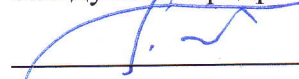


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"12" "12" 2024 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Розробка та дослідження ГТА з перерозширенням та рекуперацією потужністю 16 МВт для електростанції*

Виконав:

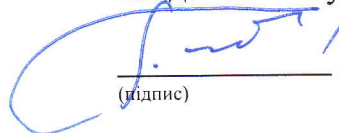
студент групи 6231м



Засипко О. І.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



Ващиленко М.В.

Миколаїв – 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Навчально-науковий машинобудівний інститут

Кафедра турбін

**ПОЯСНЮВАЛЬНА
ЗАПИСКА**

до кваліфікаційної роботи

на здобуття ступеня вищої освіти «магістр»

на тему: *Розробка та дослідження ГТА з перерозширенням та рекуперацією потужністю 16 МВт для електростанції*

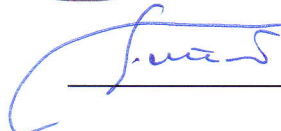
В роботі проведено аналіз сучасних досліджень та розробок в області підвищення ефективності ГТА з перерозширенням та рекуперацією; розроблено математичну модель для дослідження термодинамічного циклу та досліджено схему і термодинамічний цикл ГТА з перерозширенням та рекуперацією; проведено оптимізацію та аналіз параметрів термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням та рекуперацією; проведено термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА з перерозширенням та рекуперацією; необхідні конструктивні розрахунки; огляд заходів по техніці безпеки, та охороні праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища, ЦЗ при використанні розробляемого ГТА з перерозширенням та рекуперацією на блочній електростанції

Студент групи 6231м



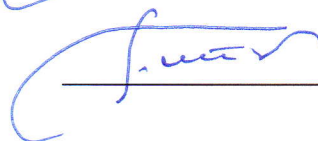
Засипко О. І.

Керівник роботи



Ващиленко М.В.

Завідувач кафедри



Патлайчук В.М.

Миколаїв 2024 р.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра _____ турбін _____
Спеціальність _____ 142 "Енергетичне машинобудування" _____
Освітня програма _____ "Газотурбінні установки і компресорні станції" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ

Гарант освітньої програми

"_____" _____ 2024 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

Студент _____ Засипко О. І. _____

1. Тема роботи: " Розробка та дослідження ГТА з перерозширенням та рекуперацією потужністю 16 МВт для електростанції "

Керівник роботи: _____ канд. техн. наук, доцент Ващиленко М.В.

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2024 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.12.2024 року

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

4. Перелік питань, що належать до розробки (найменування розділів)

4.1. Огляд літератури та аналіз сучасних досліджень в області підвищення ефективності ГТА з використанням перерозширення за ГТД.

4.2. Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням за ГТД.

4.3. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням за ГТД.

4.4. Параметричний аналіз термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням за ГТД..

4.5. Вибір та обґрунтування параметрів схеми перспективного ГТА з перерозширенням за ГТД для електростанції.

4.6. Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання ГТА з перерозширенням за ГТД для електростанції.

4.7. Заходи по техніці безпеки, та охороні праці.

4.8. Заходи по захисту навколишнього середовища, ЦО

5. Перелік графічного матеріалу

5.1. Теплова схема та термодинамічний цикл ГТА з перерозширенням за ГТД.

5.1. Основні положення математичної моделі для дослідження циклу ГТА з перерозширенням за ГТД.

5.2. Ілюстративний матеріал по результатах дослідження

5.3. Компонуваче креслення ГТА з перерозширенням за ГТД для електростанції.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

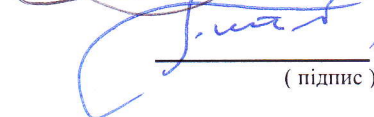
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи (КР)	Термін виконання етапів	Примітка
1	Інформаційний пошук	01.09.2024	
2	Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням за ГТД.	10.09.2024	
3	Розробка математичної моделі для дослідження циклу ГТА з перерозширенням за ГТД.	20.09.2024	
4	Дослідження та оптимізація параметрів циклу ГТА з перерозширенням за ГТД.	10.10.2024	
5	Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання ГТА з перерозширенням за ГТД для електростанції	1.11.2024	
6	Компонування креслення ГТА з перерозширенням за ГТД для електростанції	25.11.2024	
7	Охорона праці	2.12.2024	
8	Охорона навколишнього середовища та ЦО	10.12.2024	
9	Оформлення КР та подання її до захисту	20.12.2024	

Студент

Керівник роботи


(підпис)


(підпис)

Засипко О. І.

Ващиленко М.В.

