

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики
(повна назва факультету)

Кафедра теплової та альтернативної енергетики
(повна назва кафедри)

До захисту допущено:

Завідувач кафедри

Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(підпис) (Власне ім'я, ПРИЗВИЩЕ)

«___» _____ 2024 р.

Дипломний проєкт
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньо-професійною програмою
«Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»
(спеціалізація)
спеціальності 144 «Теплоенергетика»
(код та назва спеціальності)
на тему:
«Теплова електрична станція великої потужності з турбінами К-520-23,5»

Виконав: студентка IV курсу, групи ТС-01
(шифр групи)

Заброда Анна Володимирівна
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Керівник: ст. викладач, к.т.н. Шелешей Тетяна Вікторівна
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Консультант:
з питань охорони праці доцент, к.т.н. Каштанов Сергій Федорович
(назва розділу) (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Рецензент: _____
(посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Засвідчую, що у цьому дипломному проєкті
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студентка _____
(підпис)

Керівник _____
(підпис)

Київ – 2024 рік

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Навчально-науковий інститут атомної та теплової енергетики
(повна назва факультету)
Кафедра теплової та альтернативної енергетики
(повна назва кафедри)

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 144 «Теплоенергетика»
(код і назва)

Освітньо-професійна програма «Теплоенергетика та теплоенергетичні установки електростанцій»
(спеціалізація)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Ольга ЧЕРНОУСЕНКО
(підпис) (Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

«__» _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломний проєкт студента

_____ Заброди Анни Володимирівни
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту «Теплова електрична станція великої потужності з турбінами К-520-23,5»

Керівник проєкту _____ ст. викладач, к.т.н. Шелешей Тетяна Вікторівна,

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

затверджені наказом по університету від «__» _____ 2024 р. № _____

2. Термін подання студентом проєкту 10 червня 2024 року
3. Вихідні дані до проєкту: $Q_{\max}=4000$ МВт; $D_{\text{пр}}=1509,95$ т/год; $\gamma_{\text{в}}=5\%$; $\gamma_{\text{гвц}}=15\%$;
Основне паливо – кам'яне вугілля.
4. Зміст пояснювальної записки Техніко-економічний обґрунтування вибору основного устаткування ТЕС; Тепломеханічна частина; Охорона праці.

5. Перелік графічного матеріалу (із зазначенням обов'язкових креслеників, плакатів, презентацій тощо): Теплова схема турбіни К-520-23,5; Генеральний план станції; Поперечний розріз головного корпусу.

6. Консультанти розділів проєкту

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Охорона праці	Каштанов С. Ф. , доцент		

7. Дата видачі завдання 08 лютого 2024 року

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломного проєкту	Термін виконання етапів проєкту	Примітка
1	ТЕО проєкту	15.02.2024	
2	Вибір основного обладнання. Розрахунки	07.03.2024	
3	Креслення теплової схеми турбіни	21.03.2024	
4	Креслення схеми поперечного розрізу ГК	11.04.2024	
5	Креслення генерального плану	25.04.2024	
6	Охорона праці	14.05.2024	
7	Оформлення пояснювальної записки	21.05.2024	
8	Захист ДПБ	19.06.2024	

Студент

(підпис)

Анна ЗАБРОДА
(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

Керівник

(підпис)

Тетяна ШЕЛЕСЕЙ
(Власне ім'я, ПРІЗВИЩЕ)

ВІДОМІСТЬ ДИПЛОМНОГО ПРОЄКТУ

[illegible]

				ДПБ. 24. 144. 0121. ПЗ		
	ПБ	Підп.	Дата			
Розробн.	Анна ЗАБРОДА			Відомість дипломного проекту	Аркуш	Аркушів
Керівн.	Тетяна ШЕЛЕШЕЙ				1	3
Т/контр.	Дмитро РИНДЮК				КПІ ім. Ігоря Сікорського Каф. ТАЕ Гр. ТС-01	
Н/контр.	Наталя ПРИТУЛА					
Зав.каф.	Ольга ЧЕРНОУСЕНКО					

**Пояснювальна
записка до
дипломного
проєкту на тему:**

«Теплова електрична станція великої потужності з турбінами К-520-23,5»

Київ - 2024 рік

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ.....	5
СКОРОЧЕННЯ ПРИЙНЯТІ В ДИПЛОМНОМУ ПРОЄКТІ.....	6
ВСТУП.....	7
1.ОПИС ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ЕНЕРГОБЛОКУ ЕНЕРГЕТИЧНОЮ ПОТУЖНІСТЮ 520МВт.....	8
1.2.Проектний розрахунок принципової теплової схеми енергоблока.....	10
1.2.1.Побудова процесу розширення пари в турбіні.....	10
1.2.2.Визначення параметрів пари і води групи ПВТ.....	11
1.2.2.1.Перший ступінь ПВТ(П1).....	11
1.2.2.2.Другий ступінь ПВТ (П2).....	12
1.2.2.3.Третій ступінь ПВТ (П3).....	12
1.2.3.Визначення дренажів групи ПВТ.....	14
1.2.4.Визначення параметрів пари, водита дренажів групи ПНТ.....	15
1.2.4.1.Підігрівач П8 (поверхневого типу).....	15
1.2.4.2.Підігрівач П7 (поверхневого типу).....	16
1.2.4.3.Підігрівач П6 (поверхневого типу).....	17
1.2.4.4.Підігрівач П5 (поверхневого типу).....	17
1.2.4.5.Підігрівач П4 (деаератор).....	18
1.2.5.Рішення рівнянь теплового балансу теплообмінників, визначення витрати пари на кожен з теплообмінників конденсатор.....	18
1.2.5.1.Підігрівач П1.....	19
1.2.5.2.Підігрівач П2.....	19
1.2.5.3.Підігрівач П3.....	19
1.2.5.4.Відбір на привідну турбіну.....	20
1.2.5.5.Деаератор поживної води (П4).....	21
1.2.5.6.Підігрівач П5.....	21

					ДПБ.24.144.01360			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Заброда А.В			Теплова електрична станція великої потужності з турбінами 520 МВт	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Щелешей Т.					1	100
Н. Контр.		Притула Н.				Кафедра ІАТЕ ТС-01		
Затверд.		Черноусенко						

1.2.5.7.Підігрівач П6.....	22
1.2.5.8.Підігрівачі П7 і П8.....	22
1.2.6.Контроль матеріального балансу пари і конденсату.....	22
1.2.7.Енергетичне рівняння та визначення витрат пари і води.....	24
1.2.8.Енергетичні показники енергоблока.....	25
1.3.Вибір основного та допоміжного обладнання	31
1.3.1.Основні характеристики турбіни К-520-23,5.....	31
1.3.2.Вибір парового котла.....	30
1.3.3.Вибір схеми пилоприготування.....	32
1.3.4.Вибір обладнання пилоприготування.....	32
1.3.5.Вибір тягодутьєвих машин.....	34
1.3.6.Вибір дутьових вентиляторів.....	34
1.3.7.Вибір димососів.....	35
1.3.8.Вибір насосів.....	37
1.3.8.1.Вибір поживних насосів.....	37
1.3.8.2.Вибір конденсатних насосів.....	39
1.3.9.Вибір регенеративних підігрівачів.....	42
1.3.9.1.Вибір підігрівачів низького тиску.....	42
1.3.9.2.Вибір підігрівачів високого тиску.....	44
1.3.10.Вибір деаератора.....	47
1.3.10.1.Вибір деаераційного бака.....	47
1.3.10.2.Вибір деаераційної колонки.....	48
2.Конструкторський розрахунок підігрівача високого тиску підключеного до першого відбору турбіни	49
2.1.Опис конструкції підігрівача високого тиску.....	49
2.2.Тепловий та конструктивний розрахунок підігрівача високого тиску типу ПВ звбудованими охолоджувачами пари і дренажу.....	52
2.2.1.Вихідні дані для теплового розрахунку ПВТ1.....	52
2.2.2.Визначення теплових навантажень.....	54
2.2.3.Розрахунок власного підігрівача.....	55

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		1

2.2.4.Розрахунок охолоджувача пари.....	58
2.2.5.Розрахунок охолоджувача дренажу.....	59
2.3.Гідравлічний розрахунок	62
2.3.1.Розрахунок втрати тиску для власного підігрівача.....	65
2.3.2.Розрахунок втрати тиску для охолоджувача пари.....	66
2.3.3.Розрахунок втрати тиску для охолоджувача конденсату.....	67
2.4.Розрахунок наміцність елементів підігрівача.....	67
2.4.1.Розрахунок товщини стінки підігрівача.....	67
3. Організація монтажу енергоблоків потужністю 500 МВт поточковим методом.....	69
3.1.Основні принципи організації поточкового монтажу обладнання.....	69
3.2.Характеристики поточкового методу монтажу.....	71
3.3. Графік руху робочої сили	74
3.4. Організація поточкового монтажу на прикладі ДРЕС потужністю 4000МВт (8 блоків по 500МВт).....	77
3.4.1.Потоки монтажу обладнання для ДРЕС 4000МВт.....	78
3.4.2.Графік поточкового монтажу енергоблоків 500МВт.....	79
ОХОРОНА ПРАЦІ.....	82
4.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації устаткування котельного відділення	83
4.1.2 Електробезпека	86
4.1.1.1 Технічні рішення по запобіганню електротравм при нормальних режимах роботи електроустановок.....	86
4.1.1.2 Технічні рішення по запобіганню електротравм при аварійних режимах роботи електроустановок	87
4. 2 Технічні рішення виробничої санітарії та гігієни праці.....	88
4.2.1 Опалення й вентиляція робочих приміщень.....	88
4.2.2 Виробниче освітлення робочих приміщень.....	90
4.2.3 Виробничий шум і вібрації.....	91
4.3 Пожежна безпека та профілактика.....	93

4.3.1 Технічні рішення системи запобігання пожежі.....	94
4.3.2 Технічні рішення системи протипожежного захисту.....	96
ВИСНОВОК	98
Список використаної літератури.....	99

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						3
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

АНОТАЦІЯ

Робота включає:

- 102 листів розрахунково-пояснювальної записки
- 3 аркуші креслень.

У цій бакалаврській роботі була розрахована важлива теплова схема блоку потужністю 520 МВт з турбіною К-520-23,5. Як спеціальне завдання було задано докладний опис організації монтажу обладнання потоковим методом енергоблоків потужністю 500МВт.

Бакалаврська робота включає наступні основні розрахунки:

- розрахунок принципової теплової схеми блоку К-520-23,5;
- розрахунок показників теплової економічності;
- вибір допоміжного обладнання;
- розрахунок підігрівача високого тиску;
- монтаж обладнання потоковим методом енергоблоків потужністю

500МВт.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						4
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ABSTRACT

Work includes:

- 102 sheets of accounting and explanatory notes
- 3 sheets of drawings.

In this bachelor's thesis, an important thermal scheme of a 520 MW unit with a K-520-23.5 turbine was calculated. As a special task, a detailed description of the organization of installation of equipment by the flow method of power units with a capacity of 500 MW was set.

The bachelor thesis includes the following basic calculations:

- Calculation of the basic thermal scheme of the K-520-23.5 block
- Calculation of thermal efficiency indicators
- Selection of auxiliary equipment
- High pressure heater calculation
- installation of equipment using the flow method of power units with a capacity of 500 MW.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

СКОРОЧЕННЯ ПРИЙНЯТІ В ДИПЛОМНОМУ ПРОЄКТІ

ДРЕС- державна електростанція

ЗНУ – знесолююча установка

КН- конденсатний насос

ККД - коефіцієнт корисної дії

ПВТ - підігрівач високого тиску

ПНТ - підігрівач низького тиску

ПСТ- підігрівник середнього тиску

ПК - паровий котел

МП- мережний підігрівач

ТЕС - теплова електрична станція

ЦВТ - циліндр високого тиску

ЦНТ - циліндр низького тиску

ЦСТ - циліндр середнього тиску

ХВО-хімводоочистка

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Енергетика є найважливішою та необхідною галуззю економіки України. Виробництво електроенергії одна із головних показників економічного рівня держави й відбиває загальний стан виробничих сил.

Криза неплатежів та постійне зростання цін на паливо та обладнання, гостра нестача коштів призводять до погіршення технічної бази на енерговиробництві, яке спільно з людським фактором найчастіше призводить до різноманітних аварійних ситуацій, а іноді і до травматизму та загибелі обслуговуючого персоналу. Все це призводить до необхідності підвищення вимог щодо підготовки структурно-технологічних рішень до методів управління, а також посилення контролю за економічними та екологічними показниками станції, змушує шукати рішення та підходи до зниження виробничих витрат за рахунок впровадження передових технологій та вдосконалення наявних. Вирішення деяких проблем галузі можливе за рахунок збільшення державної підтримки, більш уточненого планування, раціонального використання наявних ресурсів, співпраці з провідними науковими інститутами галузі, вивчення, випробування та впровадження останніх розробок, які дозволяють отримувати помітний економічний та екологічний ефект.

Але, крім цього, необхідно випускати висококваліфікований персонал, підготовлений як теоретично, так і практично.

Мета цієї випускної роботи – етап у навчанні професійних енергетиків. Поєднавши у собі такі спеціальні предмети як «теплові та атомні станції», «тепломеханічне обладнання», ця робота зачіпає і такі базові знання, як термодинаміка та тепломасообмін.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ТЕПЛОМЕХАНІЧНА ЧАСТИНА

1.1 Опис теплової схеми енергоблока електричною потужністю 520 МВт

Конденсаційний енергоблок 520 МВт призначений переважно для встановлення на великих ТЕС, що працюють на твердому паливі.

Паровий котел, спроектований мною, виконаний по Т-подібному компонованню з 24 вихровими пальниками при шести молоткових млинах, продуктивністю 44 т/год. Номінальна продуктивність котла 419,43 кг/с (1509,95 т/год), тиск та температура перегрітої пари за котлом 23,5 МПа та 5600С.

Конденсаційна парова турбіна К-520-23,5 одновальна, працює з електрогенератором ТВВ-520. Турбіна складається з ЦВТ, ЦСТ, і двох двопотокових ЦНТ. Витрата свіжої пари на турбіну 419,43 кг/с (1509,95 т/год); параметри свіжої пари 23,5 МПа, 5600С.

Конденсатор турбоустановки типу К-11520 приварений до 4 вихлопів ЦНТ. Його паровий простір розділений перегородкою. Що дозволяє здійснити двоступінчасту конденсацію пари. Втрати робочого тіла основного енергоблоку заповнюються добавкою знесоленої води з хімічного водоочищення.

Вакуум у конденсаторі підтримується зміною числа включених насосів та поворотом робочих лопаток насосів.

Турбіна має 8 нерегульованих відборів пари для регенеративного підігріву поживної води. Основний конденсат після КН I ступеня проходить 100% очищення в ЗНУ і прямує в конденсатні насоси II ступеня. Потім конденсатні насоси II ступені подають конденсат поверхневі ПНТ 8, ПНТ7, ПНТ6, ПНТ5 і деаератор.

Деаератор живильної води ДП-500-1. При навантаженнях, близьких до номінальної, деаератор працює за постійного тиску 0,69 МПа.

Поживна установка енергоблока складається з 2 поживних турбонасосів, кожен з яких розрахований на 50% подачі води.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						8
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Загальний турбінний привід бустерного та поживного насосів від конденсаційної турбіни має змінну частоту обертання для зміни продуктивності установки живильної води.

Група ПВТ виконана в одну нитку з трьох послідовно включених підігрівачів типу ПВ-1800-380-45 без охолоджувача пари та ПВ-1700-380-58 з пароохолоджувачем та охолоджувачем дренажу. Конденсат пари, що гріє, каскадно зливається в деаератор. Рівень цього конденсату у кожному ПВТ підтримується регулятором рівня. Що впливає на клапан дренажної лінії. ПВТ забезпечені загальним байпасом захисту та обвідною лінією «холодного» живлення котла при відключенні ПВТ.

1.2. Проектний розрахунок принципової теплової схеми енергоблоку

1.2.1. Побудова процесу розширення пари у турбіні

Точка 0:

$$P_0=23,5 \text{ МПа} , \quad t_0=560 \text{ С} , \quad h_0= 3387,8 \text{ кДж/кг} , \quad S_0= 6,2645 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

Точка2:

$$P_2=0,1\cdot P_{\text{шт}}+P_{\text{шт}} , \quad (1.2.1)$$

$$P_2=0,1\cdot 3,58+3,58=3,938 \text{ МПа}.$$

$$S_2= S_0 , \quad t_{2a}=278,94 \text{ С} , \quad h_{2a}= 2902,2 \text{ кДж / кг},$$

$$H_{0\text{ЦВТ}} = h_0-h_{2a} , \quad (1.2.2)$$

$$H_{0\text{ЦВТ}} = 3387,8 - 2902,2 = 485,6 \text{ кДж / кг}.$$

$$\eta_{0\text{иЦВТ}}=0,85;$$

$$H_{\text{иЦВТ}}=\eta_{0\text{иЦВТ}}\cdot H_{0\text{ЦВТ}} , \quad (1.2.3)$$

$$H_{\text{иЦВТ}} =0,85\cdot 485,6 = 412,76 \text{ кДж/кг}.$$

$$h_2 = h_0- H_{\text{иЦВТ}} , \quad (1.2.4)$$

$$h_2= 3387,8 - 412,76 = 2975,04 \text{ кДж / кг}.$$

По P_2 і h_2 , по таблиці води та водяної пари, знаходимо t_2 :

$$t_2 = 304,05 \text{ С}.$$

Точка III:

$$P_{\text{шт}}=3,58 \text{ МПа}, \quad t_{\text{шт}}=560\text{С}, \quad h_{\text{шт}}= 3586,9 \text{ кДж/кг} , \quad S_{\text{шт}}=7,3176 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}.$$

Точка виходу пари з ЦСТ:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{\text{кЦСТ}}=0,05 \cdot P_{\text{пп}}, \quad (1.2.5)$$

$$P_{\text{кЦСТ}} = 0,05 \cdot 3,58 = 0,179 \text{ МПа} .$$

$$\eta_{\text{oiЦСТ}}=0,87, \quad S_{\text{кЦСТa}}=7,3176 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}), \quad h_{\text{aЦСТ}}=2763,3 \text{ кДж}/\text{кг},$$

$$H_{\text{0ЦСТ}} = h_{\text{пп}} - h_{\text{aЦСТ}}, \quad (1.2.6)$$

$$H_{\text{0ЦСТ}} = 3586,9 - 2763,3 = 823,6 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

$$H_{\text{iЦСТ}} = \eta_{\text{oiЦСТ}} \cdot H_{\text{0ЦСТ}}, \quad (1.2.7)$$

$$H_{\text{iЦСТ}} = 0,87 \cdot 823,6 = 716,532 \text{ кДж}/\text{кг}.$$

$$h_{\text{кЦСТ}} = h_{\text{пп}} - H_{\text{iЦСТ}}, \quad (1.2.8)$$

$$h_{\text{кЦСТ}} = 3586,9 - 716,532 = 2870,368 \text{ кДж} / \text{кг}.$$

$$S_{\text{кЦСТ}}=7,5579 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}), \quad t_{\text{кЦСТ}} = 199,3 \text{ C},$$

Точка К:

$$P_{\text{к}} = 3,3 \text{ кПа}, \quad t_{\text{к}} = 25,677 \text{ C},$$

Т.к. $S_{\text{ка}} = S_{\text{кЦСТ}}$, знаходимо $h_{\text{ка}}$, опускаючись з точки кЦСТ по лінії $S=\text{const}$ до перетину з тиском $P_{\text{к}}$

$$h_{\text{ка}} = 2252 \text{ кДж}/\text{кг}, \quad S_{\text{ка}} = 7,5579 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}), \quad \eta_{\text{oiЦНТ}} = 0,81 ,$$

$$H_{\text{0ЦНТ}} = h_{\text{кЦСТ}} - h_{\text{ка}}, \quad (1.2.9)$$

$$H_{\text{0ЦНТ}} = 2870,368 - 2252 = 618,368 \text{ кДж} / \text{кг}$$

$$H_{\text{iЦНТ}} = \eta_{\text{oiЦНТ}} \cdot H_{\text{0ЦНТ}}, \quad (1.2.10)$$

$$H_{\text{iЦНТ}} = 0,81 \cdot 618,368 = 500,88 \text{ кДж}/\text{кг}$$

$$h_{\text{к}} = h_{\text{кЦСТ}} - H_{\text{iЦНТ}},$$

$$h_{\text{к}} = 2870,368 - 500,88 = 2369,49 \text{ кДж} / \text{кг} \quad (1.2.11)$$

$$S_{\text{к}} = 7,9457 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot \text{K}),$$

Точка К': (за тиском у конденсаторі знаходимо ентальпію та температуру конденсату):

$$P_{\text{к}}=3,3 \text{ кПа}, \quad t_{\text{s}}=25,677 \text{ C}, \quad h'_{\text{к}}= 107,67 \text{ кДж}/\text{кг}$$

1.2. Визначення параметрів пари та води у групі ПВТ

1.2.2.1 Перший ступінь ПВТ (П1):

Відомо, що температура води за підігрівачем високого тиску № 1(П1) дорівнює температурі поживної води: $t_{\text{в1}}=t_{\text{пв}}=268 \text{ C}$, а тиск за П1 дорівнюватиме:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						10
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Втрата тиску в кожному ПВД становить:

$$\Delta P_{\text{ПВД}} = 0,5 \text{ МПа.}$$

Втрата тиску в РПК: $\Delta P_{\text{РПК}} = 5 \text{ МПа.}$

Втрата тиску в трубопроводах котла: $\Delta P_{\text{РПК}} = 1,5 \text{ МПа,}$

$$P_{\text{в1}} = 23,5 + 5 + 1,5 \text{ МПа} = 30 \text{ МПа}$$

По температурі $t_{\text{в1}}$ і тиску $P_{\text{в1}}$ по таблиці теплофізичних властивостей води і водяної пари знаходимо: $h_{\text{в1}} = 1172,1 \text{ кДж/кг}$

Температура поживної води за П1 буде нижче температури насичення П1 на величину недогріву $\Theta = 1,5^\circ\text{C}$. Таким чином температура насичення в П1 дорівнюватиме:

$$t_{\text{н1}} = t_{\text{ПВ}} + \Theta, \quad (1.2.2.1)$$

$$t_{\text{н1}} = 268 + 1,5 = 269,5^\circ\text{C.}$$

Знаючи температуру насичення пари, що гріє, знайдемо тиск пари, що гріє:

$$P_{\text{н1}} = 5,46 \text{ МПа.}$$

Ентальпія пари, що гріє:

$$h_{\text{н1}} = 1182,6 \text{ кДж/кг.}$$

Знаходимо параметри (тиск) пари у відборі турбіни, прийнявши втрату тиску в паропроводі 5%:

$$P_1 = 1,05 \cdot P_{\text{н1}}, \quad (1.2.2.2)$$

$$P_1 = 1,05 \cdot 5,46 = 5,733 \text{ МПа.}$$

За діаграмою розширення пари (h_s діаграма) знаходимо температуру та ентальпію пари у відборі турбіни:

$$t_1 = 354,75^\circ\text{C}, \quad h_1 = 3064 \text{ кДж/кг.}$$

1.2.2.2. Другий ступінь ПВТ (П2):

Гріючий пар для П2 відбирається з «холодної» нитки проміжного перегріву пари. Тиск насичення пари П2 буде менше тиску пари на виході з ЦВТ на 5% (за рахунок опору паропроводу).

Тиск насичення пари в П2:

$$P_{\text{н2}} = P_2 \cdot 0,95, \quad (1.2.2.2.1)$$

$$P_{\text{н2}} = 3,938 \cdot 0,95 = 3,74 \text{ МПа.}$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						11
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

За тиском насичення P_{H2} знаходимо температуру та ентальпію пари в P_2 :

$$t_{H2} = 246,4 \text{ C}, \quad h_{H2} = 1068,2 \text{ кДж / кг.}$$

Температура води за P_2 буде нижчою, ніж t_{H2} на величину недогріву $\Theta=1,5 \text{ C}$:

$$t_{B2}=t_{H2}-\Theta, \quad (1.2.2.2.2)$$

$$t_{B2}=246,4-1,5=244,9 \text{ C.}$$

Тиск за підігрівачем приймається з урахуванням втрат у підігрівачі ПВТ 3:

$$P_{B2} = P_0 + \Delta P_{\text{рпк}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{пвд}}, \quad (1.2.2.2.3)$$

$$P_{B2} = 23,5 + 5 + 1,5 + 0,5,$$

$$P_{B2} = 30,5 \text{ Мпа.}$$

По тиску P_{B2} і температурі t_{B2} за таблицею теплофізичних властивостей води і водяної пари знаходимо ентальпію води за P_2 :

$$h_{B2} = 1065 \text{ кДж/кг.}$$

1.2.2.3. Третій ступінь ПВТ (ПЗ):

Визначимо ентальпію живильної води за понеділок. Тиск води на вході в поживний насос дорівнює тиску на виході з деаератора, а т.к. вода на вході в ПН знаходиться в стані насичення, то температуру води на вході в ПН шукаємо за тиском насичення води, яка нам відома:

По $P_{B, \text{ДПВ}} = 0,69 \text{ МПа}$ і $t_{B, \text{ДПВ}} = 164 \text{ C}$ знаходимо питомий обсяг поживної води на вході в насос $v_{\text{до ПН}} = 0,001107 \text{ м}^3/\text{кг}$

По $P_{\text{ПН}} = 31,5 \text{ МПа}$ і $t_{\text{ПН}} = 164 \text{ C}$ знаходимо питомий об'єм поживної води після поживного насоса $v_{\text{після ПН}} = 0,001085 \text{ м}^3/\text{кг}$

$P_d=0,69 \text{ МПа}$ – тиск у деаераторі, за допомогою якого, за таблицею теплофізичних властивостей води та водяної пари, знаходимо ентальпію насичення в деаераторі: $h_d=692,9 \text{ кДж/кг}$

$$v = \frac{v_{\text{до ПН}} + v_{\text{після ПН}}}{2}, \quad (1.2.2.3.1)$$

$$v = \frac{0,001107 + 0,001085}{2} \simeq 0,001096,$$

середній питомий об'єм води у ПН

$\eta_{\text{ПН}}=0,85$ – ККД живильного насоса

Нагрівання води в живильному насосі:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

$$\Delta t_{\text{пн}} = (v_{\text{ср}} \cdot (P_{\text{пн}} - P_{\text{д}})) \cdot 100 / \eta_{\text{пн}} , \quad (1.2.2.3.2)$$

$$\Delta t = (0,001096 \cdot (31,5 - 0,69)) \cdot 100 / 0,85 = 39,76 \text{ кДж/кг}.$$

Ентальпія поживної води за ПН:

$$h_{\text{в.пн}} = \Delta t_{\text{пн}} + h_{\text{д}} , \quad (1.2.2.3.3)$$

де $h_{\text{д}}$ - ентальпія води в деаератор при $P = 0.69 \text{ МПа}$ і $t = 164 \text{ С}$

$$h_{\text{в.пн}} = 39,76 + 692,9 = 732,66 \text{ кДж/кг}.$$

По тиску $P_{\text{пн}}$ та ентальпії $h_{\text{в.пн}}$, по таблиці теплофізичних властивостей води та водяної пари, знаходимо більш точну температуру води на виході з ПН:

$$t_{\text{пн}} = 169,04 \text{ С},$$

Для знаходження параметрів за ПЗ складемо систему рівнянь.

