 46\text{ }^{\circ}\text{C}$, $t_{nc} = 84\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Температура мережевої води після нижнього мережевого підігрівача:

$$t_{cv} = \frac{t_{nc} + t_{oc}}{2} = 65^{\circ}\text{C} \quad (1.15)$$

Визначаємо ентальпії h_{oc} , h_{cv} , h_{nc} (приймаємо $p_{cv} = 0,8\text{ МПа}$):

$$h_{oc} = f(p_{cv}^1; t_{oc}) ;$$

$$h_{oc} = 193,3\text{ кДж/кг};$$

$$h_{cv} = f(p_{cv}^2; t_{cv}) ;$$

$$h_{cv} = 272,7\text{ кДж/кг};$$

$$h_{nc} = f(p_{cv}^3; t_{nc})$$

$$h_{nc} = 352,3\text{ кДж/кг}$$

Приймаємо недогрів мережевої води $\delta t_{cn} = 8^{\circ}\text{C}$

Температура насичення в нижньому і верхньому підігрівачах:

$$t_n' = t_{cv} + \delta t_{cn} = 65 + 8 = 73^{\circ}\text{C} \quad (1.16)$$

$$t_g' = t_{nc} + \delta t_{cn} = 84 + 8 = 92^{\circ}\text{C} \quad (1.17)$$

За [1] у стані насичення за t' визначаємо тиск гріючої пари в нижньому і верхньому мережевих підігрівачах:

$$p'_{cn1} = 0,0355\text{ МПа}, h'_{cn1} = 306\text{ кДж/кг};$$

$$p'_{cn2} = 0,0756\text{ МПа}, h'_{cn2} = 384,5\text{ кДж/кг}.$$

Визначаємо тиск у шостому і сьомому відборах з урахуванням втрат:

$$p_6 = \frac{0,0756}{1-0,05} = 0,08 \text{ МПа} \quad (1.18)$$

$$p_7 = \frac{0,0355}{1-0,05} = 0,037 \text{ МПа} \quad (1.19)$$

Таблиця 1.3 - Параметри пари і води мережевих підігрівачів

Показник	Нижній підігрівач	Верхній підігрівач
<i>Гріючий пар</i>		
Тиск в отборі Р, МПа	0,037	0,08
Тиск в підігрівачі Р', МПа	0,0355	0,0756
Ступінь сухості	0,906	0,933
Вітдаюче чіло q, кДж/кг	2327	2280
<i>Конденсат гріючої пари</i>		
Температура насичення t', °С	73	92
Ентальпія при насиченні h', кДж/кг	306	384,5
<i>Мережева вода</i>		
Температура на вході t _в , °С	46	65
Ентальпія на вході, кДж/кг	193,3	272,7
Температура на виході t _в , °С	65	84
Ентальпія на виході h _в , кДж/кг	272,7	352,3
Підігрів у підігрівачі τ _в , кДж/кг	79,4	79,6

Витрата мережевої води

$$G_{cv} = \frac{Q_m \cdot 1000}{h_{nc} - h_{oc}} \quad (1.20)$$

де $Q_m=319,8$ МВт – опалювальне навантаження;

$h_{nc}=352,3$ кДж/кг - ентальпія мережевої води на виході;

$h_{oc}=193,3$ кДж/кг - ентальпія мережевої води на вході в нижній підігрівач.

$$G_{cv} = \frac{319,8 \cdot 1000}{352,3 - 193,3} = 2011,3 \text{ кг/с.}$$

Тепловий баланс нижнього мережевого підігрівача:

$$D_{nc} \cdot q_{nc} = G_{cv} \cdot \tau_{nc} / \eta_n \quad (1.21)$$

де D_{nc} – витрата пари на нижній мережевий підігрівач;

$q_{nc}=2327$ кДж/кг- тепло, що віддається паром в підігрівачі;

$\tau_{nc}=79,4$ кДж/кг- нагрівання мережевої води в підігрівачі;

$\eta_n=0,995$ – коефіцієнт, що враховує втрати тепла в підігрівачі.

$$D_{nc} = \frac{2011,3 \cdot 79,4}{2327 \cdot 0,995} = 69 \text{ кг/с.} \quad (1.22)$$

Тепловий баланс верхнього мережевого підігрівача:

$$D_{vc} \cdot q_{vc} = G_{cv} \cdot \tau_{vc} / \eta_n \quad (1.23)$$

де D_{vc} – витрата пари на верхній мережевий підігрівач;

$q_{vc}=2280$ кДж/кг- тепло, що віддається паром в підігрівачі;

$\tau_{vc}=79,6$ кДж/кг- нагрівання мережевої води в підігрівачі;

$$D_{vc} = \frac{2011,3 \cdot 79,6}{2280 \cdot 0,995} = 70,6 \text{ кг/с.}$$

1.2.7.3 Визначення параметрів пари і води на ділянці ліній основного конденсату:

ОЕ - охолоджувач ежектора;

ОУ - охолоджувач ущільнення;

ПУ - підігрівач ущільнення;

КРУК - клапан регулятора рівня в конденсаторі;

Е - ежектор;

Вузол рециркуляції основного конденсату:

$$\Delta t^{peu}_e = \Delta t_{OE} + \Delta t_{OU} + \Delta t_{PU} = 4 + 4 + 8,5 = 16,5 \quad (1.24)$$

$$t^{PY}_e = t_k + \Delta t^{peu}_e = 28,5 + 16,5 = 45, \text{ де} \quad (1.25)$$

t^{PY}_e – температура води перед ПНД1.

1.2.7.4 Розрахунок групи підігрівачів високого тиску

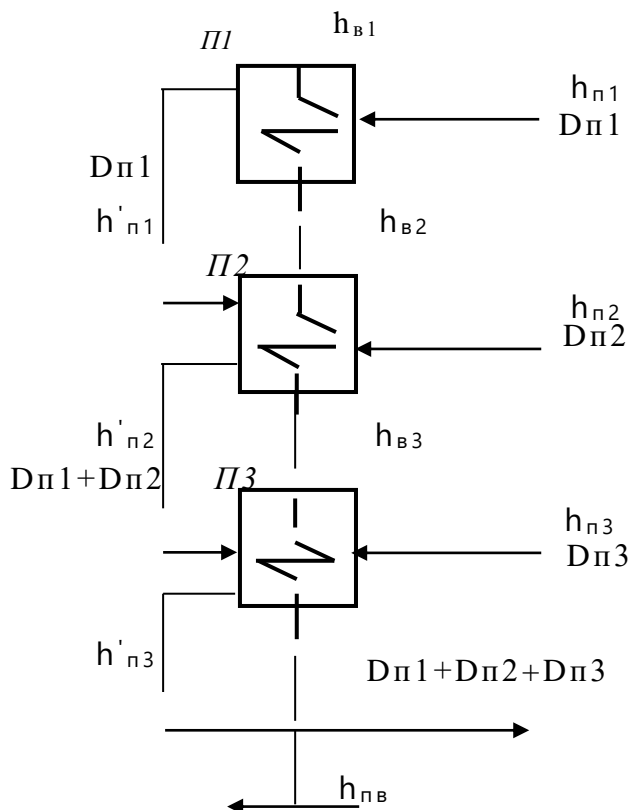


Рисунок 1.3 – Схема включення ПВД

Тепловий баланс ПВД 7 (П-1)

Рівняння теплового балансу ПВД7 :

$$D_{n1}(h_{n1} - h'_{n1}) = D_{n6}(h_{61} - h_{62})/\eta_n,$$

$$D_{n1} = D_{n6}(h_{61} - h_{62}) / (h_{n1} - h'_{n1}) \eta_n \quad (1.26)$$

де D_{n1} - витрата гріючої пари на ПВД7; h_{n1} = 3156 кДж/кг – ентальпія пари першого відбору; h'_{n1} = 1019,98 кДж/кг – ентальпія конденсату гріючої пари; h_{61} = 1009,43 кДж/кг – ентальпія живильної води на виході з П1 (ПВД7); h_{62} = 913,99 кДж/кг – ентальпія живильної води на вході в П1; D_{n6} = 216,51 кг/с- витрата живильної води; η_n = 0,995 –ККД теплообмінника.

$$D_{n1} = \frac{216,51 \cdot (1009,43 - 913,99)}{(3156 - 1019,98) \cdot 0,995} = 9,72 \text{ кг/с}$$

Тепловий баланс ПВД- 6 (П-2)

Рівняння теплового балансу ПВД6 :

$$D_{n2}(h_{n2} - h'_{n2}) + D_{n1}(h'_{n1} - h'_{n2}) = D_{n6}(h_{62} - h_{63})/\eta_n$$

$$D_{n2} = [D_{n6}(h_{62} - h_{63})/\eta_n - D_{n1}(h'_{n1} - h'_{n2})] / (h_{n2} - h'_{n2}) \quad (1.27)$$

де h_{n2} = 3056 кДж/кг – ентальпія пари другого відбору; h'_{n2} = 920,99 кДж/кг – ентальпія конденсату гріючої пари другого відбору; h_{63} = 825,46 кДж/кг – ентальпія живильної води на вході в П2 (ПВД-6); D_{n2} – витрата гріючої пари;

$$D_{n2} = \frac{216,51 \cdot (913,99 - 825,46) / 0,995 - 9,72 \cdot (1019,98 - 920,99)}{3056 - 920,99} = 8,57 \text{ кг/с}$$

Тепловий баланс ПВД –5 (П-3)

Підігрівач ПВД5 розраховується з урахуванням нагріву води в живильному насосі.

Підігрів води в живильному насосі характеризується внутрішньою роботою стиснення води:

$$\tau_n = 10^3 \cdot v_{cp} \cdot (P_n - P_6) / \eta_n \quad (1.28)$$

де $v_{cp} = 0,0011 \text{ м}^3/\text{кг}$ – середній питомий об'єм води;

$P_n = 21,94 \text{ МПа}$ – тиск води в нагнітальному патрубку пит. насоса;

$P_6 = 0,76 \text{ МПа}$ – тиск води у всмоктувальному патрубку пит. насоса;

$\eta_n = 0,845$ – ККД насоса з урахуванням об'ємних і механічних втрат.

$$\tau_{nn} = 10^3 \cdot 0,0011 \cdot (21,4 - 0,76) / 0,845 = 26,86 \text{ кДж/кг.}$$

Ентальпія води після живильного насоса:

$$h_{nn} = h_{n6} + \tau_{nn} \quad (1.29)$$

$$h_{e.nn} = 667,65 + 26,86 = 694,52 \text{ кДж/кг}$$

Рівняння теплового балансу ПВД5 (П-3) :

$$D_{n3}(h_{n3} - h'_{n3}) + (D_{n1} + D_{n2})(h'_{n2} - h'_{n3}) = D_{n6}(h_{63} - h_{e.nn}) / \eta_n$$

$$D_{n3} = \frac{D_{n6} \cdot (h_{63} - h_{e.nn}) / \eta - (D_{n1} + D_{n2}) \cdot (h'_{n2} - h'_{n3})}{h_{n3} + h'_{n3}} \quad (1.30)$$

де $h_{n3} = 2978 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія пари третього відбору

$h'_{n3} = 829,61 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія конденсату гріючої пари третього відбору

$D_{n3} = 12,53 \text{ кг/с}$ – витрата гріючої пари на ПВД5;

1.2.7.5 Деаератор живильної води (ДЖВ)

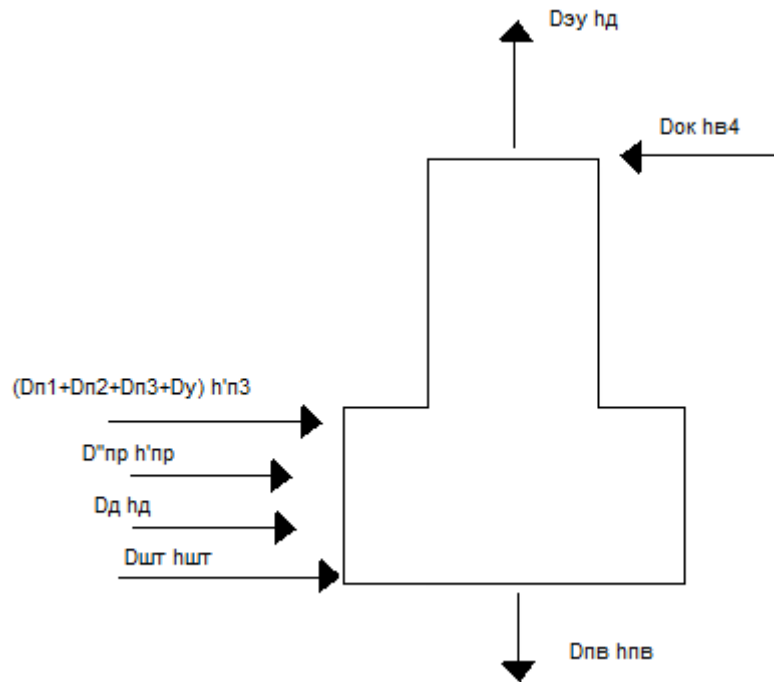


Рисунок 1.4 - Потоки пари і води через ДПВ

Шуканими величинами під час розрахунку деаератора є витрата пари в деаератор D_d і витрата основного конденсату на вході в деаератор $D_{ок}$.

Матеріальний баланс деаератора живильної води

$$D_{ок} + D_{штг} + D_{n1} + D_{n2} + D_{n3} + D_y + D''_{np} + D_{\delta} = D_{нв} + D_{эу} \quad (1.31)$$

Звідси

$$D_{ок} = D_{нв} + D_{эу} - D_{\delta} - D_{штг} - D_{n1} - D_{n2} - D_{n3} - D_y - D''_{np}$$

$$D_{ок} = 216,51 + 2,835 - D_{\delta} - 0,63 - 9,72 - 8,57 - 12,53 - 2 - 1,39$$

$$D_{ок} = 184,505 - D_{\delta}$$

Тепловий баланс деаератора живильної води

$$D_{\delta} \cdot h_{\delta} + (D_{n1} + D_{n2} + D_{n3} + D_y) \cdot h'_{n3} + D_{штг} \cdot h_{штг} + D_{ок} \cdot h_{в4} + D''_{np} \cdot h'_{np} = (D_{нв} \cdot h_{нв} + D_{эу} \cdot h_{эу}) / \eta_n \quad (1.32)$$

де $h_{штг} = 3474$ кДж/кг - ентальпія пари з ущільнень штоків клапанів, тоді

$$D_{\delta} \cdot 2978 + (9,72 + 8,57 + 12,53 + 2) \cdot 829,61 + 0,63 \cdot 3474 + D_{ок} \cdot 642,24 + \\ + 1,39 \cdot 2756,139 = (216,51 \cdot 667,65 + 2,835 \cdot 2978) / 0,995$$

Розв'язуючи систему рівнянь, отримаємо:

$$D_{\delta} = 0,865 \text{ кг/с}, D_{ок} = 183,64 \text{ кг/с}$$

1.2.7.6 Підігрівальна установка низького тиску

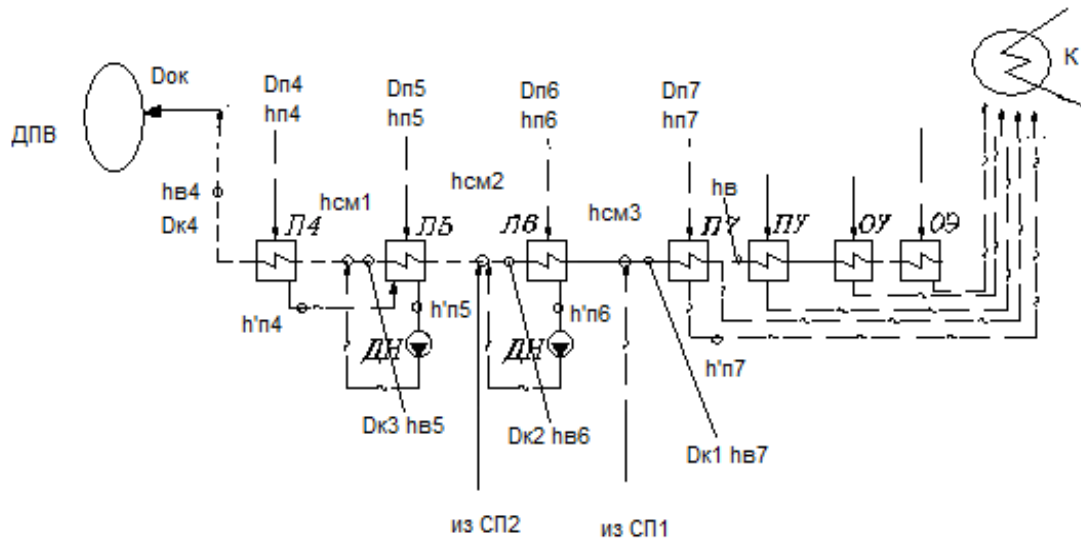


Рисунок 1.5 - Схема увімкнення ПНД

Розрахунок групи ПНТ полягає у спільному вирішенні теплових і матеріальних балансів теплообмінників.