3MICT

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА.....	2
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА РОЗРОБОК В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТА З ВИКОРИСТАННЯМ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯ.....	8
1.1. Методи підвищення ефективності ГТА використанням перерозширення, а також рекуперації.....	9
1.2. Постановка задачі дослідження	17
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА СХЕМИ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ГТА З ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ ТА РЕКУПЕРАЦІЄЮ	18
2.1. Схема та термодинамічний цикл ГТА з перерозширенням та рекуперацією..	19
2.2. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням та рекуперацією	21
2.3. Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням та рекуперацією в порівнянні з ГТА простої схеми.....	28
2.4. Вибір та обґрунтування параметрів схеми ГТА з перерозширенням та рекуперацією потужністю 16000 кВт для електростанції	33
РОЗДІЛ 3 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ СХЕМИ ГТА З ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ ТА РЕКУПЕРАЦІЄЮ ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ.....	35
3.1. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з перерозширенням та рекуперацією на режимі повної потужності	36
РОЗДІЛ 4 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ	45
4.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів та ексгаустеру двокаскадного ГТД	46
4.2. Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД.....	51
4.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД.....	52
4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД	59
4.4.1. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за ГТД.....	59

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ренням та рекуперацією в порівнянні з ГТА простої схеми..... 28 2.4. Вибір та обґрунтування параметрів схеми ГТА з перерозширенням та рекуперацією потужністю 16000 кВт для електростанції 33 РОЗДІЛ 3 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ СХЕМИ ГТА З ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ ТА РЕКУПЕРАЦІЄЮ ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ 35 3.1. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з перерозширенням та рекуперацією на режимі повної потужності 36 РОЗДІЛ 4 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ 45 4.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів та ексгаустеру двокадажного ГТД 46 4.2. Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД..... 51 4.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД..... 52 4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД 59 4.4.1. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за ГТД 59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.3.ПЗ Арк. 4

ВСТУП

Актуальність теми. Електростанції на базі сучасних газових турбін відрізняються високою маневреністю – час пуску і виходу на режим номінальної потужності становить не більше 15-20 хв. Електричний ККД сучасних ГТУ досягає 35 ... 40%, при якому витрата умовного палива на 1 кВт електричної потужності не перевищує 340-360 г у.п./кВт. До того ж ці установки:

- мають низький рівень шкідливих викидів, що відповідає вимогам Директиви 2010/75/ЄС (по NO_x не більше 50 мг/нм³ і по СО не більше 100 мг/нм³);
- відрізняються відносно невисоким рівнем питомих капітальних витрат на 1 кВт встановленої електричної потужності і в залежності від комплектації можуть становити 500-750 \$ / кВт;
- мають невелику масу і габарити, що дозволяє їх легко транспортувати будь-яким видом транспорту, а сама електростанція займає порівняно невелику площу;
- не вимагають будівництва капітальних споруд, відрізняються простою обслуговування і меншими вимогами до інфраструктури;
- доставляються на майданчик електростанції з високим рівнем заводської готовності і тому швидко монтуються і підключаються.

Представлена кваліфікаційна робота присвячена вирішенню проблеми збільшення показників ефективності газотурбінних двигунів за рахунок введення перерозширення за останньою турбіною, що конструктивно можна реалізувати введенням в схему ГТА ексгаустера, що приводиться в обертання від ротора турбокомпресорного блоку низького тиску (ТБНТ) ГТД.

Мета і завдання дослідження. Метою даної наукової роботи є розробка і дослідження вдосконаленого термодинамічного циклу та теплової схеми ГТА з перерозширенням і рекуперацією, що може бути реалізованим з використанням вітчизняних технологій та вузлів вже існуючих двигунів.

Об'єкт дослідження – процеси у термодинамічному циклі ГТА для електростанції з перерозширенням і рекуперацією теплоти вихлопних газів.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.ВС.ПЗ	Арк.
						6

Предмети дослідження – термодинамічний цикл і теплова схема ГТА з перерозширенням і рекуперацією.

Методи дослідження – математичне моделювання термодинамічних процесів в ГТА, оптимізація параметрів та аналіз показників, що характеризують економічність енергетичних установок та обладнання; також проведення числового дослідження, оптимізаційних розрахунків та аналізу за допомогою спеціально розробленого комп'ютерного програмного забезпечення.

Наукова новизна одержаних результатів. На основі аналізу результатів математичного моделювання вперше було виконано порівняльне дослідження ефективності ГТА з перерозширенням і рекуперацією теплоти вихлопних газів, з ГТА простого циклу для рівня технології вітчизняного проектанта та виробника ГТД – НВКГ "Зоря" – "Машпроект". Обґрунтованість і достовірність наукових положень підтверджується ідентифікацією алгоритму та математичної моделі по параметрах та показниках вітчизняних ГТД.