Забезпечення підігріву води парою з «холодної нитки» енергетично вигідніше, ніж із «гарячої нитки», тоді:

$$\tau_2 / \tau_3 = 1,6 , \quad (1.2.2.3.4)$$

$$\tau_2 + \tau_3 = h_{\text{в2}} - h_{\text{в.пн}} , \quad (1.2.2.3.5)$$

$$\tau_2 + \tau_3 = 1065 - 732,66 = 332,34 \text{ кДж / кг}.$$

Вирішуючи цю систему отримаємо:

$$\tau_2 = 204,52 \text{ кДж/кг} - \text{нагрівання води у П}_2$$

$$\tau_3 = 127,82 \text{ кДж/кг} - \text{нагрівання води у П}_3$$

Параметри живильної води за ПЗ:

$$h_{\text{в3}} = h_{\text{в.пн}} + \tau_3 , \quad (1.2.2.3.6)$$

$$h_{\text{в3}} = 732,66 + 127,82 = 860,48 \text{ кДж / кг},$$

$$P_{\text{в3}} = P_{\text{в2}} + \Delta P_{\text{пвд}} = 31 \text{ Мпа} , \quad (1.2.2.3.7)$$

По $P_{\text{в3}}$ і $t_{\text{в3}}$, по таблиці теплофізичних властивостей води та водяної пари, знаходимо температуру води за ПЗ:

$$t_{\text{в3}} = 198,82 \text{ С}.$$

Температура води за ПЗ буде нижчою, ніж $t_{\text{н3}}$ на величину недогріву $\Theta = 1,5 \text{ С}$:

Температура пари в ПЗ:

$$t_{\text{н3}} = t_{\text{в3}} + \Theta , \quad (1.2.2.3.8)$$

$$t_{\text{н3}} = 198,82 + 1,5 = 200,32 \text{ С}.$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						13
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск грійної пари також шукаємо по таблиці теплофізичних властивостей води і водяної пари по $t_{н3}$:

$P_{н3} = 1,56 \text{ МПа}$, а $P_{н3}$ і $t_{н3}$ знаходимо ентальпію пари в P_3 :

$$h_{н3} = 853,84 \text{ кДж/кг.}$$

Параметри пари у відборі:

$$P_3 = 1,05 \cdot P_{н3} \quad (1.2.2.3.9)$$

$P_3 = 1,05 \cdot 1,56 = 1,64 \text{ МПа}$ - з урахуванням втрат тиску в паропроводі (5%)

$t_3 = 445,03 \text{ C}$ - з h_s діаграми за відомим тиском

$$h_3 = 3352 \text{ кДж/кг.}$$

1.2.3. Визначення дренажів групи ПВТ

$\Theta_{од} = 10^0 \text{ C}$ - температурний тиск на холодному кінці в охолоджувачі дренажу

$$t_{др3} = t_{в, ПН} + \Theta_{од}, \quad (1.2.3.1)$$

$$t_{др3} = 169,04 + 10 = 179,04 \text{ C.}$$

$$t_{др2} = t_{в3} + \Theta_{од}, \quad (1.2.3.2)$$

$$t_{др2} = 198,82 + 10 = 208,82 \text{ C.}$$

$$t_{др1} = t_{в2} + \Theta_{од}, \quad (1.2.3.3)$$

$$t_{др1} = 244,9 + 10 = 254,9 \text{ C.}$$

За відомими температурою та тиском у підігрівачах визначаємо ентальпії дренажів:

$$h_{др3} = 759,28 \text{ кДж / кг,}$$

$$h_{др2} = 893,08 \text{ кДж / кг,}$$

$$h_{др1} = 1109,5 \text{ кДж / кг.}$$

1.2.4. Визначення параметрів пари, води та дренажів групи ПНТ

Розглянемо розподіл регенеративного підігріву групи ПНТ.

Виберемо спосіб розподілу підігріву в ПНТ: спосіб рівномірного підігріву по сходах. При розрахунку ПНТ враховувалося те, що деаератор входить до ПНТ.

Недогрівання в ПНТ поверхневого типу приймаємо рівним $4,5 \text{ C}$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						14
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Тиск, створюваний конденсатним насосом, можна прийняти рівним тиску в деаераторі з урахуванням втрат при опорі конденсату в самих ПНТ і тиску, необхідного для підняття конденсату на нівелірний рівень Д.

Напір конденсатного насоса другого ступеня можна розрахувати, таким чином:

$$\begin{aligned}
 P_d &= 0,69 \text{ МПа}, \\
 P_{\text{нів}} &= 0,22 \text{ МПа}, \\
 P_{\text{сопр_пнт}} &= 0,1 \text{ МПа}, \\
 P_{\text{кн2}} &= P_d + 4 \cdot P_{\text{сопр_пнт}} + P_{\text{нів}}, \\
 P_{\text{кн2}} &= 0,69 + 4 \cdot 0,1 + 0,22 = 1,31 \text{ МПа}.
 \end{aligned}
 \tag{1.2.4.1}$$

Параметри конденсату на виході з конденсатора:

$$t_k = 25,677 \text{ С}, \quad P_{\text{до}} = 0,0033 \text{ МПа}, \quad h'_k = 107,67 \text{ кДж/кг},$$

деаератор можна прийняти за підігрівник типу, що змішує, значить

$h_d = h_{\text{вд}}$, т.к. у підігрівачах змішувального типу недогрів не враховується.

Підігрів припадає на кожний ступінь ПНТ:

$$\begin{aligned}
 h_d &= 692,9 \text{ кДж/кг}, \\
 \tau_{\text{пнт}} &= (h_d - h'_k) / 5, \\
 \tau_{\text{пнт}} &= (692,9 - 107,67) / 5 = 117,04 \text{ кДж/кг}.
 \end{aligned}
 \tag{1.2.4.2}$$

1.2.4.1. Підігрівач П8 (поверхневого типу)

Ентальпія конденсату за П8:

$$\begin{aligned}
 h_{\text{в8}} &= h'_k + \tau_{\text{пнд}}, \\
 h_{\text{в8}} &= 107,67 + 117,04 = 224,71 \text{ кДж / кг}.
 \end{aligned}
 \tag{1.2.4.1.1}$$

$t_{\text{в8}} = 53,43 \text{ С}$ - по таблиці теплофізичних властивостей води та водяної пари за ентальпією води та тиском $P_{\text{кн2}}$ мінус $P_{\text{сопр_пнд}}$ знаходимо тиск води за П8:

$$P_{\text{в8}} = 1,21 \text{ МПа}.$$

Параметри води за підігрівачем поверхневого типу приймаються рівними параметрами пари в підігрівачі з урахуванням недогріву в ПНТ:

Температура пари, що гріє, в П8:

$$t_{\text{н8}} = 53,43 + 4,5 = 57,93 \text{ С}.$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						15
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

По $t_{н8}$, по таблиці води та водяної пари, знаходимо тиск та ентальпію пари в Π_8 :

$$P_{н8} = 0,018 \text{ Мпа}, \quad h_{н8} = 242,5 \text{ кДж / кг.}$$

Параметри відбору:

$$P_8 = 1,05 \cdot P_{н8}, \quad (1.2.4.1.2)$$

$$P_8 = 1,05 \cdot 0,018 = 0,0189 \text{ Мпа.}$$

$t_8 = 58,84 \text{ C}$ - з h_s діаграми за відомим тиском

$$h_8 = 2560 \text{ кДж/кг.}$$

Параметри дренажу:

$$t_{др8} = t_{н8} = 57,93 \text{ C},$$

$$P_{др8} = 0,018 \text{ Мпа},$$

$$h_{др8} = 242,5 \text{ кДж/кг.}$$

1.2.4.2. Підігрівач П7 (поверхневого типу)

Ентальпія конденсату за Π_7 дорівнює:

$$h_{в7} = h_{в8} + \tau_{пнт} , \quad (1.2.4.2.1)$$

$$h_{в7} = 224,71 + 117,04 = 341,75 \text{ кДж / кг.}$$

$t_{в7} = 81,42 \text{ C}$ - по таблиці теплофізичних властивостей води та водяної пари, по ентальпії води та тиску $P_{кн2} \text{ мінус } 2 \cdot P_{сопр_пнт}$, знаходимо тиск води за Π_7 :

$$P_{в7} = 1,11 \text{ МПа}$$

Параметри в підігрівачі:

$$t_{н7} = t_{в7} + 4,5 \text{ C}, \quad (1.2.4.2.2)$$

$$t_{н7} = 81,42 + 4,5 = 85,92 \text{ C},$$

$$P_{н7} = 0,059 \text{ МПа} \quad h_{н7} = 359,8 \text{ кДж / кг.}$$

Параметри відбору:

$$P_7 = 1,05 \cdot P_{н7}, \quad (1.2.4.2.3)$$

$$P_7 = 1,05 \cdot 0,059 = 0,062 \text{ Мпа},$$

$t_7 = 115,71 \text{ C}$ - з h_s діаграми за відомим тиском

$$h_7 = 2712 \text{ кДж/кг.}$$

Параметри дренажу:

$$t_{др7} = t_{н7} = 85,92 \text{ C},$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						16
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_{др7} = 0,059 \text{ МПа},$$

$$h_{др7} = 359,8 \text{ кДж/кг}.$$

1.2.4.3. Підігрівач П6 (поверхневого типу)

$$P_{в6} = P_{кн3} - 3 \cdot P_{сопр_пнт}, \quad (1.2.4.3.1)$$

$$P_{в6} = 1,31 - 3 \cdot 0,1 = 1,01 \text{ МПа}.$$

$$h_{в6} = h_{в7} + \tau_{пнт}, \quad (1.2.4.3.2)$$

$$h_{в6} = 341,75 + 117,04 = 458,79 \text{ кДж / кг}.$$

По $h_{в6}$ і $P_{в6}$ по таблиці води та водяної пари знаходимо:

$$t_{в6} = 109,24 \text{ С},$$

Недогрівання в ПНТ приймаємо: $\theta = 4,5 \text{ С}$

Температура пари, що гріє, в П6:

$$t_{н6} = t_{в6} + \theta, \quad (1.2.4.3.3)$$

$$t_{н6} = 109,24 + 4,5 = 113,74 \text{ С}$$

За таблицею теплофізичних властивостей води та водяної пари за відомою температурою знаходимо тиск та ентальпію пари в ПНТ6:

$$P_{н6} = 0,16 \text{ МПа}, \quad h_{н6} = 477,21 \text{ кДж / кг}$$

Параметри відбору:

$$P_6 = 1,05 \cdot P_{н6}, \quad (1.2.4.3.4)$$

$P_6 = 1,05 \cdot 0,16 = 0,168 \text{ МПа}$ - з урахуванням втрат тиску в паропроводі (5%)

$t_6 = 191,86 \text{ С}$ - з h_s діаграми за відомим тиском

$$h_6 = 2856 \text{ кДж/кг}$$

Параметри дренажу:

$$t_{др6} = t_{н6} = 113,74 \text{ С},$$

$$P_{др6} = 0,16 \text{ МПа},$$

$$h_{др6} = 477,21 \text{ кДж / кг}.$$

1.2.4.4. Підігрівач П5 (поверхневого типу)

$$h_{в5} = h_{в6} + \tau_{пнт}, \quad (1.2.4.4.1)$$

$$h_{в5} = 458,79 + 117,04 = 575,83 \text{ кДж / кг}.$$

За таблицею теплофізичних властивостей води та водяної пари за ентальпією води та тиском $P_{в5} = 0,91 \text{ МПа}$ знаходимо температуру води за П5:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						17
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$t_{в5} = 136,79 \text{ C.}$$

Температура пари, що гріє, в П₅:

$$t_{н5} = t_{в5} + \theta, \quad (1.2.4.4.2)$$

$$t_{н5} = 136,79 + 4,5 = 141,29 \text{ C.}$$

По таблиці теплофізичних властивостей води та водяної пари за відомою температурою знаходимо тиск та ентальпію пари в ПНТ₅:

$$P_{н5} = 0,375 \text{ Мпа}, \quad h_{н5} = 594,74 \text{ кДж / кг.}$$

Параметри відбору:

$$P_5 = 1,05 \cdot P_{н5}, \quad (1.2.4.4.3)$$

$$P_5 = 1,05 \cdot 0,375 = 0,394 \text{ Мпа},$$

$t_5 = 278,89 \text{ C}$ - з h_s діаграми за відомим тиском

$$h_5 = 3024 \text{ кДж/кг.}$$

Параметри дренажу:

$$t_{др5} = t_{н5} = 141,29 \text{ C.}$$

По t знаходимо інші параметри лінії насичення:

$$P_{др5} = 0,375 \text{ Мпа},$$

$$h_{др5} = 594,74 \text{ кДж / кг.}$$

1.2.4.5. Підігрівач П4 (деаератор)

$$P_d = 0,69 \text{ Мпа},$$

$$h'_d = 692,9 \text{ кДж/кг},$$

$$t'_d = 164^0 \text{C},$$

$$t_{н4} = t'_d,$$

$$h_{н4} = h'_d.$$

Параметри відбору:

$$P_4 = 1,05 \cdot P_{н4}. \quad (1.2.4.5.1)$$

$P_{н4}$ знаходимо по таблиці води та водяної пари, за відомою температурою насичення $t_{н4}$

$$P_4 = 1,05 \cdot 0,69 = 0,724 \text{ Мпа},$$

$t_4 = 346,35 \text{ C}$ - з h_s діаграми за відомим тиску

$$h_4 = 3156 \text{ кДж/кг.}$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						18
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

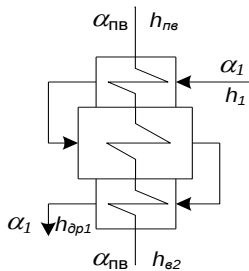
1.2.5. Розв'язання рівнянь теплового балансу теплообмінників, визначення витрати пари на кожен теплообмінник та в конденсатор

$\alpha_0=1$ - частка витрати на ЦВТ турбіни

$\alpha_{yT}=0,02$ - частка витоків пари

$\alpha_{дв}=\alpha_{yT}=0,02$ - частка додаткової води для поповнення втрат витоків

1.2.5.1. Підігрівач П1



$$a_{п.в}=a+a_{yT}, \quad (1.2.5.1.1)$$

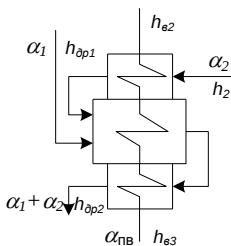
$$a_{п.в}=1+0,02=1,02.$$

$$a_1(h_1-h_{др,1})=a_{п.в}(h_2-h_{др,2}) \frac{1}{\eta_{п}}, \quad (1.2.5.1.2)$$

Прийmemo $h_{п}=0.985$,

Рис 1.1 Підігрівач П1
$$\alpha_1 = \frac{a_{п.в}(h_{в,1}-h_{в,2}) \frac{1}{\eta_{п}}}{h_1-h_{др,1}} = \frac{1.02 \times (1172,1-1065)}{(3064-1109,5) \times 0.985} = 0,0567. \quad (1.2.5.1.3)$$

1.2.5.2. Підігрівач П2



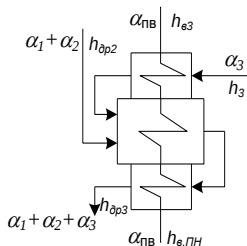
$$\alpha_2(h_2-h_{др,2}) + \alpha_1(h_{др,1}-h_{др,2}) = \alpha_{пв}(h_{в,2}-h_{в,3}) \frac{1}{\eta_{п}}, \quad (1.2.5.2.1)$$

$$\alpha_2 = \frac{\alpha_{п.в}(h_{в,2}-h_{в,3}) \frac{1}{\eta_{п}} - \alpha_1(h_{др,1}-h_{др,2})}{h_2-h_{др,2}}, \quad (1.2.5.2.2)$$

$$\alpha_2 = \frac{1.02 \times (1065-860,48) \times \frac{1}{0.985} - 0.0567 \times (1109,5-893,08)}{2975,04-893,08} = 0.095.$$

Рис. 1.2 Підігрівач П2

1.2.5.3. Підігрівач П3



$$\alpha_3 h_3 \eta + (\alpha_1 + \alpha_2) h_{др,2} \eta + \alpha_{п.в} h_{в,пн} = \alpha_{п.в} h_{в,3} + (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) h_{др,3} \eta, \quad (1.2.5.3.1)$$

$$\alpha_3 = \alpha_{п.в} h_{в,3} - (\alpha_1 + \alpha_2) h_{др,2} \eta - \alpha_{п.в} h_{в,пн} + (\alpha_1 + \alpha_2) h_{др,3} \eta / (h_3 - h_{др,3}) \eta, \quad (1.2.5.3.2)$$

Рис. 1.3 Підігрівач П3

$$\alpha_3 = \frac{1.02 \cdot 860,48 - (0,0567 + 0,0958) \cdot 893,08 \cdot 0,985 - 1,02 \cdot 732,66 + (0,0567 + 0,0958) \cdot 759,28 \cdot 0,985}{(3352 - 759,28) \cdot 0,985} = 0,0432.$$

1.2.5.4. Відбір на приводну турбіну

$$\alpha_{тп} = \frac{\alpha_{пв} v(P_{пн} - P_{д})}{H_i^{тп} \eta_{ні} \eta_{м}^{тп}}, \quad (1.2.5.4.1)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Тут $h_{hi} = 0.85$, $h_m^{tp} = 0.99$.

Теплоперепад на приводній турбіні

$$H_{itp} = h_3 - h_{кт}^{tp}, \quad (1.2.5.4.2)$$

Втрати тиску пари при дроселюванні в арматурі підведення пари до приводної турбіни приймемо рівним 5%, ті тиску пари в голову приводної турбіни:

$$P_o^{tp} = 0.95, \quad P_3 = 0.951,64 = 1,558 \text{ МПа.}$$

Приймемо $h_{oi}^{tp} = 0.84$, тоді внутрішній теплоперепад

$$H_i^{tp} = H_o^{tp} h_{oi}^{tp} = (h_3 - h_{кт}^{tp}) h_{oi}^{tp} h_{кт}^{tp}. \quad (1.2.5.4.3)$$

визначимо по h, s – діаграмі опускаючись від точки з параметрами P_o^{tp} , $h_o^{tp} = h_3$ по лінії $S = \text{const}$ до перетину з тиском

$$P_k^{tp} = 4 \text{ кПа } h_{кт}^{tp} = 2232 \text{ кДж/кг,}$$

$$H_i^{tp} = (3352 - 2232)0.84 = 940,8 \text{ кДж/кг.}$$

По P_o^{tp} і h_3 , по таблиці води та водяної пари, знаходимо $t_o^{tp}: t_o^{tp} = 444,53 \text{ C}$

Справжнє значення ентальпії h_k^{tp} турбоприводу:

$$h_k^{tp} = h_3 - H_i^{tp}, \quad (1.2.5.4.4)$$

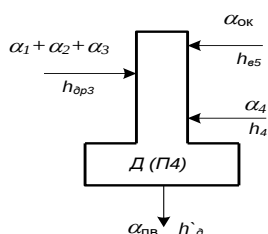
$$h_k^{tp} = 3352 - 940,8 = 2411,2 \text{ кДж / кг.}$$

По P_k^{tp} і h_k^{tp} , по таблиці води та водяної пари, знаходимо t_k^{tp} :

$$t_k^{tp} = 28,96 \text{ C,}$$

$$\alpha_{tp} = \frac{1.02 \times 0,001096 \times 1000 \times (31,5 - 0.69)}{940,8 \times 0.85 \times 0.99} = 0,0435.$$

1.2.5.5. Деаератор живильної води (П4)



Рівняння матеріального балансу:

$$\alpha_{пв} = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) + \alpha_d + \alpha_{ок}, \quad (1.2.5.5.1)$$

$$\alpha_{ок} = 0,8243 - \alpha_d.$$

Рівняння теплового балансу:

$$\alpha_{пв} \cdot h_d = (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \cdot h_{dp3} + \alpha_d \cdot h_4 + \alpha_{ок} \cdot h_{ок}, \quad (1.2.5.5.2)$$

Рис. 1.4 Деаератор

$$P_{ок} = P_{в5} - P_{нів}, \quad (1.2.5.5.3)$$

$$P_{ок} = 0,91 - 0,22 = 0,69 \text{ МПа,}$$

$$t_{ок} = t_{в5} = 136.79 \text{ C.}$$

По таблиці води і водяної пари, за відомими нам $P_{ок}$ і $t_{ок}$, знаходимо $h_{ок}$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						20
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$h_{ок} = 575,67 \text{ кДж/кг.}$$

Вирішуючи систему з двох рівнянь, знаходимо частку витрати пари на деаератор

$$\alpha_{ок} = (\alpha_{пв} \cdot h'_{д} - (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \cdot h_{др3} - \alpha_{д} \cdot h_4) / h_{ок} , \quad (1.2.5.5.4)$$

$$\alpha_{д} = 0,8243 - (\alpha_{пв} \cdot h'_{д} + (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \cdot h_{др3} + \alpha_{д} \cdot h_4) / h_{ок} , \quad (1.2.5.5.5)$$

$$\alpha_{д} = (0,8243 \cdot h_{ок} - \alpha_{пв} \cdot h'_{д} + (\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3) \cdot h_{др3}) / (h_{ок} - h_4) , \quad (1.2.5.5.3)$$

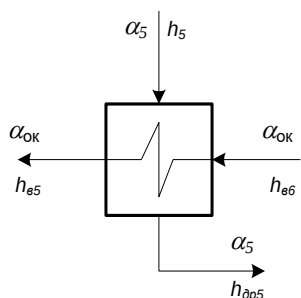
$$\alpha_{д} = (0,8243 \cdot 575,67 - 1,02 \cdot 692,9 + (0,0567 + 0,0958 + 0,0432) \cdot 759,28) / (575,67 - 3156)$$

$$\alpha_{д} = 0,033 .$$

Частка витрати основного конденсату:

$$\alpha_{ок} = 0,7913.$$

1.2.5.6. Підігрівач П5



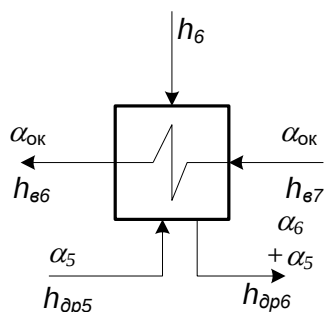
$$\alpha_5 \cdot (h_5 - h_{др5}) \cdot \eta = \alpha_{ок} \cdot (h_{в5} - h_{в6}) , \quad (1.2.5.6.1)$$

$$\alpha_5 = \frac{\alpha_{ок} \cdot (h_{в5} - h_{в6})}{(h_5 - h_{др5}) \cdot \eta} , \quad (1.2.5.6.2)$$

$$\alpha_5 = \frac{0,7913 \cdot (575,83 - 458,79)}{(3024 - 594,74) \cdot 0,98} = 0,0389.$$

Рис. 1.5 Підігрівач П5

1.2.5.7. Підігрівач П6



$$(\alpha_6 \cdot (h_6 - h_{др6}) + \alpha_5 \cdot (h_{др5} - h_{др6})) \cdot \eta = \alpha_{ок} \cdot (h_{в6} - h_{в7}) , \quad (1.2.5.7.1)$$

$$\alpha_6 = \frac{\alpha_{ок} \cdot (h_{в6} - h_{в7}) - \alpha_5 \cdot (h_{др5} - h_{др6}) \cdot \eta}{(h_6 - h_{др6}) \cdot \eta} , \quad (1.2.5.7.1)$$

Рис.1.6 Підігрівач П6

$$\alpha_6 = \frac{0,7913 \cdot (458,79 - 341,75) - 0,0389 \cdot (594,74 - 477,21) \cdot 0,98}{(2586 - 477,21) \cdot 0,98} = 0,0426.$$

1.2.5.8. Підігрівачі П7 та П8

П7:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						21
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Рівняння теплового балансу:

$$(\alpha_7 \cdot (h_7 - h_{\text{ДР7}}) + (\alpha_5 + \alpha_6(h_{\text{ДР6}} - h_{\text{ДР7}}))) \cdot \eta = \alpha_{\text{ОК}}(h_{\text{В7}} - h_{\text{СМ}}). \quad (1.2.5.8.1)$$

П8:

Рівняння теплового балансу підігрівача:

$$(\alpha_8 \cdot (h_8 - h_{\text{ДР8}}) + (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7) \cdot (h_{\text{ДР7}} - h_{\text{ДР8}})) \cdot \eta = \alpha_{\text{КН}} \cdot (h_{\text{В8}} - h_{\text{К}}^1) \quad (1.2.5.8.2)$$

Рівняння теплового балансу точки змішування:

$$\alpha_{\text{КН}} \cdot h_{\text{В8}} + (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_8) \cdot h_{\text{ДР8}} = \alpha_{\text{ОК}} \cdot h_{\text{СМ}}. \quad (1.2.5.8.3)$$

Рівняння матеріального балансу точки змішування:

$$\alpha_{\text{КН}} + (\alpha_5 + \alpha_6 + \alpha_7 + \alpha_8) = \alpha_{\text{ОК}}. \quad (1.2.5.8.4)$$

Вирішуючи систему з чотирьох рівнянь, знаходимо $\alpha_7, \alpha_8, \alpha_{\text{КН}}, h_{\text{СМ}}$

$$\alpha_7 = 0,035,$$

$$\alpha_8 = 0,027,$$

$$\alpha_{\text{КН}} = 0,647,$$

$$h_{\text{СМ}} = 227,947 \text{ кДж/кг}$$

1.2.6. Контролює матеріальний баланс пари та конденсату.