Тепловий баланс ПНД-4 (П-4)

$$\text{МБ: } D_{к4} = D_{ок} \quad (1.33)$$

$$\text{ТБ: } D_{n4}(h_{n4} - h'_{n4}) = D_{к4}(h_{в4} - h_{см1}) / \eta_n, \text{ де} \quad (1.34)$$

D_{n4} – витрата гріючої пари на ПНД-4

$h_{n4} = 2797$ кДж/кг – ентальпія гріючої пари четвертого відбору

$h'_{n4} = 655,03$ кДж/кг – ентальпія конденсату гріючої пари четвертого відбору

$D_{к4}$ - витрата основного конденсату через ПНД-4

$h_{64}=642,24$ кДж/кг – ентальпія основного конденсату на виході з ПНТ-4

$h_{см1}$ – ентальпія основного конденсату в точці змішування 1

$$D_{n4} \cdot (2797-655,03)=185,48 \cdot (642,24 - h_{см1})/0,995$$

Тепловий баланс ПНД-3 (П-5)

$$\text{ТБ: } D_{n5}(h_{n5}- h'_{n5})+ D_{n4}(h'_{n4}- h'_{n5}) =D_{к3}(h_{65}- h_{см2})/\eta_n , \text{ де} \quad (1.35)$$

D_{n5} – витрата гріючої пари на ПНТ-3

$h_{n5}=2687$ кДж/кг – ентальпія гріючої пари п'ятого відбору

$h'_{n5}=542,59$ кДж/кг – ентальпія конденсату гріючої пари п'ятого відбору

$D_{к3}$ - витрата основного конденсату через ПНТ-3

$h_{65}=530,21$ кДж/кг – ентальпія основного конденсату на виході з ПНТ-3

$h_{см2}$ – ентальпія основного конденсату в точці змішування 2

$$D_{n5} \cdot (2687-542,59)+ D_{n4} \cdot (655,03-542,59)= D_{к3} \cdot (530,21 - h_{см2})/0,995$$

Тепловий баланс ПНД-2 (П-6)

$$\text{ТБ: } D_{n6}(h_{n6}- h'_{n6}) =D_{к2}(h_{66}- h_{см3})/\eta_n , \quad (1.36)$$

де D_{n6} – витрата гріючої пари на ПНТ-2

$h_{n6}=2513$ кДж/кг – ентальпія гріючої пари шостого відбору

$h'_{n6}=391,64$ кДж/кг – ентальпія конденсату гріючої пари шостого відбору

$D_{к2}$ - витрата основного конденсату через ПНТ-2

$h_{66}=373,6$ кДж/кг – ентальпія основного конденсату на виході з ПНТ-2

$h_{см3}$ – ентальпія основного конденсату в точці змішування 3

$$D_{n6} \cdot (2513-391,64)= D_{к2} \cdot (373,6 - h_{см3})/0,995$$

Тепловий баланс ПНД-1 (П-7)

$$\text{ТБ: } D_{n7}(h_{n7} - h'_{n7}) = D_{к1}(h_{67} - h_6)/\eta_n, \quad (1.37)$$

де: D_{n7} – витрата гріючої пари на ПНТ-1

$h_{n7}=2414,5$ кДж/кг – ентальпія гріючої пари сьомого відбору

$h'_{n7}=306,04$ кДж/кг – ентальпія конденсату гріючої пари сьомого відбору

$D_{к1}$ - витрата основного конденсату через ПНТ-1

$h_{67}=293,6$ кДж/кг – ентальпія основного конденсату на виході з ПНТ-1

$h_6=230$ кДж/кг – ентальпія конденсату перед ПНТ-1 (П-7)

$$D_{n7} \cdot (2414,5 - 306,04) = D_{к1} \cdot (293,6 - 230)/0,995$$

Змішувач СМ1

$$\text{МБ: } D_{к4} = D_{к3} + D_{n4} + D_{n5} \quad (1.38)$$

$$\text{ТБ: } D_{к4} \cdot h_{см1}/\eta_{см} = (D_{n4} + D_{n5}) \cdot h'_{n5} + D_{к3} \cdot h_{65} \quad (1.39)$$

$$D_{к4} \cdot h_{см1}/0,995 = (D_{n4} + D_{n5}) \cdot 542,59 + D_{к3} \cdot 530,21$$

Змішувач СМ2

$$\text{МБ: } D_{к3} = D_{к2} + D_{n6} + D_{вс} \quad (1.40)$$

$$\text{ТБ: } D_{к3} \cdot h_{см2}/\eta_n = D_{к2} \cdot h_{66} + D_{n6} \cdot h'_{n6} + D_{вс} \cdot h'_{вс} \quad (1.41)$$

$$D_{к3} \cdot h_{см2}/0,995 = D_{к2} \cdot 373,6 + D_{n6} \cdot 391,64 + 70,6 \cdot 384,5$$

Змішувач СМЗ

$$\text{МБ: } D_{к2} = D_{к1} + D_{нc} \quad (1.42)$$

$$\text{ТБ: } D_{к2} \cdot h_{см3} / \eta_n = D_{к1} \cdot h_{67} + D_{нc} \cdot h'_{нc} \quad (1.43)$$

$$D_{к2} \cdot h_{см3} / 0,995 = D_{к1} \cdot 293,6 + 69 \cdot 306$$

$$\left\{ \begin{array}{l} D_{n4} \cdot (2797 - 655,03) = 183,64 \cdot (642,24 - h_{см1}) / 0,995 \\ D_{n5} \cdot (2687 - 542,59) + D_{n4} \cdot (655,03 - 542,59) = D_{к3} \cdot (530,21 - h_{см2}) / 0,995 \\ D_{n6} \cdot (2513 - 391,64) = D_{к2} \cdot (373,6 - h_{см3}) / 0,995 \\ D_{n7} \cdot (2414,5 - 306,04) = D_{к1} \cdot (293,6 - 230) / 0,995 \\ D_{к4} \cdot h_{см1} / 0,995 = (D_{n4} + D_{n5}) \cdot 542,59 + D_{к3} \cdot 530,21 \\ D_{к3} \cdot h_{см2} / 0,995 = D_{к2} \cdot 373,6 + D_{n6} \cdot 391,64 + 70,6 \cdot 384,5 \\ D_{к2} \cdot h_{см3} / 0,995 = D_{к1} \cdot 293,6 + 69 \cdot 306 \end{array} \right.$$

Розв'язуючи систему із семи рівнянь, отримаємо:

$D_{n4} = 9,765 \text{ кг/с}$	$D_{к3} = 163,539 \text{ кг/с}$	$h_{см1} = 528,91 \text{ кДж/кг}$
$D_{n5} = 10,336 \text{ кг/с}$	$D_{к2} = 89,889 \text{ кг/с}$	$h_{см2} = 388,7 \text{ кДж/кг}$
$D_{n6} = 3,05 \text{ кг/с}$	$D_{к1} = 20,889 \text{ кг/с}$	$h_{см3} = 302,0 \text{ кДж/кг}$
$D_{n7} = 0,633 \text{ кг/с}$		

1.2.7.7 Рівняння матеріального балансу конденсатора. Потік конденсату

$$D_{в.к.} = D_{к1} - D_{n1} - D_{оу} - D_{эу} - D_{в} \quad (1.44)$$

$$D_{в.к.} = 20,889 - 0,633 - 2,1 - 2,835 - 5,12 = 10,201 \text{ кг/с}$$

де $D_{в}$ – добавочная химически очищенная вода.

1.2.7.8 Матеріальний баланс турбіни

Паровий баланс турбіни являє собою порівняння потоків пари, що входять у конденсатор $D_{н.к}$ і конденсату, що виходить із конденсатора $D_{в.к}$.

Потік пари, що входить у конденсатор

$$D_{н.к} = D_0 - D_{yn} - D_{yui} - \sum D_i \quad (1.45)$$

де $\sum D_i$ – сумарна кількість відібраної пари в і-их відборах, кг/с.

Витрати пари у відбори наведено в таблиці 1.4

Таблиця 1.4 - Витрати пари у відбори

Номер відбіру	Витрата пари, кг/с	Складники	Значення, кг/с
1	2	3	4
1	D_7	$D_{п1}$	9,72
2	D_6	$D_{п2}$	8,57
3	D_5	$D_{п3} + D_d$	13,395
4	D_4	$D_{п4}$	9,765
5	D_3	$D_{п5}$	10,336
6	D_2	$D_{п6} + D_{вс}$	73,65
7	D_1	$D_{п7} + D_{нс}$	69,63
	$\sum D_i$	$D_{1+} D_{2+} D_{3+} D_{4+} D_{5+}$ $D_{6+} D_7$	195,069

Підставляючи значення $\sum D_i$, отримаємо

$$D_{н.к} = 210 - 4,1 - 0,63 - 195,069 = 10,201 \text{ кг/с.}$$

Похибка матеріального балансу

$$\Delta = \frac{D_{н.к} - D_{в.к}}{D_{н.к}} \cdot 100 \%$$

(1.46)

$$\Delta = \frac{10,201 - 10,201}{10,201} \cdot 100 \% = 0 \%$$

1.2.7.9 Енергетичний баланс турбоагрегата

Енергетичний баланс турбоагрегату полягає у визначенні повної потужності турбіни ΣW_i , шляхом підсумовування потужностей, вироблених у кожному відсіку W_i .

Електрична потужність відсіку

$$W_i = D_i \cdot H_i \quad (1.47)$$

де D_i – потік пари, що проходить через 1-ий відсік, кг/с;

H_i – дійсний тепलोперепад у відсіку, кДж/кг.

Дані щодо вироблення потужності у відсіках наведено в таблиці 1.5

Таблиця 1.5 - Потужність відсіків турбіни

Відсік турбіни	Інтервал тиску, МПа	Пропуск пари через відсік		H_i , кДж/кг	W_i , МВт
		Позначення	Значення, кг/с		
0 – 1	12.70-3.3	$D_0-D_{шт}-D_y$	207,37	318	65,943
1 – 2	3.3-2.2	$D_{01}-D_7$	197,65	100	19,765
2 – 3	2.2-1.47	$D_{12}-D_6$	189,08	78	14,748
3 – 4	1.47-0.576	$D_{23}-D_5-D_{oy}$	173,58	181	31,419
4 – 5	0.576-0.277	$D_{34}-D_4$	163,82	110	18,020
5 – 6	0.277-0.08	$D_{45}-D_3$	153,48	174	26,706
6 – 7	0.08-0.037	$D_{56}-D_2- D_{bc}$	79,83	98,5	7,864

Продовження таблиці 1.5

7 – к	0.037-0.0039	$D_{67}-D_1- D_{нс}$	10,20	0	0
-------	--------------	----------------------	-------	---	---

Електрична потужність турбоагрегату

$$W_9 = \sum W_i \cdot \eta_{эм} \quad (1.48)$$

де $\eta_{эм}=0.98$ – коефіцієнт, що враховує електромеханічні втрати потужності.

$$W_9 = 184,465 \cdot 0.98 = 180,776 \text{ МВт}$$

1.2.8 Енергетичні показники енергоблока

Повна витрата тепла на турбоустановку

$$Q_{my} = D_0 \cdot (h_0 - h_{67}) \quad (1.49)$$

$$Q_{my} = 210 \cdot (3474 - 1009,43) = 517,56 \text{ МВт.}$$

Витрата тепла на опалення

$$Q_m^0 = Q_m \cdot 0,5 \cdot (k_1 + k_2) \quad (1.50)$$

$$Q_m^0 = 319,825 \cdot 0,5 \cdot (1,002 + 1,001) = 320,305 \text{ МВт.}$$

Витрата тепла на турбоустановку з виробництва електроенергії

$$Q_{my}^9 = Q_{my} - D_{нр1} \cdot (h_{нр1} - h_{н6}) - Q_m, \quad (1.51)$$

де $h_{н6} = h_{67}$ – ентальпія живильної води, кДж/кг.

$$Q_{my}^9 = 517,56 \cdot 10^3 - 1,39 \cdot (2756,139 - 1009,43) - 319,825 \cdot 10^3 = 195,307 \text{ МВт.}$$

Коефіцієнт корисної дії з виробництва електроенергії

$$\eta^3_{my} = W_{э} / Q^3_{my} \quad (1.52)$$

$$\eta^3_{my} = 180,776 / 195,307 = 0,925$$

Питома витрата тепла на виробництво електроенергії

$$q^3_{my} = 3600 / \eta^3_{my} \quad (1.53)$$

$$q^3_{my} = 3600 / 0,925 = 3889,41 \text{ кДж}/(\text{кВт}\cdot\text{ч}).$$

Теплове навантаження парогенераторної установки

$$Q_{n2} = D_{n2} \cdot (h_{n2} - h_{n6}) + D_{np} \cdot (h_{np} - h_{n6}) \quad (1.54)$$

де $h_{np} = 3502,706$ кДж/кг – ентальпія пари в парогенераторі (при $P_{n2} = 13,8$ МПа, $t_{n2} = 565$ °С),

$$Q_{n2} = 213,36 \cdot (3502,706 - 1009,43) + 3,15 \cdot (1598,757 - 1009,43) = 533,822 \text{ МВт}.$$

Коефіцієнт корисної дії трубопроводів

$$\eta_{mp} = Q_{my} / Q_{n2} \quad (1.55)$$

$$\eta_{mp} = 517,56 / 533,822 = 0,969$$

Коефіцієнт корисної дії ТЕЦ з виробництва електроенергії

$$\eta^3_c = \eta^3_{my} \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{n2} \quad (1.56)$$

де $\eta_{n2} = 0,92$ – КПД парогенератора,

$$\eta^3_c = 0,925 \cdot 0,969 \cdot 0,92 = 0,825$$

Коефіцієнт корисної дії ТЕЦ з виробництва та відпуску тепла на опалення

$$\eta^m_c = \eta_m \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{n2} \quad (1.57)$$

$$\eta^m = 0,995 \cdot 0,969 \cdot 0,92 = 0,887$$

Коефіцієнт цінності тепла, що відпускається з 6-го відбору

$h_k = 2294$ кДж/кг – ентальпія пари в конденсаторі за фактичної потужності турбоагрегату, але за умови роботи його в конденсаційному режимі;

$$K_{ум6} = \frac{h_6 - h_k}{h_0 - h_k} \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{h_0 - h_6}{h_0 - h_k} \right) \quad (1.58)$$

$$K_{ум6} = \frac{2513 - 2294}{3474,5 - 2294} \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{3474,5 - 2513}{3474,5 - 2294} \right) = 0,246$$

Коефіцієнт цінності тепла, що відпускається з 7-го відбору

$$K_{ум7} = \frac{2414,5 - 2294}{3474,5 - 2294} \cdot \left(1 + 0,4 \cdot \frac{3474,5 - 2414,5}{3470 - 2294} \right) = 0,139$$

Збільшення витрат тепла на виробництво електричної енергії за відсутності відпуску тепла зовнішнім споживачам із 6-го відбору

$$dQ_{\Delta 2} = Q_m \cdot (1 - K_{ум6}) \quad (1.60)$$

$$dQ_{\Delta 2} = 319,825 \cdot (1 - 0,246) = 241,148 \text{ МВт}$$

Збільшення витрат тепла на виробництво електричної енергії за відсутності відпуску тепла зовнішнім споживачам із 7-го відбору

$$dQ_{\Delta 1} = Q_m \cdot (1 - K_{ум7}) \quad (1.61)$$

$$dQ_{\Delta 1} = 319,825 \cdot (1 - 0,139) = 275,35 \text{ МВт}$$

Сумарне збільшення витрат тепла на виробництво електричної енергії за відсутності відпуску тепла зовнішнім споживачам

$$dQ^{\circ}_{my} = dQ_{\circ 2} + dQ_{\circ 1} \quad (1.62)$$

$$dQ^{\circ}_{my} = 241,148 + 275,35 = 516,5 \text{ МВт}$$

Коефіцієнт віднесення витрат палива енергетичними котлами на виробництво електричної енергії

$$K_{\circ} = \frac{dQ^{\circ}_{my} + Q^{\circ}_{my}}{dQ^{\circ}_{my} + Q^{\circ}_{my} + Q^0_m} \quad (1.63)$$

$$K_{\circ} = \frac{516,5 + 195,307}{516,5 + 195,307 + 320,305} = 0,69$$

Загальна витрата умовного палива енергетичними котлами

$$B_m = \frac{Q_{nz}}{\eta_{nz} \cdot Q^H_p} \quad (1.64)$$

де $Q^H_p = 29307.6$ кДж/кг – теплота згоряння умовного палива;

$$B_m = \frac{533.822 \cdot 3600}{0.92 \cdot 29307.6} = 71.27 \text{ кг ут/с.} \quad (1.65)$$

Витрата умовного палива на вироблення електричної енергії

$$B_{\circ} = B_m \cdot K_{\circ} \quad (1.66)$$

$$B_{\text{эз}} = 71,27 \cdot 0,69 = 49,17 \text{ кг ут/с.}$$

Витрата умовного палива на вироблення теплової енергії

$$B_{m\text{э}} = B_m - B_{\text{эз}} \quad (1.67)$$

$$B_{m\text{э}} = 71,27 - 49,17 = 22,16 \text{ кг ут/с.}$$

Питома витрата умовного палива на виробництво електричної енергії

$$b_{\text{э}}^y = \frac{B_{\text{эз}}}{W_{\text{э}}} \quad (1.68)$$

$$b_{\text{э}}^y = \frac{49,11 \cdot 1000}{180,776} = 271,662 \text{ г/(кВт}\cdot\text{ч)}$$

Питома витрата умовного палива на виробництво та відпуск теплової енергії

$$b_m^y = \frac{B_{m\text{э}}}{Q_m^0} \quad (1.69)$$

$$b_m^y = \frac{22016 \cdot 1000}{320,305} = 69,184 \text{ кг/(кВт}\cdot\text{ч)}$$

1.3 Вибір основного та допоміжного обладнання

1.3.1 Вибір основного обладнання енергоблока Т-175-130

Вибір обладнання для енергоблока будемо робити, виходячи з теплового розрахунку принципової теплової схеми турбоустановки Т-175-130, а також рекомендацій щодо вибору теплообмінного обладнання для цієї турбіни згідно з літературними джерелами.