Інв. № подл.						Підпис і дата							
								Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.ВС.ПЗ		Арк.						
							7						

[illegible]

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ГТА З ВИКОРИСТАННЯМ ПЕРЕРОЗШИРЕННЯ ЗА ГТД

1.1. Методи підвищення ефективності ГТА використанням перерозширення, а також рекуперації

Застосування газотурбінного двигуна в якості привода генератора електроенергії економічно доцільно в тому випадку, коли електростанція розташована у важкодоступних районах, де відсутні магістральні електромережі, а також для резервування джерела енергопостачання в аварійних ситуаціях. Тому задача підвищення ефективності таких ГТА є дуже актуальною [1].

Газотурбінні двигуни й установки з перерозширенням робочого тіла за силовою турбіною поки не досить добре вивчені і не мають широкого використання, що потребує подальших дослідницьких робіт, а також конструкторських розробок.

На рис. 1.1 показані залежності ефективного ККД η_e і питомої потужності $N_{\text{пит}}$ від π_k у компресорі газогенератора двигуна при $\pi_{\text{дк}} = 2,0$ та ступені регенерації $\sigma = 0,85$ для циклу ГТД з ТП й Р (ТП+Р) в порівнянні з простим циклом Брайтона (П) і циклом ГТД з Р. З представлених залежностей видно, що збільшення ККД для циклу ГТД з ТП і Р становить 20...25% відносних по відношенню до простого циклу, значення питомої потужності значно перевищують величини для ГТД з Р. Оптимальна за ККД $\pi_{\text{копт}}$ у циклі ГТД з ТП і Р становить 4...6, що забезпечує більш високий ККД компресора [1].

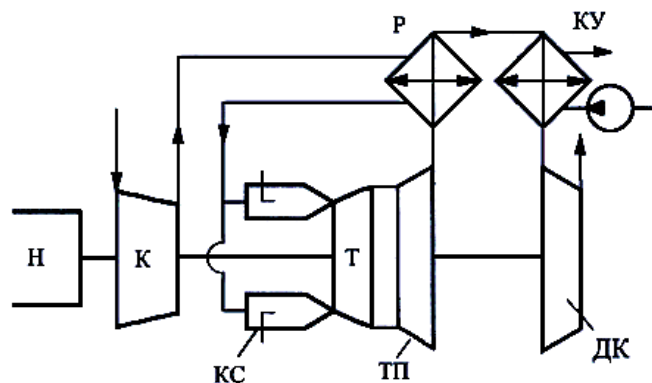


Рис. 1.1. Схема ГТД з турбіною перерозширення і регенерацією теплоти

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.01.ПЗ					Арк.
										9
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

Найбільші значення питомої потужності в циклах ГТД з ТП і Р максимально наближені до $\pi_{\text{корп}}$ за ККД, а $\pi_{\text{дкорп}}$ становить 1,8...2,2, що сприятливо позначається при проектуванні на масогабаритні характеристики теплообмінного обладнання ТКУ. За рівнем економічності ГТД з ТП і Р знаходиться поряд з ГТД Wr-21 фірми Rolls-Royce і є ГТУ когенераційного типу.

Якщо розглядати характеристики ГТД складних циклів з блокованою силовою турбіною на змінних режимах, то для когенераційних ГТУ, що забезпечують енергією комунальні і промислові об'єкти, характерна робота на часткових навантаженнях, тому вибір оптимальної теплової та конструктивної схеми установки для роботи її при змінному режимі є важливим експлуатаційним фактором.

На підставі всього вище сказаного можна зробити висновок про те, що:

1. Енергетичні ГТД з перерозширенням і регенерацією теплоти на всіх режимах мають ефективний ККД вищий, ніж у ГТД з регенерацією теплоти.

2. ГТД з перерозширенням і регенерацією теплоти в одновальному виконанні турбокомпресора з силовою турбіною на часткових гвинтових навантаженнях більш економічні, ніж на часткових генераторних, і можуть бути рекомендовані в якості приводних для використання їх у газоперекачувальних агрегатах.

3. ГТД з ТКУ і регенерацією теплоти мають високі теплотехнічні характеристики і доцільні для комбінованого виробництва енергії.

У виданому на ім'я КАІ авторському свідоцтві [2] для реалізації циклу з перерозширенням був запропонований звернений газогенератор (він же вакуумуючий агрегат (ВА) або турбоутілізатор вихлопних газів). Цей агрегат абсолютно автономний і може встановлюватися, наприклад, в існуючому газоході за силовою турбіною основного двигуна практично будь-якої конфігурації (рис. 1.2).