Конденсатор:

$$\alpha_{\text{К}} = \alpha_{\text{ОК}} - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8, \quad (1.2.6.1)$$

$$\alpha_{\text{К}} = 0,7913 - 0,0389 - 0,0426 - 0,035 - 0,027 = 0,6478.$$

Пропуск пари в конденсатор:

$$\alpha_{\text{ВХ-К}} = \alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_3 - \alpha_{\text{Д}} - \alpha_{\text{ТП}} - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 - \alpha_8, \quad (1.2.6.2)$$

$$\alpha_{\text{ВХ-К}} = 1 - 0,0567 - 0,0958 - 0,0432 - 0,033 - 0,0435 - 0,0389 - 0,0426 - 0,035 - 0,027 = 0,5843.$$

Потік конденсату з конденсатора:

$$\alpha_{\text{ВИХ-К}} = \alpha_{\text{ВХ-К}} + \alpha_{\text{Д-В}} + \alpha_{\text{ТП}}, \quad (1.2.6.3)$$

$$\alpha_{\text{ВИХ-К}} = 0,5843 + 0,02 + 0,0435 = 0,6478.$$

Похибка відомості матеріального балансу:

$$\delta \alpha_{\text{К}} = \frac{\alpha_{\text{К}} - \alpha_{\text{ВИХ-К}}}{\alpha_{\text{ВИХ-К}}} \cdot 100\% \quad , \quad (1.2.6.4)$$

$$\delta \alpha_{\text{К}} = \frac{0,6478 - 0,6478}{0,6478} \cdot 100\% = 0\%.$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

1.2.7. Енергетичне рівняння та визначення витрат пари та води

Таблиця 1.1 Розрахунки наведеного теплоперепаду $H_{пр}$:

Циліндр	Відсік турбіни	Частка пропуску пари через відсік, α	Теплоперепад у відсіку H , кДж/кг	Внутрішня робота пари у відсіку, $\alpha \cdot H$, кДж/кг
ЦВТ	0-1	$\alpha_0=1$	$h_0-h_1 = 323,8$	323,8
	1-2	$1-\alpha_1= 0,9433$	$h_1-h_2= 3064= 88,96$	83,9
ЦСТ	ПП-3	$1-\alpha_1-\alpha_2=0,8475$	$h_{пп}-h_3=3586,9-3352=234,9$	199,1
	3-4	$1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_{тп}=0,7608$	$h_3-h_4=3352-3156=196$	149,1
	4-5	$1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_{тп}-\alpha_{д}=0,7278$	$h_4-h_5=3156-3024=132$	96,07
	5-6	$1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_{тп}-\alpha_{д}-\alpha_5=0,6889$	$h_5-h_6=3024-2856 = 168$	115,7
ЦНТ	6-7	$1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_{тп}-\alpha_{д}-\alpha_5-\alpha_6= 0,6463$	$h_6-h_7=2856-2712 = 144$	93,06
	7-8	$1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_{тп}-\alpha_{д}-\alpha_5-\alpha_6-\alpha_7= 0,6113$	$h_7-h_8=2712-2560 = 152$	92,9
	8-к	$1-\alpha_1-\alpha_2-\alpha_3-\alpha_{тп}-\alpha_{д}-\alpha_5-\alpha_6-\alpha_7-\alpha_8=0,5843$	$h_8-h_к=2560-2369,49=190,51$	111,3

Позначимо суму $\alpha_i \cdot H_{ij} = 1264,93$ кДж/кг через: $\Sigma \alpha_i \cdot H_{ij}$

$$H_e = 520 \text{ МВт}$$

$$\eta_m=0,99$$

$$\eta_r=0,99$$

Витрата пари на турбіну:

$$D_0 = \frac{N_e}{\eta_m \cdot \eta_r \cdot \Sigma \alpha_i \cdot H_{ij}} \quad (1.2.7.1)$$

$$D_0 = \frac{520 \cdot 10^3}{0,99 \cdot 0,99 \cdot 1264,93} = 419,43 \text{ кг/с}$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Питома витрата пари на турбіну:

$$d_0 = \frac{D_0}{N_3} , \quad (1.2.7.2)$$

$$d_0 = \frac{419,43 \cdot 3600}{520 \cdot 10^3} = 2,9 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$$

Потоки пари та води:

$$D_1 = \alpha_1 \cdot D_0 , \quad (1.2.7.3)$$

$$D_1 = 0,0567 \cdot 419,43 = 23,78 \text{ кг/с},$$

$$D_2 = \alpha_2 \cdot D_0 , \quad (1.2.7.4)$$

$$D_2 = 0,0958 \cdot 419,43 = 40,18 \text{ кг/с},$$

$$D_3 = \alpha_3 \cdot D_0 , \quad (1.2.7.5)$$

$$D_3 = 0,0432 \cdot 419,43 = 18,12 \text{ кг/с},$$

$$D_{\text{ТП}} = \alpha_{\text{ТП}} \cdot D_0 , \quad (1.2.7.6)$$

$$D_{\text{ТП}} = 0,0435 \cdot 419,43 = 18,24 \text{ кг/с},$$

$$D_4 = \alpha_d \cdot D_0 , \quad (1.2.7.7)$$

$$D_4 = 0,033 \cdot 419,43 = 13,84 \text{ кг/с},$$

$$D_5 = \alpha_5 \cdot D_0 , \quad (1.2.7.8)$$

$$D_5 = 0,0389 \cdot 419,43 = 16,31 \text{ кг/с},$$

$$D_6 = \alpha_6 \cdot D_0 , \quad (1.2.7.9)$$

$$D_6 = 0,0426 \cdot 419,43 = 17,87 \text{ кг/с},$$

$$D_7 = \alpha_7 \cdot D_0 , \quad (1.2.7.10)$$

$$D_7 = 0,035 \cdot 419,43 = 14,68 \text{ кг/с},$$

$$D_8 = \alpha_8 \cdot D_0 , \quad (1.2.7.11)$$

$$D_8 = 0,027 \cdot 419,43 = 11,32 \text{ кг/с},$$

$$D_{\text{ПВ}} = \alpha_{\text{ПВ}} \cdot D_0 , \quad (1.2.7.12)$$

$$D_{\text{ПВ}} = 1,02 \cdot 419,43 = 427,81 \text{ кг/с}$$

$$D_{\text{ВХ}_K} = \alpha_{\text{ВХ}_K} \cdot D_0 \quad (1.2.7.13)$$

$$D_{\text{ВХ}_K} = 0,5843 \cdot 419,43 = 245,07 \text{ кг/с},$$

$$D_{\text{III}} = (\alpha_0 - \alpha_1 - \alpha_2) \cdot D_0 , \quad (1.2.7.14)$$

$$D_{\text{III}} = (1 - 0,0567 - 0,0958) \cdot 419,43 = 355,46 \text{ кг/с}.$$

$$D_{\text{д.в}} = \alpha_{\text{д.в}} \cdot D_0 = 0,02 \cdot 419,43 = 8,39 \text{ кг/с} . \quad (1.2.7.15)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						24
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2.8. Енергетичні показники енергоблоку

Повна витрата теплоти на турбоустановку:

$$h_{пв}=h_{в\ 1}=1172,1 \text{ кДж/кг},$$

$$Q_{ту}=D_0 \cdot (h_0-h_{пв})+D_{пп} \cdot (h_{пп}-h_2) \text{ ,} \quad (1.2.8.1)$$

$$Q_{ту}=419,43 \cdot 3600 \cdot (3387,8-1172,1) + 355,46 \cdot 3600 \cdot (3586,9-2975,04)=4128 \text{ ГДж/год.}$$

Питома витрата теплоти турбоустановки на вироблення електроенергії:

$$q_{ту} = \frac{Q_{ту}}{N_{э}} \text{ ,} \quad (1.2.8.2)$$

$$q_{ту} = \frac{4128 \cdot 10^9}{520 \cdot 10^6} = 7938,4 \text{ кДж/кВт} \cdot \text{год.}$$

ККД турбоустановки з вироблення електроенергії:

$$\eta_{эту} = \frac{3600}{q_{ту}} \text{ ,} \quad (1.2.8.3)$$

$$\eta_{эту} = \frac{3600}{7938,4} = 0,4535.$$

Теплове навантаження парового котла:

$$h_{пе}=3387,8 \text{ кДж/кг- при тиску та температурі свіжої пари: } P_{пе}=23,5 \text{ МПа, } t_{пе}=560^\circ\text{C}$$

$$h_{п.в_п.к}=h_{пв}=1172,1 \text{ кДж/кг.}$$

$$h_{п.п_0.п.к}=2975,04 \text{ кДж/кг- при тиску та температурі пари перед п/п: } P_{пе}=3,938 \text{ МПа, } t_{пе}=304,05^\circ\text{C.}$$

$$h_{п.п_п.к}=3586,9 \text{ кДж/кг - при тиску та температурі пари після п/п: } P_{пе}=3,58 \text{ МПа, } t_{пе}=560^\circ\text{C.}$$

$$D_{пк}=D_{пв}=427,81 \text{ кг/с},$$

$$Q_{пк}= D_{пк} \cdot (h_{пе}-h_{пв_пк})+D_{пп} \cdot (h_{пп_пк}-h_{пп_0.пк}) \text{ ,} \quad (1.2.8.4)$$

$$Q_{пк}= 427,81 \cdot 3600 \cdot (3387,8-1172,1)+355,46 \cdot 3600 \cdot (3586,9-2975,04)=4195 \text{ ГДж/год.}$$

ККД транспорту теплоти:

$$\eta_{тр} = \frac{Q_{ту}}{Q_{пк}} \text{ ,} \quad (1.2.8.5)$$

$$\eta_{тр} = \frac{4128}{4195} = 0,984.$$

Кількість теплоти палива на паровий котел:

Задамся ККД парового котла

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\eta_{\text{ПК}} = 0,92,$$

$$Q_c = \frac{Q_{\text{ПК}}}{\eta_{\text{ПК}}}, \quad (1.2.8.6)$$

$$Q_c = \frac{4195}{0,92} = 4559,78 \text{ ГДЖ/ГОД.}$$

ККД енергоблоку брутто:

$$\eta_c = \eta_{\text{ЭТУ}} \cdot \eta_{\text{ТР}} \cdot \eta_{\text{ПК}}, \quad (1.2.8.7)$$

$$\eta_c = 0,4535 \cdot 0,984 \cdot 0,92 = 0,41.$$

ККД енергоблоку нетто:

$$\xi_{\text{С.Н}} = 0,05,$$

$$\eta_{\text{С.Н}} = \eta_c \cdot (1 - \xi_{\text{С.Н}}), \quad (1.2.8.8)$$

$$\eta_{\text{С.Н}} = 0,41 \cdot (1 - 0,05) = 0,3895.$$

Питома витрата теплоти енергоблоку нетто:

$$q_{\text{СН}} = \frac{3600}{\eta_{\text{С.Н}}}, \quad (1.2.8.9)$$

$$q_{\text{СН}} = \frac{3600}{0,3895} = 9242,62 \text{ кДЖ/кВт·ГОД.}$$

Часові витрати умовного та натурального палива:

Донецьке вугілля:

$$Q_{\text{нр}} = 25120 \text{ кДЖ / кг},$$

$$B_{\text{н}} = \frac{Q_c}{Q_{\text{нр}}}, \quad (1.2.8.10)$$

$$B_{\text{н}} = \frac{4559,78 \cdot 10^6}{25120} = 1,815 \cdot 10^5 \text{ кг/ГОД.}$$

Умовне паливо:

$$Q_{\text{нр}_y} = 29300 \text{ кДЖ/кг},$$

$$B_y = \frac{Q_c}{Q_{\text{нр}_y}}, \quad (1.2.8.11)$$

$$B_y = \frac{4559,78 \cdot 10^6}{29300} = 1,556 \cdot 10^5 \text{ кг/ГОД.}$$

Питома витрата умовного палива:

$$b_{y, \text{н}} = \frac{123}{\eta_{\text{С.Н}}} = 315,79 \text{ г/к} \cdot \quad (1.2.8.12)$$

1.3. Вибір основного та допоміжного обладнання

Вибір основного та допоміжного обладнання для енергоблоку будемо проводити виходячи з даних, отриманих при розрахунку теплової схеми

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						26
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

турбоустановки К-520-23,5, а також рекомендацій щодо вибору теплообмінного обладнання для даної турбіни з літератури [1], [2], [3] . Вибір обладнання повинен забезпечувати надійну та економічну роботу турбоустановки у необхідному діапазоні навантажень.

1.3.1. Основні характеристики турбіни К-520-23,5

Турбіна спроектована на початкові параметри пари 23,5 МПа, 560 °С з проміжним перегрівом її до 560 °С, на тиск в конденсаторі 3,3 кПа і частоту обертання 50 с.

Пара з парогенератора двома паропроводами подається до двох блоків стопорно-регулюючих клапанів, встановлених поруч з турбіною.

Від регулюючих клапанів пара по 4 перепускним трубам надходить до штуцерів соплових коробок ЦВТ.

Циліндр високого тиску – протиточної конструкції. Пройшовши одновінковий регулюючий ступінь і 5 ступенів лівого потоку, розташованих у внутрішньому корпусі, потік пари повертає на 180° і проходить спочатку міжкорпусним простором, а потім - через останні 6 ступенів ЦВТ, розташованих у зовнішньому корпусі.

Пара залишає ЦВТ і двома паропроводами прямує в котел на проміжний перегрів. З котла двома паропроводами пар надходить до стопорним клапанам ЦСТ.

Циліндр середнього тиску – двопотоковий. Пройшовши 11 ступенів ЦСТ, пара по 4 патрубкам надходить до ЦНТ.

Турбоустановка К-520-23,5 має 2 симетричні двопотокові ЦНТ. Після ЦНТ пар, що відпрацював, надходить у конденсатор, де він конденсується.

1.3.2 Вибір парового котла

Тип парового котла визначається вибраним типом турбіни, а також видом палива, сумарною потужністю та режимом роботи ТЕС.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Для цієї важливої теплової схеми ТЕС з турбоустановкою типу К-520-23,5 потужністю 520МВт паропродуктивність котла, що працює на кам'яному вугіллі Донецького родовища, становить:

$$h_6 = h_2 - D_{\text{пе}}, \quad (1.3.2.1)$$

$$h_6 = 419,43 \text{ кГс.}$$

Оскільки початковий тиск становить $p_0=23,5$ МПа, то даної теплової схеми необхідно застосування прямоточного котла.

Основні параметри пари та поживної води, необхідні для вибору котельного агрегату:

$$\begin{aligned} p_0 &= 23,5 \text{ МПа}, & t_0 &= 560 \text{ }^\circ\text{C}, \\ p_{\text{пп}} &= 3,58 \text{ МПа}, & t_{\text{пп}} &= 560 \text{ }^\circ\text{C}, \\ t_{\text{пв}} &= 268 \text{ }^\circ\text{C}, \\ D_{\text{пе}} &= 1585,4 \text{ тч.} \end{aligned}$$

За даними параметрами літератури [1] вибираємо тип котла.

За прототип беремо котел заводського маркування П-57Р, розрахованого на параметри:

$$\begin{aligned} p_0 &= 25 \text{ МПа}, & t_0 &= 545 \text{ }^\circ\text{C}, \\ p_{\text{пп}} &= 3,9 \text{ МПа}, & t_{\text{пп}} &= 542 \text{ }^\circ\text{C}, \\ t_{\text{пв}} &= 271 \text{ }^\circ\text{C}, \\ D_{\text{пе}} &= 1650 \text{ тч.} \end{aligned}$$

Основні характеристики парового котла П-57Р:

Котел П-57Р призначений для роботи на екібастузькому кам'яному вугіллі в блоці з турбіною потужністю 500 МВт.

Котел прямоточний, на надкритичні параметри пари, з промперегрівом, однокорпусний, виконаний по Т-подібному компоновання з врівноваженою тягою і твердим шлаковидаленням.

Топкова камера – призматична. Топкова камера обладнана 24 пилокутними пальниками, розташованими зустрічно в два яруси на бічних стінах топки.

Котел має дві однакові конвективні шахти, в яких по ходу газу розташовані такі поверхні нагрівання: конвективного пароперегрівача високого тиску з плавникових труб; конвективного пароперегрівача промперегріву другого ступеня;

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						28
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

два пакети конвективного промперегрівача першого ступеня, водяний економайзер.

У горизонтальних газоходах є ширмовий пароперегрівач.

Технічне завдання:

Т.к. деякі з моїх розрахункових параметрів ($t_0, t_{\text{пп}}$) перевищують ті ж параметри ($t_0, t_{\text{пп}}$) котла заводського маркування П-57Р, необхідно спроектувати прямоточний котел, на основі котла, зазначеного вище.

Технічні параметри необхідного котла:

$$\begin{aligned}p_0 &= 25 \text{ МПа}, & t_0 &= 560 \text{ }^\circ\text{C}, \\p_{\text{пп}} &= 3,9 \text{ МПа}, & t_{\text{пп}} &= 560 \text{ }^\circ\text{C}, \\t_{\text{пв}} &= 271 \text{ }^\circ\text{C}, \\D_{\text{пе}} &= 1650 \text{ тч.}\end{aligned}$$

ККД котла брутто – 90%

$$\begin{aligned}H_{\Gamma} &= 3,30 \text{ кПа}, \\H_{\text{в}} &= 4,80 \text{ кПа}, \\H_{\text{к}} &= 62 \text{ м.}\end{aligned}$$

Котел маркування П-57Р спроектований для роботи на Екібастуському вугіллі, а котел, що проектується мною, повинен працювати на Донецькому вугіллі.

Цей пиловугільний котел працює під розрядженням. Тип повітропідігрівача – трубчастий. ККД котла брутто – 90%, аеродинамічний опір газового та повітряного тракту:

$$\begin{aligned}H_{\Gamma} &= 3,30 \text{ кПа}, \\H_{\text{в}} &= 4,80 \text{ кПа.}\end{aligned}$$

Висота котла, що дорівнює відстані від нульової позначки до верхнього колектора випарного тракту прямоточного котла, $H_{\text{к}} = 62 \text{ м}$.

1.3.3. Вибір схеми пилоприготування

Вибір схеми пилоприготування виконуємо за допомогою літ [1]. У разі застосовується замкнута система із прямим вдуванням. Відпрацював після сушіння палива повітря разом з вугільним пилом і водяними парами, що виділилися, скидається в топку.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						29
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

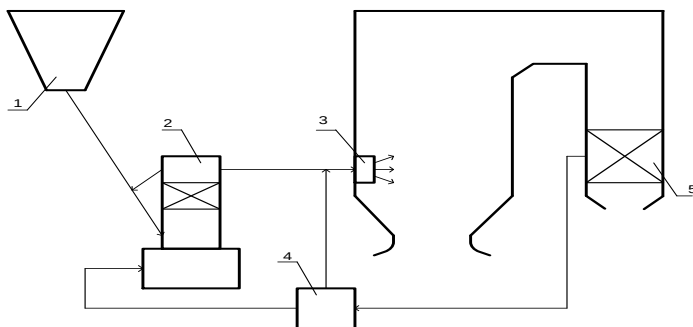


Рис. 1.7 Схема пилоприготування з прямим вдуванням пилю.

1-бункер сирого вугілля, 2- молотковий млин з гравітаційним сепаратором, 3-пальники, 4- короб гарячого повітря, 5- повітропідігрівач.

З бункера сирого вугілля 1 паливо надходить у млин 2 Розмелене в млині паливо потрапляє в шахту, яка є гравітаційним сепаратором, тонкий пил через пальник 3 викидається в топку потоком повітря, а великі частинки вугілля повертаються в млин. У схемі відсутній пиловий бункер, що спрощує та здешевлює установку.

1.3.4. Вибір обладнання пилоприготування

Якість вугільного пилю характеризується тонкістю помелу та вологістю. Тонкість помелу залежить від реакційної здатності вугілля, що характеризується виходом летких фракцій V^r , Важливою характеристикою вугілля є розмолотоздатність. Для подальшого вибору обладнання випишемо з літ [1] основні характеристики палива:

Таблиця 1.2 Характеристика палива

Тип палива	Донецький Г
Сірчистість	$S_{\text{ог}}^c = 0,7\%$
Вологість	$W^p = 7,0\%$
Зольність	$A^p = 16,2\%$
Вихід летких	$V^r = 13,0\%$
Теплота спалювання	$Q_n^p = 25,12 \text{ МДжкг}$
Розмолотоздатність	$K_{\text{ло}} = 1,4$
Теоретичні обсяги	$V^0 = 6,87 \text{ м}^3_{\text{кг}}$ $V_r^0 = 7,28 \text{ м}^3_{\text{кг}}$
Рекомендований тип млина	ММТ

З урахуванням характеристик палива вибираємо млина типу ММТ.

Млин складається із сталевого корпусу та ротора з шарнірно укріпленими на ньому білами. Вугілля, потрапляючи на било, що швидко обертається, розмелюються і захоплюються з корпусу потоком повітря.

Число млинів, встановлених на котлі, залежить від його продуктивності та від типу млинів. З урахуванням рекомендацій щодо вибору числа млинів (літ. [2]) приймемо число млинків $z=6$. Розрахункова продуктивність одного млина визначається за відомим із розрахунку теплової схеми витрати палива на котел $B_k = 181,5$ т/ч та прийнятому числу млинів.

Т.к. $Z \geq 5$, то скористаємося такою формулою:

$$B_p = \frac{1,0 \cdot B_k}{z-1}, \quad (1.3.4.1)$$

$$B_p = \frac{1,0 \cdot 181,5}{6-1} = 36,3 \text{ тч.}$$

За довідником [2] визначаємо типорозмір млина: 2000/2590/750К/600К

Таблиця 1.3 Технічні характеристики млина:

Діаметр ротора	D=2000 мм
Довжина ротора	L=2590 мм
Потужність	N=651,5 кВт
Максимальна температура сушильного агента	$t_{c.a} = 450^\circ\text{C}$
Продуктивність	$B^x = 44$ тч

Перерахунок продуктивності з "характерного" виду палива

$$B = B^x \frac{K_{\text{ло}}}{K_{\text{ло}}^x}, \quad (1.3.4.3)$$

$$B = 44 \frac{1,4}{1,35} = 45,6 \text{ тч.}$$

1.3.5. Вибір тягодутьових машин

У цій схемі як паливо використовується Донецьке вугілля, котел працює під розрядженням. На котлі встановлені дутьові вентилятори та димососи. Котел має негазоплотне виконання. Присоси повітря трактом котла впливають на роботу тягодутьових пристроїв, збільшуючи обсяг перекачуваних газів, що призводить до

збільшення витрати енергії на власні потреби і зниження економічності роботи котла.

Для подальших розрахунків випишемо значення основних присосів повітря під час руху продуктів згоряння трактом котла:

коефіцієнт надлишку повітря у топці - $\alpha_T = 1,2$

присоси в топці $\Delta\alpha_T = 0,05$

сумарні присоси повітря в конвективних газоходах первинного та вторинного пароперегрівача $\Delta\alpha_{кп} = 0,12$

присоси повітря та протікання газів у повітропідігрівачі $\Delta\alpha_{вп} = 0,03$

присоси в золоуловлювачах $\Delta\alpha_{зу} = 0,10$

Витрата палива, яким вибираються дутьові вентилятори і димососи, визначаються з урахуванням фізичної неповноти згоряння твердого палива. Приймаємо по [3] $q_4 = 2\%$. Тоді, витрата палива:

$$B_p = B_k \frac{100 - q_4}{100}, \quad (1.3.5)$$

$$B_p = 181,5 \frac{100 - 2}{100} = 177,87 \text{ тч.}$$

1.3.6. Вибір дутьових вентиляторів

Дутьєвий вентилятор подає холодне повітря в повітропідігрівач, забираючи його з верхньої частини котельні.

Приймаємо, згідно температури холодного повітря $t_{хв} = 30^\circ\text{C}$ Продуктивність вентилятора визначається витратою повітря, необхідною для горіння палива з урахуванням коефіцієнта надлишку повітря в топці та присосів трактом котла [1]:

$$V_{дв} = B_p V^0 (\alpha_T - \Delta\alpha_T - \Delta\alpha_{пл.у} + \Delta\alpha_{вп}) \cdot \frac{t_{хв} + 273}{273}, \quad (1.3.6.1)$$
$$V_{дв} = 1546,12 \text{ тис. м}^3\text{ч.}$$

Розрахункова продуктивність вентилятора приймається з коефіцієнтом запасу $\beta_1 = 1.1$ [1]. Крім того, вводиться виправлення на барометричний тиск. Приймаємо $P_{бар} = 760 \text{ мм.рт.ст.}$ число вентиляторів $z = 4$. Розрахункова продуктивність однієї машини:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$V_{\text{дв}}^p = \frac{\beta_1 \cdot V_{\text{дв}}}{z} \cdot \frac{760}{P_{\text{бар}}} , \quad (1.3.6.2)$$

$$V_{\text{дв}}^p = \frac{1,1 \cdot 1546,12}{4} \cdot \frac{760}{760} = 425,183 \text{ тыс. м}^3 \text{ ч.}$$

Напір дутьового вентилятора залежить від опору повітряного тракту. Сумарний опір тракту [1]: $H_{\text{дв}} = 4,8 \text{ кПа}$. Розрахункове значення напору приймається з коефіцієнтом запасу $\beta_2 = 1,15$ [1].

$$H_{\text{дв}}^p = H_{\text{дв}} \cdot \beta_2, \quad (1.3.6.3)$$

$$H_{\text{дв}}^p = 4,8 \cdot 1,15 = 5,52 \text{ кПа.}$$

За знайденими розрахунковими значеннями продуктивності та напору визначаємо типорозмір дутьового вентилятора. По [2] вибираємо тип дутьового вентилятора - ВДН-32Б.