1.3.1.1. Вибір турбоагрегату

Турбіна Т-175-130 потужністю 175 МВт сконструйована на початкові параметри пари 12,75 МПа і 550 °С. Тиск у конденсаторі становить 3,9 кПа, частота обертання 50 с⁻¹.

Турбіна виконана трициліндровою і має 7 регенеративних відборів.

Регенеративна система турбоустановки включає три підігрівачі високого тиску, деаератор і чотири підігрівачі низького тиску. Температура живильної води 233 °С.

1.3.1.2 Вибір парового котла

Вибір типу котлів в основному обмежується двома типами: барабанними і прямоточними. Під час вибору котлів, крім початкових параметрів пари, враховують якість вихідної води і величину втрат теплоносія, водний режим, вартість котла, графік навантаження станції, зниження параметрів пари на шляху від парогенератора до турбоустановки і багато іншого.

У цій роботі обрано барабанний котел. При виборі котла барабанного типу розробляється схема безперервного продування. Схема продувки - двоступенева схема розширювачів безперервної продувки. Теплота

продувної води після розширювачів використовується для підігріву додаткової води.

Основними характеристиками парових котлів є їхня продуктивність і параметри пари після первинного і проміжного перегрівачів. Продуктивність обраного парового котла повинна враховувати збільшення витрати пари на турбіну за рахунок підвищення тиску в конденсаторі в літній час, витоку пари і конденсату, увімкнення мережевих установок для відпуску тепла та інших витрат.

Відповідно до цього продуктивність парового котла вибирають за максимальним пропуском свіжої пари через турбіну з урахуванням витрати пари на власні потреби електростанції та забезпечення деякого запасу для використання обертового резерву та інших цілей.

З урахуванням гідравлічних і теплових втрат у паровому тракті блоку від котла до турбіни тиск пари за котлом має бути вищим за номінальний для турбіни на 4-9%, а температура на 1-2%.

$$D_{нк} = D_0 \cdot 1,03 = 210 \cdot 1,03 = 216,3 \text{ кг/с} = 778,68 \text{ т/год} \quad (1.70)$$

Для цієї витрати пари вибираємо котел марки Е-820-140 ГМ (БКЗ-820-140ГМ5) продуктивністю 820 т/год , абсолютний тиск пари 13.8 МПа , ККД котла $\eta_{ка} = 93.8\%$, маса-3690 т.

1.3.1.3 Вибір турбогенератора

Вибір турбогенератора проводиться за характеристиками турбіни. Класифікацію турбогенератора здійснюють, насамперед, за системою охолодження. За принципом охолодження всі турбогенератори поділяються на генератори з непрямим (поверхневим) охолодженням, безпосереднім

охолодженням провідників обмоток статора і ротора, зі змішаним охолодженням. Як охолоджувальні агенти застосовують повітря, водень, дистильовану воду, трансформаторну оливу і негорючий діелектрик. Для цієї потужності турбіни вибираємо турбогенератор ТВВ-220-2Е з воднево-водяним охолодженням, потужністю 220 МВт, 2 - число полюсів, Е - єдина серія.

1.3.2 Вибір допоміжного обладнання

1.3.2.1 Вибір підігрівачів високого тиску

Підігрівачі високого тиску (ПВТ) розташовуються між котельним агрегатом і живильним насосом, використовують теплоту пари, що відбирається з частини високого і середнього тиску турбіни. Тиск живильної води в них визначається напором, що розвивається живильним насосом.

ПВТ призначені для регенеративного підігріву живильної води за рахунок охолодження і конденсації пари. Усі три підігрівачі поверхневого типу. Для повнішого використання теплоти пари, що підводиться, передбачаються спеціальні поверхні нагріву для охолодження пари до параметрів, близьких до стану насичення (охолоджувачі перегріву), і для охолодження конденсату пари (охолоджувачі конденсату).

Вибір ПВТ здійснюємо, виходячи з даних розрахунку теплової схеми, визначаючи площу теплообміну (за власне підігрівачем).

ПВТ7: Вихідні дані беремо з розрахунку теплової схеми:

$$D_{n6}=216,51 \text{ кг/с}, t_{n7}=236,31 \text{ }^{\circ}\text{C}; h_{61}=1009,43 \text{ кДж/кг}; t_{62}=212,08 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$h_{62}=913,99 \text{ кДж/кг};$$

Приймаємо, що недогрів води до t_n у зоні СП: $\Delta t_m=6 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

Коефіцієнт теплопередачі прийmemo $k=2.8 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C})$.

Значення температурного напору за прийнятих вихідних даних дорівнює:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_{\mu}}{\ln \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_{\mu}}}, \quad (1.71)$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{(236,31 - 212,08) - 6}{\ln \frac{(236,31 - 212,08)}{6}} = 13,06^{\circ} C$$

З рівняння теплового балансу $Q = D_{ne}(h_{e1} - h_{e2}) = k \cdot F_{m/o} \cdot \Delta t_{cp}$ знаходимо кількість теплоти, що передається гріючою парою в підігрівачі:

$$Q = D_{ne} \cdot (h_{e1} - h_{e2}), \quad (1.72)$$

$$Q = 216,51 \cdot (1009,43 - 913,99) = 20664 \text{ Вт}$$

Тоді $F_{т/о}$:

$$F_{m/o} = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}}, \quad (1.73)$$

$$F_{m/o} = \frac{20664}{2,8 \cdot 13,06} = 565,08 \text{ м}^2$$

Вибираємо ПВТ7 типу ПВ – 800 – 230 – 32

ПВТ с плошадью теплообмена 800 м², граничний тиск води 230 кгс/см², розрахункова витрата води 850 т/ч, максимальний тиск пари 3,2 МПа.

ПВТ6: $D_{ne}=216,51$ кг/с, $t_{нб}=215,08$ °С; $h_{e2}=913,99$ кДж/кг; $t_{e3}=191,93$ °С; $h_{e3}=825,46$ кДж/кг.

Значення температурного напору розраховуємо за формулою (1.71):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(215,08 - 191,93) - 6}{\ln \frac{(215,08 - 191,93)}{6}} = 12,7^\circ C$$

З рівняння теплового балансу $Q = D_{ng}(h_{e2} - h_{e3}) = k \cdot F_{m/o} \cdot \Delta t_{cp}$ знаходимо кількість теплоти, що передається гріючою парою в підігрівачі:

$$Q = D_{ng} \cdot (h_{e2} - h_{e3})$$

$$Q = 216,51 \cdot (913,99 - 825,46) = 19168 \text{ Вт}$$

Тоді $F_{т/о}$ розраховуємо за формулою (1.73):

$$F_{m/o} = \frac{19167}{2,8 \cdot 12,7} = 539 \text{ м}^2$$

Вибираємо ПВТ6 типу ПВ – 800 – 230 – 21.

ПВТ з площею теплообміну 800 м², граничний тиск води 230 кгс/см², розрахункова витрата води 850 т/ч, максимальний тиск пари 2,1 МПа

ПВТ5: $D_{ng} = 216,51 \text{ кг/с}$, $t_{н5} = 194,93^\circ \text{C}$; $h_{e3} = 825,46 \text{ кДж/кг}$;
 $t_{e,нн} = 158,18^\circ \text{C}$; $h_{e,нн} = 667,65 \text{ кДж/кг}$.

Значення температурного напору розраховуємо за формулою (1.71):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(194,93 - 158,18) - 6}{\ln \frac{(194,93 - 158,18)}{6}} = 16,78^\circ C$$

З рівняння теплового балансу $Q = D_{ng}(h_{e3} - h_{e,нн}) = k \cdot F_{m/o} \cdot \Delta t_{cp}$ знаходимо кількість теплоти, що передається гріючою парою в підігрівачі:

$$Q = D_{ng} \cdot (h_{e3} - h_{e,нн})$$

$$Q = 216,51 \cdot (825,46 - 670,5) = 34167 \text{ Вт}$$

Тоді $F_{т/о}$ розраховуємо за формулою (1.73):

$$F_{m/o} = \frac{34167}{2,8 \cdot 16,78} = 727,21 \text{ м}^2$$

Вибираємо ПВТ5 типу ПВ – 760 – 230 – 14.

ПВТ з площею теплообміну 760 м², граничний тиск води 230 кгс/см², розрахункова витрата води 850 т/год, максимальний тиск пари 1,4 МПа.

1.3.2.2 Вибір підігрівачів низького тиску

Підігрівачі низького тиску (ПНТ) розташовуються між конденсатором турбіни і живильним насосом. Рух конденсату в них відбувається під тиском конденсатного насоса.

Розглянемо детально розрахунок ПНТ №1.

ПНТ1:

Вихідні дані беремо з розрахунку теплової схеми:

$$t_{н1} = 73 \text{ }^{\circ}\text{C}; h_{г7} = 293,6 \text{ кДж/кг}; h_6 = 230 \text{ кДж/кг}; t_{нy}^e = 45 \text{ }^{\circ}\text{C}; D_{к1} = 20,889 \text{ кг/с.}$$

Коефіцієнт теплопередачі приймемо $k = 3.0 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C)}$

Приймаємо недогрів води до t_n : $\Delta t_m = 3 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Значення температурного напору розраховуємо за формулою (1.71):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(73 - 45) - 3}{\ln \frac{(73 - 45)}{3}} = 11,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

З рівняння теплового балансу $Q = D_{к1}(h_{г7} - h_6) = k \cdot F_{m/o} \cdot \Delta t_{cp}$ знаходимо кількість теплоти, що передається гріючою парою в підігрівачі:

$$Q = D_{к1} \cdot (h_{г7} - h_6)$$

$$Q = 20,889 \cdot (293,6 - 230) = 1328 \text{ Вт}$$

Тоді $F_{т/о}$ розраховуємо за формулою (1.73):

$$F_{m/o} = \frac{1328}{3,0 \cdot 15,4} = 29 \text{ м}^2$$

З низки стандартних підігрівачів обираємо: ПН-100-16-4-1 з номінальною масовою витратою води 72,2 кг/с ($D_{к1} = 28,4 \text{ кг/с}$) і максимальною температурою 240°C.

ПНТ №2 - розраховуємо аналогічно.

ПНТ2:

Вихідні дані беремо з розрахунку теплової схеми:

$$t_{н2} = 92 \text{ }^{\circ}\text{C}; h_{г6} = 373,6 \text{ кДж/кг}; h_{см3} = 293,6 \text{ кДж/кг}; t_{г1} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}; D_{к2} = 89,889 \text{ кг/с.}$$

Коефіцієнт теплопередачі приймемо $k = 3.0 \text{ кВт/(м}^2 \cdot \text{ }^{\circ}\text{C)}$

Значення температурного напору розраховуємо за формулою (1.71):

$$\Delta t_{cp} = \frac{(92 - 70) - 3}{\ln \frac{(92 - 70)}{3}} = 9,5^\circ C$$

З рівняння теплового балансу $Q = D_{к2}(h_{66} - h_{см3}) = k \cdot F_{m/o} \cdot \Delta t_{cp}$ знаходимо кількість теплоти, що передається гріючою парою в підігрівачі:

$$Q = D_{к2} \cdot (h_{66} - h_{см3})$$

$$Q = 89,889 \cdot (373,6 - 304,5) = 6211 \text{ Bm}$$

Тоді $F_{т/o}$ розраховуємо за формулою (1.73):

$$F_{m/o} = \frac{6211}{3,0 \cdot 9,5} = 218 \text{ м}^2$$

З низки стандартних підігрівачів вибираємо: ПН-400-26-7-П з номінальною масовою витратою води 208,3 кг/с ($D_{к2}=90,84$ кг/с) і максимальною температурою 400°C.

Розглянемо детально розрахунок ПНТ №3

ПНТ3:

Вихідні дані беремо з розрахунку теплової схеми:

$t_{н3}=129,1$ °C; $h_{65}=530,21$ кДж/кг; $h_{см2}=376,7$ кДж/кг; $t_{62}=89$ °C; $D_{к3} = 163,539$ кг/с.

Значення температурного напору розраховуємо за формулою (1.71):

$$\Delta t_{cp} = \frac{129,1 - 89 - 3}{\ln \frac{129,1 - 89}{3}} = 14^\circ C$$

З рівняння теплового балансу $Q = D_{к3}(h_{65} - h_{см2}) = k \cdot F_{m/o} \cdot \Delta t_{cp}$ знаходимо кількість теплоти, що передається гріючою парою в підігрівачі:

$$Q = D_{к3} \cdot (h_{65} - h_{см2})$$

$$Q = 163,539 \cdot (530,21 - 376,7) = 25105 \text{ Bm}$$

Тоді $F_{т/o}$ розраховуємо за формулою (1.73):

$$F_{m/o} = \frac{25105}{3,0 \cdot 14} = 598, \text{ м}^2$$

З низки стандартних підігрівачів вибираємо: ПН-700-29-7-І з номінальною масовою витратою води 327,5 кг/с ($D_{к3}=164,37$ кг/с) і максимальною температурою 360°C.

ПНТ№4 розраховуємо аналогічно.

ПНТ4:

Вихідні дані беремо з розрахунку теплової схеми:

$t_{н4}= 155,27$ °C; $h_{г4}=642,24$ кДж/кг; $h_{см1}=528,9$ кДж/кг; $t_{г3}=126,1$ °C; $D_{к4} =183,64$ кг/с.

Коефіцієнт теплопередачі прийmemo $k=3,0$ кВт/(м²·°C)

Значення температурного напору розраховуємо за формулою (1.71):

$$\Delta t_{cp} = \frac{155,27 - 126,1 - 3}{\ln \frac{(155,27 - 126,1)}{3}} = 11,5^\circ \text{C}$$

З рівняння теплового балансу $Q = D_{к4}(h_{г4} - h_{см1}) = k \cdot F_{m/o} \cdot \Delta t_{cp}$ знаходимо кількість теплоти, що передається грійною парою в підігрівачі:

$$Q = D_{к4} \cdot (h_{г4} - h_{см1})$$

$$Q = 183,64 \cdot (642,24 - 528,9) = 20814 \text{ Вт}$$

Тоді $F_{т/o}$ розраховуємо за формулою (1.73):

$$F_{m/o} = \frac{20814}{3,0 \cdot 11,5} = 603 \text{ м}^2$$

З ряду стандартних підігрівачів вибираємо: ПН-700-29-7-І з номінальною масовою витратою води 327,5 кг/с ($D_{к4}=185,48$ кг/с) і максимальною температурою 360°C.

Цифри в типорозмірі позначають: перша - площа теплообмінної поверхні, м²; друга і третя - робочий тиск, кг/см², відповідно води в трубній системі та пари в корпусі; четверта - номер модифікації.

1.3.2.3 Вибір деаератора

Повітря, розчинене в живильній воді, містить агресивні гази (CO_2 , O_2), що викликають корозію обладнання та трубопроводів ТЕЦ. Нині на електростанціях для видалення з живильної води кисню, вуглекислого і деяких інших газів застосовуються термічні деаератори. У них вода підігрівається паром до температури насичення.

Вихідними даними для вибору деаератора є робочий тиск у деаераторі $p_0=0.59$ МПа, а також витрата живильної води $D_{ПВ} = 216,51$ кг/с.

Вибираємо деаератор струменево-барботажного типу ДП-1000

Таблиця 1.6 - Характеристики деаераційної колонки

Типорозмір колонки	Номінальна продуктивність, кг/с	Робочий тиск (абсолютний), МПа	Діаметр колонки, мм	Висота колонки, мм
ДП-1000	277.8	0.7	2 432	4 000

Бак акумулятор призначено для збору живильної води і створення її аварійного запасу не менше, ніж на 5 хвилин роботи котла в аварійних ситуаціях.

Обсяг бака:

$$V_6 = \frac{D_{не} \cdot v_6 \cdot \tau}{0.85}, \quad (1.68)$$

$$V_6 = \frac{216,51 \cdot 0,0011 \cdot 5 \cdot 60}{0.85} = 84 \text{ м}^3$$

Вибираємо бак акумулятор - БД-100-1, його характеристики наведено в таблиці 1.7 .

Таблиця 1.7 - Характеристики резервуара БД-100-1

Типорозмір баку	Тип колонки	Обсяг, м ³	Максимальна довжина, мм
БД-100-1	КДП - 1000	113	13 500

1.3.2.4 Вибір конденсатора

Конденсатор вибирають за максимальною витратою пари в конденсатор, температурою охолоджувальної води, за якими визначають тиск у конденсаторі, витрату охолоджувальної води. Поверхня охолодження конденсатора визначається за формулою:

$$D_k^{max} = 115 \text{ кг/с}$$

$$\Delta t_{cp} = \frac{8}{\ln\left(\frac{8+5,5}{5,5}\right)} = 8,93^\circ \text{C}$$

$$F_k = \frac{D_k^{max} \cdot (h_k - h')}{k \cdot \Delta t_{cp}} \quad (1.74)$$

де D_k^{max} –витрата пари в конденсатор, кг/с

h_k, h' –ентальпія відпрацьованої пари і конденсату, кДж/кг

$h_k = 2414,5$ кДж/кг;

$h' = 119,47$ кДж/кг;

k –коефіцієнт теплопередачі, кВт/м²·°С.