Інв. № подл.	Підпис і дата																							
	Інв. № дубл.																							
	Взам. інв. №																							
	Підпис і дата																							
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td rowspan="3"> КР.142.6231м.09.01.ПЗ </td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>10</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> </table>											КР.142.6231м.09.01.ПЗ	Арк.						10	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.6231м.09.01.ПЗ	Арк.																		
						10																		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																				

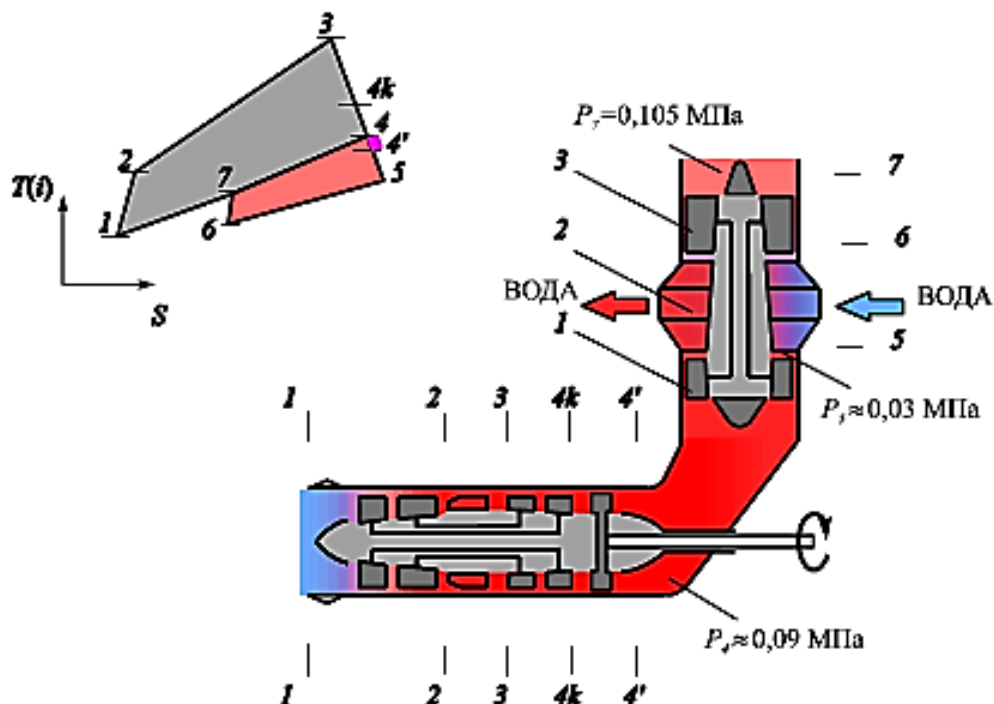


Рис. 1.2. ГТУ з перерозширенням робочого тіла за силовою турбіною на базі зверненого газогенератора: 1 – турбіна перерозширення; 2 – холодильник; 3 – дожимаючий компресор; точка 4' – тиск нижче навколишнього середовища

Звернений газогенератор складається послідовно з турбіни перерозширення 1, холодильника 2 и дожимаючого компресора 3. При установці вакуумуючого агрегату за силовою турбіною встановлюється тиск нижче навколишнього середовища (точка 4', діаграма T(I)–S)), що збільшує теплоперепад на силовій турбіні ГТД. Сам ВА може бути встановлений практично за будь-яким типом ГТД існуючих і перспективних параметрів, а також тих, які використовуються у ряді технологічних схем (хімічних, металургійних) як для створення вакууму, так і безпосередньо для провадження роботи. У процесі дослідження було встановлено, що в ряді випадків допустимо виконувати звернений газогенератор з використанням контактного теплообмінника з уприскуванням води (з ефектом аеротермопресії) [3]. Схема такого двигуна показана на рис. 1.3. Система зверненого газогенератора може працювати і без основного ГТД (рис. 1.4).

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ	Арк.
						11

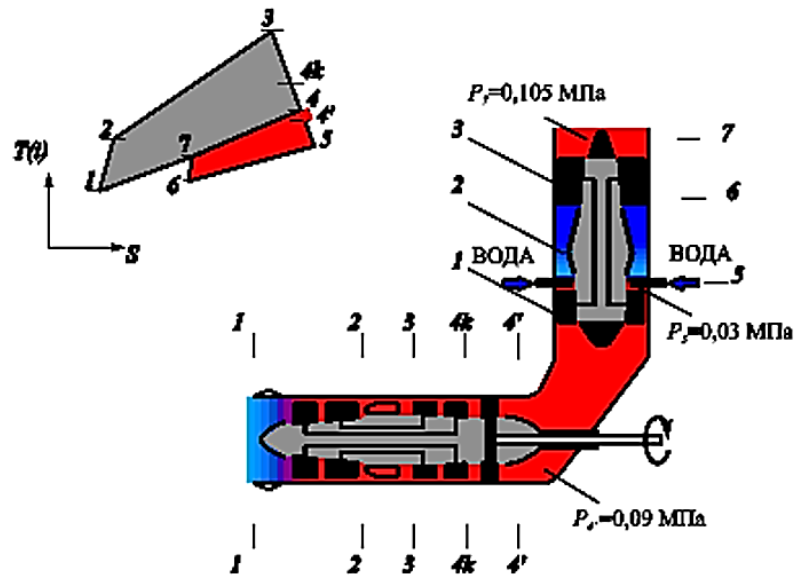


Рис. 1.3. ГТУ з перерозширенням робочого тіла за силовою турбіною на базі зверненого газогенератора з аеротермопресією: 1 – турбіна перерозширення; 2 – холодильник; 3 – дожимаючий компресор; точка 4' – тиск нижче навколишнього середовища