Таблиця 1.4 Технічні характеристики дутьового вентилятора:

Подача	$V = 475/385 \text{ тис. м}^3 / \text{год}$
Повний тиск	$p = 6100/4000 \text{ Па}$
Температура газу	$t = 30^\circ \text{C}$
ККД	$\eta = 87\%$
Частота обертання	$n = 730/590 \text{ об/хв}$
Розрахунковий ККД	$\eta^p = 0,9 \cdot \eta_{\text{max}} = 0,9 \cdot 87 = 78,3\%$

Потужність на валу дутьового вентилятора визначається за такою формулою:

$$N_e = \frac{V_{\text{дв}}^p H_{\text{дв}}^p}{\eta^p}, \quad (1.3.6.4)$$

$$N_e = \frac{425,183 \cdot 5,52}{0,783} = 832,62 \text{ кВт.}$$

Потужність приводу береться з коефіцієнтом запасу $\beta_3 = 1,05$, необхідним для подолання інерції під час пуску вентилятора

$$N_e^p = 1,05 \cdot N_e, \quad (1.3.6.5)$$

$$N_e^p = 1,05 \cdot 832,62 = 874,25 \text{ кВт}$$

1.3.7 Вибір димососів

Продуктивність димососу визначається об'ємними витратами газів, що виходять з котла і повітря, що присмоктується в тракт після котла в

золоуловлювачах та газоходах. З урахуванням температури газів перед димососом, об'ємна продуктивність машини [1]

$$V_{\text{дс}} = B_p \cdot (V_{\text{г}}^{\text{yx}} + V_{\text{прис}}) \frac{t_{\text{д}} + 273}{273} . \quad (1.3.7.1)$$

Обсяг газів дорівнює сумі теоретичного обсягу газів і обсягу присосів повітря трактом котла

$$V_{\text{г}}^{\text{yx}} = V_{\text{г}}^0 + 1,016(\alpha_{\text{т}} + \Delta\alpha_{\text{кп}} + \Delta\alpha_{\text{вп}} - 1) \cdot V^0 , \quad (1.3.7.2)$$

$$V_{\text{г}}^{\text{yx}} = 7,28 + 1,016 \cdot (1,2 + 0,5 + 0,03 - 1) \cdot 6,87 = 12,37 \text{ м}^3 \text{ кг}.$$

Об'єм присосів за межами котла

$$V_{\text{прис}} = (\Delta\alpha_{\text{зг}} + \Delta\alpha_{\text{гх}}) \cdot V^0 , \quad (1.3.7.3)$$

$$V_{\text{прис}} = (0,10 + 0,03) \cdot 6,87 = 0,893 \text{ м}^3 \text{ кг}.$$

Визначимо температуру газів перед димососом.

Т.к. величина сумарних присосів $(\Delta\alpha_{\text{зг}} + \Delta\alpha_{\text{гх}}) = 0,13 \geq 0,1$ температура газів перед димососом визначається за формулою змішування:

$$t_{\text{д}} = \frac{V_{\text{г}}^{\text{yx}} \cdot t_{\text{yx}} + V_{\text{прис}} \cdot t_{\text{в}}}{V_{\text{г}}^{\text{yx}} + V_{\text{прис}}} , \quad (1.3.7.4)$$

$$t_{\text{д}} = \frac{12,37 \cdot 157 + 0,893 \cdot 30}{12,37 + 0,893} = 148,45 \text{ С}.$$

Тоді продуктивність димососу:

$$V_{\text{дс}} = 177,87 \cdot (12,37 + 0,893) \cdot \frac{148,45 + 273}{273} = 3642 \text{ тыс. м}^3 \text{ ч}.$$

Приймаю по [1] число димососів, що дорівнює кількості дутьових вентиляторів, $z=4$. Тоді розрахункова продуктивність димососа з урахуванням коефіцієнта запасу $\beta_1=1,1$ (по [1]):

$$V_{\text{дс}}^{\text{р}} = \beta_1 \cdot \frac{V_{\text{дс}}}{z} , \quad (1.3.7.5)$$

$$V_{\text{дс}}^{\text{р}} = 1,1 \cdot \frac{3642}{4} = 1001,5 \text{ тыс. м}^3 \text{ ч}.$$

Напір димососу приймаємо по [1] $-H_{\text{дс}} = 3,6 \text{ кПа}$

З урахуванням коефіцієнта запасу $\beta_2=1,2$ розрахунковий напір димососу:

$$H_{\text{дс}}^{\text{р}} = \beta_2 \cdot H_{\text{дс}} , \quad (1.3.7.6)$$

$$H_{\text{дс}}^{\text{р}} = 1,2 \cdot 3,6 = 4,32 \text{ кПа}.$$

По оціненим вище продуктивності та натиску по [2] вибираємо димосос ДОД-43.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						34
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.5 Технічні характеристики димососу:

Подача	V=1335/1520 тис.м³/год.
Повний тиск	P=3500/4500 Па
ККД	η=82,5
Частота обертання	n=370 об/хв

Значення ККД під час роботи з розрахунковою продуктивністю:

$$\eta_{\text{дс}}^{\text{p}} = \eta \cdot \left(\frac{V_{\text{дс}}^{\text{p}}}{V_{\text{max}}} \right)^3, \quad (1.3.7.7)$$

$$\eta_{\text{дс}}^{\text{p}} = 82,5 \cdot \left(\frac{1001,5}{1520} \right)^3 = 23,6\%.$$

Потужність на валу димососу

$$N_e = \frac{V_{\text{дс}}^{\text{p}} \cdot H_{\text{дс}}^{\text{p}}}{\eta_{\text{дс}}^{\text{p}}}, \quad (1.3.7.8)$$

$$N_e = \frac{1001,5 \cdot 4,32}{3,6 \cdot 0,236} = 5092 \text{ кВт.}$$

Потужність приводу береться із запасом β₃=1,05

$$N_e^{\text{p}} = N_e \cdot \beta_3, \quad (1.3.7.9)$$

$$N_e^{\text{p}} = 5092 \cdot 1,05 = 5346,6 \text{ кВт.}$$

1.3.8. Вибір насосів

Насоси теплових електростанцій, як і інші типи машин, що служать для переміщення середовища та повідомлення їй енергії, характеризуються параметрами:

- об'ємною продуктивністю Q, м³/с
- тиском на боці нагнітання p_H, Па
- щільністю середовища, що переміщається ρ, кг/м³

1.3.8.1 Вибір живильних насосів

На блоці 520 МВт встановлюють по 2 насоси з турбоприводом на 50% подачі кожен. Для блокової електростанції продуктивність насосів визначається максимальною витратою поживної води на котел із запасом не менше 5%.

$$D_{\text{пн}} = 1,05 \cdot D_{\text{пв}}, \quad (1.3.8.1.1)$$

$$D_{\text{пн}} = 1,05 \cdot 427,81 = 449,2 \text{ кгс.}$$

У цьому випадку об'ємна продуктивність така [1]:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

$$Q = D_{\text{пн}} v , \quad (1.3.8.1.2)$$

$$Q = 449,2 \cdot 0,001096 = 0,49 \text{ м}^3 \text{ с} = 1764 \text{ м}^3 \text{ ч}.$$

Тиск нагнітання живильних насосів визначається відповідно до рекомендацій [1]. Для прямооточного казана:

$$p_{\text{н}} = p_{\text{пе}} + \Sigma \Delta p_{\text{с}} + H_{\text{к}} \cdot g \cdot \rho \cdot 10^{-6} \text{ МПа} . \quad (1.3.8.1.3)$$

$p_{\text{пе}} = 23,5 \text{ МПа}$ - тиск пари на виході з котла, значення взято з розрахунку теплової схеми

$$\Sigma \Delta p_{\text{с}} = \Delta p + \Delta p_{\text{рпк}} + \Delta p_{\text{пвд}} + \Delta p_{\text{тр}} , \quad (1.3.8.1.4)$$

$$\Sigma \Delta p_{\text{с}} = 4 + 0,1 + 0,9 + 0,15 = 5,15 \text{ МПа}.$$

сумарний гідравлічний опір [1], що враховує гідравлічний опір прямооточного котла, опір регулюючого клапана живлення котла, опір групи ПВД та трубопроводів живильного тракту.

Значення геодезичного напору оцінюємо з літератури [1].

$H_{\text{к}} = 62 \text{ м}$ - висота підйому води від осі насоса до верхнього колектора випарного контуру котла

$\rho = 840,087 \text{ м}^3/\text{кг}$ – середня щільність води прийнята за середніми параметрами тиску та температури води в нагнітальному тракті

Тиск нагнітання:

$$p_{\text{н}} = 23,5 + 5,15 + 62 \cdot 9,81 \cdot 850,087 \cdot 10^{-6} = 29,17 \text{ МПа}.$$

Тиск на всосі живильного насоса повинен задовольняти умові недопущення закипання води при попаданні її на лопаті колеса насоса, що швидко обертаються (умова забезпечення безкавітаційної роботи). Так як в даній схемі передбачена установка швидкохідних насосів, то для забезпечення роботи безкавітації недостатньо підйому деаератора на висоту 22-25 м. Для створення тиску на всосі живильного насоса встановлюють предвключені бустерні насоси. Для енергоблоку 520 МВт бустерний насос є вбудованим у головний живильний насос, маючи з ним загальний привід від турбіни через знижувальний редуктор. З урахуванням рекомендацій [1] тиск на всосі: $p_{\text{в}} = 0,68 \text{ МПа}$.

Напір насосу:

$$\Delta p = p_{\text{н}} - p_{\text{в}} , \quad (1.3.8.1.5)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta p = 29,17 - 0,68 = 28,49 \text{ МПа.}$$

$$H = \frac{\Delta p}{g\rho} \quad , \quad (1.3.8.1.6)$$

$$H = \frac{28,49 \cdot 10^6}{9,81 \cdot 850,087} = 3416,3 \text{ м.}$$

Потужність, що споживається насосом:

$$N_H = Q(P_H - P_B) / 2\eta \quad , \quad (1.3.8.1.7)$$

$$N_H = \frac{0,49 \cdot 28,49}{2 \cdot 0,8} = 8,72 \text{ МВт.}$$

За знайденими характеристиками та враховуючи, що необхідно встановити 2 ПН на 50% подачі кожен, по [2] вибираємо 2 поживні

Таблиця 1.6 Параметри насосу типу ПН-950-350

Подача	941
Напір	3500
Частота обертання	4600
ККД насоса	80%
Тип та потужність приводу	ОК-18ПУ

1.3.8.2 Вибір насосів конденсату

Конденсатні насоси є особливою групою енергетичних насосів, що працюють з мінімальним кавітаційним запасом. Вони мають нижчу економічність, більшу металоємність і більш високу вартість в порівнянні з іншими насосами на аналогічні подачі і напори. Тому, наскільки можна, число насосів має бути мінімальним.

Для блоку з прямоточним котлом приймемо двопідйомну схему встановлення конденсатних насосів. За такої схеми КН поділяють на 2 ступені.

Загальна подача насосів, прийнята за розрахунком теплової схеми - $D_{KH} = 253,46 \text{ кг/с}$ (з урахуванням додаткової води)

Об'ємна продуктивність конденсатних насосів I ступеня (подача):

$$Q = D_{KH} / \rho \quad , \quad (1.3.8.2.1)$$

$$Q = 253,46 / 996 = 0,25 \text{ м}^3/\text{с} = 916,1 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Тиск нагнітання:

$$P_H = \Delta P_{\text{боу}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{под}} \quad , \quad (1.3.8.2.2)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						37
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_H = 0,6 + 0,1 + 0,15 = 0,85 \text{ МПа.}$$

$\Delta P_{\text{бюу}}=0,6$ МПа - гідравлічний опір БЗУ

$\Delta P_{\text{тр}}=0,1$ МПа – опір ділянки трубопроводів від КНІ до БЗУ

$\Delta P_{\text{под}}=0,15$ МПа – величина тиску необхідного підпору на вході у КНІ

Тиск перед КНІ має бути достатнім для запобігання кавітації

$$P_B = P_K + \Delta P_{\text{подпI}} , \quad (1.3.8.2.3)$$

$$P_B = 0,0033 + 0,03 = 0,0333 \text{ МПа,}$$

$P_K=0,0033$ МПа тиск пари в конденсаторі, взятий із розрахунку теплової схеми

$\Delta P_{\text{подпI}}=0,03$ МПа необхідний напір для запобігання кавітації [1]

Напір конденсатних насосів:

$$\Delta P_{\text{кнI}}=P_H-P_B , \quad (1.3.8.2.4)$$

$$\Delta P_{\text{кнI}}=0,85-0,0333=0,817 \text{ МПа.}$$

Потужність, що споживається насосом:

$$N_H = \frac{Q \cdot \Delta P_{\text{кнI}}}{\eta_H} , \quad (1.3.8.2.5)$$

$$N_H = \frac{0,25 \cdot 0,817}{0,83} = 0,24 \text{ МВт,}$$

Натиск, виражений у метрах стовпа, рідини, що переміщується

$$H = \frac{\Delta P_{\text{кнI}}}{\rho \cdot g} . \quad (1.3.8.2.6)$$

$$H = \frac{0,817 \cdot 10^6}{996 \cdot 9.81} = 83,6 \text{ м.}$$

За знайденими характеристиками вибираємо 3 насоси по 50% продуктивності кожен (2 робочі та 1 резервний) типу КсВ500-85

Таблиця 1.7 Параметри насосу типу КсВ500-85

подача	500 м³/год
напір	85 м
частота обертання	1000 об/хв
ККД насоса	75%
Допустимий кавітаційний запас	1,6 м

Визначимо параметри КН II.

Об'ємна продуктивність конденсатних насосів II ступеня (подача):

$$Q = D_{\text{кн}} / \rho, \quad (1.3.8.2.7)$$

$$Q = 253,46 / 996 = 0,25 \text{ м}^3/\text{с} = 916,1 \text{ м}^3/\text{год}.$$

Тиск нагнітання:

$$P_{\text{н}} = P_{\text{д}} + \Sigma \Delta P_{\text{с}} + H_{\text{д}} \cdot \rho \cdot g \cdot 10^{-6}, \quad (1.3.8.2.8)$$

$$P_{\text{н}} = 0,69 + 0,55 + 23 \cdot 9,81 \cdot 996 \cdot 10^{-6} = 1,46 \text{ МПа}.$$

$P_{\text{д}} = 0,69 \text{ МПа}$ - тиск у деаераторі з розрахунку теплової схеми

$H_{\text{д}} = 23 \text{ м}$ – висота установки деаератора щодо осі насоса [1]

Сумарний опір тракту:

$$\Sigma \Delta P_{\text{с}} = \Delta P_{\text{пнд}} + \Delta P_{\text{рпк}} + \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{оэ}}, \quad (1.3.8.2.9)$$

$$\Sigma \Delta P_{\text{с}} = 0,35 + 0,04 + 0,1 + 0,06 = 0,55 \text{ МПа}.$$

$\Delta P_{\text{пнд}} = 0,35 \text{ МПа}$ - сумарний опір всіх ПНД [1]

$\Delta P_{\text{рпк}} = 0,04 \text{ МПа}$ - опір регулятора живлення конденсату [1]

$\Delta P_{\text{тр}} = 0,1 \text{ МПа}$ - сумарний гідравлічний опір трубопроводів

$\Delta P_{\text{оэ}} = 0,06 \text{ МПа}$ – опір охолоджувача пари ежекторів

Тиск перед КН II приймаємо рівним тиску який розрахована БЗУ – блокова знесолююча установка, тобто. не більше 0,8 МПа

$$P_{\text{в}} = 0,8 \text{ МПа}.$$

Напір КН II:

$$\Delta P_{\text{кнII}} = P_{\text{н}} - P_{\text{в}}, \quad (1.3.8.2.10)$$

$$\Delta P_{\text{кнII}} = 1,46 - 0,8 = 0,66 \text{ МПа}.$$

Потужність, що споживається насосом:

$$N_{\text{н}} = \frac{Q \cdot \Delta P_{\text{кнII}}}{\eta_{\text{н}}}, \quad (1.3.8.2.11)$$

$$N_{\text{н}} = \frac{0,25 \cdot 0,66}{0,83} = 0,198 \text{ МВт}.$$

Напір, виражений в метрах стовпа рідини, що переміщується:

$$H = \frac{\Delta P_{\text{кнII}}}{\rho \cdot g}, \quad (1.3.8.2.12)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

$$H = \frac{0,66 \cdot 10^6}{996 \cdot 9,81} = 67,5 \text{ м.}$$

За знайденими характеристиками вибираємо 3 насоси по 50% продуктивності кожен (2 робочі та 1 резервний) типу КсВ500-85

Таблиця 1.8 Насос типу КсВ500-85 з параметрами:

Подача	500 м³/год
Напір	85 м
Частота обертання	1500 об/хв
ККД насоса	75%
Допустимий кавітаційний запас	1,6 м

1.3.9. Вибір регенеративних підігрівачів

У регенеративних підігрівачах здійснюється підігрів поживної води та конденсату парою, що відбирається з відборів турбіни. Розрізняють регенеративні підігрівачі високого та низького тиску.

Вихідні дані беремо із розрахунку теплової схеми.

Наприклад докладно розглянемо розрахунок ПНТ6. Інші підігрівачі розраховуються аналогічно.

Параметри води:

$$\begin{aligned} t_{в7} &= 81,42\text{С}, & h_{в7} &= 341,75 \text{кДж/кг}, \\ t_{в6} &= 109,24\text{С} & h_{в6} &= 458,79 \text{кДж/кг}, \\ D_{ок} &= 331,894 \text{кгс.} \end{aligned}$$

Приймаємо коефіцієнт теплопередачі по літ[3]:

$$k = 3 \text{кВт/м}^2\text{К.}$$

З розрахунку теплової схеми беремо температуру насичення у другому підігрівачі:

$$t_{н6} = 113,74\text{С.}$$

Визначимо температурний напір:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

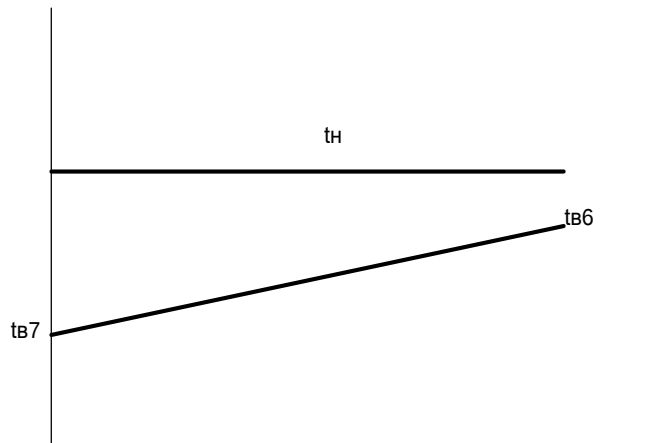


Рис1.8 Графік залежності температури пари та води від площі теплообміну.

$$\Delta t_{n\partial} = \frac{\Delta t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{в6}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{в6}}}\right)} = \frac{(\Delta t_{\text{н6}} - \Delta t_{\text{в7}}) - (\Delta t_{\text{н6}} - \Delta t_{\text{в6}})}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{н6}} - \Delta t_{\text{в7}}}{\Delta t_{\text{н6}} - \Delta t_{\text{в6}}}\right)} \quad (1.3.9.1)$$

$$\Delta t_{n\partial} = \frac{(113,74 - 81,42) - (113,74 - 109,24)}{\ln\left(\frac{113,74 - 81,42}{113,74 - 109,24}\right)} = 14,12$$

Площа поверхні теплообміну:

$$F_{\text{то}} = \frac{D_{\text{ок}}(h_{\text{в6}} - h_{\text{в7}})}{k \cdot \Delta t_{\text{cp}}} \quad (1.3.9.2)$$

$$F_{\text{то}} = \frac{331,894(458,79 - 341,75)}{3 \cdot 14,12} = 917,02 \text{ м}^2$$

Розрахунковий тепловий потік:

$$Q = D_{\text{ок}} \cdot (h_{\text{в6}} - h_{\text{в7}}) \quad (1.3.9.3)$$

$$Q = 331,894 \cdot (458,79 - 341,75) = 38,84 \text{ МВт}$$

За літературою [2] вибираємо тип теплообмінника: ПН-1100-23-5-ІІІнж.

Зводимо дані до таблиці.

Таблиця 1.9

№	Q, МВт	F, м ²	k, кВт/м ² ·°С	Δt _{cp} , °С
П8	38,84	918,97	3	14,09
П7	38,84	914,43	3	14,16
П6	38,84	917,02	3	14,12
П5	38,84	922,9	3	14,03

Для трьох підігрівачів низького тиску вибираємо тип теплообмінника ПН-1100-23-5-ІІІж.

Таблиця 1.10 Технічні характеристики даного теплообмінника:

Площа поверхні:	$F=1165 \text{ м}^2$
Номінальна масова витрата:	$D=336,1 \text{ кг/с}$
Розрахунковий тепловий потік:	$Q = 43,5 \text{ МВт}$
Максимальна температура:	$t_{\max}=350 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Габаритні розміри:	$H = 7750 \text{ м}$
D	2040 м
Гідрравлічний опір при номінальній витраті води:	$\Delta P_f=0,05 \text{ Мпа}$

1.3.9.1 Вибір підігрівачів високого тиску

ПВТ призначені для регенеративного підігріву поживної води за рахунок охолодження та конденсації пари. Усі три підігрівачі поверхового типу. Для повного використання теплоти пари, що підводиться, передбачаються спеціальні поверхні нагріву для охолодження пари до параметрів, близьких до параметрів насичення - охолоджувачі пари, і для охолодження конденсату пари - охолоджувачі конденсату.

Вихідні дані для вибору ПВТ беремо з розрахунку теплової схеми.

Виберемо підігрівач з прикладу ПВТ3, інші підігрівачі вибираються аналогічно.

При виборі ПВТ вихідними даними є:

$G_{\text{пв}} = 427,81 \text{ кг/с}$ - витрата поживної води

$D_{\text{п}} = 18,12 \text{ кг/с}$ - витрата пари на підігрівач

$D_{\text{др}} = D1 + D2 = 63,96 \text{ кг/с}$ - витрата дренажу з верхнього підігрівача

$h_{\text{др}2} = 893,08 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія дренажу верхнього підігрівача

$h_{\text{др}3} = 759,28 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія дренажу з ПВТ 3

$t_{\text{др}3} = 179,04 \text{ }^{\circ}\text{C}$ - температура дренажу за підігрівачем

$h_{\text{вх}} = 692,9 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія води на вході в підігрівач

$h_{\text{н}} = 853,84 \text{ кДж/кг}$ - ентальпія води на лінії насичення в підігрівачі

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$t_{п3} = 200,32 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – температура насичення пари, що гріє

$P_{пв} = 31,5 \text{ МПа}$ - тиск поживної води на вході в ПВТ 3

А також приймаємо:

$k = 3 \text{ кДж/м}^2\text{К}$ – коефіцієнт теплопередачі

$\theta = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$ – недогрівання води до температури насичення після СП

$\eta_{од} = 0,985$ - ККД охолоджувача дренажу

Визначимо параметри води на виході з охолоджувача дренажу, для цього складемо рівняння теплового балансу для ОД:

$$1/3G_{пв}(h''_{од}^B - h_{вх}) = (D_{п}(h''_{кп}^П - h_{др3}) + D_{др} \cdot (h_{др2} - h_{др3}))\eta_{од}, \quad (1.3.9.1.1)$$

$h''_{кп}^П = h_{н} = 853,84 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія конденсату пари, що гріє на виході з конвективної поверхні, звідси отримуємо:

$$h''_{од}^B = \frac{(D_{п}(h''_{кп}^П - h_{др3}) + D_{др} \cdot (h_{др2} - h_{др3}))\eta_{од}}{1/3G_{пв}} + h_{вх}, \quad (1.3.9.1.2)$$

$$h''_{од}^B = \frac{(18,12 \cdot (853,84 - 759,28) + 63,96 \cdot (893,08 - 759,28)) \cdot 0,985}{\frac{1}{3} \cdot 427,81} + 692,9,$$

$$h''_{од}^B = 763,84 \text{ кДж/кг}.$$

По Н,S діаграмі по $P_{пв}$ і $h''_{од}^B$ знаходимо $t''_{вод} = 176,34 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Знайдемо параметри води на вході у власне підігрівач, для цього складемо рівняння теплового балансу для змішування точки за охолоджувачем дренажу:

$$2/3G_{пв}h_{вх} + 1/3G_{пв}h''_{од}^B = G_{пв}h_{сп}^B. \quad (1.3.9.1.3)$$

У цьому рівнянні витрата основного конденсату скорочується, в результаті отримаємо:

$$h_{сп}^B = \frac{2}{3h_{вх}} + \frac{1}{3h''_{од}^B}, \quad (1.3.9.1.4)$$

$$h_{сп}^B = 2/3 \cdot 692,9 + 1/3 \cdot 763,84 = 716,547 \text{ кДж/кг}.$$

По Н,S діаграмі по $P_{пв}$ і $h_{сп}^B$ знаходимо $t''_{всп} = 165,25 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Температура живильної води на виході з власне підігрівача знайдемо з урахуванням недогріву:

$$t''_{всп} = t_{н} - \theta, \quad (1.3.9.1.5)$$

$$t''_{всп} = 200,32 - 5 = 195,32 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

По Н,S діаграмі по $P_{пв}$ і $t''_{всп}$ знаходимо $h''_{всп} = 845,56 \text{ }^{\circ}\text{C}$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Кількість теплоти, що передається у власне підігрівачі:

$$Q_{\text{сп}} = G_{\text{пв}} (h''^{\text{в}}_{\text{сп}} - h^{\text{в}}_{\text{сп}}) , \quad (1.3.9.1.6)$$

$$Q_{\text{сп}} = 427,81 \cdot (845,56 - 716,547) = 55193 \text{ кВт}.$$

Температурний напір у власне підігрівачі:

$$\Delta t_{\text{сп}}^{\text{сп}} = \frac{\Delta t_{\text{в}} - \Delta t_{\text{м}}}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\text{в}}}{\Delta t_{\text{м}}}\right)} , \quad (1.3.9.1.7)$$

$$\Delta t_{\text{сп}}^{\text{сп}} = \frac{(200,32 - 165,25) - (200,32 - 195,32)}{\ln\left(\frac{200,32 - 165,25}{200,32 - 195,32}\right)} = 15,44^{\circ}\text{C}.$$

Площа поверхні власне підігрівача:

$$F_{\text{сп}} = \frac{Q_{\text{сп}}}{k \cdot \Delta t_{\text{сп}}^{\text{сп}}} , \quad (1.3.9.1.8)$$

$$F_{\text{сп}} = \frac{55193}{3 \cdot 15,44} = 1192 \text{ м}^2.$$

Тепловий потік для всього підігрівача:

$$Q = G_{\text{пв}} \cdot (h_{\text{вих}} - h_{\text{вх}}) , \quad (1.3.9.1.9)$$

$$Q = 427,81 \cdot (860,48 - 692,9) = 71,7 \text{ МВт}.$$

Аналогічно ПВТ 2 і ПВТ 1 виробляємо розрахунок, отримані результати, тобто. розрахунок площі теплообміну, різниці ентальпій, середньологарифмічної температури, теплового потоку заносимо до таблиці.