Приймаємо $k = 4$ кВт/ м²·°С

Δt_{cp} – середньологарифмічна різниця температур між парою і водою, °С

$$F_k = \frac{115 \cdot (2414,5 - 119,47)}{4 \cdot 8,93} = 7389 \text{ м}^2$$

Обираємо конденсатор типу КГ2-12000-1 з поверхнею охолодження $F = 5080 \text{ м}^2$, у кількості 2 штук, число ходів $z = 1$

1.3.2.5 Вибір мережевих підігрівачів

Мережеві підігрівачі служать для підігріву мережевої води за рахунок тепла пари, що відбирається з турбіни. За тиском пари в міжтрубному просторі розрізняють основні, що працюють на парі з тиском до 0,25 МПа, і пікові, що працюють на парі з тиском до 0,7 МПа.

Витрата мережевої води енергоблока з турбіною Т-175-130 $G_{cv} = 2011,3 \text{ кг/с}$.

Обираємо для підігріву мережевої води - підігрівачі ПСГ-5000-2,5-8-І на верхньому і нижньому відборі, з основними технічними характеристиками: площа поверхні теплообміну – 5000 м^2 , робочий тиск у паровому просторі – $2,5 \text{ кгс/см}^2$, у водяному просторі – 8 кгс/см^2 , номінальна витрата води – 1667 кг/с , число ходів по воді, що нагрівається – І.

1.3.2.6 Вибір живильних насосів

Вибір живильного насоса здійснюється за забезпеченням парогенератора живильною водою, максимальне споживання якої визначається максимальною витратою її парогенераторами із запасом 5-8 %.

Тиск, який повинен створити насос, має значення: $p_{nn} = 21,4 \text{ МПа}$. З огляду на коефіцієнт запасу отримаємо:

$$P_{nn} = P_n \cdot \Psi = 21,4 \cdot 1,05 = 22,47 \text{ МПа}; \quad (1.75)$$

$$D_{nв.макс} = 1,08 \cdot D_{nв} = 1,08 \cdot 216,51 = 234 \text{ кг/с}; \quad (1.76)$$

де $D_{n.в. макс} = 234 \text{ кг/с}$ (842,4 т/год).

З урахуванням запасу води (і підвищення тиску) обираємо три живильних насоси з електричним приводом (два робочі, один резервний) наступної марки: ПЕ-580-200, максимальна витрата води 580 т/год.

1.3.2.7 Вибір конденсатних насосів

Конденсатні насоси служать для відкачування конденсату відпрацьованої пари з конденсатора і подачі його через підігрівачі низького тиску в деаератор. Як конденсатні застосовуються відцентрові насоси. Розрахункова продуктивність конденсатного насоса визначається за формулою:

$$G_{KH} = (1,1 \div 1,2) \cdot D_K^{\max} \quad (1.77)$$

$$G_{KH} = 1,2 \cdot 115 = 138 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

$$G_{KH} = 496,8 \text{ т/ч}$$

Напір конденсатного насоса має бути достатнім для подолання всіх опорів у деаераторній лінії та подачі конденсату в деаератор і розраховується за формулою:

$$H_{KH} = h_z + 10(p_{\partial} - p_K) + \sum h_{nom}, \quad (1.78)$$

де H_{KH} – повний напір конденсаційного насоса;

$h_z=30$ м – геометрична висота підйому конденсату (різниця рівнів у конденсаторі та деаераторі);

$p_d= 0,59$ МПа – тиск у деаераторі;

$p_k=0,0039$ МПа – тиск у конденсаторі;

$\sum h_{\text{ПОТ}} = 10 \cdot (p_{e4} - p_k)$ – сума втрат напору в трубопроводах і підігрівачах.

$$H_{\text{KH}} = 30 + 10(5,9 - 0,039) + 10 \cdot (8,35 - 0,039) = 171,7 \text{ м}$$

У схемі немає підігрівачів змішувального типу, тому застосовуємо однопідйомну схему включення конденсатних насосів. Приймаючи схему ввімкнення конденсатних насосів два по 100 % (один робочий, один резервний), обираємо насос КсВ - 500-220.

Встановлюємо систему конденсатних насосів:

два насоси (один резервний) КСВ-500-220

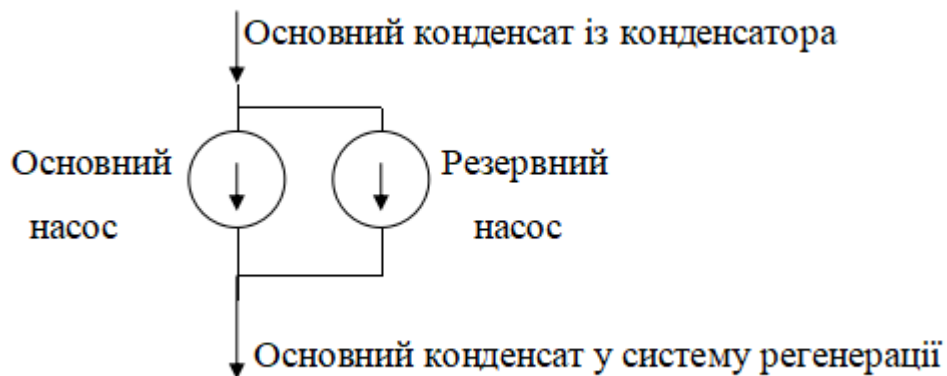


Рисунок 1.6- Конденсатні насоси

Подання – $Q=500$ м³/год;

Напір – $H=220$ м;

Допустимий кавітаційний запас – 2,5 м;

Частота обертання– $n=1500$ об/хв.

1.4 Вибір схеми хімічної водоочистки

Надійність роботи ТЕС загалом багато в чому залежить від роботи окремих агрегатів. При цьому одним із визначальних чинників надійної роботи більшості агрегатів ТЕС є якісна підготовка додаткової води. У зв'язку з цим, вимоги до якості додаткової води безперервно зростають. Обладнання сучасних електростанцій експлуатується за високих теплових навантажень, що вимагає жорсткого обмеження товщини відкладень на поверхнях нагріву за умовами температурного режиму їхнього металу протягом робочої компанії. Такі відкладення утворюються з домішок, що надходять у цикли електростанцій, зокрема і з додатковою водою, тому забезпечення високої якості водних теплоносіїв електростанції є найважливішим завданням. Використання водного теплоносія високої якості спрощує також розв'язання завдань отримання чистої пари, мінімізації швидкостей корозії конструктивних матеріалів котлів, турбін і обладнання конденсатно-живильного тракту. Для задоволення різноманітних вимог до якості води, споживаної під час вироблення електричної та теплової енергії, виникає необхідність спеціальної фізико-хімічної обробки її.

В останні два десятиліття активного розвитку набули мембранні методи очищення. Процес фільтрації на мембрані має свої особливості. Середовище, що фільтрується, рухається поверхнею мембрани і розділяється на два потоки - фільтрат і концентрат. Мембранні системи класифікуються залежно від рейтингу фільтрації затримуваних частинок (мікро-, ультра-, нанофільтрація, зворотний осмос) і затримують частинки розміром від десятків мікрон до тисячних часток мікрона. У водопідготовці використовують мембрани з різними видами пористих структур.

Ультрафільтрація - це процес мембранного розділення розчинів високомолекулярних і низькомолекулярних сполук, а також концентрування і фракціонування високомолекулярних сполук. Процес протікає за рахунок різниці тисків до і після мембрани.

Ультрафільтрацію застосовують для розділення систем, у яких молекулярна маса розчинених компонентів набагато більша за молекулярну

масу розчинника. Наприклад, для водних розчинів, що містять органічні сполуки з молекулярною масою 500 і більше.

Оскільки осмотичні тиски високомолекулярних речовин малі (зазвичай не більш як десяті частки МПа), у процесі розрахунків рушійної сили процесу ультрафільтрації ними, як правило, можна знехтувати. Тому ультрафільтрацію проводять за порівняно невисоких тисків (0,2 - 1,0 МПа).

Основними перевагами мембранних установок ультрафільтрації з порожнистими волокнами, що мають селективно проникні стінки, є:

- висока питома поверхня половолоконних мембран ($20000 \text{ м}^2/\text{м}^3$);
- відсутність потреби застосування спеціальних систем дренажу;
- низькі енерговитрати на турбулізацію потоку*;
- простота в експлуатації.

*для стабільної роботи системи ультрафільтрації на основі трубчастих мембранних фільтрів рекомендується значення критерію Рейнольдса $Re = 2500-3000$, для установок плоскорамного типу $Re = 180200$, а для установок із порожнистими волокнами достатньо значення $Re = 2030$.

Під час знесолення води методом зворотного осмосу, на стадії попереднього очищення зазвичай використовують установки ультрафільтрації з розділовими елементами, що мають центральні опорно-розподільні трубки. Рідина, що розділяється, подається в міжволоконний простір через опорно-розподільну трубку. Проникаючи крізь стінки порожнистих волокон, розчинник (вода) виходить із каналів порожнистих волокон і потрапляє в збірні камери, утворені блоком-колектором і кришкою установки, звідки відводиться через спеціальний штуцер. Концентрат відводиться каналом з протилежного боку установки ультрафільтрації.

Продуктивність установки визначається числом модулів з половолоконними мембранами і може варіюватися в широкому діапазоні.

Зворотний осмос - це процес фільтрації водних розчинів під тиском, що перевищує осмотичний, через напівпроникну мембрану. Процес зворотного осмосу, як правило, протікає під тиском 2,8-5 МПа.

Рулонні мембранні елементи для мембранних установок зворотного осмосу працюють за принципом тангенціальної фільтрації. У процесі знесолення, вона розділяється на два потоки: фільтрат (знесолена вода) і концентрат (розчин з високим солевмістом). Потік води, що розділяється, рухається в осьовому напрямку міжмембранними каналами рулонного елемента, а фільтрат спіралеподібно дренажним листом у напрямку відведення фільтра. Концентрат виходить з іншого боку мембранного модуля зворотного осмосу. Сьогодні зворотноосмотичні мембранні елементи рулонного типу є найбільш поширеними і найменш дорогими.

Переваги зворотноосмотичних апаратів рулонного типу:

- висока щільність упаковки мембран в одиниці об'єму ($300\text{--}800 \text{ м}^2/\text{м}^3$);
- зручність монтажу і демонтажу мембранного елемента в корпусі мембранної установки зворотного осмосу;
- низька вартість і простота конструкції напірного корпусу мембранної установки;
- відносно низькі втрати тиску в установці;
- використання для виготовлення розділових елементів плоскої мембрани, якість якої може бути попередньо проконтрольована нескладними способами.

Робота установок зворотного осмосу здійснюється за високого тиску, що забезпечується при використанні багатоступеневих насосів високого тиску (насосних станцій бустерного типу). Таким чином, у примембранному шарі відбувається концентрування розчинених речовин, що містяться в живильній воді. Це процес концентраційної поляризації, що призводить до утворення осаду на поверхнях зворотноосмотичних мембран. Для зниження ефекту концентраційної поляризації в мембранних модулях зворотного осмосу виробники використовують нові сітки турбулізатори, підбирають полімерні матеріали, які сильніше перешкоджають відкладенню солей на їхній поверхні. Крім того, для зниження осадоутворення виробники мембран

вводять вимоги до якості води, що подається на установки зворотного осмосу, (обмеження за солями жорсткості, іонами заліза, загальною мінералізацією, завислими речовинами і вільним хлором).

У розглянутій схемі іонний обмін застосовують для дознесолення води. Вода, що підлягає очищенню, проходить через один або систему фільтрів, заповнених іонітами, які підбирають залежно від необхідного завдання.

Іоніти видаляють з води відповідні іони і обмінюються з водою еквівалентними кількостями інших іонів, які спочатку перебували в іоніті. Іони, що обмінюються, називаються протиіонами. Іоніти складаються з нерухомого каркаса - матриці і функціональних груп - фіксованих іонів, які жорстко прикріплені до матриці та взаємодіють з протиіонами.

Основними характеристиками іонітів є: селективність, робоча обмінна ємність і кінетика іонного обміну.

Робота іонообмінного фільтра складається з таких операцій:

- очищення води (сервісний режим);
- розпушення;
- засмоктування солі з солерозчинника - регенерація іонообмінної смоли;
- повільне відмивання іонообмінної смоли від регенераційного розчину;
- швидке відмивання в сервісному режимі;
- заповнення солерозчинника пом'якшеною водою.

Розподільні пристрої (дренажі) аналогічні використовуваним у механічних фільтрах. У більшості випадків іонообмінний метод обробки води забезпечує видалення іонів, що залишилися після установок зворотного осмосу.

Для технологічного процесу барабанного котла марки E-820-140 ГМ потрібен рівень знесолення води, який регламентується відповідним нормативним документом. Питома електропровідність не повинна перевищувати 1,5 мкСм/см і жорсткість не більше 0,001 мг-екв/л. У технологи водопідготовки реалізується принцип очищення, що передбачає

постадійне видалення від великих колоїдних частинок до більш дрібних, аж до молекул солей (від макрофільтрації частинок розміром понад 50 мкм, до нанофільтрації і зворотного осмосу, що забезпечує затримування розчинених солей).

Це дає змогу працювати кожному вузлу установки в оптимальному для нього технологічному режимі. Стадії мікро- і ультрафільтрації забезпечують високоякісну попередню підготовку води і дозволяють видалити домішки з молекулярною масою, небезпечною для роботи зворотного осмосу. Безпосередній процес знесолення відбувається на стадії зворотного осмосу, який, своєю чергою, може складатися з одного або двох ступенів по фільтрату. Вода, що пройшла перший ступінь зворотного осмосу, характеризується питомою електропровідністю не більш як 20 мкСм/см і жорсткістю не більш як 0,3 мг-екв/л, після другого ступеня - питома електропровідність становить не більш як 2 мкСм/см, а жорсткість не більш як 0,05 мг-екв/л. Зворотний осмос одного або двох ступенів за фільтратом дає змогу досягти ступеня знесолення води, який відповідає вимогам для водогрійних котлів, для підживлення систем гарячого водопостачання і для підживлення оборотної системи охолодження. Цього рівня знесолення недостатньо для використання води безпосередньо в парогазових установках. Для досягнення зазначеного рівня знесолення використовуються два варіанти технологій глибокого знесолення:

- дознесолення на базі електродеіонізатора;
- дознесолення на базі іонообмінної технології;

У даній роботі для досягнення зазначеного рівня знесолення пропонується використати дознесолення на базі іонообмінної технології, оскільки є дешевшим.

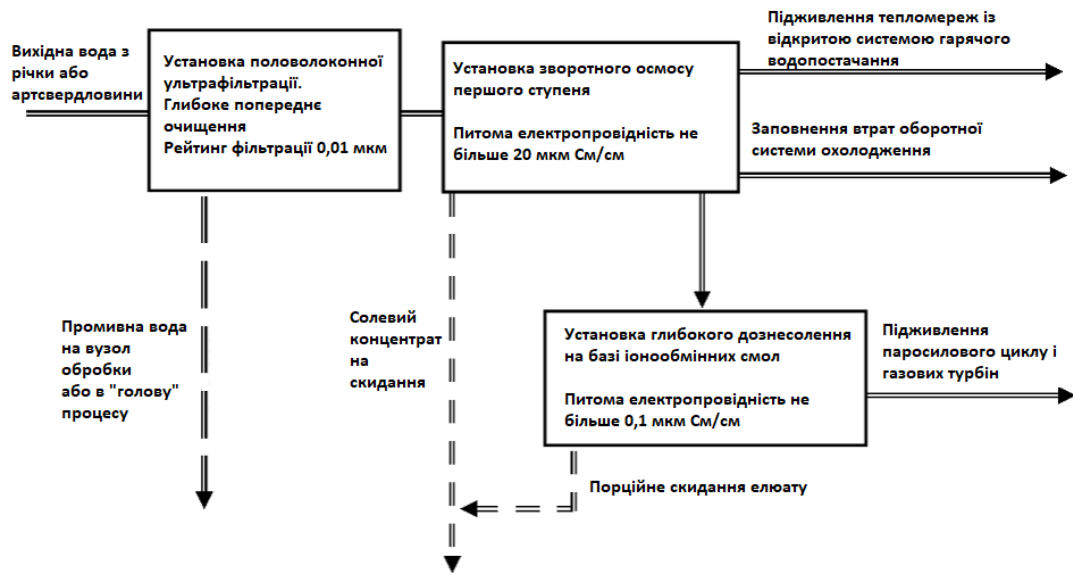


Рисунок 1.7 Принципова схема потоків знесолювальної установки з використанням іонного обміну

2 РОЗРАХУНОК ДЕАЕРАТОРА

2.1 Призначення, пристрій і робота деаератора

Деаератори підвищеного тиску (ДПВ) у тепловій схемі станції виконують цілу низку функцій: окрім своєї основної - деаерації живильної води, вони слугують ступінню підігріву в регенеративній схемі підігріву води, акумулювальною і буферною ємністю між конденсатними і живильними насосами, є джерелом пари постійного тиску і температури, а також місцем введення в схему різного роду високопотенційних дренажів. Однак основною функцією деаераторів є видалення з живильної води корозійно-активних газів. Такими газами є кисень (O_2) і вільний двоокис вуглецю (CO_2).