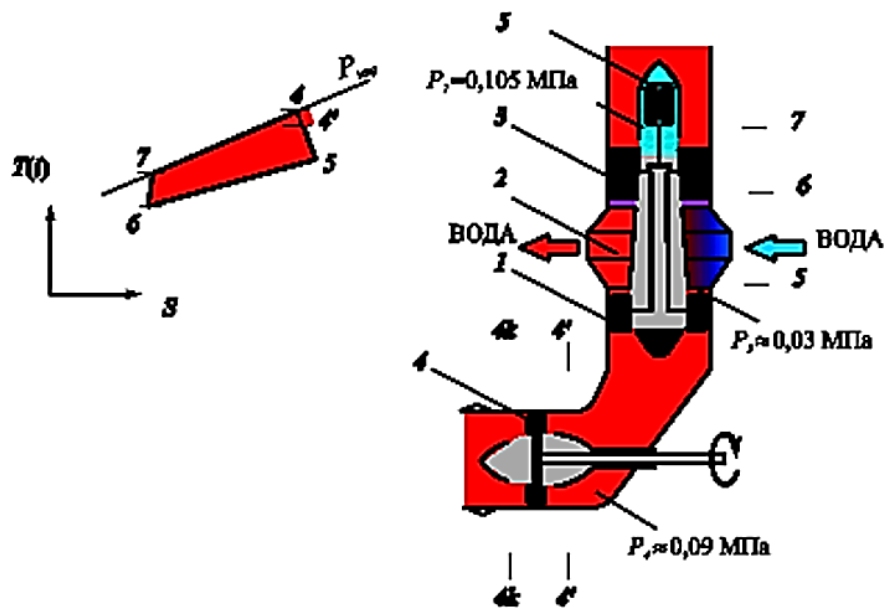


Рис. 1.4. Силова установка з перерозширенням робочого тіла за силовою турбіною без стандартного газогенератора: 1 – турбіна перерозширення; 2 – холодильник; 3 – дожимаючий компресор; точка 4' – тиск нижче навколишнього середовища

По суті, в силових установках на рис. 1.2 – 1.4 реалізується цикл зі ступінчастим відведенням тепла. Де відведення тепла після перерозширення на силовій турбіні – перший ступінь, відведення тепла після дожимаючого компресора – другий ступінь відведення тепла [4–7].

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ	Арк.
						12

На рис. 1.5 зображена схема ГТД із проміжним підігрівом (ПП) газу в газогенераторі двигуна й силовою турбіною перерозширення (СТП). ПП газу проводиться в другій камері згоряння (К32), установленій між турбіною високого тиску (ТВТ) Т1 і турбіною середнього тиску (ТСТ) Т2, механічно не зв'язаних між собою. Перерозширення газу за силовою турбіною здійснює дожимний компресор (ДК), перед яким газ охолоджується в охолоджувачі газу (ОГ). У координатах S-T (рис. 1.2) представлений цикл ГТД із ПП і СТП, де реальні процеси розширення газу у високотемпературних турбінах, охолоджуваних цикловим повітрям, представлені еквівалентними процесами: 3см-4.1 – у турбіні Т1; 3.2см-4.2 – у турбіні Т2; 4.2см-5 – у СТП. Температура газу $T_{3,2}$ перед турбіною Т2 дорівнює початковій температурі газу T_3 у двигуні. У ГТД із ПП і СТП, також, як і в ГТД простого циклу, аналіз економічності циклів проводився при зміні величини ступені підвищення тиску в компресорі π_k , початкової температури газу T_3 , а також ступені зниження тиску в ТП при інших рівних фіксованих параметрах, що впливають на ККД циклу. Математична модель для визначення параметрів циклів високотемпературних ГТД із ТП була доповнена введенням ПП газу між турбінами газогенератора, за допомогою якої визначалося поле проміжних значень і область оптимальних значень характеристик циклів [8].