Таблиця 1.11 Характеристики П1, П2, П3

№	Типорозмір	ФСП, м ²	k, кВт/м ² ·°C	t _{сп} ^{сп}	Q, МВт
П3	ПВ-1800-380-45	1192	3	15,44	71,7
П2	ПВ-1800-380-45	1336	3	17,15	87,5
П1	ПВ-1700-380-58	952,38	3	11,185	45,8

1.3.10. Вибір деаератора

Деаераторна колонка та деаераторний бак розглядаються окремо. По Р_д=0,69 МПа та D_{пв}=427,81 кг/с вибираємо деаератор ДП-500-1 [1]

1.3.10.1 Вибір деаераційного бака.

Об'єм бака:

$$V_{\text{б}} \geq D_{\text{пв}} \cdot v \cdot \tau, \quad (1.3.10.1)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						44
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $v = 0,0011 \text{ м}^3/\text{кг}$

$$\tau = 3,5 \text{ хв} = 210 \text{ с},$$

$$V_6 = 427,81 \cdot 0,0011 \cdot 210 = 98,82 \text{ м}^3.$$

За отриманими даними вибираємо тип бака – БДП-100-1.

Таблиця 1.12 Технічні характеристики бака БДП-100-1:

Типорозмір встановлюваних колонок	КДП-1000 (КДП-500)
Об'єм бака	113(118) м ³
Максимальна довжина	13500 мм
Маса	23,95 т

Всі деталі колонок і баків виготовляються із вуглецевої сталі, за винятком дірчастих листів, що виготовляються із сталі 08Х18Н10Т.

1.3.10.2 Вибір деаераційної колонки

У технічній характеристиці деаераційного бака вказується типорозмір колонок, що встановлюються.

Типорозмір, обраної мною колонки – КДП-500

У типорозмірі обраного мною бака (БДП-100-1) остання цифра – це кількість колонок, що встановлюються на бак. У моєму випадку на бак ставиться одна колонка.

Таблиця 1.13 Технічні характеристики колонки КДП-500:

Номінальна продуктивність	138.9 кг/с
Робочий тиск –	0,59; 0,69 МПа
Тиск, допустимий під час роботи запобіжних клапанів	0,85 МПа
Пробний гідравлічний тиск	1,0 МПа
Робоча температура	158,08; 164.17 С
Діаметр колонки	2032 мм
Висота колонки	3625 мм
Маса стовпчика, заповненої водою	3.9 т.

РОЗДІЛ 2

2.1 КОНСТРУКТОРСЬКИ РОЗРАХУНОК ПІДІГРІВАЧА ВИСОКОГО ТИСКУ ПІДКЛЮЧЕНОГО ДО ПЕРШОГО ВІДБОРУ ТУРБИНИ

2.1.1 Опис конструкції підігрівача високого тиску

Підігрівачі високого тиску призначені для регенеративного підігріву живильної води за рахунок охолодження та конденсації пари.

Конструктивно підігрівач високого тиску виконується вертикальним колекторним типом.

Поверхня теплообміну набирається зі світлених у плоскі спіралі гладких труб зовнішнім діаметром 32 мм, приєднаних до вертикальних роздавальних та збираючих колекторних труб.

Основними вузлами підігрівача є корпус та трубна система.

Всі елементи корпусу виготовляються з якісної нержавіючої сталі 1Х18Н9Т. Верхня об'ємна частина корпусу кріпиться фланцевим з'єднанням до нижньої частини. Гідравлічна щільність з'єднання забезпечується попереднім приварюванням до фланців корпусу та днища мембран, які зварюються між собою по зовнішній кромці та з'єднуються іншими методами. Саме фланцеве з'єднання кріпиться шпильками.

Конструкція трубної системи включає шість колекторних труб для розподілу і збору води. У нижній частині корпусу встановлюються спеціальні розвилки та трійники для з'єднання колекторних труб з патрубками підведення та відведення поживної води. Між спіральними трубними елементами в зоні СП через 8-12 рядів площин навивки спіралей встановлені горизонтальні перегородки, призначені для організації руху пари та відведення конденсату. Спіральні елементи поверхні зон ВП та ОК розташовуються у спеціальних кожухах.

У кожусі ОП перегріта пара кілька ходів омиває трубний пучок і передає теплоту перегріву. У СП пар розподіляється по всій висоті. Конденсат пари за допомогою перегородок відводиться за межі трубного пучка і вздовж стін корпусу стікає в нижню частину, де розташована зона ОК. Неконденсуючі гази відводяться в підігрівач з

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

нижчим тиском паріальної труби, встановленої в зоні СП над верхнім днищем кожуха зони ОК. Усі підігрівачі високого тиску крім автоматичного пристрою регулювання рівня конденсату в корпусі, яким оснащені ПНТ, мають також автоматичний захисний пристрій. Призначення цього пристрою - захист турбіни від попадання води у разі перевищення рівня її в корпусі внаслідок розриву труб, появи нориць у місцях зварювання та інших причин.

Підтримка нормального рівня конденсату в корпусі кожного з підігрівачів в заданому діапазоні здійснюється регулюючим клапаном шляхом зміни кількості конденсату, що каскадно скидається в нижчий підігрівач тиску. У разі перевищення допустимого нормального рівня відкривається клапан аварійного скидання конденсату. При подальшому підвищенні рівня понад так званої першої аварійної межі прилади захисту дають команду на включення клапана з електромагнітним приводом, що закриває доступ поживної води до ПВТ і направляє її байпасним трубопроводом в котел. При досягненні рівнем конденсату другої аварійної межі прилади захисту дають команду на відключення живильних насосів та зупинки енергоблоку.

Передбачається один захисний пристрій на групу ПВТ. Однак, подача імпульсів за рівнем конденсату на нього здійснюється від кожного корпусу підігрівача. При спрацьовуванні захисту всі ПВТ відключаються по живильній воді.

Підігрівник високого тиску, що розглядається, підключений до 1 відбору турбіни. Підігрівач має охолоджувач конденсату та охолоджувач пари. ПВТ 1 виконаний за класичною схемою: пара надходить у охолоджувач пари, віддає деяку кількість теплоти поживній воді; потім надходить у власне підігрівач, де конденсується; конденсат, що утворився, зливається в охолоджувач конденсату, а потім в нижчий за тиском підігрівач. Поживна вода частково подається до охолоджувача конденсату, де підігрівається на 5-100С. Потім підігріта вода поєднується з рештою поживної води перед власне підігрівачем. За власне підігрівачем живильна вода знову ділиться на дві частини: менша частина проходить через охолоджувач пари, більшість надходить у лінію живлення котла.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Схема руху пари, що гріє, і живильної води і графік розподілу температур в теплообміннику показані відповідно на рис. 2.1. та рис. 2.2

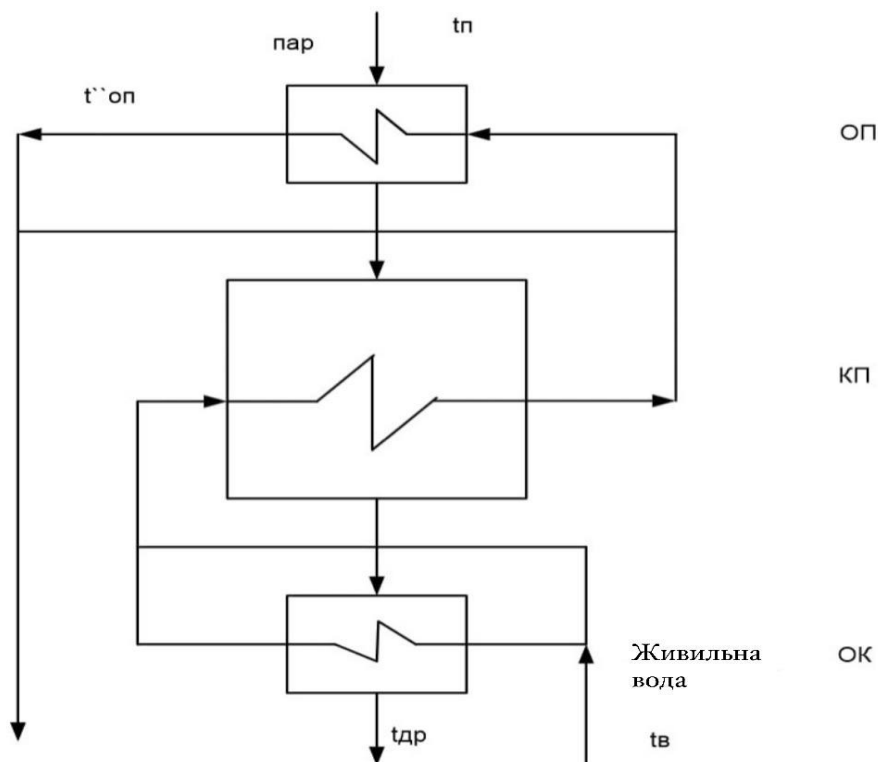


Рис. 2.1. Схема руху живильної води і пари, що гріє, в ПВТ1.

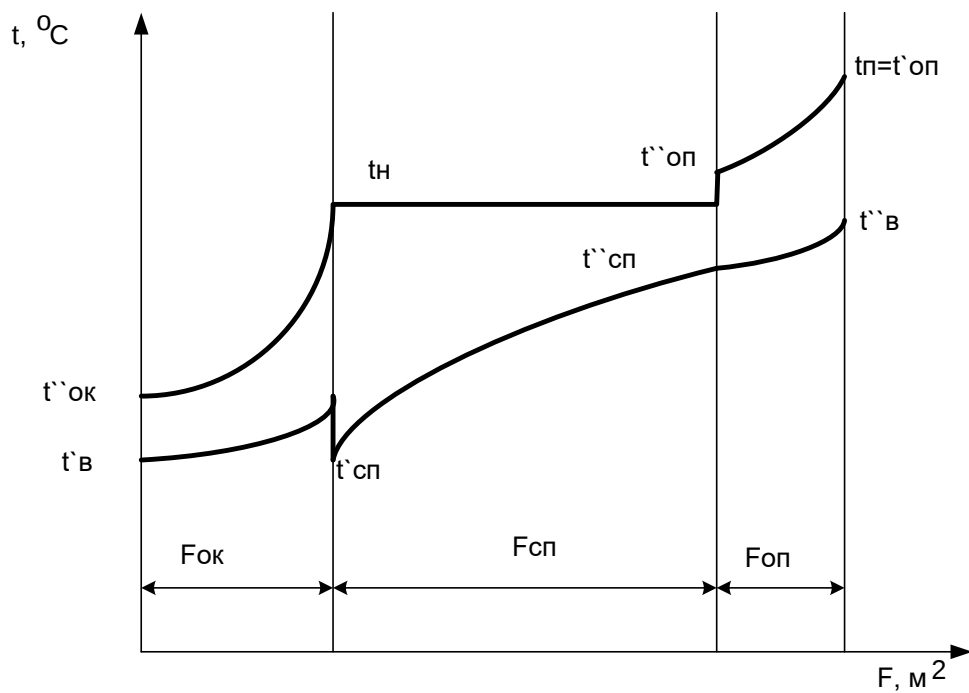


Рис 2.2. Графік розподілу живильної води та пари, що гріє, по поверхнях нагріву теплообмінника.

2.2. Тепловий та конструктивний розрахунок підігрівача високого тиску типу ПВ із вбудованими охолоджувачами пари та дренажу

2.2.1. Вихідні дані для теплового розрахунку ПВТ1

Вихідні дані до розрахунку прийняті за даними розрахунку теплової схеми.

Параметри пари, що гріє:

$P_{\text{п}}=5,733$ МПа – тиск пари, що гріє, на вході в теплообмінник;

$t_{\text{п}}=354,75$ °С – температура пари, що гріє, на вході в теплообмінник;

$h_{\text{п}}=3064$ кДж/кг – ентальпія пари, що гріє, на вході в теплообмінник;

$P'_{\text{п}}=5,46$ МПа – тиск пари, що гріє в підігрівачі;

$t_{\text{спп}}=269,5$ °С – температура насичення пари;

$h_{\text{спп}}=1182,6$ кДж/кг – ентальпія конденсату за власне підігрівачем;

$t_{\text{др}} = 254,90$ С - температура конденсату на виході з охолоджувача дренажу;

$h_{\text{др}} = 1109,5$ кДж / кг - ентальпія конденсату на виході з охолоджувача дренажу.

Параметри живильної води:

$G_{\text{пв}} = 427,81$ кг/с - витрата поживної води;

$P_{\text{пв}} = 30,5$ МПа - тиск поживної води;

$t_{\text{в}}=244,9$ °С - температура живильної води на вході в охолоджувач конденсату;

$h_{\text{в}}=1065$ кДж/кг - ентальпія живильної води на вході в охолоджувач конденсату.

Поверхня нагрівання включає охолоджувач пари, власне підігрівач та охолоджувач дренажу.

Витрата поживної води становить:

-через охолоджувач дренажу $G_{\text{од}} = 61,17$ кг/с - 14,3% від $G_{\text{пв}}$

-через власне підігрівач $G_{\text{оп}} = 16,64$ кг/с - 70% від $D_{\text{п}}$

-через охолоджувач пари $G_{\text{сп}} = G_{\text{пв}} = 427,81$ кг/с

$D_{\text{п}}$ - витрата пари в ПВТ 1

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Для розрахунку теплового балансу підігрівача необхідно знати температуру поживної води на вході у власне підігрівач $t'_{\text{сп}}$.

Крім того, необхідно знати температуру конденсату пари, що гріє, на виході з охолоджувача дренажу.

Температура живильної води на виході з власне підігрівача приймаємо з урахуванням недогріву, тобто.

$$t''_{\text{сп}} = t_{\text{спн}} - \theta.$$

Прийmemo $\theta = 4,5^\circ\text{C}$, [5] тоді $t''_{\text{сп}} = 269,5 - 4,5 = 265,0^\circ\text{C}$, відповідно ентальпія поживної води при $P_{\text{пв}} = 30,5 \text{ МПа}$ - $h''_{\text{сп}} = 1158 \text{ кДж/кг}$.

Температура живильної води на виході з підігрівача визначається з урахуванням використання тепла перегріву пари та приймається з умов виключення конденсації пари охолоджувача, тобто. за умови, що температура стінки труби буде вище температури насичення пари, що гріє.

Пару, що гріє, на виході з охолоджувача пари має температура на $20+30^\circ\text{C}$ вище температури насичення. Прийmemo

$$t'_{\text{п}} = t_{\text{спн}} + 25 = 294,5^\circ\text{C}.$$

По $t'_{\text{п}}$ та $P'_{\text{п}}$ визначаємо:

$h'_{\text{п}} = 2888,9 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія пари, що надходить у власне підігрівач

Визначимо ентальпію води на виході з охолоджувача конденсату:

$$h''_{\text{од}} = h_{\text{в}} + \frac{D_{\text{п}} \cdot (h'_{\text{сп}} - h_{\text{др}})}{G_{\text{од}}} \cdot \eta_{\text{п}}, \quad (2.2.1.1)$$

$$h''_{\text{од}} = 1065 + \frac{23,78 \cdot (1182,6 - 1109,5)}{61,17} \cdot 0,99 = 1093 \text{ кДж/кг}.$$

За тиском та ентальпією води на виході з охолоджувача конденсату по [1] визначимо температуру: $t''_{\text{од}} = 250,14^\circ\text{C}$

Визначимо ентальпію води на вході у власне підігрівач:

$$h_{\text{сп}} = h''_{\text{сп}} - \frac{D_{\text{п}} \cdot (h'_{\text{п}} - h'_{\text{сп}})}{G_{\text{сп}}} \cdot \eta_{\text{п}}, \quad (2.2.1.2)$$

$$h_{\text{сп}} = 1158 - \frac{23,78 \cdot (2888,9 - 1182,6)}{427,81} \cdot 0,99 = 1064 \text{ кДж/кг}.$$

По тиску та ентальпії води на вході у власне підігрівач [1] визначимо температуру: $t'_{\text{сп}} = 244,67^\circ\text{C}$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						50
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначимо ентальпію води на виході з охолоджувача пари:

$$h''_{оп} = h''_{сп} + \frac{D_{п} \cdot (h_{п} - h_{п'})}{G_{оп}} \cdot \eta_{п} , \quad (2.2.1.3)$$

$$h''_{оп} = 1158 + \frac{23,78 \cdot (3064 - 2888,9)}{16,64} \cdot 0,99 = 1405,7 \text{ кДж/кг}.$$

По тиску та ентальпії води на виході з охолоджувача пари [1] визначимо температуру: $t''_{оп} = 314,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$

2.2.2. Визначення теплових навантажень

Рівняння теплового балансу:

а) для охолоджувача пари

$$Q_{оп} = D_{п}(h_{п} - h_{п'})\eta_{п} = G_{оп}(h''_{оп} - h''_{сп}) . \quad (2.2.2.1)$$

б) для власне підігрівача

$$Q_{сп} = D_{п}(h'_{п} - h_{спн})\eta_{п} = G_{сп}(h''_{сп} - h'_{сп}) . \quad (2.2.2.2)$$

в) для охолоджувача дренажу

$$Q_{од} = D_{п}(h_{п} - h_{др})\eta_{п} = G_{од}(h''_{од} - h_{в}) . \quad (2.2.2.3)$$

Теплове навантаження охолоджувача пари:

$$Q_{оп} = D_{п}(h_{п} - h'_{п})\eta_{п} , \quad (2.2.2.4)$$

$$Q_{оп} = 23,78 \cdot (3064 - 2888,9) \cdot 0,99 = 4122,24 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження власне підігрівача:

$$Q_{сп} = D_{п}(h'_{п} - h_{спн})\eta_{п} , \quad (2.2.2.5)$$

$$Q_{сп} = 23,78 \cdot (2888,9 - 1182,6) \cdot 0,99 = 40170,05 \text{ кВт}.$$

Теплове навантаження охолоджувача дренажу:

$$Q_{од} = D_{п}(h_{спн} - h_{др})\eta_{п} , \quad (2.2.2.6)$$

$$Q_{од} = 23,78 \cdot (1182,6 - 1109,5) \cdot 0,99 = 1720,93 \text{ кВт}.$$

Сумарне теплове навантаження ПВТ:

$$Q_{ПВД} = Q_{сп} + Q_{оп} + Q_{од} , \quad (2.2.2.7)$$

$$Q_{ПВД} = 40170,05 + 4122,24 + 1720,93 = 46013,22 \text{ кВт},$$

Розрахунок поверхонь нагріву підігрівача проводимо окремо через різні умови теплопередачі.

Приймаємо: діаметр трубок 32/22 мм, виконаних з нержавіючої сталі марки 1Х18Н9Т; розташування трубок: горизонтальні подвійні спіралі (6 подвійних

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						51
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

спіралей у кожній із шести секцій між перегородками), отже, число трубок по вертикалі одна над іншою $n=12$.

2.2.3. Розрахунок власного підігрівача

Поверхня нагріву підігрівача визначається з рівняння теплопередачі

$$Q = kF\Delta t, \quad (2.2.3.1)$$

де середній температурний тиск:

$$\Delta t_{\text{сп}} = \frac{(t_{\text{сп}}^{\text{H}} - t_{\text{сп}}) - (t_{\text{сп}}^{\text{H}} - t_{\text{сп}}^{\text{``}})}{\lg \frac{t_{\text{сп}}^{\text{H}} - t_{\text{сп}}}{t_{\text{сп}}^{\text{H}} - t_{\text{сп}}^{\text{``}}}}, \quad (2.2.3.2)$$

$$\Delta t_{\text{сп}} = \frac{(269,5 - 244,67) - (269,5 - 265)}{\lg \frac{24,83}{4,5}} = 11,9^{\circ}\text{C}.$$

Визначення коефіцієнта теплопередачі робимо графоаналітичним методом.

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі від стінок труб до води:

$$q = \alpha_2 \cdot \Delta t_3. \quad (2.2.3.3)$$

Встановимо режим течії.

Приймаємо швидкість течії води в трубках підігрівача, що дорівнює $\omega_{\text{в}}=1,7$ м/с [6]

Середня температура води:

$$t_{\text{сп}}^{\text{cp}} = \frac{t_{\text{сп}}^{\text{``}} + t_{\text{сп}}}{2}, \quad (2.2.3.4)$$

$$t_{\text{сп}}^{\text{cp}} = \frac{265 + 244,67}{2} = 254,8^{\circ}\text{C}.$$

Приймаємо внутрішній діаметр трубок власне підігрівача рівним $d_{\text{вн}} = 22$ мм.

Фізичні параметри води при $t_{\text{сп}}^{\text{cp}} = 254,8^{\circ}\text{C}$ і $P_{\text{пв}} = 30,5$ МПа [7]

Питома ємність води $\nu=0,00122$ м³/кг

Щільність води = 819,67 кг/м³

Динамічна в'язкість води $\mu=0,1108 \cdot 10^{-3}$ Па·с

Кінематична в'язкість води $\nu=0,135 \cdot 10^{-6}$ м²/с

Теплопровідність води $\lambda=0,643$ Вт/м·К

Критерій Прандтля $Pr=0,796$

Число Рейнольдса за даних параметрів

$$Re = \frac{\omega_{\text{в}} \times d_{\text{вн}}}{\nu}, \quad (2.2.3.5)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

$$Re = \frac{1,7 \cdot 0,022}{0,135 \cdot 10^{-6}},$$

$$Re = 27,7 \cdot 10^4$$

Оскільки розрахункове значення числа Рейнольдса $Re = 27,7 \cdot 10^4 > Re^* = 10^4$ режим течії в трубах теплообмінника турбулентний. Тоді вираз для знаходження коефіцієнта тепловіддачі можна визначити за такою формулою [7]

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{сп}}{d_{вн}} \cdot Re_{сп}^{0,8} \cdot Pr_{сп}^{0,4}, \quad (2.2.3.6)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,643}{0,022} \cdot (27,7 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 0,796^{0,4} = 13860 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Визначимо термічний опір стінки труб власне підігрівача:

$\lambda_{ст} = 18,512 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ - теплопровідність стінки труби по [7] (для сталі марки 1Х18Н9Т)

$\delta_{ст} = 5 \text{ мм}$ – товщина стінки труби власне підігрівача

$$R_{СТ} = \frac{\delta_{ст}}{\lambda_{ст}} \quad , \quad (2.2.3.7)$$

$$R_{СТ} = \frac{0,005}{18,512} = 2,7 \cdot 10^{-4} \frac{\text{м}^2 \cdot \text{К}}{\text{Вт}}$$

термічний опір стінки труб власне підігрівача

Визначення коефіцієнта тепловіддачі від пари до стінки труб власне підігрівача:

По [6] коефіцієнт тепловіддачі можна розрахувати за такою формулою:

$$\alpha_1 = C \cdot b \cdot \left(\frac{1}{\Delta t_1} \right)^{0,25} \cdot \varepsilon_t, \quad (2.2.3.8)$$

де для горизонтальних труб дорівнює $0,728$, $\Delta t_1 = t_{сп}^H - t_{ст}$ - середній перепад температур у прикордонному шарі з боку пари, що гріє, ε_t - поправка на шорсткість та забруднення зовнішньої поверхні труб (для нержавіючих труб $\varepsilon_t = 1$).

$$b = \left[\frac{\lambda_{к3} (\rho_{к} - \rho_{п}) \times g \times r}{\nu_{к} \cdot d_{н}} \right]^{0,25}, \quad (2.2.3.9)$$

де $\lambda_{к} = 0,603 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ та $\rho_{к} = 780,03 \text{ кг/м}^3$ - коефіцієнт теплопровідності та щільність конденсату, $\nu_{к} = 0,129 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ – кінематична в'язкість конденсату, $\rho_{п} = 24,59 \text{ кг/м}^3$ - густина пари, $r = 1649,8 \text{ кДж/кг}$ - питома теплота конденсації пари, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ - прискорення вільного падіння, $d_{н} = 32 \text{ мм}$ – зовнішній діаметр труб.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						53
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина b (прийнята [5]) визначається за середньою температурою плівки конденсату.