Установка складається з деаераційної колонки і бака акумулятора. Подача деаерованої води здійснюється у верхню, а гріючої пари - в нижню частину колонки. Вода, що надходить у бак-акумулятор, має температуру, близьку до температури насичення. Процес дегазації води здебільшого здійснюється в колонці, хоча і в баку-акумуляторі завдяки відстою відбуваються часткове виділення найдрібніших бульбашок газу та їх видалення.

Ефективність деаерації води в деаераторах залежить від конструкції деаераторів, тиску, за якого відбувається деаерація, а також від режиму експлуатації.

За способом організації контакту води з паром, що гріє, деаератори поділяються на плівкові, струменеві, краплинні, барботажні та комбіновані, що поєднують у собі два або кілька з перерахованих способів збільшення вільної поверхні води.

На рис. 2.1 представлена принципова схема деаератора.

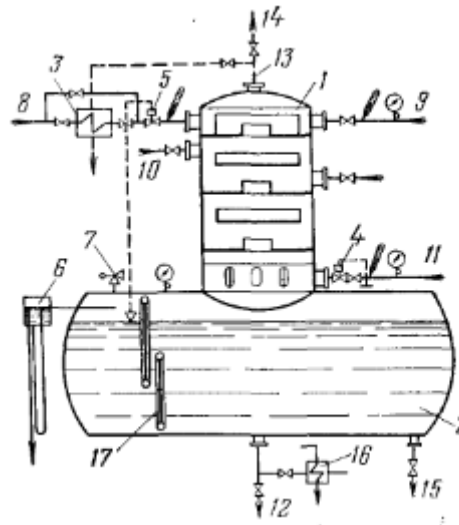


Рисунок 2.1 - Принципова схема деаератора

1 - деаераторна колонка; 2 - бак-акумулятор; 3 - охолоджувач випару; 4 - регулятор тиску. 5 - регулятор рівня; 6 - гідравлічний затвор; 7 - запобіжний клапан; 8 - підведення хімічно очищеної води; 9 - підведення основного конденсату; 10 - підведення дренажу підігрівачів високого тиску; 11 - підведення нагрівальної пари; 12 - відвід деактивованої води; 13 - відвід випару; 14 - вихлоп в атмосферу; 15 - дренаж; 16 - теплообмінник для охолодження проб води; 17 - водовказівне скло.

На ефективність деаерації впливає також температура води, що надходить у деаератор. З підвищенням температури води, що підводиться до деаератора, в'язкість і поверхневий натяг води зменшуються, швидкість дифузії кисню в шарі води зростає, і ефект деаерації поліпшується. Однак подавати в колонку воду з температурою, близькою до температури насичення, теж не рекомендується, оскільки це скорочує витрату гріючої пари і погіршує умови вентиляції колонки. Мінімальний нагрів води в

деаераторі має бути не нижче 5-6°C. Величину нагріву близько 10-15°C слід вважати оптимальною.

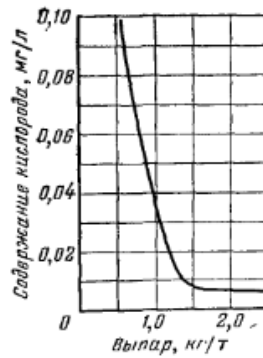


Рисунок 2.2 Залежність ефективності деаерації від величини випару

Нагрівання деаерованої води до температури насичення ще не є достатньою умовою для якісної деаерації. Не менш важливим завданням є створення умов для швидкої евакуації газів, що виділилися з води. У деаераторних колонках газу видаляються паровим продуванням колонки знизу вгору назустріч потоку падаючої води, після чого парогазова суміш видаляється в атмосферу. Цей потік називається "випаром". Дані експлуатації показують, що ефективність деаерації значною мірою залежить від величини "випару" (рисунок 2.2). Для деаераторів підвищеного тиску ця величина не повинна бути нижчою за 1.5-2 кг пари на тонну води.

Нині в установках високого тиску застосовують деаератори підвищеного тиску 0,6 - 1,2 МПа. Це дає змогу зменшити кількість ПВТ, а також поліпшити умови деаерації.

2.2 Вихідні дані

Тиск у деаераторі: $p = 0,59$ Мпа

Температура насичення: $t_n = 158,18$ °С

Ентальпія пари за насиченням: $h'' = 2755,4$ кДж/кг

Питомий об'єм сухої насиченої пари (по t_n): $V_n = 0,32071 \text{ кг/м}^3$

Ентальпія рідини за насиченням: $h' = 667,65 \text{ кДж/кг}$

Витрата основного конденсату: $D_{ок} = 183,64 \text{ кг/с}$

Ентальпія основного конденсату: $h_{ок} = h_{64} = 642,24 \text{ кДж/кг}$

Витрата дренажу з вищого ПВТ:

$D_{ПВД} = D_{n1} + D_{n2} + D_{n3} + D_y = 9,72 + 8,57 + 12,53 + 2 = 32,82 \text{ кг/с}$

Ентальпія дренажу із вищого ПВТ: $h_{ПВД} = 829,6 \text{ кДж/кг}$

Витрата живильної води: $D_{не} = 216,51 \text{ кг/с}$

Ентальпія живильної води: $h_{не} = h' = 667,65 \text{ кДж/кг}$

Витрата гріючої пари з відбору турбіни: $D_{\delta} = 0,865 \text{ кг/с}$

Ентальпія гріючої пари: $h_{\delta} = 2978 \text{ кДж/кг}$

Витрата пари з ущільнень штоків: $D_{шт} = 0,63 \text{ кг/с}$

Ентальпія свіжої пари: $h_{шт} = h_0 = 3474 \text{ кДж/кг}$

Витрата пари з розширювача безперервного продування: $D''_{np} = 1,39 \text{ кг/с}$

Ентальпія пари з розширювача: $h'_{np} = h'' = 2756,13 \text{ кДж/кг}$

Витрата пари на ежектор і ущільнення: $D_{эу} = 2,835 \text{ кг/с}$

Питома теплота пароутворення: $r = h'' - h' = 2756,13 - 667,65 = 2088,48 \text{ кДж/кг}$

2.3 Тепловий розрахунок деаератора

Перевірка теплового балансу:

Вхідні потоки: $D_i h_i = 1,537 \cdot 10^4$

Вихідні потоки: $D_{эу} h_{\delta} + D_{не} h_{не} = 1,537 \cdot 10^4$

Перевірка матеріального балансу:

Витрати вхідних потоків = 219,345 кг/с

Витрати вихідних потоків = 219,345 кг/с

Сумарна витрата води, що подається у водорозподільник:

$D_{ок} = D_l = 183,64 \text{ кг/с}$

Ентальпія води у водорозподільнику:

$h_{ок} = h_{64} = 642,24 \text{ кДж/кг}$

Температура води у водорозподільнику:

$$t_{61} = f(p; h_{64}) = 152,27 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Гарячі потоки (гріюча пара і конденсат ПВТ) надходять у нижню частину колонки деаератора. При цьому за рахунок теплоти перегріву пари, що гріє, з потоку конденсату ПВД утворюється пара в кількості, яка може бути визначена з рівнянь теплового і матеріального балансів:

$$\begin{cases} D_n' + D_6 = D_{um} + D_{\delta} + D_{ПВД} + D_{np} \\ D_{\delta} \cdot h_{\delta} + D_{um} \cdot h_{um} + D_{ПВД} \cdot h_{ПВД} + D_{np} \cdot h_{np} = D_n' \cdot h_n + D_6 \cdot h_6 \end{cases} \quad (2.1)$$

де D_n' – витрата насиченої пари в деаераторі нижче активної зони.

D_6 – витрата води в деаераторі нижче активної зони.

Звідси знаходимо:

$$D_n' = 5,74 \text{ кг/с}$$

$$D_6 = 29,97 \text{ кг/с}$$

Приймаємо діаметр отворів у днищі тарілки $d=0,005$ м і висоту підпору води на тарілці при розрахунковому навантаженні $h=0,05$ м

Швидкість витікання води з отворів тарілки:

$$w_6 = \varphi \cdot \sqrt{2gh} \quad (2.2)$$

$$w_6 = 0,97 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,05} = 0,961 \text{ м/с.}$$

Необхідна кількість отворів у тарілці:

$$N = \frac{4 \cdot D_1 V_6}{\pi \cdot d^2 \cdot w_6} \quad (2.3)$$

$$N = \frac{4 \cdot 183,64 \cdot 0,001099}{3,14 \cdot 0,005^2 \cdot 0,961} = 10701 \text{ шт.}$$

Площа тарілки, зайнята отворами, розміщеними в шаховому порядку з кроком $S = 1,5d_0 = 0,0075$ м.

$$F_{\text{тар}} = N \cdot \frac{S^2}{2} \quad (2.4)$$

$$F_{\text{тар}} = 10701 \cdot \frac{0,0075^2}{2} = 0,301 \text{ м}^2$$

Приймаємо зовнішній діаметр розміщення отворів у тарілці $d_1 = 2$ м, тоді внутрішній діаметр

$$d_2 = \sqrt{d_1^2 - 4/\pi \cdot F_{\text{тар}}} \quad (2.5)$$

$$d_2 = \sqrt{2^2 - 4/3,14 \cdot 0,301} = 1,902 \text{ м.}$$

Площа живого перерізу для проходу внутрішньою межею струменевого відсіку за довжини струменів $l = 0,6$ м:

$$F_2 = \pi \cdot d_2 \frac{s - d_0}{s} \cdot l \quad (2.6)$$

$$F_2 = 3,14 \cdot 1,902 \cdot \frac{0,0075 - 0,005}{0,0075} \cdot 0,6 = 1,194 \text{ м}^2$$

Площа живого перерізу для проходу по зовнішній межі струменевого відсіку:

$$F_1 = \pi \cdot d_1 \frac{s - d}{s} \cdot l \quad (2.7)$$

$$F_1 = 3,14 \cdot 2 \cdot \frac{0,0075 - 0,005}{0,0075} \cdot 0,6 = 1,256 \text{ м}^2$$

Швидкість пари на вході в струменевий відсік:

$$w_1 = \frac{D_n \cdot V_n}{F_2} \quad (2.8)$$

$$w_1 = \frac{5,74 \cdot 0,32071}{1,194} = 1,5 \text{ м/с}$$

Швидкість пари на виході зі струминного відсіку:

$$w_2 = \frac{D_{2y} \cdot V_n}{F_1} \quad (2.9)$$

$$w_2 = \frac{2,835 \cdot 0,32071}{1,256} = 0,7 \text{ м/с}$$

Середня швидкість пари в струменевому відсіку:

$$w_n = \frac{(w_1 + w_2)}{2} \quad (2.10)$$

$$w_n = \frac{1,5 + 0,7}{2} = 1,1 \text{ м/с}$$

Температурный подогрев воды в струйном отсеке:

$$\lg \frac{t_n - t_{e1}}{t_n - t_{e2}} = A \frac{l}{d^{0.7}} \cdot \left(\frac{w_n}{w_e}\right)^{0.3} \quad (2.11)$$

$A = 0.05$ -коефіцієнт, що залежить від теплофізичних властивостей води і пари

$$\lg \frac{158,18 - 152,27}{158,18 - t_{e2}} = 0,05 \cdot \frac{0,6}{0,005^{0.7}} \cdot \left(\frac{1,1}{0,961}\right)^{0.3}$$

$$t_{e2} = 157,87 \text{ }^\circ\text{C}, \quad h_{e2} = 666,3 \text{ кДж/кг}$$

Кількість пари, що конденсується в струменевому відсіку пари.

$$D_{\text{конд}} = D_1 \cdot \frac{h_2^g - h_2^g \cdot \eta_n}{h_{\text{дн}} \cdot \eta_n - h_2^g} \quad (2.12)$$

$$D_{\text{конд}} = 183,64 \cdot \frac{686,89 - 651,37 \cdot 0,98}{2762,2 \cdot 0,98 - 686,89} = 4,41 \text{ кг/с}$$

Концентрація кисню в потоці води, що надходить у водорозподільний пристрій, $C^{\text{исх}}_{\text{O}_2} = 100$ мкг/кг. Концентрація кисню в потоці води, що надходить на барботажну тарілку, визначається за виразом

$$\lg \frac{C_{\text{O}_2}^{\text{исх}}}{C_2} = B \cdot \frac{l}{d_0^{0.7}} \cdot \left(\frac{w_n}{w_g} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{D_1}{D_{\text{конд}}} \right)^{0.5} \quad (2.13)$$

$$\lg \frac{C_{\text{O}_2}^{\text{исх}}}{C_2} = 3,2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{0,6}{0,005^{0.7}} \cdot \left(\frac{1,1}{0,961} \right)^{0.3} \cdot \left(\frac{183,64}{4,41} \right)^{0.5}$$

звідси $C_2 = 15,5$ мкг/кг

Витрата пари, що надходить на барботажну тарілку:

$$D_{\text{н.барб.}} = D_{\text{д}} = 0,865 \text{ кг/с}$$

Загальна витрата води через барботажну тарілку:

$$D_{\text{в.барб.}} = D_1 + D_{\text{конд}} + D_{\text{в}} \quad (2.14)$$

$$D_{\text{в.барб.}} = 183,64 + 4,41 + 29,97 = 218,02 \text{ кг/с}$$

Приймаємо ширину порога барботажної тарілки $b=2$ м при діаметрі колонки $d_k = 2,4$ м

Витрата води через 1 м ширини водозливу барботажної тарілки:

$$q = \frac{D_{\text{в.барб.}}}{b} \quad (2.15)$$

$$q = \frac{218,02}{2} = 109,01 \text{ кг/м с}$$

Висота шару води над порогом водозливу:

$$h_g = 0.7047 \cdot \left(\frac{q}{\rho_g}\right)^{2/3} \quad (2.16)$$

$$h_g = 0.7047 \cdot \left(\frac{109,01}{909,92}\right)^{2/3} = 0,17 \text{ м}$$

Висота шару води на барботажній тарілці

$$h_0 = h_n + h_g = 0.1 + 0.17 = 0.27 \text{ м} \quad (2.17)$$

Мінімально допустима швидкість пари в отворах барботажної тарілки:

$$w_{\text{мин}} = \frac{20.6}{\sqrt{\rho_n}} \quad (2.18)$$

$$w_{\text{мин}} = \frac{20.6}{\sqrt{3.118}} = 11,67 \text{ м/с}$$

Приймаємо розрахункову швидкість пари в отворах барботажного листа $w_n = 3.5 w_{\text{мин}} = 3.5 \cdot 11.67 = 40,84 \text{ м/с}$

Живий перетин для проходу пари в барботажному листі:

$$F_{\text{оме}} = \frac{D_{\text{н.барб.}} \cdot V_n}{w_n} \quad (2.19)$$

$$F_{\text{оме}} = \frac{0,865 \cdot 0,32071}{40,84} = 0,0068 \text{ м}^2$$

Необхідне число отворів при $d_0 = 0,005 \text{ м}$

$$N = \frac{F_{ome}}{0,785 \cdot d_0^2} \quad (2.20)$$

$$N = \frac{0,0068}{0,785 \cdot 0,005^2} = 346 \text{ шт}$$

Висота парової подушки під барботажем листом. При коефіцієнті гідравлічного опору дрічастого барботажного листа $\zeta=1.8$ і поверхневому натягу води $\sigma=0.0454$ Н/м.

$$h_{nn} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{\sigma^2}{g^2 \cdot (\rho_s - \rho_n)^2 \cdot d_0}} + \zeta \cdot \frac{w_n^2 \cdot \rho_n}{2g \cdot (\rho_s - \rho_n)} \quad (2.21)$$

$$h_{nd} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{0,0454^2}{9,81^2 \cdot (909,92 - 3,118)^2 \cdot 0,005}} + 1,8 \cdot \frac{40,84^2 \cdot 3,118}{2 \cdot 9,81 \cdot (909,92 - 3,118)} = 0,53 \text{ м.}$$

З конструктивних міркувань приймаємо ширину і довжину барботажної області рівними ширині водозливу. Діаметр пароперепускного патрубку гідрозатвора $d_{ввх}$ приймаємо рівним 0,45 м. Тоді площа барботажної області (площа тарілки, зайнятої отворами)

$$F_{барб} = b \cdot l_{барб} - 0,785 \cdot d_{ввх}^2 \quad (2.22)$$

$$F_{барб} = 2 \cdot 2 - 0,785 \cdot 0,45 = 3,841 \text{ м}^2$$

Приведена швидкість пари при барботажі:

$$W_n = D_{n.барб} \cdot V_n / F_{барб} \quad (2.23)$$

$$W_n = 0,865 \cdot 0,32071 / 3,841 = 0,072$$

Висота динамічного шару рідини на тарілці:

$$h_{\text{дин}} = (0,8 - 1,15 \frac{\rho_n \cdot W_n^2}{g}) \cdot h_0 \quad (2.24)$$

$$h_{\text{дин}} = (0,8 - 1,15 \frac{3,118 \cdot 0,072^2}{9,81}) \cdot 0,27 = 0,215 \text{ м}$$

Кількість кисню, що підлягає видаленню під час барботажу ($C^{\text{ввх}}_{\text{O}_2} = 10$ мг/кг)

$$G_{\text{O}_2} = D_{\text{в.барб}} \cdot (C_2 - C^{\text{ввх}}_{\text{O}_2}) \quad (2.25)$$

$$G_{\text{O}_2} = 218,02 \cdot (15,5 - 10) = 1199 \text{ мг/с}$$

Швидкість течії води на барботажному листі:

$$W_{\text{жс}} = q / h_{\text{дин}} \cdot \rho_{\text{в}} \quad (2.26)$$

$$W_{\text{жс}} = 109,01 / 0,215 \cdot 909,92 = 0,55 \text{ м/с}$$

Коефіцієнт масопередачі на барботажній тарілці:

$$k_{\text{O}_2} = \frac{1,32}{3600} \cdot 10^6 \cdot W_{\text{жс}} \cdot \left(\frac{\rho_n \cdot W_n^2 \cdot d_0}{\sigma} \right) \quad (2.27)$$

$$k_{\text{O}_2} = 367 \cdot 0,55 \cdot \left(\frac{3,118 \cdot 0,072^2 \cdot 0,005}{0,0454} \right)^{0,33} = 24,98 \text{ кг/(м}^2 \cdot \text{с)}$$

Середньологарифмічний концентраційний напір:

$$\Delta C_{\text{O}_2}^{\text{сп}} = \frac{C_2 - C^{\text{ввх}}_{\text{O}_2}}{\ln(C_2 - C^{\text{ввх}}_{\text{O}_2})} \quad (2.28)$$

$$\Delta C_{O_2}^{cp} = \frac{15,5 - 10}{\ln 1,55} = 12,55 \text{ МКг} / \text{Кг}$$

Необхідна площа барботажної тарілки:

$$F_{\text{барб}} = G_{O_2} / k_{O_2} \cdot \Delta C_{O_2}^{cp} \quad (2.29)$$

$$F_{\text{барб}} = 1199 / 24,98 \cdot 12,55 = 3,824 \text{ м}^2$$

2.4 Розрахунок на міцність елементів деаератора

Розрахунок товщини стінки деаератора:

$$S = \frac{P \cdot D_e}{2\varphi \cdot [\sigma] - P} + C \quad (2.30)$$

де: $P=0,59$ МПа – розрахунковий надлишковий тиск.