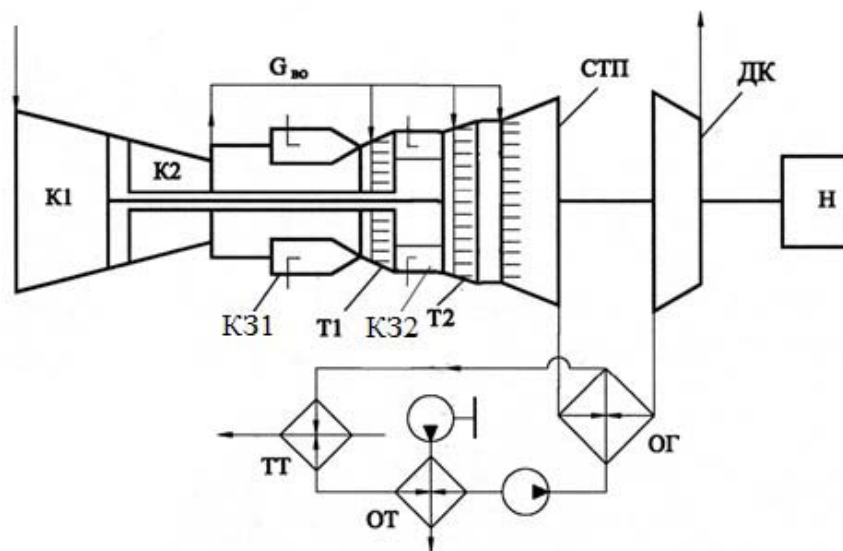


Рис. 1.5. Схема ГТД з промпідігрівом газу й силовою турбіною перерозширення: К1 і К2 – компресори; К31 – основна камера згоряння; К32 – камера згоряння промпідігріву; Т1 і Т2 – турбіни; СТП – силова турбіна перерозширення; ДК – компресор, що дожимає; ОГ – охолоджувач газу; Н – навантаження

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.01.ПЗ					Арк.
										13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

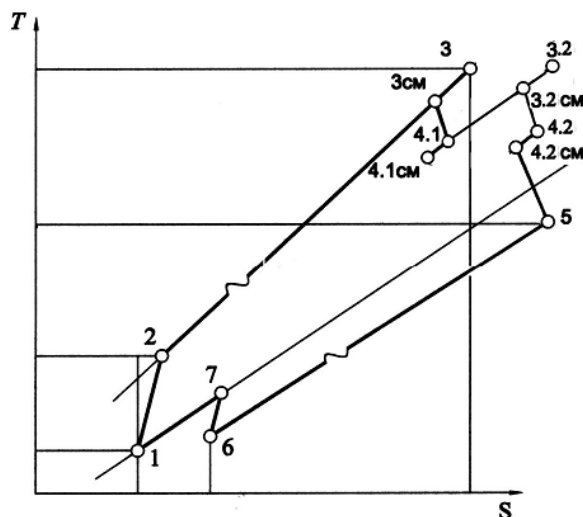


Рис. 1.6. Цикл ГТД із проміжним підігрівом газу в газогенераторі та силовою турбіною перерозширення

У праці [9] професором В. М. Маковським описана ГТУ, зображена на рис. 1.7. Тут 1 – повітряний компресор; 2 – компресор доменних газів; 3 – ексгаустер (дожимаючий компресор); 4 – газова турбіна; 5 – камера згоряння; 6 – регенератор; паливо – колосниковий газ, тиск в камері згоряння 6 – 10 ата, тиск після перерозширення 0,2 ата, ККД = 17%. Робота системи полягає в наступному: зовнішнє повітря стискається компресором 1 і подається на регенератор 6 і далі – у камеру згоряння 4. Компресор 2 стискає доменні гази і подає їх в камеру згоряння 5 у якості палива. Продукти згоряння після газової турбіни 5 надходять в регенератор 6 і потім – на дожимаючий компресор – ексгаустер 3.

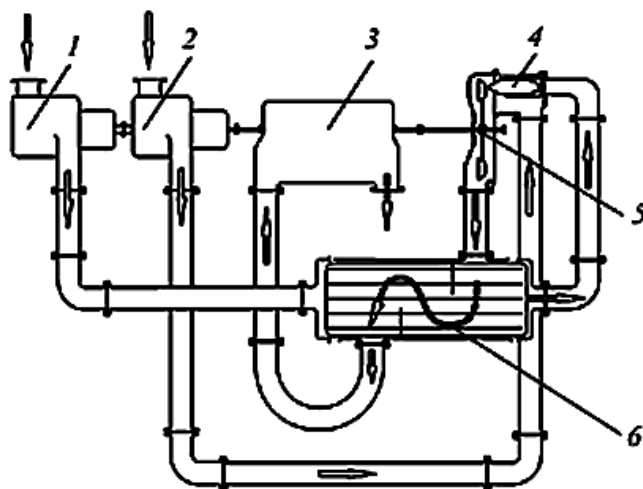


Рис. 1.7. ГТУ з перерозширенням робочого тіла за силовою турбіною за схемою В. М. Маковського: 1 – повітряний компресор; 2 – компресор доменних газів; 3 – ексгаустер; 4 – камера згоряння; 5 – газова турбіна; 6 – регенератор