Середня температура плівки конденсату:

$$t_{пл} = \frac{t_{сп} + t_{ст}}{2} = 262,15^{\circ}\text{C} , \quad (2.2.3.10)$$

$$b = \left[\frac{\lambda_{кз}(\rho_{к} - \rho_{п}) \times g \times r}{\nu_{к} \cdot d_{н}} \right]^{0,25} , \quad (2.2.3.11)$$

$$b = \left[\frac{0,603^3 (780,03 - 24,59) \cdot 9,8 \cdot 1649,8 \cdot 10^3}{0,129 \cdot 10^{-6} \cdot 0,032} \right]^{0,25} = 28380.$$

Коефіцієнт тепловіддачі α_1 :

$$\alpha_1 = 0,728 \cdot 28380 \cdot \Delta t_1^{-0,25} \cdot 1 , \quad (2.2.3.12)$$

$$\alpha_1 = 20660,64 \cdot \Delta t_1^{-0,25} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

$$q_1 = \alpha_1 \cdot \Delta t_1 , \quad (2.2.3.13)$$

$$q_1 = 20660,64 \cdot \Delta t_1^{0,75} .$$

$$\Delta t = \Delta t_1 + \Delta t_2 + \Delta t_3 , \quad (2.2.3.14)$$

$$\Delta t = \left(\frac{q}{b} \right)^{43} + R_{СТ} \times q + \frac{q}{\alpha_2} . \quad (2.2.3.15)$$

Прийmemo:

$$q = 10000 \text{ Вт} \Rightarrow \Delta t = \left(\frac{10000}{28380} \right)^{43} + 2,7 \cdot 10^{-4} \times 10000 + \frac{10000}{13860} = 3,67^{\circ}\text{C}$$

$$q = 60000 \text{ Вт} \Rightarrow \Delta t = \left(\frac{60000}{28380} \right)^{43} + 2,7 \cdot 10^{-4} \times 60000 + \frac{60000}{13860} = 23,24^{\circ}\text{C}$$

За допомогою математичного пакета MathCAD побудуємо графік залежності $\Delta t = f(q)$ і за графіком визначимо значення густини теплового потоку при середньому логарифмічному напором $\Delta t_{сп} = 11,90^{\circ}\text{C}$.

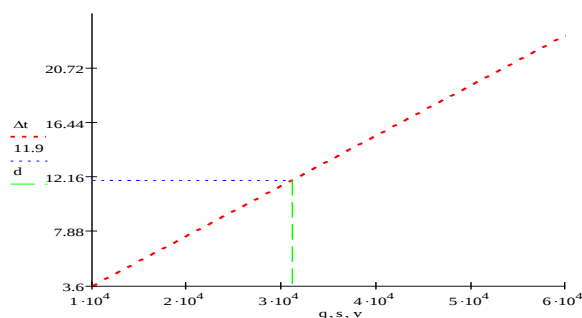


Рис. 2.3 Графік залежності температурного тиску від щільності теплового потоку.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

За графіком визначаємо, що за $\Delta t_{\text{сп}}=11,90 \text{ C}$ $q=31027 \text{ Вт/м}^2$

Коефіцієнт теплопередачі у власне підігрівачі за таких умов:

$$\kappa_{\text{сп}} = \frac{q}{\Delta t_{\text{сп}}} \quad , \quad (2.2.3.16)$$

$$\kappa_{\text{сп}} = \frac{31027}{11,9} = 2607,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Площа поверхні нагріву власне підігрівача:

$$F_{\text{сп}} = \frac{Q_{\text{сп}}}{\kappa_{\text{сп}} \cdot \Delta t_{\text{сп}}} \quad , \quad (2.2.3.17)$$

$$F_{\text{сп}} = \frac{40170,05 \cdot 10^3}{2607,3 \cdot 11,9} = 1295 \text{ м}^2.$$

На практиці площа поверхні нагріву має бути більшою за рахунок можливого забруднення поверхні, корозії тощо. Приймаємо $F_{\text{сп}} = 1310 \text{ м}^2$

При прийнятій швидкості течії води в трубках число трубок власне підігрівача визначимо з формули [6]:

$$G_{\text{пв}}^{\text{сп}} = 0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot N \cdot \omega \cdot \frac{1}{v} \quad . \quad (2.2.3.18)$$

тобто.

$$N = \frac{4 \cdot G_{\text{пв}}^{\text{сп}} \cdot v}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot \omega_{\text{в}}} \quad , \quad (2.2.3.19)$$

$$N = \frac{4 \cdot 427,81 \cdot 0,00122}{3,14 \cdot 0,022^2 \cdot 1,7} = 808.$$

Таким чином, на власне підігрівач припадає 808 трубок; у кожній із 6-ти секцій буде $808/6=134$ подвійних спіралей, тобто $134 \cdot 2=268$ рядів труб за висотою.

Довжина спіралі у цьому випадку

$$l = \frac{F_{\text{сп}}}{\pi \cdot d_{\text{н}} \cdot N} \quad , \quad (2.2.3.20)$$

$$l = \frac{1310}{3,14 \cdot 0,032 \cdot 808} = 16,13 \text{ м}.$$

Крок трубок по висоті вибирається рівний 36 мм.

Загальна висота трубної системи:

$$H_{\text{сп}}=268 \cdot 36=9648 \text{ мм}.$$

Спіраль навита у два яруси по сім витків у кожному ярусі. Крок витків дорівнює $s = 36 \text{ мм}$.

Визначимо середній радіус витка:

$$l=2\pi(R_1+ R_2+ R_3+ R_4+ R_5+ R_6+ R_7) \cdot 2=2\pi[R_1+(R_1+s)+ (R_1+2s)+ (R_1+3s)+$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						55
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$+(R_1+4s)+(R_1+5s)+(R_1+6s)] \cdot 2 = 2\pi(7R_1+21 \cdot 36) \cdot 2 = 16130 \text{ мм}$$

Звідки внутрішній радіус витка дорівнює:

$$R_1 = \left(\frac{l}{2 \cdot 2 \cdot \pi} - 21 \cdot s \right) \cdot \frac{1}{7} \quad (2.2.3.21)$$

$$R_1 = \left(\frac{16130}{2 \cdot 2 \cdot 3.14} - 21 \cdot 36 \right) \cdot \frac{1}{7} = 76 \text{ мм}$$

Зовнішній радіус витків: $R_2 = 292 \text{ мм}$

2.2.4. Розрахунок охолоджувача пари

Теплове навантаження охолоджувача пари становить $Q_{\text{оп}} = 4122.24 \text{ кВт}$.

Вбудований пароохолоджувач виконується у вигляді шести секцій, укладених у спеціальний кожух. Конструктивні розміри секцій такі ж, як і у власне підігрівачі. Завданням мого розрахунку в цьому випадку є визначення поверхні нагріву та для прийнятих розмірів секцій та визначення числа та довжини трубок.

З розрахунку маємо:

Таблиця 2.1

Витрата води через пароохолоджувач	$G_{\text{оп}} = 16,64 \text{ кг/с}$
Температура живильної води на вході	$t''_{\text{сп}} = 265^{\circ}\text{C}$
Температура живильної води на виході	$t''_{\text{оп}} = 314,9^{\circ}\text{C}$
Температура пари на вході	$t_{\text{п}} = 354,75^{\circ}\text{C}$
Температура пари на виході	$t_{\text{п}} = 294,5^{\circ}\text{C} (t_{\text{п}} - t''_{\text{сп}})$
Витрата пари	$D_{\text{п}} = 23.78 \text{ м/с}$

Оскільки рух води у подвійних спіралях та рух пари можна розглядати як багаторазовий перехресний струм, температурний напір визначається як для протиточної схеми:

$$\Delta t = \frac{(t_{\text{п}} - t''_{\text{оп}}) - (t_{\text{п}} - t''_{\text{сп}})}{\lg \frac{(t_{\text{п}} - t''_{\text{оп}})}{(t_{\text{п}} - t''_{\text{сп}})}}, \quad (2.2.4.1)$$

$$\Delta t = \frac{(354,75 - 314,9) - (294,5 - 265)}{\lg \frac{39,85}{29,5}} = 34,41^{\circ}\text{C}.$$

Визначимо коефіцієнт тепловіддачі від пари до стінки труби:

Середня температура пари в міжтрубному просторі:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		56

$$t_{\text{п}}^{\text{cp}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{п}}^1}{2}, \quad (2.2.4.2)$$

$$t_{\text{п}}^{\text{cp}} = \frac{354,75 + 294,5}{2} = 324,62^{\circ}\text{C}.$$

Фізичні параметри пари прийняті при $t_{\text{п}}^{\text{cp}} = 324,62^{\circ}\text{C}$ $P_{\text{п}} = 5,46 \text{ МПа}$

Питома кількість пари $\nu = 0,044 \text{ м}^3/\text{кг}$

Критерій Прандтля $Pr = 1,138$

В'язкість пари $\mu = 0,209 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$

Теплопровідність пари $\lambda = 54,79 \cdot 10^{-3} \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

Площу живого перерізу для проходження пари визначають за формулою:

$$f = l \cdot s \cdot \beta, \quad (2.2.4.3)$$

$$f = 16,13 \cdot 0,004 \cdot 0,98 = 0,06323 \text{ м}^2,$$

де $\beta = 0,98$ – коефіцієнт, що враховує частину довжини труб, що у теплообміні по [6],

$s = 0,004 \text{ м}$ – відстань між трубами

Еквівалентний діаметр:

$$d_{\text{э}} = \frac{4f}{2l}, \quad (2.2.4.4)$$

$$d_{\text{э}} = \frac{4 \cdot 0,06323}{2 \cdot 16,13} = 0,00784 \text{ м}.$$

Швидкість пари в міжтрубному просторі охолоджувача пари:

$$\omega_{\text{п}} = \frac{D_{\text{п}} \cdot \nu}{2f}, \quad (2.2.4.5)$$

$$\omega_{\text{п}} = \frac{23,78 \cdot 0,044}{2 \cdot 0,06323} = 8,3 \text{ м/с}.$$

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_{\text{п}} \cdot d_{\text{э}}}{\mu \cdot \nu}, \quad (2.2.4.6)$$

$$Re = \frac{8,3 \cdot 0,00784}{0,209 \cdot 10^{-4} \cdot 0,044} = 71,19 \cdot 10^3.$$

Оскільки $Re > 1 \cdot 10^4$ і $Pr > 0,7$ коефіцієнт тепловіддачі визначають за формулою, придатною для каналів з розміщеними в них трубками при поздовжньому обтіканні

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{э}}} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (2.2.4.7)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{54,79 \cdot 10^{-3}}{0,00784} \cdot 71190^{0,8} \cdot 1,138^{0,4} = 1290 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						57
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Знайдемо коефіцієнт тепловіддачі α_2 від стінки труб до води:

Приймаємо швидкість води в трубках $\omega_{\text{оп}}=2,1$ м/с

Середня температура води в ОП:

$$t_{\text{оп}}^{\text{cp}} = \frac{t_{\text{сп}}^{\text{cp}} + t_{\text{оп}}^{\text{cp}}}{2}, \quad (2.2.4.8)$$

$$t_{\text{оп}}^{\text{cp}} = \frac{265 + 314,9}{2} = 289,95^\circ\text{C}.$$

Фізичні параметри води при $t_{\text{оп}}^{\text{cp}} = 289,5^\circ\text{C}$ $P_{\text{пв}} = 30,5$ МПа

Питома ємність води $\nu=0,0013$ м³/кг

Щільність води $\rho=769,23$ кг/м³

В'язкість води $\mu=0,97 \cdot 10^{-4}$ Па·с

Критерій Прандтля $Pr=0,796$

Теплопровідність води $\lambda=0,601$ Вт/м·К

Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{d_{\text{вн}} \cdot \omega_{\text{оп}}}{\mu \cdot \nu}, \quad (2.2.4.9)$$

$$Re = \frac{0,022 \cdot 2,1}{0,97 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0013} = 36,64 \cdot 10^4.$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{\text{вн}}} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4}, \quad (2.2.4.10)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,601}{0,022} \cdot 366400^{0,8} \cdot 0,796^{0,4} = 16210 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

$\lambda_{\text{ст}} = 18,512 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ - теплопровідність стінки труби по [7] (для сталі марки 1Х18Н9Т)

Коефіцієнт теплопередачі:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} \cdot \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} + \frac{1}{\alpha_2} \cdot \frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}}}, \quad (2.2.4.11)$$

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{1290} + \frac{0,005}{18,512} \cdot \frac{32}{22} + \frac{1}{16210} \cdot \frac{32}{22}} = 795,045 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Так як $\alpha_1 = 1290 \ll \alpha_2 = 16210$, то за визначальний розмір беремо $d_{\text{н}} = 0,032$ м.

Поверхня нагріву по зовнішньому діаметру труб:

$$F_{\text{оп}} = \frac{Q_{\text{оп}}}{\kappa \cdot \Delta t}, \quad (2.2.4.12)$$

$$F_{\text{оп}} = \frac{4122,24 \cdot 10^3}{795,045 \cdot 34,41} = 150,68 \text{ м}^2.$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

Число змійовиків охолоджувача пари з урахуванням β :

$$N = \frac{F_{\text{оп}}}{\beta \cdot l \cdot \pi \cdot d_{\text{н}}} , \quad (2.2.4.13)$$

$$N = \frac{150,68}{0,98 \cdot 16,13 \cdot 3,14 \cdot 0,032} = 95.$$

Приймаємо $N = 96$

Визначимо температуру стінки труби на виході з пароохолоджувача:

Термічні опори:

$$R_1 = \frac{1}{\alpha_1} , \quad (2.2.4.14)$$

$$R_1 = \frac{1}{1290} = 7,752 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{К/Вт}.$$

$$R_{\text{ст}} = \frac{\delta_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} , \quad (2.2.4.15)$$

$$R_{\text{ст}} = \frac{0,005}{18,512} = 2,7 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{К/Вт}.$$

$$R_2 = \frac{1}{\alpha_2} , \quad (2.2.4.16)$$

$$R_2 = \frac{1}{16210} = 0,617 \cdot 10^{-4} \text{ м} \cdot \text{К/Вт}.$$

$$t_{\text{ст1}} = \frac{t''_{\text{сп}} \cdot R_1 + t_{\text{п}} (R_{\text{ст}} + R_2)}{\Sigma R} , \quad (2.2.4.17)$$

$$t_{\text{ст1}} = \frac{265 \cdot 7,752 \cdot 10^{-4} + 294,5 \cdot (2,7 \cdot 10^{-4} + 0,617 \cdot 10^{-4})}{(7,752 + 2,7 + 0,617) \cdot 10^{-4}} = 273,84^\circ \text{C}.$$

Таким чином, температура стінки труби $t_{\text{ст1}} = 273,84^\circ \text{C}$ вище температури насичення $t_{\text{н}} = 269,5^\circ \text{C}$, і пара на виході з пароохолоджувача не конденсується. На цьому можна закінчити розрахунок охолоджувача пари.

Загальна висота трубної системи:

$$h_{\text{оп}} = 2 \cdot 0,036 \cdot \frac{N_{\text{оп}}}{6} , \quad (2.2.4.18)$$

$$h_{\text{оп}} = 2 \cdot 0,036 \cdot \frac{96}{6} = 1,152 \text{ м}.$$

2.2.5. Розрахунок охолоджувача дренажу

Приймаємо охолоджувач дренажу що складається з 72 подвійних спіралей, по 12 спіралей у кожній із 6 секцій, укладених у кожух. Кожух закріплений

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

перегородками, між якими розташовуються по 4 подвійні спіралі (8 трубок одна над іншою з кроком 36мм).

Конструкцію приймаємо таку ж, як і в пароохолоджувачі.

Теплове навантаження охолоджувача дренажу: $Q_{од} = 1720,93 \text{ кВт}$

Витрата поживної води через охолоджувач дренажу: $G_{од} = 61,17 \text{ кг/с}$

Температура води на вході $t_b = 244,9^\circ\text{C}$

Температура води на виході $t''_{од} = 250,14^\circ\text{C}$

Витрата конденсату $D_{п} = 23,78 \text{ кг/с}$

Температура конденсату на вході $t_{сп}^H = 269,5^\circ\text{C}$

Температура конденсату на виході $t_{др} = 254,9^\circ\text{C}$

Температурний натиск:

$$\Delta t = \frac{(t_{сп}^H - t''_{од}) - (t_{др} - t_b)}{\lg \frac{(t_{сп}^H - t''_{од})}{(t_{др} - t_{пв})}}, \quad (2.2.5.1)$$

$$\Delta t = \frac{(269,5 - 250,14) - (254,9 - 244,9)}{\lg \frac{19,36}{10}} = 14,17^\circ\text{C}.$$

Так як ОД останній по ходу поживної води, то охолоджувач дренажу надходить тільки конденсат від 1 відбору. Це означає, що середня температура в міжтрубному просторі знаходиться як середньоарифметична від суми температур на вході та виході охолоджувача дренажу.

Середня температура конденсату в міжтрубному просторі:

$$t_k^{cp} = \frac{t_{сп}^H + t_{др}}{2}, \quad (2.2.5.2)$$

$$t_k^{cp} = \frac{269,5 + 254,9}{2} = 262,2^\circ\text{C}.$$

За t_k^{cp} і $P_{п} = 5,46 \text{ МПа}$ знаходимо фізичні параметри конденсату:

Питома ємність $v = 0,00128 \text{ м}^3/\text{кг}$

Критерій Прандтля $Pr = 0,835$

Динамічна в'язкість $\mu = 0,10092 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$

Теплопровідність $\lambda = 0,603 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

Охолоджувач дренажу має таку саму конструкцію, як і охолоджувач пари.

Різниця полягає в числі спіралей по висоті, тому $d_e = 0,00784 \text{ м}, f = 0,06323 \text{ м}^2$.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

Швидкість конденсату в міжтрубному просторі:

$$\omega_K = \frac{D_K \cdot v}{f}, \quad (2.2.5.3)$$

$$\omega_K = \frac{23,78 \cdot 0,00128}{0,06323} = 0,4814 \text{ м/с.}$$

Значення числа Рейнольдса за знайденої швидкості:

$$Re = \frac{\omega_K \cdot d_3}{\mu \cdot v}, \quad (2.2.5.4)$$

$$Re = \frac{0,4814 \cdot 0,00784}{0,10092 \cdot 10^{-3} \cdot 0,00128} = 29220.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від конденсату до зовнішньої стінки труби:

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_3} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}, \quad (2.2.5.5)$$

$$\alpha_1 = 0,023 \cdot \frac{0,603}{0,00784} \cdot 29220^{0.8} \cdot 0,835^{0.4} = 6151 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

Середня різниця температур води в трубах охолоджувача:

$$t_{од}^{cp} = \frac{t_B + t''_{од}}{2}, \quad (2.2.5.6)$$

$$t_{од}^{cp} = \frac{244,9 + 254,9}{2} = 249,9^\circ \text{C.}$$

Фізичні параметри води при $t_{од}^{cp} = 254,015^\circ \text{C}$ і $P_{пв} = 30.5 \text{ МПа}$

Питома ємність води $v = 0,00121 \text{ м}^3/\text{кг}$

В'язкість води $\mu = 0,113 \cdot 10^{-3} \text{ Па} \cdot \text{с}$

Теплопровідність води $\lambda = 0,6486 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$

Критерій Прандтля $Pr = 0,799$

Приймаючи швидкість води у трубах $\omega_{од} = 2 \text{ м/с}$, визначимо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega_{од} \cdot d_{вн}}{\mu \cdot v}, \quad (2.2.5.7)$$

$$Re = \frac{2 \cdot 0,022}{0,113 \cdot 10^{-3} \cdot 0,00121} = 321800.$$

Коефіцієнт тепловіддачі від стінки до води:

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{\lambda}{d_{вн}} \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4}, \quad (2.2.5.8)$$

$$\alpha_2 = 0,023 \cdot \frac{0,6486}{0,022} \cdot 321800^{0.8} \cdot 0,799^{0.4} = 15790 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К.}$$

$\lambda_{ст} = 18,512 \frac{\text{Вт}}{\text{м} \cdot \text{К}}$ теплопровідність стінки труби по [7] (для сталі марки

1X18H9T)

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						61
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Коефіцієнт теплопередачі:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} \cdot \frac{d_H}{d_{BH}} + \frac{1}{\alpha_{2p}} \cdot \frac{d_H}{d_{BH}}} , \quad (2.2.5.9)$$

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{6151} + \frac{0,005}{18,512} \cdot \frac{32}{22} + \frac{1}{15790} \cdot \frac{32}{22}} = 1544 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}.$$

Поверхню нагрівання визначаємо по зовнішньому діаметру.

$$\alpha_1=5714,186 \ll \alpha_2=14429,226:$$

$$F_{\text{од}} = \frac{Q_{\text{од}}}{\kappa \cdot \Delta t} , \quad (2.2.5.10)$$

$$F_{\text{од}} = \frac{1720,93 \cdot 10^3}{1544 \cdot 14,17} = 79 \text{ м}^2 .$$

Приймаємо площу поверхні пари $F_{\text{од}}=82 \text{ м}^2$

Число зміювиків з урахуванням β :

$$N_{\text{од}} = \frac{F_{\text{од}}}{\beta \cdot l \cdot \pi \cdot d_H} , \quad (2.2.5.11)$$

$$N_{\text{од}} = \frac{82}{0,98 \cdot 15,98 \cdot 3,14 \cdot 0,032} = 52 .$$

Приймаємо $N=52$

Загальна висота трубної системи охолоджувача конденсату:

$$h_{\text{од}} = 2 \cdot 0,036 \cdot \frac{N_{\text{од}}}{6} , \quad (2.2.5.12)$$

$$h_{\text{од}} = 2 \cdot 0,036 \cdot \frac{52}{6} = 0,624 \text{ м} .$$

Таким чином, сумарна поверхня нагрівання підігрівача високого тиску

$$F = F_{\text{сп}} + F_{\text{оп}} + F_{\text{од}} , \quad (2.2.5.13)$$

$$F = 1295 + 150,68 + 79 = 1524,68 \text{ м}^2 .$$

2.3. Гідравлічний розрахунок

Завданням гідравлічного розрахунку підігрівачів є визначення їхнього гідравлічного опору. Для будь-якого елемента або ділянки підігрівача гідравлічний опір визначається виразом, [6]:

$$\Delta P = \left(\sum \xi_M + \sum \lambda \cdot \frac{l}{d} \right) \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad (2.3.1)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

(2.3.2)

$$\sum \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}$$

- визначає гідравлічні втрати, що виникають під час руху теплоносія за рахунок тертя об стінки труб;

$$\sum \xi_m \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \quad (2.3.3)$$

гідравлічні втрати під час руху теплоносія, спричинені місцевими опорами (поворотами, звуженнями чи розширеннями тощо).

Значення коефіцієнта тертя залежить від шорсткості стінок труб від режиму руху теплоносія, що визначається числом Re. З достатнім ступенем точності значення може бути визначено з виразу, [6]:

$$\lambda = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{\text{тр.внут}}} + \frac{100}{\text{Re}} \right)^{0,25} \quad (2.3.4)$$

Для сталених труб $\Delta \approx 0,2$.

2.3.1. Розрахунок втрати тиску для власного підігрівача

Число Рейнольдса визначаємо за формулою:

$$\text{Re}_{\text{сп}} = \frac{\omega_B \cdot d_B}{\nu_{\text{ПВ}}^{\text{сп}}} \quad , \quad (2.3.1.1)$$

$$\text{Re}_{\text{сп}} = \frac{1,7 \cdot 0,022}{0,135 \cdot 10^{-6}} = 27,7 \cdot 10^4 .$$

Коефіцієнт опору тертя, [6]:

$$\lambda_{\text{сп}} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{\text{тр.внут}}} + \frac{100}{\text{Re}_{\text{сп}}} \right)^{0,25} \quad , \quad (2.3.1.2)$$

$$\lambda_{\text{сп}} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{0,0002}{0,022} + \frac{100}{27,7 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,034 .$$

З розрахунку власного підігрівача $l=16,13\text{м}$.

$$\lambda_{\text{сп}} \cdot \frac{l}{d_{\text{ВН}}} \cdot \frac{\rho_{\text{ПВ}}^{\text{сп}} \cdot \omega_B^2}{2} \quad , \quad (2.3.1.3)$$

$$\lambda_{\text{сп}} = 0,034 \cdot \frac{16,13}{0,022} \cdot \frac{819,67 \cdot 1,7^2}{2} = 29530 \text{Па} .$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

Коефіцієнт місцевого опору (вхід потоку в спіраль, вихід зі спіралі та вплив кривизни спіралі) знаходимо за літературою [6]:

Таблиця 2.2 Коефіцієнт місцевого опору

Найменування	Значення
Вхід і поворот у вхідну і вихідну камеру	1.5
Вхід потоку в спіраль	1.25
Вихід із спіралі	1.0
Вплив кривизни спіралі (для n витків)	0.5

Для власне підігрівача $\xi_M^{сп} = 1,25 + 1,0 + 0,5 = 2,75$

$$\xi_M^{сп} \cdot \frac{\rho_{пв}^{сп} \cdot \omega_B^2}{2}, \quad (2.3.1.4)$$

$$\xi_M^{сп} = 2,75 \cdot \frac{819,67 \cdot 1,7^2}{2} = 3257 \text{Па}.$$

Втрата тиску потоку поживної води у власне підігрівачі:

$$\Delta P_{сп} = 29530 + 3257 = 32787 \text{Па}.$$

2.3.2.Розрахунок втрати тиску для охолоджувача пари

Число Рейнольдса визначаємо за формулою:

$$Re_{оп} = \frac{\omega_B \cdot d_B}{\mu_{пв}^{оп} \cdot \nu_{пв}^{оп}}, \quad (2.3.2.1)$$

$$Re_{оп} = \frac{2,1 \cdot 0,022}{0,97 \cdot 10^{-4} \cdot 0,0013} = 36,64 \cdot 10^4.$$

Коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda_{оп} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{d}{d_{тр.внутр}} + \frac{100}{Re_{оп}} \right)^{0,25}, \quad (2.3.2.2)$$

$$\lambda_{оп} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{0,0002}{0,022} + \frac{100}{36,64 \cdot 10^4} \right)^{0,25} = 0,034.$$

З розрахунку $l = 16,13 \text{м}$.

$$\lambda_{оп} \cdot \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_{пв}^{оп} \cdot \omega_B^2}{2}, \quad (2.3.2.3)$$

$$\lambda_{оп} = 0,034 \cdot \frac{16,13}{0,022} \cdot \frac{769,23 \cdot 2,1^2}{2} = 42280 \text{Па}.$$

Коефіцієнт місцевого опору (вхід потоку в спіраль, вихід зі спіралі та вплив кривизни спіралі):

Для охолоджувача пари $\xi_M^{оп} = 1,25 + 1,0 + 0,5 + 2 \cdot 1,5 = 5,75$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

$$\xi_M^{оп} \cdot \frac{\rho_{пв}^{оп} \cdot \omega_B^2}{2}, \quad (2.3.2.4)$$

$$5,75 \cdot \frac{769,23 \cdot 2,1^2}{2} = 9753 \text{ Па}.$$

Втрата тиску потоку живильної води в охолоджувачі пари:

$$\Delta P_{оп} = 42280 + 9753 = 52033 \text{ Па}.$$

2.3.3. Розрахунок втрати тиску для охолоджувача конденсату

Число Рейнольдса визначаємо за формулою:

$$Re_{ок} = \frac{\omega_B \cdot d_B}{\mu_{пв}^{ок} \cdot \nu_{пв}^{ок}}, \quad (2.3.3.1)$$

$$Re_{ок} = \frac{2 \cdot 0,022}{0,113 \cdot 10^{-3} \cdot 0,00121} = 321800.$$

Коефіцієнт опору тертя:

$$\lambda_{ок} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{тр.внутр}} + \frac{100}{Re_{ок}} \right)^{0,25}, \quad (2.3.3.2)$$

$$\lambda_{ок} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{0,0002}{0,022} + \frac{100}{321800} \right)^{0,25} = 0,034.$$

З розрахунку $l = 16,13 \text{ м}$.

$$\lambda_{ок} \cdot \frac{l}{d_{вн}} \cdot \frac{\rho_{пв}^{ок} \cdot \omega_B^2}{2}, \quad (2.3.3.3)$$

$$0,034 \cdot \frac{16,13}{0,022} \cdot \frac{826,44 \cdot 2^2}{2} = 41203 \text{ Па}.$$

Коефіцієнт місцевого опору (вхід потоку в спіраль, вихід зі спіралі та вплив кривизни спіралі):

Для охолоджувача пари $\xi_M^{ок} = 1,25 + 1,0 + 0,5 + 2 \cdot 1,5 = 5,75$

$$\xi_M^{ок} \cdot \frac{\rho_{пв}^{ок} \cdot \omega_B^2}{2}, \quad (2.3.3.4)$$

$$5,75 \cdot \frac{826,44 \cdot 2^2}{2} = 9504 \text{ Па}.$$

Втрата тиску потоку поживної води в охолоджувачі пари:

$$\Delta P_{ок} = 41203 + 9504 = 50707 \text{ Па}.$$

Загальна втрата тиску в підігрівачі:

$$\Delta P_{пвд} = \frac{\Delta P_{сп} + \Delta P_{оп} + \Delta P_{ок}}{10^6}, \quad (2.3.3.5)$$

$$\Delta P_{пвд} = \frac{32787 + 52033 + 50707}{10^6} = 0,136 \text{ Мпа}.$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

2.4.Розрахунок на міцність елементів підігрівача

2.4.1.Розрахунок товщини стінки підігрівача.