$D_e=3$ м – внутрішній діаметр днища.

$[\sigma]=128$ Мпа – номінально допустима напружка для матеріалу колонки.

Сталь 15К - матеріал днища.

$\varphi=0,85$ – ослаблення циліндричних елементів поздовжнім зварним швом.

$C=0,002$ м – надбавка до розрахункової товщини стінки.

$$S = \frac{0,59 \cdot 3}{2 \cdot 0,85 \cdot 128 - 0,59} + 0,002 = 0,0102 \text{ м}$$

Приймаємо номінальну товщину стінки деаератора: $S_{\text{ном}}=0,02$ м.

Розрахунок товщини днища корпусу з урахуванням кріплення отвору штуцером.

Мінімальна товщина стінки днища при $\varphi=1$, $C=0$.

$$S_0 = \frac{P \cdot D_e}{2\varphi \cdot [\sigma] - P} \quad (2.31)$$

$$S_0 = \frac{0,59 \cdot 3}{2 \cdot 1 \cdot 128 - 0,59} = 0,00693 \text{ м.}$$

Мінімальна розрахункова товщина стінки штуцера при $\varphi=1$, $C=0$.

$$S_{0u} = \frac{P \cdot d}{2\varphi \cdot [\sigma]_{uu} - P} \quad (2.32)$$

де: $d=0,092$ м – внутрішній діаметр штуцера.

$[\sigma]_{uu}=130.23$ МПа – номінально допустима напруга для матеріалу штуцера.

Сталь20 – матеріал штуцера.

$$S_{0u} = \frac{0,59 \cdot 0,092}{2 \cdot 1 \cdot 130,23 - 0,59} = 0,00021 \text{ м.}$$

Висота зміцнювальної ділянки штуцера, розташованого зовні днища.

$$h_{н.ш.} = \sqrt{(d_n - S_{uu}) \cdot (S_{uu} - C_{uu})} \quad (2.33)$$

де: $d_n=0,108$ м – зовнішній діаметр штуцера.

$S_{uu}=0,008$ м – номінальна товщина стінки штуцера.

$C_{uu}=0,002$ м – надбавка на корозію до розрахункової товщини стінки штуцера.

$$h_{н.ш.} = \sqrt{(0,108 - 0,008) \cdot (0,008 - 0,002)} = 0,0245 \text{ м.}$$

Площа укріплювального перерізу штуцера на ділянці, розташованій зовні днища.

$$f_{н.ш.} = 2 \cdot h_{н.ш.} \cdot (S_{uu} - C_{uu} - S_{0u}) \quad (2.34)$$

$$f_{н.ш.} = 2 \cdot 0,0245 \cdot (0,008 - 0,002 - 0,00024437) = 0,000284 \text{ м}^2$$

Висота зміцнювальної ділянки штуцера, розташованого всередині днища.

$$h_{в.ш.} = \sqrt{(d_n - S_{uu}) \cdot (S_{uu} - 2C_{uu})} \quad (2.35)$$

$$h_{e.u.} = \sqrt{(0,108 - 0,008) \cdot (0,008 - 2 \cdot 0,002)} = 0,02 \text{ м.}$$

Площа укріплювального перерізу штуцера на ділянці, розташованій усередині днища.

$$f_{e.u.} = 2 \cdot h_{e.u.} \cdot (S_{ш} - 2 \cdot C_{ш}) \quad (2.36)$$

$$f_{e.u.} = 2 \cdot 0,02 \cdot (0,008 - 2 \cdot 0,002) = 0,00016 \text{ м}^2.$$

Сума компенсуючих площ зміцнювальних деталей, що компенсують.

$$\Sigma f = f_{н.ш.} + f_{e.ш.} \quad (2.37)$$

$$\Sigma f = 0,000284 + 0,00016 = 0,00044 \text{ м}^2$$

3 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

3.1 Призначення, пристрій і робота повітропідігрівача

Теплообмінний апарат - це пристрій, у якому здійснюється передача теплоти від гарячого теплоносія холодному (тому, що нагрівається). Теплоносіями можуть бути газы, пари, рідини. Залежно від призначення теплообмінні апарати використовують як нагрівачі та як охолоджувачі. Теплообмінники широко застосовуються в енергетиці: підігрівачі високого тиску, підігрівачі низького тиску, економайзери, пароперегрівачі, конденсатори, підігрівачі в паросилових установках, а також і в інших цілях.

За способом передачі теплоти теплообмінники поділяють на рекуперативні, регенеративні та змішувальні. У цій роботі розглядається повітропідігрівач, який належить до рекуперативних.

У рекуперативних теплообмінниках канали, якими рухаються гарячий і холодний теплоносії, теплота передається через стінку, що розділяє їх. За незмінних параметрів теплоносіїв на вході залишаються незмінними в часі і параметри теплоносіїв у будь-якому з перерізів каналів, тобто процес теплопередачі має стаціонарний характер. Тому рекуперативні теплообмінники називають також стаціонарними.

Частину теплообмінника, в якій відбувається процес передачі теплоти, називають теплопередавальною матрицею. Підведення теплоносіїв до матриці і відведення їх здійснюється по вхідному і вихідному колекторах. Залежно від напрямку руху теплоносіїв рекуперативні теплообмінники можуть бути прямоточними в разі паралельного руху теплоносіїв в одному напрямку, протитечійними в разі паралельного зустрічного руху і перехресними в разі взаємно перпендикулярного руху.

У матриці теплоносії можуть здійснювати один або кілька ходів. Відповідно до цього теплообмінники називають, наприклад, одноходовими за гарячим теплоносієм і двоходовими за холодним теплоносієм. При збільшенні кількості ходів зростає швидкість руху теплоносія, що веде до

інтенсифікації теплообмінника. Однак при цьому зростають гідравлічні втрати і витрати енергії на забезпечення руху теплоносія. Залежно від призначення виробничих процесів як теплоносії можуть застосовуватися різні газоподібні, рідкі та тверді тіла.

Димові гази можуть застосовуватися в теплообмінниках для нагріву, випарювання і термічної обробки газоподібних, рідких і твердих речовин. Перевагою димових газів як теплоносія є можливість досягнення високої температури за атмосферного тиску, недоліками - громіздкість апаратури, зумовлена низькою тепловіддачею від газів до стінки, складність регулювання робочого процесу в теплообмінному апараті, пожежна небезпека та порівняно швидкий знос поверхонь теплообмінника відкладеннями сірки чи золи, а також під час чищення апаратів.

Повітропідігрівачі в парових котлах призначені для підігріву повітря, що надходить до топки, для інтенсифікації радіаційного теплосприйняття екранів і зниження втрат від хімічного й механічного недопалів палива, охолодження продуктів згоряння до технічно й економічно виправданої межі. Збільшення температури підігріву повітря на 100°C підвищує приблизно на 50°C температуру горіння палива, що сприяє зменшенню необхідних поверхонь нагріву. Зниження температури вихідних газів на 20°C підвищує ККД котла приблизно на 1%.

Економічно вигідніше підвищувати температуру повітря саме перед зоною горіння. Що вища температура повітря, то інтенсивніше йдуть процеси сумішоутворення і спалювання. Повітря в цьому разі - не баластний теплоносій, а суміш газів, що бере участь у процесі спалювання вуглеводнів. Повітря потрібно підігрівати для зняття тепла газів, що йдуть, саме в зоні після економайзера - це економічніше, ніж повітря гріти у водяному або електричному калорифері, або ж використовувати тепле повітря приміщення. Температура насичення середовища у випарних поверхнях нагріву за тиску понад 1 МПа вища за потрібну температуру продуктів згоряння, які виходять із котла, тому під час завершення в них тепловикористання не можна

забезпечити належну теплову економічність установки. Тому в сучасних котлах використання теплоти продуктів згорання завершується в економайзері та повітропідігрівачі. В економайзері підігрівається живильна вода й іноді відбувається її часткове випаровування.

Наявність економайзера і повітропідігрівача за температури повітря і живильної води, що надходять до них, меншої, ніж температура насичення, забезпечує можливість охолодження продуктів згорання до технічно й економічно виправданої межі.

Температура живильної води для енергетичних котлів із тиском пари понад 3,93 МПа приймається такою, що дорівнює 150, 215 і 230 °С, залежно від розвитку регенеративного підігріву води, здійснюваного з метою підвищення економічності роботи електростанції. Для котлів виробничого призначення температура живильної води після її термічної деаерації становить 104 °С. Таким чином, для енергетичних котлів температура живильної води має бути вищою за температуру продуктів згорання, які виходять із котла, і за умовами організації теплообміну необхідне застосування теплоносія з нижчою початковою температурою, яким і є повітря. Отже, теплосприйняття в енергетичних котлах має завершуватися в повітропідігрівачі.

Економічно вигідніше, щоб температура підігріву повітря була вищою, ніж температура живильної води після економайзера. Збільшення поверхні нагріву повітропідігрівача за підвищеної температури підігріву повітря компенсується зменшенням дорожчої та відповідальнішої поверхні нагріву економайзера.

Кінцеву температуру підігріву повітря в повітропідігрівачі вибирають залежно від виду палива, що спалюється, і типу топкового пристрою. Температуру підігріву повітря під час спалювання природного газу і мазуту рекомендується приймати 200-300 °С, а під час шарового спалювання палива 200-250 °С. Цим визначається можливість застосування одноходового компонування економайзера і повітропідігрівача для котлів, що працюють на

зазначених паливах. Для котлів, що працюють на вологому пилоподібному твердому паливі, доцільний підігрів повітря до 350-400 °С, і для таких установок застосовується двоступеневе компонування. Подальше підвищення температури підігріву повітря обмежується необхідністю застосування за $t' > 450$ °С легованих металів або спеціальних матеріалів, або спеціальних складних конструкцій повітропідігрівачів. Температура продуктів згоряння на вході в трубчастий повітропідігрівач за умовами окалиноутворення трубних дощок не повинна перевищувати 530 °С.

Таким чином можна зробити висновок, для підтримання стабільного і якісного процесу горіння необхідна оптимальна і стаціонарна температура підігрітого повітря. Температура повітря після повітропідігрівача залежить від температури (холодного) повітря, що подається в повітропідігрівач, і від витрати димових газів через повітропідігрівач.

3.2 Вихідні дані для розрахунку повітропідігрівача:

Діаметр труб – $d_n = 0,04$ м

Товщина стінки труб – $\delta_{ст} = 0,0015$ м

Пучок - шаховий – $s_1 = 0,06$ м, $s_2 = 0,042$ м

Швидкість газів – $w_2 = 11$ м/с

Швидкість повітря – $w_6 = 7,7$ м/с

Температура повітря - на вході $t'_6 = 50$ °С, на виході $t''_6 = 250$ °С

3.3 Розрахункова частина

У цьому розділі бакалаврської роботи проведено тепловий розрахунок і компонування повітропідігрівача для котла марки Е-820-140 ГМ, а також встановлено залежності температури підігрітого повітря від температури (холодного) повітря, що подається в повітропідігрівач, і від витрати димових газів через повітропідігрівач.

Геометричні параметри ПП і газохіда

Теплосприйняття ПП:

$$Q_{\text{вн}} = \alpha_m V^0 B_r (h''_{\text{в}} - h'_{\text{в}}), \quad (3.1)$$

де: B_r -розрахункова витрата палива ($\text{м}^3/\text{с}$);

V^0 - дійсні обсяги продуктів згоряння ($\text{м}^3/\text{м}^3$);

α_m - коефіцієнт надлишку повітря;

Ентальпія повітря:

$$h_{\text{в}} = c_{\text{в}} t_{\text{в}}, \quad (3.2)$$

на вході – $h'_{\text{в}} = (1,287 + 1,2012 \cdot 10^{-4} \cdot 50) \cdot 50 = 64,65$ кДж/кг;

на виході – $h''_{\text{в}} = (1,287 + 1,2012 \cdot 10^{-4} \cdot 250) \cdot 250 = 329,26$ кДж/кг;

$Q_{\text{вн}} = 1,05 \cdot 9,81 \cdot 7,56 \cdot (329,26 - 64,65) = 20602,2$ кВт.

Ентальпія газів на виході з повітропідігрівача:

$$h''_{\text{г}} = c_{\text{г}} t_{\text{г}}, \quad (3.3)$$

$h''_{\text{г}} = (15,645 + 1,967 \cdot 10^{-3} \cdot 120) \cdot 120 = 1906,7$ кДж/кг.

Ентальпія газів на вході в повітропідігрівач:

$$h'_{\text{г}} = h''_{\text{г}} + Q_{\text{вн}} / (\varphi B_r), \quad (3.4)$$

$h'_{\text{г}} = h''_{\text{г}} + Q_{\text{вн}} / (\varphi B_r) = 1906,7 + 42464,4 / (0,9992 \cdot 7,56) = 4633,6$ кДж/кг.

Температура газів на вході у ВП:

$$v_{\text{г}} \approx \frac{-A + \sqrt{A^2 + 4 \cdot B \cdot h'_{\text{г}}}}{2 \cdot B}, \quad (3.5)$$

$$v_2'' = \frac{-15,645 + \sqrt{15,645^2 + 4 \cdot 1,9672 \cdot 10^{-3} \cdot 4633,6}}{2 \cdot 1,9672 \cdot 10^{-3}} = 285,89 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Середня температура в ПП:

$$\text{газів} - \vartheta_{\Gamma} = 0,5(\vartheta'_2 + \vartheta''_2) = 0,5(285,89 + 120) = 202,95^\circ\text{C};$$

$$\text{повітря} - t_{\text{в}} = 0,5(t'_{\text{в}} + t''_{\text{в}}) = 0,5(50 + 250) = 150 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

"Живий" перетин ПП для проходу газів:

$$f_{\text{ж}}^{\Gamma} = \frac{B_p \cdot V \cdot (\vartheta_{\Gamma} + 273)}{273 \cdot w_{\Gamma}}, \quad (3.6)$$

$$f_{\text{ж}}^{\Gamma} = \frac{7,56 \cdot 11,508 \cdot (202,95 + 273)}{273 \cdot 11} = 13,79 \text{ м}^2.$$

"Живий" перетин ПП для проходу повітря:

$$f_{\text{ж}}^{\text{в}} = \frac{B_p \cdot \alpha_T \cdot V^0 \cdot (t_{\text{в}} + 273)}{273 \cdot w_{\text{в}}}, \quad (3.7)$$

$$f_{\text{ж}}^{\text{в}} = \frac{7,56 \cdot 9,81 \cdot 1,05 \cdot (150 + 273)}{273 \cdot 7,7} = 12,7 \text{ м}^2.$$

Загальна кількість труб в пакеті ПП:

$$n = \frac{f_{\text{ж}}^{\Gamma}}{f_0}, \quad (3.8)$$

де f_0 - поперечний переріз труби пучка ПП:

$$f_0 = \frac{\pi \cdot (d_n - 2 \cdot \delta_{\text{cm}})^2}{4} = \frac{3,14 \cdot (0,04 - 2 \cdot 0,0015)^2}{4} = 1,075 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2;$$

$$n = \frac{13,79}{1,075 \cdot 10^{-3}} = 12821,7 \text{ шт.}$$

Кількість труб у поперечному ряду:

$$n_I = (a_{en} - s_I) / s_I, \quad (3.9)$$

де a_{en} – ширина повітропідігрівача

$$n_I = (12,9 - 0,06) / 0,06 = 214 \text{ шт.}$$

Висота одного ходу ПП:

$$h_1 = \frac{f_{ж}^{\varepsilon}}{a_{en} \cdot k_3 \cdot k_m}, \quad (3.10)$$

$$h_1 = \frac{12,7}{12,9 \cdot 0,333 \cdot 1} = 2,95 \text{ м,}$$

де $k_3 = 1 - d_H / s_I = 1 - 0,04 / 0,06 = 0,333$ – коефіцієнт захарщення;

$k_m = 1$ – технологічний коефіцієнт

Коефіцієнт тепловіддачі від газів для шахових пучків:

$$\alpha_{\kappa} = 0,2 \cdot \varepsilon_s \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{эк}}} \cdot \left(\frac{w_{\varepsilon} \cdot d_{\text{эк}}}{\nu} \right)^{0,65} \cdot Pr^{0,33}, \quad (3.11)$$

де ε_s — поправочний коефіцієнт, що залежить від кроку труб у пучку;
 $\lambda = \lambda' \cdot M_{\lambda} = 0,0385$ — теплопровідність продукту згоряння при середній температурі потоку, кВт/(м К); $\nu = \nu' \cdot M_{\nu} = 30 \cdot 10^{-6}$ — кінематична в'язкість продуктів згоряння за середньої температури потоку, м²/с; $Pr = Pr' \cdot M_{Pr} = 0,698$ — число Прандтля. $d_{\text{эк}}$ – еквівалентний діаметр, визначається як:

$$d_{\text{эк}} = \frac{4 \cdot f_{ж}^{\Gamma}}{U}, \quad (3.12)$$

$$U = 2 \cdot (a_{en} + h_1) + 2 \cdot n_I \cdot h_1 = 2 \cdot (12,9 + 2,95) + 2 \cdot 214 \cdot 2,95 = 1296,$$

$$d_{\text{эк}} = \frac{4 \cdot 13,78}{1296} = 0,039 \text{ м};$$

Значення λ , ν та Pr визначаються за графічними залежностями МУ

$$\alpha_2 = 0,2 \cdot 1,061 \cdot \left(\frac{7,7 \cdot 0,039}{30 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,698^{0,33} \cdot \frac{3,85 \cdot 10^{-2}}{0,039} = 73,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки труби до робочого тіла α_2 визначається таким чином.