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.09.01.ПЗ				Арк.
				14

З метою дослідження параметрів і основних характеристик циклу ГТД з регенерацією теплоти і циклу ГТД з турбіною перерозширення їх можна представити у вигляді циклу Брайтона, послідовно ускладненого шляхом введення регенерації теплоти, і циклу ГТД, де застосований турбокомпресорний утилізатор (ТКУ), який складається з турбіни перерозширення (ТП), дожимаючого компресора (ДК) та охолоджувачів газу між ними ТТ і КУ (рис. 1.8).

Для аналізу циклів ГТД застосована універсальна термодинамічна модель циклу ГТД [20], яка дозволяє визначати параметри циклу при зміні величини ступеня підвищення тиску в компресорі двигуна π_k , початкової температури газу T_3 , а також зміни величини ступеня регенерації σ та ступеня підвищення тиску в дожимаючому компресорі π_{dk} й фіксованих значеннях інших величин, що впливають на параметри циклу двигуна.

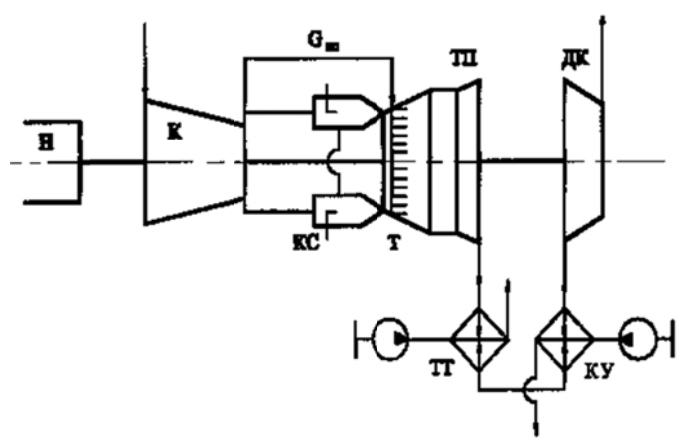


Рис. 1.8. Схема ГТД з турбокомпресорним утилізатором: К – компресор; КС – камера згоряння; Т – турбіна; ТП – турбіна перерозширення; ДК – дожимаючий компресор; ТТ – теплофікаційний теплообмінник; Н – навантаження; КУ – котел-утилізатор

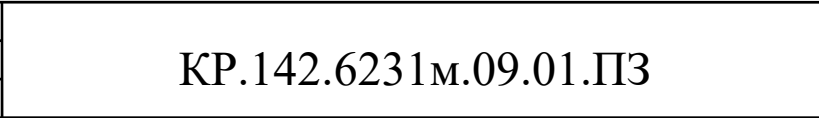
На рис. 1.9 показані залежності ефективного ККД (η_e) і питомої потужності ($N_{пит}$) циклів ГТД з регенерацією теплоти від зміни π_k для міри регенерації 0,85 ($\sigma = 0,85$) і початковій температурі газу $T_3 = 1373$ К.

Для порівняння наводяться параметри простого циклу ГТД (крива П), які визначаються для міри регенерації $\sigma = 0$ і $\pi_{dk} = 1$. Позначення для циклу ГТД з регенерацією теплоти прийнято Р.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №					
--------------	---------------	--------------	--------------	-------------	--	--	--	--

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата



Арк.
16

Арк.
16

Арк.
16

Арк.
16

1.2. Постановка задачі дослідження

Вищенаведені результати досліджень в певній мірі стали стимулом для розробки представленої магістерської роботи, яка покликана дати відповідь на такі запитання:

1. Виявити характерні особливості різних модифікацій циклу з перерозширенням та рекуперацією, а також на основі загального термодинамічного аналізу провести порівняльне дослідження ГТА з перерозширенням та рекуперацією з ГТА простої схеми.

2. Розробити математичну модель циклу ГТД з перерозширенням та рекуперацією, а також алгоритм оптимізації його параметрів і необхідне програмне забезпечення для комп'ютерних розрахунків.

3. Виконати параметричне дослідження циклу ГТД з перерозширенням та рекуперацією, одержати його оптимальні параметри, порівняти з показниками ефективності ГТА простої схеми.

4. Вибрати та обґрунтувати параметри схеми ГТД з перерозширенням та рекуперацією потужністю 16000 кВт.

5. Розробити методику теплового проектувального розрахунку схеми ГТД з перерозширенням та рекуперацією на номінальному режимі.

6. Розробити конструктивний варіант ГТА з перерозширенням та рекуперацією потужністю 16000 кВт, що використовується для приводу генератора електричного струму на блочній електростанції.