Допустима напруга:

$$\zeta_{\text{доп}} = \eta \cdot \zeta_{\text{доп}} . \quad (2.4.1.1)$$

Номінальна товщина корпусу, схильному до внутрішнього тиску, повинна бути не менш визначеною [5]

$$S = \frac{p \cdot D_{\text{в}}}{2 \cdot \phi \cdot \zeta_{\text{доп}} - p} + C . \quad (2.4.1.2)$$

$$S = \frac{5,36 \cdot 3200}{2 \cdot 1 \cdot 120,6 - 5,36} + 2,4 = 75,1 \text{ мм} .$$

$D_{\text{в}} = 3200 \text{ мм}$ - Внутрішній номінальний діаметр (з прототипу).

$$P_{\text{п}} = 5,46 \text{ Мпа},$$

$$P_{\text{атм}} = 0,1 \text{ Мпа},$$

$$p = P_{\text{п}} - P_{\text{атм}},$$

$$p = 5,46 - 0,1 = 5,36 \text{ МПа}.$$

Елементи корпусу виконуються із якісної вуглецевої сталі 20К.

$\zeta_{\text{доп}} = 120,6 \text{ МПа}$ (з [5] в табл. П14)-допустима напруга при розрахунку тільки на дію тиску.

$$\text{Для цього випадку} \quad \zeta_{\text{доп}} = \zeta_{\text{доп}} \eta = 1. \quad (2.4.1.3)$$

$\phi \leq 1$ - мінімальний коефіцієнт міцності елемента, наведений до поздовжнього напрямку. Для корпусів та обіцянок регенеративних підігрівачів, а також трубок поверхонь нагріву будь-якого теплообмінника $\phi = 1$.

$$C = C_1 + C_2 + C_3 , \quad (2.4.1.4)$$

C_1 - надбавка, що компенсує мінусове відхилення по товщині стінки напівфабрикату, а також потонання при штампуванні або згинання обічаків;

C_2 - Додаток, що враховує спотворення правильної геометричної форми кола в перерізі і характерна для згинів. Для прямолінійних циліндричних елементів, обічаків і прямолінійних ділянок труб збільшення не враховується;

C_3 - надбавка, що компенсує втрати металу в експлуатації за рахунок корозії, ерозії та окалиноутворення. Для станційних теплообмінників із розрахунковою температурою стінки менше 400°C поправку C_3 можна не враховувати.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

Надбавка C_1 пропорційна товщині стінки:

$$C_1 = B \cdot S \quad (2.4.1.5)$$

$$C_1 = 50 \cdot 0,048 = 2,4\text{мм}$$

Коефіцієнт B приймається залежно від граничного відносного мінусового відхилення δ^S товщини стінки (при $\delta^S=5\%$ величина $B=0,048$).

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						67
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

3. Організація монтажу енергоблоків потужністю 500 МВт потоковим способом

3.1. Основні засади організації потокового монтажу устаткування

Основним принципом потокового методу будівництва та монтажу обладнання є безперервне та рівномірне виробництво, що забезпечується здійсненням наступних організаційно-технологічних заходів:

- розчленування процесів виробництва на складові процеси;
- Поділ праці між виконавцями;
- Створення виробничого ритму;
- суміщення монтажних процесів у часі та просторі.

Поточний метод монтажу обладнання може застосовуватись:

- при зведенні окремих енергетичних блоків;
- при будівництві всього комплексу електростанцій у складі кількох енергетичних блоків;
- при виконанні монтажних робіт у період тривалого часу на низці електростанцій.

У ряді випадків виникає необхідність змонтувати енергоблок у найкоротші терміни. Тоді застосовується швидкісний метод, заснований на провадженні робіт у мінімальні технічно можливі терміни шляхом застосування найбільшого поєднання робіт за часом з організацією роботи за ковзним графіком у дві та три зміни, для чого залучається велика кількість робітників.

Поточний метод монтажу має переваги швидкісного методу і тому знаходить найбільше застосування для спорудження електростанції в цілому, а швидкісний монтаж – для введення одного або двох блоків.

При організації монтажу обладнання на теплових електростанціях розрізняють такі різновиди монтажних потоків:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

Приватний потік елементарний потік, що є послідовним виконанням одного простого процесу на ряді вузлів агрегату;

Спеціалізований потік –сукупність приватних потоків, об'єднаних єдиною системою для завершення монтажу агрегату (наприклад, турбіни; котельного агрегату та ін.);

Об'єктний потік -сукупність спеціалізованих потоків, які забезпечують завершення монтажу всього обладнання енергетичного блоку;

Комплексний потік група організаційно пов'язаних об'єктних потоків, які забезпечують завершення монтажу обладнання електростанцій загалом.

У монтажній практиці спеціалізовані потоки називають також поздовжніми потоками, коли обладнання головного корпусу монтується потоками: машинний зал, деаераторний; котельня; обладнання відкритої установки (електрофільтри, регенеративні повітропідігрівачі, тягодутьєва установка).

3.2. Характеристики поточного методу монтажу

Потоки поділяються на ритмічні та неритмічні, а за тривалістю – на короткострокові та безперервні, коли потік функціонує тривалий час (наприклад, для монтажу всіх енергоблоків однієї електростанції).

При монтажі на електростанції декількох енергоблоків можуть бути спеціалізовані поперечні потоки, коли в один потік включений, наприклад, монтаж всіх трубопроводів високого тиску від поживних насосів до котлоагрегату і паропроводів від нього до турбіни.

У разі будівництва електростанцій застосовується стаціонарно – потоковий метод монтажу котельних і турбінних агрегатів, коли потік організовується послідовно двох місцях:

-на складальному майданчику для укрупнення заводських блоків із заводських вузлів та деталей;

-на постійному фундаменті агрегату, де проводять установка блоків, з'єднання їх з окремими деталями та оформлення закінченого агрегату. При цьому блоки та вузли в процесі роботи над ними, крім підйому їх, залишаються

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

нерухомими, а бригади монтажників, які постійно виконують певні цикли робіт, змінюються.

На складальному майданчику є два або три паралельні потоки, обладнаних козловими кранами для розвантаження, складання та навантаження на транспорт зібраних блоків, пристроями для різання та зварювання та іншими пристроями, необхідними для збирання.

У головному корпусі електростанції організуються три або чотири спеціалізовані потоки, обладнані мостовими кранами для монтажу обладнання, всіма пристроями для збиральних, зварювальних та перевірочних робіт. У кожен потік вводиться залізнична колія або автошлях для подачі обладнання.

При здійсненні комплексного потоку, коли одночасно монтується кілька енергетичних блоків, рекомендується організувати такі спеціалізовані потоки:

- Складання обладнання в укрупнені блоки на укрупно - складальному майданчику;

- у головному корпусі монтажу обладнання та трубопроводів машинного залу;

- монтажу обладнання та трубопроводів деаераторної етажерки;

- монтаж обладнання котельного відділення з усіма трубопроводами;

- монтаж обладнання зовнішньої установки електрофільтрів, тягодутьового пристрою.

Крім того, у головному корпусі для здійснення підготовки до пуску та випробування всіх агрегатів енергетичного блоку організується потік пусконаладжувальних робіт (поперечний), який по мірі завершення монтажу переходить від одного енергоблока до іншого.

Для всього комплексу або черги електростанції, що монтується, паралельно організуються додаткові спеціалізовані потоки:

- монтаж обладнання паливоподачі;

- монтаж обладнання мазутного господарства з трубопроводами від насосної до головного корпусу;

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						70
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

-монтаж обладнання хімводоочищення з трубопроводами між ХВО та головним корпусом.

Для потокового монтажу агрегат розбивається на окремі секції – потоки, а весь комплекс робіт з монтажу агрегатів розчленовується на приватні потоки, суворо пов'язані між собою, які послідовно виконуються закріпленими спеціалізованими бригадами робочих постійного складу, оснащеними вантажопідйомними механізмами, механізованим інструментом та пристосуванням. Бригади монтажників виконують роботи послідовно всіх потоках, пересуваючись з одного на інший; закінчуючи роботи на черговому потоці, готують тим самим фронт робіт для наступної потоку бригади. Створюється система циклових приватних потоків, у тому числі складається загальний спеціалізований потік. При цьому роботи виконуються у порядку технологічної послідовності монтажу агрегату. Після розвороту монтажу роботи проводяться одночасно на всіх потоках агрегату. Така потокова організація створює найбільш повне суміщення робіт за часом та забезпечує високі та стійкі темпи монтажу.

Особливість виконання робіт на різних приватних та спеціалізованих потоках монтажу полягає в тому, що до певного періоду – до початку пуску енергоблоку мають бути завершені операції на всіх потоках, випробувані вхолосту всі механізми, промиті та продуті всі трубопроводи блоку.

Для виконання монтажних робіт на перерахованих потоках виділяються окремі майстри, виконроби, а великих об'єктів – і окремі самостійні ділянки.

Поточний монтаж обладнання характеризується системою показників, пов'язаних між собою та визначених як для спеціалізованих, об'єктних, комплексних, так і для приватних потоків.

Основними розрахунковими параметрами монтажних потоків є:

Інтенсивність потоку – кількість робіт, що виконуються потоком за одиницю часу, виміряна у натуральних показниках або маса обладнання, змонтованого поточним методом за певний час.

Інтенсивність потоку ІТ, (т/міс), визначається за такою формулою:

$$I_T = P_{OB} / T_P, \quad (3.2.1)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						71
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де $P_{об}$ - загальна маса обладнання, що підлягає монтажу, (т); $T_{п}$ – нормативна тривалість монтажних робіт (міс).

Тривалість потоку – період виконання робіт, обсяг трудомісткості робіт;

Ритм потоку – час виконання приватного потоку;

Крок потоку – час, через який послідовно починається монтаж окремих агрегатів:

$$t = T_{общ} - T_{перв} / n - 1, \quad (3.2.2)$$

де t - крок потоку, (міс); $T_{общ}$ - загальна тривалість монтажу всіх агрегатів (міс); $T_{перв}$ - тривалість монтажу першого агрегату, (міс); n – кількість агрегатів, які підлягають монтажу.

При потоковому монтажі забезпечується безперервне і рівномірне завантаження робочих рахунків ліквідації перерв і простоїв під час виконання робіт, і навіть повторюваність виробничих процесів під час монтажу наступних однотипних агрегатів. Набувають навичок, знижується трудомісткість монтажних робіт і зростає продуктивність праці.

3.3. Графік руху робочої сили

На відміну від графіків руху робочої сили для монтажу окремих енергоблоків, що мають опуклу криву, для поточного монтажу графік має форму трапеції з постійним складом робітників.

При монтажі енергетичних блоків безперервним потоком для складання графіків слід визначити найвигіднішу тривалість та необхідну найменшу кількість робітників.

У основу розрахунків приймаються сумарні трудові витрати монтажу енергетичних блоків, що у потоці.

При потоковому будівництві кількість робітників у період зпочатку потоку визначається за формулою:

$$P = \frac{T - \sqrt{T^2 - 4\phi Q_{общ}}}{2\phi}, \quad (3.2.3)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						72
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

де T - Тривалість потоку, (дні); $Q_{\text{общ}}$ – сумарна трудомісткість усіх об'єктах даного потоку, (чел-дні); ϕ - Коефіцієнт, що позначає відрізки часу, через яке число робітників збільшується в середньому на одного.

Для будівництва ТЕС коефіцієнт ϕ коливається від 0,12 до 0,18; для монтажу обладнання може бути прийнято 0,14 – 0,16.

Період нарощування числа працівників: $T_n = \phi P$, (Дні).

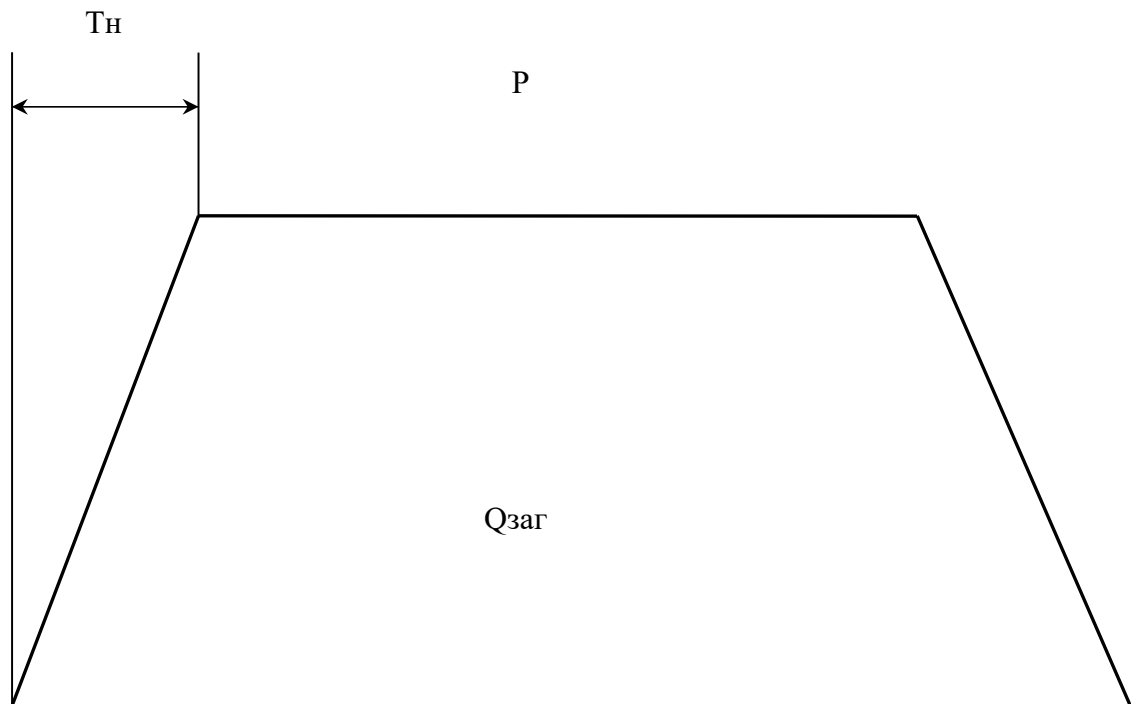


Рис.3.3 Графік руху робочої сили

3.4. Організація потокового монтажу з прикладу ДРЕС потужністю 4000МВт (8 блоків по 500МВт)

Таблиця 3.4 Характеристики енергоблоків 500МВт:

Найменування обладнання	Кількість комплексів	Маса, т	
		На блок	Усього
Котельні агрегати	8	7666	61328
Пилоприготування	8	855	6840
Тягутовий пристрій	8	2110	16880
Газоочищення	8	3068	24544
Турбоустановка	8	3813	30504
ЗНУ	8	179	1432
Станційне обладнання	8	195	1560
Станційні трубопроводи	8	2270	18160
Паливоподача	8	210	1680
Гідрозоловидалення	8	150	1200
Мостові крани (котельні, машинного залу, димососної, РВП та ін.)	1	1018	1018
	1	4200	4200
Склад вугілля та паливоподачі	1	2400	2400
Хімводоочищення	1	2866	2866
Інші загальностанційні об'єкти			
Разом обладнання		31000	174612
Технологічні металоконструкції, пов'язані з монтажем обладнання:			
-по машинному залі	8	600	4800
-за котельним відділенням	8	480	3840
-з деаераторною установкою	8	320	2560
-по встановленню РВП	8	200	1600
-з газоочищення	8	400	3200
Разом металоконструкцій		2000	16000
Усього обладнання та металоконструкцій		33000	190612

Поточний монтаж енергоблоків 500МВт організується, виходячи з наступних основних принципів.

Усі монтажні роботи виконуються у безперервному за часом потоці.

Підготовчі роботи з обладнання, включаючи розвантаження, зберігання, комплектацію та укрупнювальне складання в блоки, виконуються в централізованій базі, де освоюється не менше 30% усіх трудовитрат на монтажні роботи.

Доставка блоків з бази на електростанції до місця монтажу здійснюється залізничним та великовантажним автотранспортом.

Монтажні роботи проводяться в повністю закінченому головному корпусі, закритому та опалюваному в зимовий час.

Поєднання будівельних та монтажних робіт допустиме лише для встановлення на проектні місця окремих великогабаритних вузлів обладнання, що здійснюється будівельними кранами.

Монтаж обладнання котельного відділення виконується мостовими кранами вантажопідйомністю 50т.

Коефіцієнт монтажно-блоковості планується довести до 0,95 - 0,97 при середній масі блоку не нижче розрахункової для даного котельного агрегату.

Монтажні блоки слід укомплектувати пристроями для стропування, кантування та підйому.

3.4.1. Потоки монтажу обладнання ДРЕС 4000МВт.

Для здійснення потокового монтажу технологічного обладнання, трубопроводів та металоконструкцій, пов'язаних з ними, організуються такі спеціалізовані потоки:

Перший потік- Машинний зал; турбоустановка; БЗУ; металоконструкції навколо турбоустановки; вантажопідйомні механізми; станційні трубопроводи високого та низького тиску.

Другий потік- Деаераторна етажерка; станційне обладнання; технологічні металоконструкції; станційні трубопроводи високого та низького тиску.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Третій потік- Котельне відділення; котельні агрегати; пилоприготування; газоповітропроводи; паливоподача; гідрозоловидалення; станційні трубопроводи високого та низького тиску; вантажопідйомні механізми; металоконструкції.

Четвертий потік- установка регенеративних повітропідігрівачів; обладнання повітропідігрівачів; газоповітропроводи; паливоподача; вантажопідйомні механізми; металоконструкції.

П'ятий потік- газоочищення та тягодутьєві машини; електрофільтри; тягодутьєві машини та газоповітропроводи; вантажопідйомні машини; металоконструкції.

Шостий потік- хімводоочищення; обладнання та трубопроводи ХВО; обладнання та трубопроводи інших допоміжних цехів.

Сьомий потік- склад вугілля та паливоподача; крани для складу палива та паливоподача головного корпусу; обладнання для інших загальностанційних об'єктів.

Додатково до потоків включаються конструкції для обмуровки котлоагрегатів та теплова ізоляція обладнання та трубопроводів.

3.4.2. Графік потокового монтажу енергоблоків 500 МВт.

Тривалість монтажу перевіряється в залежності від загальних трудових витрат на місці монтажу для одного блоку за формулою:

$$T_{\text{рас}} = R\sqrt{Q_{\text{общ}}}, \quad (3.4.4.1)$$

де R – коефіцієнт номінальної тривалості:

$$R = 1,5 - 0,17 \lg Q_{\text{общ}}, \quad (3.4.4.2)$$

де $Q_{\text{общ}}$ - трудовитрати на монтажному майданчику з урахуванням виконання 30% з урахуванням.

Тривалість монтажу $T_{\text{рас}}$ вимірюється у робочих днях, а якщо $T_{\text{рас}}$, виміряне в днях, розділити на число 21,2, $T_{\text{рас}}$, виміряний у місяцях. Число 21,2 - кількість робочих днів на місяці по п'ятиденному тижні.

Враховуючи прийнятий режим роботи на монтажному майданчику, коригуємо тривалість монтажу за такою формулою:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						76
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_7 = T_H(1 - \alpha) + \frac{T_H \alpha \cdot 5}{7}, (\text{Міс}) \quad (3.4.4.3)$$

де T_7 - тривалість монтажу при семиденному робочому тижні, (міс); α - Частка часу роботи по семиденному робочому тижні.

Тривалість монтажу для першого блоку:

$$T_1 = T_7 \cdot 1,4, (\text{Міс}) \quad (3.4.4.4)$$

Крок потоку монтажу:

$$t = \frac{T_7(n - K_c)}{K_c(n - 1)}, (\text{Міс}) \quad (3.4.4.5)$$

Де $K_c = 1,85 - 1,95$ - найефективніший коефіцієнт суміщення для потокового монтажу;

n - Число блоків.

Загальна тривалість монтажу всіх енергоблоків:

$$\sum T = T_1 + t(n - 1), (\text{Міс}) \quad (3.4.4.6)$$

Визначаємо потребу в робочій силі за формулою для потокового монтажу, яка враховує рівномірну кількість робітників для всього періоду монтажу:

$$P = \frac{T - \sqrt{T^2 - 4\phi Q_{\text{общ}}}}{2\phi}, (\text{чол}) \quad (3.4.4.7)$$

де T - Тривалість потоку, (дні); ϕ - Коефіцієнт, що позначає відрізки часу, через яке число робітників збільшується в середньому на одного.

Період збільшення числа робітників:

$$T_H = \phi P, (\text{Днів}) \quad (3.4.4.8)$$

Ритмічність монтажу в потоці восьми енергоблоків перевіряємо за формулою коефіцієнта ритмічності з урахуванням того, що кожен блок запроваджується в одному кварталі року:

$$K_{\text{ритм}} = \frac{\sqrt{8} \sqrt{500^2 \cdot 8}}{4000} = 1,0 \quad (3.4.4.9)$$

Інтенсивність потоку:

$$I_M = \frac{4000}{\sum T}, (\text{МВт/міс}) \quad (3.4.4.10)$$

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						77
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Як видно з графіка потокового монтажу енергоблоків 500МВт, перший блок не може бути пущений в перший рік початку монтажних робіт, але в наступні роки забезпечуються монтаж і пуск по два і три блоки щорічно.

У графіку потокового монтажу (для спрощення) трудовитрати і тривалість монтажу прийняті всім блоків, крім першого, однаковими.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						78
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

Експлуатація технологічного устаткування на ТЕС супроводжується значною кількістю шкідливих та небезпечних виробничих факторів, які можуть негативно впливати на здоров'я та працездатність обслуговуючого персоналу, що вимагає постійного підвищення ефективності роботи існуючої на ТЕС системи управління охороною праці (СУОП).

Обслуговуючий персонал ТЕС, який працює в умовах підвищеної небезпеки, повинен чітко дотримуватись діючих у сфері охорони праці організаційно-технічних, соціально-економічних, лікувально-профілактичних та санітарно-гігієнічних заходів та засобів, спрямованих на збереження життя та здоров'я людини та створення комфортних та безпечних умов праці на виробництві.

Для кожного робочого місця повинні бути розроблені і затверджені наказом по підприємству відповідні інструкції з охорони праці. Інструкція з охорони праці - це нормативний акт, що містить обов'язкові для дотримання працівником вимоги з охорони праці при виконанні ним робіт певного виду або за певною професією на робочих місцях, у виробничих приміщеннях, на території підприємства або в інших місцях, де за дорученням роботодавця виконуються ці роботи, трудові чи службові обов'язки.

Відповідно до закону України "Про охорону праці" на станції необхідно застосовувати відповідну систему заходів, що спрямовані на збереження здоров'я й працездатності людей у процесі праці.

В цьому розділі запропоновані технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації устаткування котельному цеху, а також визначені основні заходи з гігієни праці, виробничої санітарії, пожежної безпеки та профілактики.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						79
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1 Технічні рішення та організаційні заходи з безпеки експлуатації устаткування котельного відділення

Встановлені на станції устаткування й трубопроводи обрані за умови забезпечення необхідних параметрів міцності як при експлуатаційних режимах роботи (номінальні параметри), так і при аварійних.

До обслуговування котлів допускаються особи не молодше 18 років, що пройшли медичний огляд, навчання, атестовані й маючих право обслуговування котлів.

На проектованій ТЕС передбачається система забезпечення безпечної експлуатації устаткування, викладена нижче.

З метою забезпечення необхідних устаткування котельного відділення проектом передбачені наступні рішення:

1. Конструкція котлоагрегату, пароперегрівників, водяного економайзера, обрані надійними й безпечними в експлуатації. Для огляду поверхонь нагрівання на котлоагрегатах обладнані лази прямокутної форми 500 x 600 мм. У газоходах є оглядові люки.