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{ен}}} \cdot \left(\frac{w_z \cdot d_{\text{ен}}}{\nu} \right)^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot C_T \cdot C_d \cdot C_l, \quad (3.13)$$

Поправки C_b , C_d и C_l , під час руху робочого тіла всередині труби приймаються рівними одиниці. $\lambda = \lambda' \cdot M_\lambda = 0,041$ — теплопровідність повітря при середній температурі потоку, кВт/(м К); $\nu = \nu' \cdot M_\nu = 30 \cdot 10^{-6}$ — кінематична в'язкість повітря за середньої температури потоку, м²/с; $Pr = Pr' \cdot M_{Pr} = 0,672$ — число Прандтля

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,041}{0,037} \cdot \left(\frac{7 \cdot 0,037}{30 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,672^{0,4} = 43,45 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Розрахунок коефіцієнта теплопередачі:

$$k = \frac{\alpha_1 \cdot \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2} \cdot \phi, \quad (3.14)$$

де $\Psi = 0,95$ — коефіцієнт теплової ефективності;

$$k = \frac{73,9 \cdot 43,45}{73,9 + 43,45} \cdot 0,95 = 24,64 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Температурний напір - усереднена по поверхні нагріву різниця температур між середовищами, що теплообмінюються, - визначається за формулою:

$$\Delta t = \frac{\Delta t_b - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_b}{\Delta t_m}}, \quad (3.15)$$

де $\Delta t_b = \theta_{yx} - t'_{en} = 120 - 50 = 70^\circ\text{C}$; $\Delta t_m = \theta'_{en} - t''_{en} = 285,89 - 250 = 35,89$
 $^\circ\text{C}$ — більший і малий перепади температур між середовищами на кінцях
 поверхні нагрівання;

$$\Delta t = \frac{70 - 35,89}{\ln \frac{70}{35,89}} = 51,06 \text{ }^\circ\text{C}.$$

Розрахункова поверхня нагрівання:

$$F = \frac{Q_{en}}{\Delta t \cdot k \cdot 10^{-3}}, \quad (3.16)$$

$$F = \frac{20602,2}{51,06 \cdot 24,64 \cdot 10^{-3}} = 16374,4 \text{ м}^2$$

Поверхня однієї труби:

$$F_0 = \frac{F}{n}, \quad (3.17)$$

$$F_0 = \frac{16374,4}{12821,7} = 1,277 \text{ м}^2.$$

Загальна висота ПП:

$$L = \frac{F_0}{\pi \cdot (d_n - \delta_{cm})}, \quad (3.18)$$

$$L = \frac{1,277}{3,14 \cdot (0,04 - 0,0015)} = 10,56 \text{ м}.$$

Кількість ходів ПП:

$$Z = L/h_1, \quad (3.19)$$

$$Z = 10,56/2,95=3,4;$$

приймаємо $Z' = 3$.

Дійсна швидкість газів:

$$w_{20} = w_2 \cdot (Z'/Z), \quad (3.20)$$

$$w_{20} = 11 \cdot (3/3,4)=9,7 \text{ м/с.}$$

Висота одного ходу ПП:

$$h'_I = h_I \cdot (Z/Z'), \quad (3.21)$$

$$h'_I = 2,95 \cdot (3,4/3)=3,34 \text{ м}$$

Висота першого ходу ВП:

$$h_I = h'_I \cdot 0,75, \quad (3.22)$$

$$h_I = 3,34 \cdot 0,75 = 2,5 \text{ м.}$$

Висота наступного ходу ВП:

$$h_{II} = (L - h_I)/(Z' - 1), \quad (3.23)$$

$$h_{II} = (10,56 - 2,5)/(3 - 1)=4 \text{ м.}$$

Визначення числа труб в одному ряду вздовж течії повітря:

$$n'_2 = n_2/n_1, \quad (3.24)$$

$$n'_2 = 12821,7/214 = 59,9 \approx 59 \text{ шт.}$$

Глибина ПП:

$$b_{en} = n'_2 \cdot s_2 + s_2, \quad (3.25)$$

$$b_{en} = 59 \cdot 0,042 + 0,042 = 2,52 \text{ м.}$$

Аналогічним чином у програмі Mathcad були проведені розрахунки повітропідігрівача для котла, що працює з витратою пари $D_0 = 500 \frac{m}{ч}$, $D_0 = 580$

$$\frac{m}{ч}, D_0 = 660 \frac{m}{ч}, D_0 = 740 \frac{m}{ч}, D_0 = 820 \frac{m}{ч}.$$

На рисунку 3.1 наведено графік залежності витрати димових газів, що подається на повітропідігрівач, від температури зовнішнього повітря.

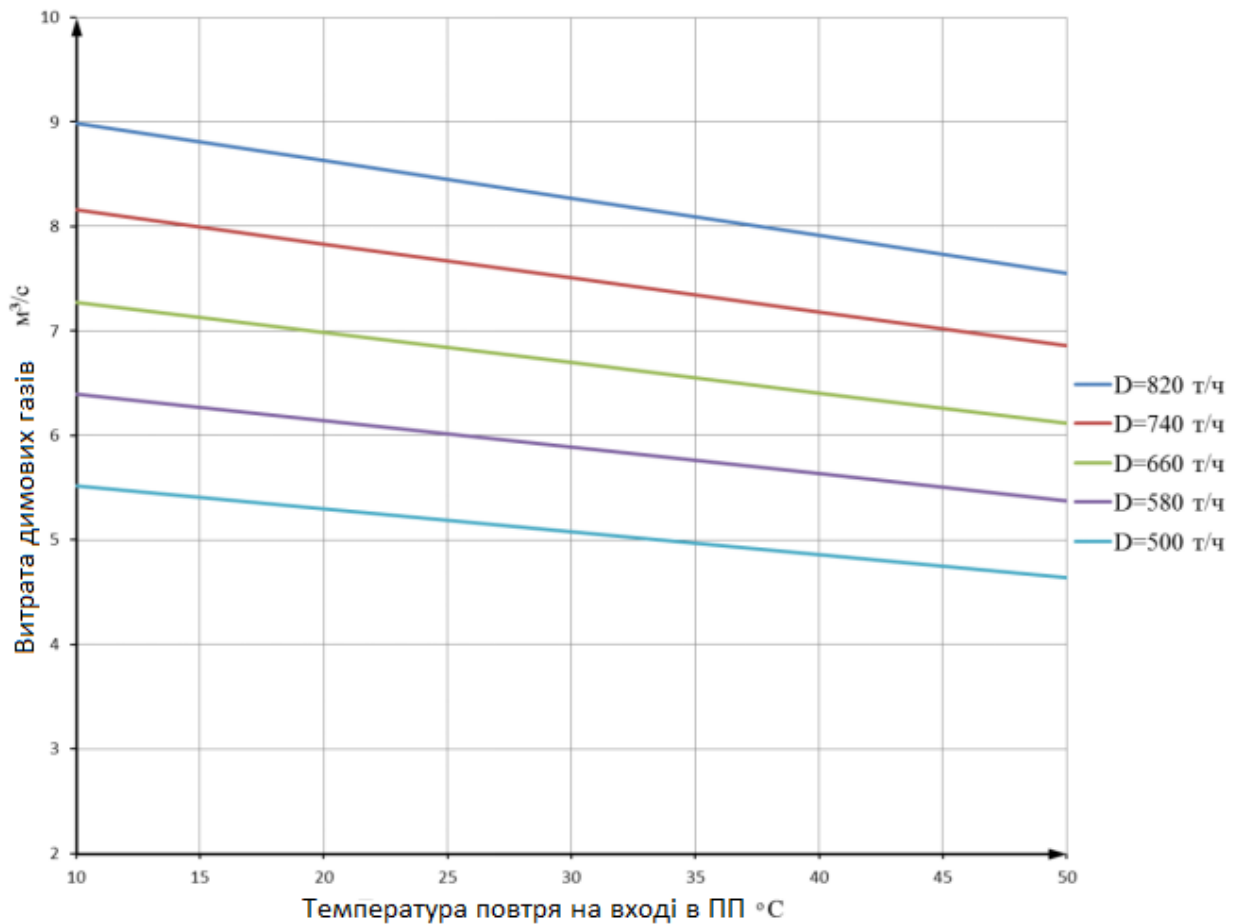


Рисунок 3.1- Графік залежності димових газів від температури зовнішнього повітря

Із графіка видно, що в разі зниження температури зовнішнього повітря, для підтримання стаціонарної температури повітря на виході з повітропідігрівача, слід підвищувати витрату димових газів.

Для регулювання витрати димових газів використовується система поворотних шиберів.

4 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Стічні води енергооб'єктів та їх очищення

Запобігання забрудненню громадських водойм стічними водами теплових енергооб'єктів металургійних підприємств, очищення та повторне використання цих вод є на сьогодні відповідно до прийнятих законів з охорони довкілля найважливішими завданнями проектування й експлуатації теплових енергооб'єктів та їхніх водопідготовчих установок.

Використовуються такі основні способи очищення стічних вод:

1. Скидання в цикли, у яких вимоги до води дають змогу використовувати воду, що скидається;
2. Нейтралізація;
3. Окислення шкідливих домішок;
4. Розведення і скидання у водойми;
5. Видалення шкідливих домішок і повторне використання.

4.1 Скидні води після прямоточного охолодження конденсаторів турбін

Скидні води після прямоточного охолодження конденсаторів турбін, повітроохолоджувачів і мастилоохолоджувачів з температурою на 8-15 °C вищою за температуру води у водоймі з біохімічного погляду вважаються "умовно чистими". Єдиним "забруднювачем" цих вод є тепло, яке вони вносять у водойму, що порушує в усій водоймі (за невеликих її розмірів) або в окремих частинах її тепловий і біохімічний режими. Підвищення температури води у водоймі на 5 °C і більше, особливо в літній час, посилює життєдіяльність мікроорганізмів, ріст водоростей і знижує вміст у воді кисню, необхідного для життєдіяльності риб та інших вищих організмів. Процеси ці посилюються, якщо вода, що скидається у водойму, містить біологічно активні речовини (PO_4^{3-} , NO_3 , K^+). Посилений ріст мікроорганізмів і водоростей у водоймі, відмирання водоростей і гниття їх погіршують процеси вапнування, коагуляції, відстоювання і фільтрування води на

передочистках, що призводить до забивання ними труб і конденсаторів парових турбін. Зростання водяних рослин спричиняє заболочування прибережних ділянок водойми, скорочення її активної водоохолоджувальної поверхні, підвищення температури охолоджувальної води і, зрештою, погіршення вакууму та перевитрату палива. Боротьба з посиленням ростом мікроорганізмів, водоростей, рослин ведеться шляхом хлорування води, застосування мідного купоросу, гербіцидів, дефоліантів, а також розведенням у водоймах трав'янистих, теплолюбних риб - білого амура, товстолоба та ін.

Кількість скинутої теплої води за прямого водопостачання досягає 60-100 кг води на 1 кг пари, що конденсується в конденсаторах турбін.

Продувальна вода скидається в кількості 1-2 % від годинної витрати оборотної води. У деяких випадках за невисокої мінералізованості продувальна вода оборотних циклів енергооб'єктів може надходити на ВПУ і в оборотні цикли конвертерних і прокатних цехів, газоочисток та інших виробництв, які не висувають до води підвищених вимог. Це зменшує скидання продувних вод у громадські водойми та порушення біохімічного режиму їх.

4.2 Стічні води від мазутних господарств енергооб'єктів

Кількість цих вод невелика (2-10 м³/год), забрудненість мазутом - від 10-15 до 1000 мг/л. Причиною потрапляння мазуту до стічних вод є змив розлитого мазуту з поверхні ґрунту внаслідок нерівностей майданчика, а також через погану якість (проникність) стінок залізобетонних мазутосховищ і розрив трубок підігрівачів. До цієї ж групи стічних вод примикають води від охолодження підшипників механізмів, що обертаються, та змиву підлог у приміщеннях електростанцій, а також від олійних господарств станцій. Кількість їх також невелика - до кількох десятків кубічних метрів на годину, забрудненість маслами - до 10-15 мг/л. Загальна кількість олій, що потрапляє в стічні води, практично дорівнює кількості оливи, що доливається в оливні

системи охолодження (трансформатори, оливні вимикачі, підшипники тощо), якщо не організовано її уловлювання.

Стічні води і конденсат мазутних господарств і станцій, забруднені нафтопродуктами, повинні спочатку відстоюватися в мазутоловушках. Там мазут і мастила видаляються на 98-99 % від вмісту їх у первинних стоках за залишкового вмісту 10-50 мг/л. Відстій триває в проточних пастках щонайменше 2 год, у пастках періодичної дії 6-8 год. Забруднену мазутом воду для поліпшення розшаровування мазутних емульсій слід підігрівати до 50-60 °С. Після пасток воду, що містить мазут або мастила, переважно в емульгованому стані слід направляти у флотомашини. У флотомашини має подаватися розчин коагулянту (50-70 мг/л $Al_2(SO_4)_3 \cdot 18H_2O$) для коагуляції частинок нафтопродуктів. У напірних флотомашини стисненим повітрям насичують воду, яка перебуває під тиском, з якої за подальшого зниження тиску виділяються найдрібніші бульбашки повітря, що захоплюють за собою на поверхню рідини крапельки олії та пластівці коагулянту, які утворюють міцну піну. За початкового вмісту нафтопродуктів у воді до 200 мг/л вміст їх після флотації знижується до 8-10 мг/л, тобто в 10-20 разів. При безнапірній флотації повітря у воду подається за допомогою імпелерів (турбінок) або водоповітряних ежекторів.

Багатоступенева флотація у 2-4 ступені дає змогу обходитися без пасток і більш повно видаляти нафтопродукти (до 5-8 мг/л). Після пасток і флотомашин напівочищені оливи води (або конденсат) мають спрямовуватися на механічні (зернисті, целюлозні або тканинні) фільтри. Швидкість фільтрування через безнапірні зернисті фільтри з розміром зерен 0,5-2 мм 0,1-0,3 м/год, через напірні 5 м/год, через тканинні 1 м/год, через намивні, напірні, целюлозні фільтри за одночасного знезалізнення до 20 м/с. Оптимальний вміст мазуту або масел перед механічними фільтрами 5-10, максимум 30 мг/л. Кінцевий вміст (1-3 мг/л) залежить від вихідного вмісту і властивостей мастил, висоти шару і розмірів зерен завантаження. Кінцевий ступінь очищення замаслених вод (конденсатів) - фільтрування через один

або два ступені сорбційних фільтрів, завантажених знеомаслювальним активованим вугіллям. Перед сорбційними фільтрами вміст олій не має перевищувати 3-5 мг/л. Після одного ступеня фільтрування залишковий вміст олій ~1,0 мг/л, після двох - не більше 0,5 мг/л. За недоцільності глибокого очищення забруднені мазутом води після пасток і флотомашин слід спрямовувати на осаджувальне передочищення ВПУ або змішувати з водою гідрозоловидалення і спрямовувати на золовідвали чи в брудні цикли газоочисток металургійних цехів. У результаті додаткового очищення частинками золи і розведення вміст мазуту і масел у воді, що зливається із золовідвалів, зазвичай не перевищує норм.