2. З урахуванням розмірів котлоагрегату запроектоване спорудження сходів по периметру котла з поруччям не нижче 0,9 м висотою з суцільним обшиванням поруччя по низу не менш 100 мм, і площадок обслуговування через кожні 3 □ 4 м висоти котла. Сходи виконані з листової сталі, товщиною 3 □ 5 мм, з насічкою, кут нахилу до горизонталі не більше 50□ ; передбачені також ліфти пасажирські вантажопідйомністю 3 чоловік, вантажопідйомні ліфти не передбачені.

3. У деаераторному відділенні для обслуговування устаткування не потребуючого частого спостереження, передбачається застосування переносних сходів висотою не більше 1,5 м з кутом нахилу до горизонталі не більше 75□.

4. Для запобігання аварії, внаслідок підвищення тиску гострої пари до недопустимих величин кожен котлоагрегат оснащений чотирма імпульсними запобіжними клапанами, сумарною пропускною здатністю 1000 т/год. Тиск

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						80
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

початку відкриття запобіжного клапана 1,1Рроб. Конструкція імпульсного запобіжного клапана складається з 3 частин: власне головного запобіжного клапана, імпульсного клапана, який керує запобіжним, соленоїда керування імпульсним клапаном. Принцип дії - при підвищенні тиску від відповідного датчика надходить сигнал на соленоїд відкриття імпульсного клапана, після чого робоче середовище надходить до основного запобіжного клапана відбувається його відкриття. Середовище після запобіжного клапана через відповідний паропровід скидаються в атмосферу. При відновленні тиску подається сигнал на соленоїд закриття імпульсного клапана, що приводить до закриття запобіжного клапана. Переваги описаної конструкції: більша чутливість до підвищення тиску, можливість дистанційного керування.

5. Для визначення тиску пари установки застосовують - манометр, що встановлюється (клас точності 0,1) за пароперегрівником. Крім того манометри встановлені в наступних місцях:

- на живильній лінії перед органом управління, що регулює живлення котла водою;
- на усмоктувальній і нагнітальній лінії циркуляційних насосів.

6. Термопари встановлені на кожному паропроводі до ГПЗ, на вхідній частині змійовиків кожної секції пароперегрівника, до й після пароохолоджувача. Кожна термопара підключена до реєструючого приладу.

7. На живильному трубопроводі встановлені запірні засувки й зворотній клапан, що запобігає виходу води з котла в живильний трубопровід.

8. Живильний трубопровід має повітряники для випуску повітря з верхніх точок і дренажі - для спуска води з нижніх точок паропроводу.

9. Вся регулююча й запірні арматури має дистанційний привід.

10. Елементи котлів, трубопроводів з температурою зовнішньої поверхні стінки вище 45 °С покриті тепловою ізоляцією. Обмуровування котла

- шамотною цеглою марки ШБ, ШВ. Трубопроводи мінеральною ватою, базальтовим волокном.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

11. У конструкції котлоагрегату передбачена можливість термічного розширення його елементів - екранних труб, пароперегрівників і т.п. за рахунок кріплення їх до стінок і стелі котла за допомогою пружних кріпильних деталей.

12. Котлоагрегати оснащені автоматичними регуляторами.

13. Конструкцією котлоагрегатів передбачаються автоматичні системи захисту.

14. Передбачається установка автоматичної звукової сигналізації.

15. На котлоагрегатах передбачаються обдувочні агрегати, пристрої імпульсного очищення, віброочистки, дробоочищення.

16. Експлуатація котлів ведеться по режимних картах, які становлять спеціалізовані організації.

17. У приміщенні котельного відділення встановлений один мостовий кран з вантажопідйомністю основного гака 50 т. Для механізації ремонтних робіт використовуються вантажопідйомні механізми й підлоговий транспорт. Для обслуговування устаткування, розташованого поза зоною дії мостових кранів, передбачаються місцеві електричні й ручні механізми.

18. Для ремонтних робіт в топочній й конвективній шахті котлоагрегату передбачена підвісна колиска вантажопідйомністю 300 кг, для ремонту РВП і його механізмів прийнята система монорейок з електроталіями, лебідка з тяговим зусиллям 3 т, чотири гідродомкрати вантажопідйомністю по 20 т.

19. Для транспортування устаткування, вантажів, обслуговуючого й ремонтного персоналу до зон проведення робіт, розташованих на різних рівнях котельного відділення, передбачена установка пасажирських і вантажопасажирських ліфтів. При цьому забезпечується можливість під'їзду підлогового транспорту з вантажем до входів у ліфти, а також в'їзд у кабіни ліфтів ручних візків й електрокар.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						82
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1.1 Електробезпека

Основні нормативні документи, що регламентують вимоги з електробезпеки, це ПУЕ-2017, ДСТУ 7237:2024, НПАОП 40.1-1.21-98, НПАОП 40.1-1.01-97,

НПАОП-40.1-1.32-01 та Технічний регламент з безпеки низьковольтного електричного обладнання (постанова Каб. Міністрів України №1149 від 23.10.2009 р.).

У котельному відділенні розміщене наступне електроустаткування:

- електроспоживачі на напругу 380/220 що живиться від електромережі з глухозаземленою нейтраллю та системою заземлення TN-C (двигуни засувки, приводів та інше);
- електродвигуни на напругу 6,3 кВ що живляться від електромережі з ізольованої нейтраллю та системою заземлення IT (живильний електронасос та інше) і т.д.

Прийняте в проекті електротехнічне устаткування, апаратура, кабелі й розподільчі пристрої всіх видів і напруг за своїми номінальними параметрами задовольняють умовам роботи як при звичайних , так і при аварійних режимах роботи (коротких замиканнях, перенапругах і перевантаженнях).

На ТЕС передбачаються наступний комплекс заходів по забезпеченню діючих вимог з електробезпеки.

3.1.1.1 Технічні рішення по запобіганню електротравм при нормальних режимах роботи електроустановок

1) використовуються малі (знижені) напруги (система місцевого освітлення -42 В). В аварійному освітленні використовуються лампи ДРЛ, що живляться від мережі 380/220 В з глухозаземленою нейтраллю. Вони включені в мережу разом з робочим освітленням. Коли вимикається робоче освітлення, автоматично включається аварійне.

2) забезпечено недоступність струмоведучих частин ЕУ (застосування схованої проводки, кабелі прокладені в спеціальних жолобах, клемні коробки закриті);

3) виконання розподільних щитів у закритих шафах;

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						83
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4) кабелі згідно з діючими ТУ й ДСТ заводами виготовляються з поліхлорвініловою ізоляцією, передбачений їх постійний автоматичний контроль опору ізоляції (за допомогою мегаомметра й інших приладів);

5) електродвигуни технологічних механізмів управляються дистанційно із БЩУ;

6) в електроустановках забезпечена орієнтація за рахунок застосування знаків і міток;

7) застосування захисник блокуючих пристроїв безпеки, які не дозволяють розкривати комутаційні апаратури без відключення джерела живлення, контакти осередків КА).

8) прокладання кабеля до споживачів здійснюється в металорукавах і металевих трубах.

4.1.1.2 Технічні рішення по запобіганню електротравм при аварійних режимах роботи електроустановок

1) В трифазних електромережах з ізольованою нейтраллю використовується система захисного заземлення типу IT для усунення небезпеки ураження персоналу електричним струмом при замиканні фази на корпус шляхом зниження до безпечних рівнів значень струму, що проходять через людину. Всі електроустановки, що живляться від електромережі з ізольованою нейтраллю з'єднані із внутрішнім контуром заземлення, що у чотирьох місцях з'єднаний із зовнішнім контуром заземлення.

Як заземлюючі пристрої використовуються металеві колони, фундаменти й фундаментні балки. ПУЕ встановлює максимальне значення опору заземлювача 4 Ом;

2) В трифазних електромережах використовується система захисного заземлення TN-C чотирипровідних мережах, напругою до 1000 В з глухозаземленою нейтраллю, що перетворює пробій фази на корпус у однофазне коротке замикання фази, у результаті чого спрацьовує максимальних струмовий захист й установка відключається від мереж функції захисних РЕ-провідників

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						84
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

виконуються PEN-провідниками, а також металеві труби електропроводки, металеві конструкції для прокладання кабелів.

Згідно вимог ДСТУ Б В.2.5-38-2024 виконано блискавкозахист всіх будинків і споруд за допомогою блискавко-приймальних сіток, прокладених на покритті споруд, сітки надійно приєднуються не менш, ніж двома спусками до зовнішнього контуру заземлення.

4.2 Технічні рішення та організаційні заходи виробничої санітарії та гігієни праці

Всі спорудження станції запроектовані з урахуванням санітарних норм: розміри проєктованих приміщень визначені виходячи з розташованого в них устаткування, технологічного процесу, а також з урахуванням нормативних показників площі на одного працюючого, санітарно-гігієнічних умов і техніки безпеки.

Для поліпшення санітарно-гігієнічних умов праці на електростанції, прийнято низку заходів. Зокрема передбачена санітарно-захисна зона, яка визначається на основі розрахунку розсіювання в атмосфері викидів шкідливих речовин.

Передбачається використання відповідних санітарно-побутових приміщень і та санітарно-гігієнічного обладнання: вбиральні з шафами, душові, умивальники, курильні кімнати, туалети, пристрої обігріву і сушарки спецодягу.

Працівники забезпечуються якісною питною водою, організований здоровпункт і їдальня.

4.2.1 Опалення й вентиляція робочих приміщень

Запроектована у відповідності до ДБН В.2.5 – 67:2020 система опалення й вентиляції розрахована на підтримку в приміщеннях головного корпусу параметрів повітря. Рухливість повітря не перевищує 0,1 м/с.

Система вентиляції сприяє асиміляції надлишків тепла і розведенню шкідливих речовин забруднюючих повітря, у котельному відділенні

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						85
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

забруднюючими речовинами можуть бути: оксиди вуглецю, нікелю, сірки, азоту і т. д. (що утворюються при випару масел мазуту й інших рідин, а також при виділенні частини димових газів елементами котла й при ремонті устаткування) до гранично допустимої концентрації.

Гранично-допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони:
 $Va_2O_5 - 0,1 \text{ мг/м}^3$

$NO_2 - 5 \text{ мг/м}^3$

Оксид вуглецю – 20 мг/м^3

Вентиляція головного корпусу в літній період здійснюється шляхом аерації і за допомогою припливно-витяжної штучної вентиляції.

Аерація відбувається шляхом підсмоктування зовнішнього повітря через фрамуги по ряду “А” і ряду “Г” і видалення його через ліхтар на даху котельного відділення.

Опалення головного корпусу в холодну пору року здійснюється за допомогою відповідної системи опалення. Так само передбачене використання тепла випроміненого устаткуванням.

Подача підігрітого зовнішнього повітря в зимовий час здійснюється через опалювальні установки при закритих фрамугах.

Теплова продуктивність системи опалення передбачена на відшкодування 100% втрат тепла конструкціями, що обгороджують будівлю й підігрів зовнішнього повітря, що надходить у приміщення за рахунок інфільтрації. У воріт котельного відділення повітряно-теплові завіси передбачені так, щоб на час відкривання воріт, дверей і технологічних прорізів температура повітря в приміщенні не знижувалася до 5°C .

Вентиляція й опалення службових приміщень здійснюється за допомогою кондиціонерів.

У загальному в систему кондиціонування входять:

пароінжекторна машина;

кондиціонер ЦЩУ типу КВ-12;

кондиціонер БЩУ типу КТ-30.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						86
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Аварійна вентиляція передбачається витяжною. Видалення повітря аварійною вентиляцією здійснюється назовні.

4.2.2 Виробниче освітлення робочих приміщень

Для створення умов нормальної роботи експлуатаційного й ремонтного персоналу, підвищення продуктивності праці, запобігання травматизму проектом передбачаються відповідні системи й види освітлення.

На ТЕС передбачається освітлення робочих місць не нижче величин, наведених в таблиці

Таблиця 4.1

Приміщення й виробнича ділянка	Освітленість, лк
Котельне відділення, площадка обслуговування котлів	100
Приміщення БЩУ	200
Площадки й сходи котлів, проходи за котлами	10
Охоронне освітлення	0,5

Норми освітленості робочих місць

Природне висвітлення (нормований параметр - КПО,%) головного корпусу комбіноване й забезпечується заскленням 30% задньої стіни котельного відділення й 10% передньої стіни над деаераторним відділенням; на верхню площадку котла світло попадає через вентиляційні ліхтарі в даху.

У головному корпусі застосовують системи загального й місцевого освітлення.

Живлення освітлювальної мережі ТЕС здійснюється від трансформаторів власних потреб 6/0,4-0,23 кВ, загальних для силової й освітлювальної мережі. Напруга основної робочої освітлювальної мережі - 220 В. Напруга в мережі для переносних ручних ламп - 12 В (ВСН- 22-80). У мережах освітлення головного місця передбачається установка стабілізаторів напруги, що забезпечують необхідний рівень напруги в джерел світла.

Передбачаються наступні види освітлення: робоче, аварійне, евакуаційне. Штучне освітлення головного місця виконано на базі ламп ДРЛ і ламп розжарювання (напруга живлення 220 В у випадку, якщо світильник вище 2,5 м від підлоги).

Для обслуговування світильників передбачається використання мостових кранів, пересувних вишок, драбин, приставних сходів, пересувних приставних кошиків й інше (приставні сходи й драбини допускаються використати при висоті підвісу світильників не більше 5,5 м).

Для освітлення місцевих щитів керування й вимірювальних приладів використані світильники з лампами розжарювання напругою 42 В.

Аварійне освітлення розташоване в проходах між котлами, під ними, з фронту та з тилу, на місцевих щитах керування й вимірювальних приладів, площадках і сходах.

Найменша освітленість робочих поверхонь котельного відділення, що вимагають обслуговування при аварійному режимі, становить 5% освітленості, нормованої для робочого освітлення при системі загального освітлення, але не менш 2 лк всередині будівлі.

Аварійне освітлення живиться від джерела постійного струму, резерв від акумуляторних батарей.

Евакуаційне освітлення передбачене:

- у місцях небезпечних для проходу людей;
- у проходах і на сходах, що служать для евакуації людей при чисельності евакуйованих більше 50 чоловік;
- по основних проходах котельного відділення.

Евакуаційне освітлення забезпечує найменшу освітленість на основних проходах і на щаблях сходів - 0,5 лк. Світильники аварійного освітлення можуть бути використані для евакуаційного освітлення.

Для аварійного й евакуаційного освітлення застосовані лампи накаливання.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						88
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.2.3 Виробничий шум і вібрації

Нормування шумів проводиться по граничних спектрах (для котельного відділення допустимий рівень звуку по среднегеометрической частоті 1000 Гц - ПС-75).

Основними джерелами шуму є наступне основне й допоміжне устаткування, встановлене в котельному відділенні:

- котельний агрегат ТГМП-314;
- тягодуттєві машини, розташовані в димососному відділенні на відкритому повітрі;
- окремі трубопроводи, що мають підвищені швидкості середовища;
- запобіжні клапани трубопроводів свіжої пари й т.д.

Для досягнення гранично-допустимих шумових характеристик (ПДШХ) передбачаються наступні заходи щодо основного й допоміжного устаткування котельного відділення:

- 1) по паровому котлі - застосування спеціальної термостійкої теплозвукоізоляції;
- 2) по тягодуттєвих машинах - застосування теплозвукоізоляції (на димососах) і звукоізоляційної мастики (на дуттєвих вентиляторах)
- 3) по системі газопроводів застосовані дросельно-запірні арматури й трубопроводи, а також застосована звукоізоляційна мастика;
- 4) на вихлопних трубопроводах головних запобіжних клапанів передбачається установка шумоглушників;
- 5) на трубопроводах з підвищеною швидкістю середовища (особливо із двофазним середовищем) передбачаються фіксуючі напрямні пристрої, що запобігають вібрації трубопроводів, теплозвукоізоляція й спеціальна звукоізоляційна мастика;
- 6) трубопроводи скидання з вузлів впорскування, а також охолоджувачі РОУ обладнані спеціальними глушниками шуму (щілинними дроселями).

У котельному відділенні експлуатаційний персонал перебуває епізодично, тому що все керування енергоблоками проводиться із БЩУ. Для захисту від шуму

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		89

персоналу, що перебуває безпосередньо біля устаткування, застосовуються навушники ЦНІІОТ-2, “беруші”. На період ремонтів передбачається захист ремонтного персоналу за допомогою шумопоглинальних екранів.

Для створення комфортних умов праці оперативного персоналу передбачений шумозахист БЩУ:

- 1) подвійний вітраж, заповнений склом товщиною 6 мм, що виконує роль тамбура входу (відстань між площинами вітражів 1,0 м);
- 2) підвісна стеля з вбудованими світильниками, виконана із шумопоглидаючих перфорованих плит;
- 3) облицювання площин стін по периметрі приміщення декоративною алюмінієвою рейкою по захисним мінерало-ватним плитам.

Об'ємно-планувальні й конструктивні заходи дозволяють знизити рівень шуму в місцях перебування постійного персоналу до 80 дБА.

Нормованими параметрами вібрації є середньоквадратичні величини коливальної швидкості (м/с) в октавних смугах частот або амплітуда переміщень (мкм), порушувані роботою устаткування й передані на робочі місця у виробничих приміщеннях.

На постійних робочих місцях котельного відділення в октавних смугах зі середнегеометричними частотами 16,31 й 63 Гц середньоквадратичне значення віброшвидкості не перевищує 0,002 м/с.

Для захисту працюючого персоналу від вібрації під все устаткування, що є джерелом вібрації, встановлюються самостійні фундаменти острівного типу, віброопори, на трубопроводах передбачаються установки компенсаторів. На воздуховодах передбачені еластичні вставки. Також застосовуються індивідуальні засоби захисту (вібропоглинаючі рукавиці, взуття, накладки, підставки, площадки).

4.3 Пожежна безпека та профілактика

Небезпека виникнення пожежі на ТЕС пов'язана з наявністю великої кількості палива (газу й мазуту); різних мастил у системах змащення й регулювання устаткування, розгалуженого кабельного господарства з більшими струмовими

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

навантаженнями; високих температур теплоносія, поверхонь технологічного устаткування; водню в системі охолодження генератора і т.д.

Головний корпус ТЕС згідно з ДСТУ Б.В.1.1-36:2022 відноситься до категорії «Г» за пожежонебезпекою, і має II вогнестійкості.

На ТЕС передбачається необхідний комплекс протипожежних заходів, що включає як профілактику, так і спеціальні системи для виявлення й гасіння пожежі. Протипожежна профілактика забезпечується виконанням вимог норм і правил з пожежної безпеки.

Для гасіння пожежі поряд з інвентарними засобами передбачаються різні технічні рішення.

4.3.1 Технічні рішення системи запобігання пожежі

Технічні рішення системи запобігання пожежі обумовлюються наявністю наступних трьох факторів: пального, окислювача, джерела запалювання.

Для запобігання пожежі необхідно виключити хоча би один з перерахованих вище факторів.

З цією метою в котельному відділенні згідно з проектом передбачаються наступні заходи:

- у трубопроводі для мазуту і газопроводів природного газу на введенні палива до кожного котла встановлюються швидкодіючі відсічні клапани, що дозволяють оперативно відключити подачу палива в котел у випадку виявлення в районі котла пожежі. Включення відсічних арматур проводиться дистанційно персоналом із БЩУ;
- трасування трубопроводів для мазуту та газопроводів природного газу виконуються з відділенням їх від гарячих поверхонь котла з безшовних труб на тиск 6,27 МПа;
- арматура з електроприводами на газо- і мазутопроводах поставляється у вибухобезпечному виконанні (сталева I класу герметичності);
- також на мазутопроводах і газопроводах для забезпечення існуючих вимог з вибухобезпеки додатково встановлюють:

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						91
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- на підведенні до котла - засувки з електроприводом, фланці для встановки заглушки з розтискними пристроями й струмоведучою перемичкою, штуцер для продувки, швидкодіючий запірний клапан;
- на підведенні до пальників і форсунок - запірну засувку з електроприводом і запірною арматурою безпосередньо у форсунки з ручним й електричним приводом ;
- фланцеві й інші з'єднання, які можуть бути джерелами проникнення мазуту в приміщення котельні, укладаються в спеціальні кожухи з відводом дренажу в спеціальний бак, розташований окремо від можливих зон пожежі на відмітці 0,0;
- у випадку виникнення пожежі на мазутопроводах котлоагрегату, після відсікання котла від напірних магістралей передбачається лінія зливу палива;
- Схема газопроводів природного газу включає установку систем запалювання за допомогою яких проводиться контроль можливих витоків газу й продувка газопроводів;
- всі мазуто- і газопроводи заземлені, на фланцевих з'єднаннях встановлені електропровідні перемички;
- у приміщенні котельні передбачається система сигналізації про можливе скупчення газу, при цьому сигналізація виведена й на БЩУ;
- у системі запалювання палива передбачається установка запально-захисних пристроїв з застосуванням іонізуючих датчиків, що дозволяють проводити дистанційний запал пальника й автоматичний контроль факелу горелочного й пальникового пристрою з виведенням показань на БЩУ;
- у РВП є контроль різниці температур між гарячою й холодною складовою повітропідігрівника з виведенням показань на БЩУ й у випадку виникнення пожежі по різниці температур автоматично подається звуковий і світловий сигнал на БЩУ.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						92
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3.2 Технічні рішення системи протипожежного захисту

Зовнішнє й внутрішнє пожежогасіння головного корпусу забезпечується від мережі виробничопротипожежного водопроводу промплощадки за допомогою насосів Д-630-90 і насосами ЕЦВ12-160-100, встановлених у центральній насосній станції техводопостачання.

Протипожежні гідранти виконані відповідно до вимог ПБ , пожежні крани в машинному й котельному відділенні розміщуються на основних відмітках обслуговування, для інших приміщень - в опалювальних сходових клітках і коридорах.

У якості пожежогасіння в стаціонарних установках застосовується розпилена вода.

Установкою автоматичного водяного пожежогасіння захищаються кабельні приміщення та мастильне господарство турбоагрегатів.

На розподільній мережі АПТ кабельних приміщень встановлені дренчерні розпилювачі ДВ-10 для гасіння трансформаторів й розпилювачі ОПДР-15 для гасіння мастильного господарства.

Автоматичний пуск системи пожежогасіння відповідно до вимог ДБН В.2.5-56:2014 проводиться:

- для кабельних приміщень від датчиків пожежної сигналізації типу ДІП-2 з пультами ППС-3;
- для блокового трансформатора й трансформатора власних потреб від релейних захистів трансформаторів.

Керування всіма системами пожежогасіння здійснюється від панелей пожежогасіння, встановленими в приміщенні ЦЦУ й кнопками керування засувками пожежогасіння на місця.

Відповідно до [10] прийнята межа вогнестійкості для обгороджуваних і несучих будівельних конструкцій. Об'ємно-планувальні й конструктивні рішення відповідають [10].

Протипожежні перешкоди, перегородки, стіни виконуються з збірного залізобетону, утеплювач покрівлі - плитний пінобетон.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

Для димовидалення передбачені відповідні пристрої у світловентиляцій- них ліхтарях.

У котельному відділенні площа віконних прорізів становить 30% відповідно до [12]. Стіна віконних отворів не армована.

Кабельні тунелі мають межа вогнестійкості 0,75 год

На шляхах евакуації із приміщень передбачені протипожежні двері ІІІ типу з межею вогнестійкості 0,6 год.

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						94
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВОК

У представленій випускній роботі бакалавра було здійснено розрахунок принципової теплової схеми енергоблоку з турбоустановкою К-520-23,5, за результатами якого було визначено:

- витрата пари в голову турбіни
- всі потоки пари та води у схемі
- показники теплової економічності

Відповідно до існуючих норм і правил було проведено вибір основного та допоміжного обладнання цього енергоблоку, а також виконано необхідні для цього розрахунки.

В індивідуальному завданні було виконано тепловий конструкторський розрахунок підігрівача високого тиску поверхневого типу.

У спеціальній частині було представлено докладний опис організації потокового монтажу енергоблоків потужністю 500МВт та детально розібрано на прикладі ТЕС 4000МВт (8 енергоблоків по 500МВт).

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						95
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Список використаної літератури:

1. Теплоенергетичні установки та екологічні аспекти виробництва енергії: Підручник. – К.: ІВЦ “Видавництво «Політехніка»”, 2003. – 232 с.
2. “Турбіни теплових та атомних електростанцій“./ Укл. Пеньков В.І, Лозбін В.І., Грінченко Д.М. – Львів: Видавництво Державного університету “Львівська політехніка“. 1994, - 8с.
3. “Турбіни теплових та атомних електростанцій“./ Укл. Кравець Т.Ю., Мисак Й.С.. – Львів: Видавництво Національного університету “Львівська політехніка“. 2003, - 12с.
4. Турбіни ТЕС та АЕС. "Теплоенергетика". Кравець Т.Ю., Галянчук І.Р., - Львів, 2011. - 95с.
5. «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка», які навчаються за різними освітніми програмами / КПІ ім. Ігоря Сікорського ; уклад.: В. В. Дубровська, В. І. Шкляр. – Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2022. – 45с.
6. «Теплова енергетика:Шляхи ренновації та розвитку» Рецензенти: О. Ю. Черноусенко, доктор технічних наук, професор. К. Є. П'яних, доктор технічних наук Київ 2022.-55с.
7. Енергетика світу та України. Цифри та факти Г.К. Вороновський, С.П. Денисюк, О.В. Кириленко та ін. – К.: Українські енциклопедичні знання, 2005. – 404 с.
8. Любчик Г.М. Проблеми екології ТЕС. Методичні рекомендації до вивчення курсу «Основи екології». – К.: КПІ, 1995. – 24 с.
9. Єфімов О.В.,Пилипенко М.М.,Потаніна Т.В., Каверцев В.Л.,Єсипенко Т.О., Гаркуша Т.А. Схеми, процеси, матеріали, конструкції і моделі реакторних і парогенераторних установок енергоблоків АЕС і газо-паротурбінних установок ТЕС / за ред. О.В. Єфімова – Харків:ТОВ „В справі”. – 2023 –560
10. <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/z2127-13#Text>
11. <https://mev.gov.ua/storinka/okhorona-pratsi>
12. https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=78232

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						96
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ДОДАТОК А

					ДПБ.24.144.01360	Арк.
						97
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		