4.3 Скидні води систем гідрозоловидалення

У скидних водах систем гідрозоловидалення (ГЗВ) теплових електростанцій, опалювальних зольними твердими паливними матеріалами (вугіллям, сланцями, торфом, тріскою), залежно від родовища та сорту палива змінюються кількість та склад золи, вміст у ній нерозчинних і водорозчинних сполук, зокрема вільних лугів (CaO , NaOH , Na_2CO_3 та ін.). За вмісту в золі понад 10 % водорозчинних вільних лугів зазвичай мають місце цементация частинок золи й обростання золопроводів унаслідок реакції лугів золи з Ca^{2+} і Mg^{2+} , що містяться у транспортувальній воді. У разі значного вмісту в паливі сірки зола може мати кислу реакцію внаслідок вмісту в ній H_2SO_4 , H_2SO_3 та їхніх кислих солей. До цієї ж категорії належать води після обмивання поверхонь нагріву, які також можуть бути і кислими, і лужними залежно від сорту палива. Обмивні води зовнішніх поверхонь нагріву теплоутилізаційних парогенераторів, а також стічні води газоочисток підприємств чорної металургії залежно від складу горючих газів і виду процесу містять:

а) після котлів-утилізаторів за мартенівськими печами та охолоджувачами конвертерних газів - оксиди заліза і частинки винесеного шлаку (SiO_2 , CaO , MgO , Al_2O_3 , Fe_2O_3). Вони мають зазвичай лужну реакцію.

б) після котлів-утилізаторів за обертовими печами для випалювання вапна та доломіту - зважені частинки (CaO , CaCO_3 , MgO , MgCO_3). Вони мають лужну реакцію.

За наявності достатньої кількості лужної золи і транспортуючої води ГЗВ, кислі води після обмивання мазутних котлів доцільно нейтралізувати лужними водами ГЗВ. Нейтралізацію кислих вод ГЗВ і обмивних вод мазутних котлів можна здійснювати, окрім вапняного молока (яке зазвичай отримують із ВПВ), шламом, що продувається з освітлювачів ($\text{CaCO}_3 + \text{Mg}(\text{OH})_2 + \text{Fe}(\text{OH})_3$), і лужною продувною водою котлів і випарників. Продувну воду можна застосовувати для обмивання зовнішніх поверхонь нагріву безпосередньо з котлів або після виділення з неї пари та охолодження (зі збірних резервуарів за допомогою насосів). Можливе також застосування скидних вод після аніонітних фільтрів, непридатних внаслідок великого вмісту в них Na_2SiO_3 , Na_2SO_4 , NaCl для інших цілей. Під час скидання в систему ГЗВ скидних вод після луцення, хімічних промивок і консервації котлів склад вод, особливо тих, що надходять у шлакозбирачів ГЗВ, а також тих, що скидаються з них, дуже сильно змінюється (солі, луги, кислоти, органічні речовини). Змішування обмивних вод з водами після хімічних промивок неприпустимо. Води, що зливаються із золівдвалів, розімкнених систем ГЗВ зазвичай мають нейтральну або лужну (рН 10-12) реакцію. Загальний солевміст їх підвищений, вміст суспензії після кількох діб відстою не перевищує 20-50 мг/л, після зернистих фільтрів - до 10 мг/л.

За замкнених (оборотних) систем ГЗВ повертається вода з тим самим вмістом суспензії і тією ж величиною рН, зазвичай до межі насичена розчинними солями (CaSO_4 , Na_2SO_4 та ін.). Солевміст її досягає 2500-3500 мг/л.

Щоб не допустити забруднення води у водоймі (особливо в місці введення), скидання води із золівдвалів необхідно проводити розосереджено і розбавляти її водою водойми. У разі вмісту в золі $\text{CaO} + \text{MgO} + \text{Na}_2\text{O} > 16\%$ воду, що зливається, слід розбавляти в 200 разів за сухих золівловлювачів і в

100 разів за мокрих. У разі вмісту цих домішок 10 і 15 % - відповідно в 50-100 разів, а за вмісту лугів <10 % - у 50 разів за будь-яких видів золоуловлювачів.

4.4 Продувні води парогенераторів, випарників і пароперетворювачів

Ці води містять усі солі, які були присутні в живильній (хімічно обробленій) воді та введені в неї: NaOH, Na₂CO₃, Na₃PO₄ та інші фосфати, а також Na₂SO₄, NaCl, NaNO₃, Na₂SiO₃ і в невеликих кількостях комплексони. Загальний вміст цих солей у продувній воді від 500-1000 мг/л (парогенератори високого тиску) до 30000-50000 мг/л (випарники).

Продувну воду прагнуть повністю використовувати, виділити з неї тепло і пару в розширювачах, тепло в теплообмінниках. Її використовують для живлення парогенераторів нижчого тиску, випарників, для підживлення закритих тепломереж, фосфатування циркуляційної води (за невисокої лужності та великого вмісту в ній фосфатів), для розчинення солі (за невисокого вмісту сульфатів). Кількість продувної води 1-5 % від паропродуктивності. Після виділення пари в розширювачах кількість продувної води зменшується на 15-25 % і настільки ж зростає концентрація солей. У разі скидання в каналізацію гарячої лужної продувної води котлів і випарників і розхолодження її жорсткою (>7-10 ммоль/л) водою каналізація може заростати відкладеннями CaCO₃, Ca₃(PO₄)₂.

4.5.Скидні води водопідготовчих установок

Ці води зазвичай забруднені суспензією, кислотами, лугами і нейтральними солями і утворюються на одній і тій самій ВПВ на різних етапах обробки води. Кількість стічних вод залежить як від схеми обробки води, так і від кількості забруднень, що містяться у вихідній воді та видаляються під час обробки її, від якості реагентів (коагулянту, вапна, кухонної солі) і наявності в них баласту.

Нижче наводяться короткі відомості про стічні води ВПВ, орієнтовні кількості їх, забруднення, що містяться в них, і способи очищення або утилізації з метою скорочення скидання цих вод і забруднення ними водою.

1. Скидні води реагентного господарства містять домішки реагентів, що застосовуються на водопідготовчих установках (CaO , FeSO_4 , $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$, NaCl , H_2SO_4 , NaOH , CaCO_3), і пісок, що містяться у вапні, нерозчинні залишки, що містяться в реагентах. Концентрація домішок може бути значною, але кількість цих вод невелика (0,1—0,5 % від кількості обробленої води). Надходження цих вод періодичне, не регулярне. Доцільно спрямовувати їх у систему ГЗВ або на мулові майданчики. Перед скиданням у водойми зважені домішки мають бути видалені, а вміст розчинених домішок доведений до допустимих значень шляхом розведення технічною водою.

2. Продувні води освітлювачів виходять більш-менш постійно, щодоби в кількості 1-3 % від обсягу обробленої води. Вони містять 0,5-2,0 % (за масою) сухого шламу (CaCO_3 , $\text{Mg}(\text{OH})_2$, $\text{Al}(\text{OH})_3$, $\text{Fe}(\text{OH})_3$) і направляються в спеціальні ущільнювачі для збільшення концентрації сухої речовини в шламів до 5 % і більше (відстій протягом 1-2 діб). Освітлену воду слід подавати назад в освітлювачі або на механічні фільтри, а ущільнений шлам - на вакуумні, рамні або інші фільтри чи на фільтрпреси. Фільтрат після спеціальних фільтрів для зневоднення шламу має повертатися на механічні зернисті фільтри ВПВ. Утилізація продувних вод передочисток має бути повна.

3. Скидні води після промивання механічних зернистих фільтрів або під час спуску першого фільтрату виходять періодично; за одне промивання 40-100 м³ за загальної витрати 2-5 % від кількості оброблюваної води. Вони забруднені суспензією того ж складу, що й продувальна вода освітлювачів, але в меншій кількості. У середньому - 500-1000 мг/л. Ці води мають бути після відстоювання (до вмісту суспензії 50-100 мг/л) повністю повернуті на фільтри або в освітлювачі, а невідстоєні або за більшого вмісту суспензії - тільки в освітлювачі.

4. Скидна вода після розпушування передочищеною або пом'якшеною водою всіх іонітних фільтрів і незасолена вода після їхнього спорожнення містять невелику кількість суспензії та продуктів розпаду іонітів. Ці води мають використовуватися разом із промивними водами механічних фільтрів, - гірше з продувними водами освітлювачів. Кількість їх 2-5 % від обсягу профільтрованої води. Води, зазначені в пп. 2-4, обробки реагентами не потребують.

5. Скидні води після регенерації Na-, H, H-Na-катионітних фільтрів складаються з двох видів: відпрацьованого розчину з вмістом регенерувальних реагентів NaCl, $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$, H_2SO_4 і витіснених із катіоніту солей CaCl_2 , CaSO_4 , MgCl_2 и MgSO_4 у кількості від 0,8-1,0 до 5-8 %. Обсяг їх 2-3 % від кількості профільтрованої (пом'якшеної) води та відмивних вод із вмістом тих самих забруднень від 1,0-0,5 % до нуля. Обсяг 3-5 % від кількості профільтрованої води.

Хоча зміст NaCl, CaCl₂, CaSO₄, MgSO₄, MgCl₂ у воді водойм не нормується, він має бути у воді, що скидається, мінімальним; вміст NH₄⁺ не повинно перевищувати 5 мг/л. З метою скорочення скидання NaCl, CaCl₂, MgCl₂ на 30-50 % рекомендуються повторне пропускання частини відпрацьованого регенераційного розчину, не насиченої Ca²⁺ и Mg²⁺, через виснажений Na-катионіт попередньо, перед пропуском свіжого розчину (що скорочує витрату регенерувального реагенту на 30-50 %) і обробка двічі відпрацьованого розчину солі содою і вапном для осадження CaCO₃ и Mg(OH)₂.

В окремих випадках більш доцільні повернення відпрацьованого розчину солі та відмивних вод після Na-катионітних фільтрів і обробка їх вапном і содою в освітлювачах разом з вихідною водою в схемах підготовки води для невимогливих споживачів. При цьому скидання стічних вод з ВПУ практично припиняється (~1 %), але зростають солевміст живильної води і кількість продувної води котлів. Загальна кількість скидних вод енергооб'єкта при цьому скорочується. М'які продувні води котлів можуть

використовуватися для підживлення закритих теплових мереж, живлення випарників, розчинення реагентів або для інших цілей.

6. Значно складніша утилізація або очищення скидних вод після Н- або Н-На-катионітних фільтрів. Відпрацьований регенераційний розчин сірчаної кислоти після регенерації і перші порції відмивної води містять значну кількість (100-140 ммоль/л) CaSO_4 і вільну (невитрачену для обміну на Ca^{2+}) сірчану кислоту. CaSO_4 міститься в кількостях, що в 2-4 рази перевищують межу насичення води за 20-25 °С. За такого пересичення розчин дуже нестабільний і схильний до виділення CaSO_4 у дренажних системах на стінках труб, резервуарів, фільтрів тощо, що призводить до збільшення часу відмивання і перевитрати води.

Залишки кислоти, що містяться у відпрацьованому розчині та промивній воді, повинні пропускатися через попередньо включений Н-катионітний фільтр (для "голодної" регенерації). Пройшовши через фільтр, відпрацьований розчин втрачає кислоту, набуває нейтральної реакції і містить великі кількості $\text{Ca}^{2+} + \text{Mg}^{2+}$. Після розведення технічною водою до вмісту $\text{Ca}^{2+} < 20$ ммоль/л цей розчин може бути скинутий у систему ГЗВ, міську каналізацію або у водойму.

Відпрацьований розчин кислоти після Н-катионітних фільтрів II-III ступенів, що містить великі кількості вільної кислоти і трохи $\text{Ca}^{2+} + \text{Mg}^{2+}$, повинен подаватися для регенерації фільтрів I ступеня або попередньо включених фільтрів з "голодною" регенерацією (здвоєні послідовні регенерації).

Нейтралізація відпрацьованих розчинів кислоти і промивної води Н-катионітних фільтрів допускається тільки першими порціями відпрацьованого розчину луку після регенерації аніонітних фільтрів переважно I-II ступенів, насичених Na_2SiO_3 , Na_2SO_4 , NaCl , які не можуть бути використані більш доцільно. Застосування для нейтралізації кислих стоків свіжого луку забороняється.

Як правило, всі кислі води мають нейтралізуватися вапняним молоком, меленим вапном, магнезитом, гірше меленою крейдою і доломітом. Можливе застосування шламу з освітлювачів, що містить CaCO_3 (крейда, мармур) + $\text{Mg}(\text{OH})_2$. Шлам, що містить тільки $\text{Al}(\text{OH})_3$ або $\text{Fe}(\text{OH})_3$, для нейтралізації непридатний, оскільки солі $\text{Fe}_2(\text{SO}_4)_3$ чи $\text{Al}_2(\text{SO}_4)_3$ самі мають кислу реакцію.

7. Відпрацьовані регенераційні розчини (луги) і відмивні води після регенерації аніонітних фільтрів через їхній великий об'єм (15—20 м³/м³ аніоніту) мають бути використані всередині самої водопідготовчої установки за такою схемою:

а) перші порції відпрацьованих розчинів, насичені Na_2SO_4 , NaCl , Na_2SiO_3 і ті, що містять мало лугу $\text{NaOH}/(\text{Na}_2\text{SO}_4 + \text{NaCl} + \text{Na}_2\text{SiO}_3) \approx 1,5\text{-}2,0$ %, після фільтрів I-III ступенів мають використовуватися для нейтралізації кислих скидних вод H-катіонітних фільтрів або кислих обмивних вод парогенераторів, опалювальних мазутом;

б) наступні порції, що містять менші кількості NaCl , Na_2SO_4 , Na_2SiO_3 , при утриманні $\text{NaOH} > 1$ % мають використовуватися для попередньої регенерації фільтрів (наприклад, після фільтрів III ступеня для фільтрів II ступеня, після фільтрів II ступеня для фільтрів I ступеня). Можливе використання другої частини відпрацьованого розчину лугу після регенерації фільтрів I ступеня для попередньої регенерації фільтрів того ж ступеня;

в) відмивні води також мають використовуватися послідовно для відмивання фільтрів, а в разі неможливості такого використання - для розчинення лугу, солі (лужність розчину солі $< 2\text{-}3$ ммоль/л), для живлення парогенераторів, які не потребують високої якості живильної води, для підживлення закритої тепломережі (яка не має бойлерів із латунними трубками та не використовується для підігріву води систем гарячого водопостачання).

ВИСНОВОК

У технологічній частині роботи проведено розрахунок принципової теплової схеми енергоблока з турбіною Т-175-130, визначено баланс пари і води, здійснено оцінку економічності енергоблока і зроблено вибір основного і допоміжного обладнання відповідно до прийнятої теплової схеми, було обрано схему водопідготовки для котла марки Е-820-140 ГМ.

Результати розрахунків показали, що обраний тип основного і допоміжного обладнання збігається з типом комплектуючого обладнання цієї турбіни.

Дані, отримані в результаті розрахунків, свідчать, що основні показники відповідають типовим вимогам для проектування ТЕЦ.

У конструкторській частині роботи було здійснено тепловий розрахунок і розрахунок на міцність деаератора Дп-1000, мета якого - визначення гідравлічних опорів по воді та по парі і встановлення характеру залежності цих опорів від діаметру трубок деаератора і швидкості руху охолоджувальної води в них. У результаті були отримані відповідні прототипним даним основні характеристики деаератора і його геометричні розміри. Підсумки розрахунку показали відповідність деаератора сучасним стандартам.

У спеціальній частині роботи проведено тепловий розрахунок і компонування повітропідігрівача для котла марки Е-820-140 ГМ, а також встановлено залежності температури підігрітого повітря від температури (холодного) повітря, що подається в повітропідігрівач, і від витрати димових газів через повітропідігрівач.

У частині охорони навколишнього середовища було розглянуто стічні води та методи їх очищення.

Література

1. Александров А.А., Григор'єв Б.А. Таблиці теплофізичних властивостей води і водяної пари. Київ, 1999 р. 205 с
2. Григор'єв В.А., Зорін В.М. Теплові та атомні електричні станції: Довідник 2-е вид.: Москва, Енергоатоміздат, 1989. 307 с.
3. Кострикін Ю. М. - Водопідготовка та водний режим енергооб'єктів низького та середнього тиску. Москва, Енергоатоміздат, 1990. 432 с.
4. Копилов А.С., Лавигін В.М., Очков В.Ф. Водопідготовка в енергетиці: Навчальний посібник для ВНЗ, Миколаїв 2003. 356 с.
5. Назмеев Ю.Г., Лавигін В.М. Теплообмінні апарати ТЕЦ., 2007 р. 288 с.
6. Клименко А. В., Зорін В.М. Теплоенергетика - 3-е вид., перераб. і доп. Книга перша, Київ, 1999 р. 270 с.
7. Бойко, О. О. Котельні установки та парогенератори (конструкційні характеристики енергетичних котельних агрегатів) Т. І. Охорзіна., Дніпро, 2004. 357 с.
8. Гічов Ю.О. Теплові електростанції і проблеми перетворення енергії. Частина І: Навчальний посібник. Дніпро: НМетАУ, 2017. 159с.
9. Маляренко В.А. Енергетичні установки. Загальний курс. Навчальний посібник. 2-е видання, Харків: САГА, 2008. 320 с.
10. Олікер І.І., Пермяков В.А. Термічна деаерація води на теплових електростанціях. Енергія, Харків, 1971 р. 354 с.
11. Черноусенко О.Ю. Навчальний посібник Атомні і теплові електричні станції. Підручник для студентів спеціальності 144 «Теплоенергетика» спеціалізації «Теплові електричні станції та установки». Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. 323 с.
12. Соловійов Ю.П. Проектування теплопостачальних установок для промпідприємств: Енергія, Харків, 1979 р. 346 с.