7. Спроекувати турбінну частину ГТД з перерозширенням та рекуперацією потужністю 16000 кВт.

8. Провести огляд заходів по техніці безпеки, та охороні праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища, ЦЗ при використанні розробляемого ГТА з перерозширенням та рекуперацією на блочній електростанції.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.01.ПЗ	Арк.
						17

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
						КР.142.6231м.09.02.ПЗ				
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
		Студент.	Засипко О. І.				Розробка схеми та термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням та рекуперацією.			
		Керівник	Ващилєнко М.В.							
		Консульт.								
		Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							
							Літ.		Арк.	Аркушів
							18		34	
							НУК			

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА СХЕМИ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ ГТА З ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ ТА РЕКУПЕРАЦІЄЮ

2.1. Схема та термодинамічний цикл ГТА з перерозширенням та рекуперацією

Підвищення ефективності газотурбінних установок є важливою науково-технічною проблемою. Актуальність і важливість завдання підвищення теплової економічності приводних ГТА стає все більш гострим у зв'язку з зростаючими цінами на вуглеводневе паливо.

Схема досліджуваного приводного ГТА з рекуперацією теплоти відхідних газів для електростанції подана на рис. 2.1. Гази, що відходять від приводного ГТД, силова турбіна якого працює з перерозширенням, послідовно проходять мережевий підігрівач води – МПВ1, потім вони охолоджуються в кінцевому охолоджувачі – КО і надходять в ексгаустер, що представляє собою осьовий компресор, який приводиться в обертання від турбокомпресорного блоку низького тиску ГТД. Ексгаустер підвищує тиск газів, які відходять від ГТД, до атмосферного. За ексгаустером також встановлений мережевий підігрівач води – МПВ2.

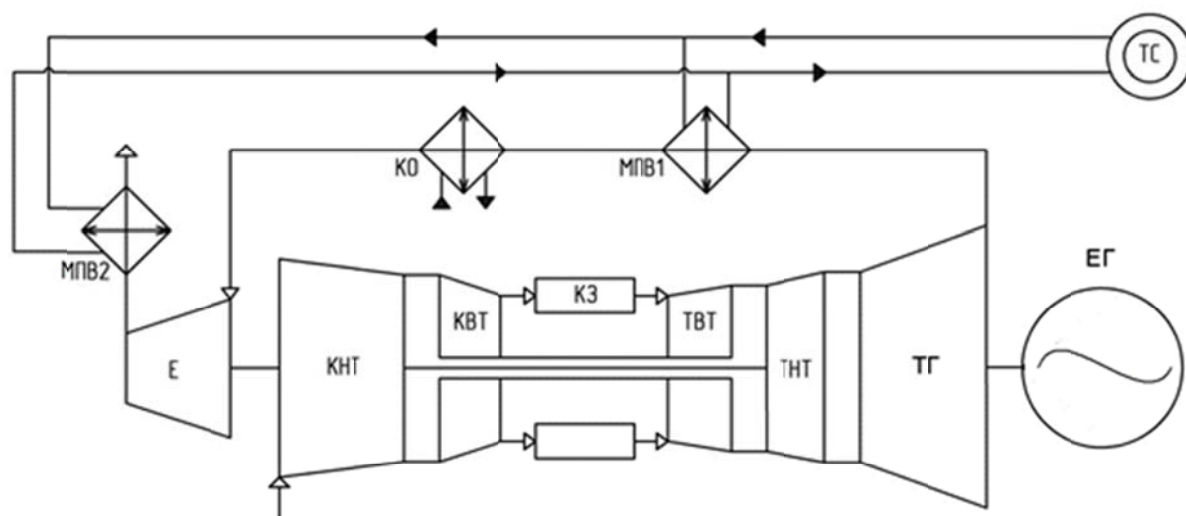


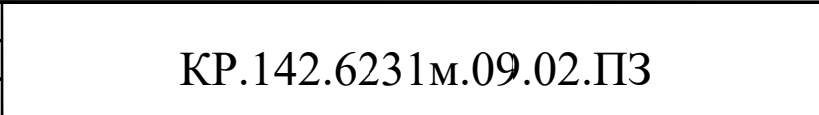
Рис. 2.1. Схема ГТА з перерозширенням та рекуперацією: Е – ексгаустер; КВТ і КНТ – відповідно компресора високого і низького тиску ГТД; КЗ – камера згоряння; КО – кінцевий охолоджувач; МПВ1, МПВ2 – мережеві підігрівачі води; ЕГ – електрогенератор; ТВТ і ТНТ – турбіни високого та низького тиску ГТД; ТГ – турбіна генератора; ТС – тепловий споживач

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ	Арк.
						19

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Інв. № по акту				
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис Дата



Арк.
20

Арк.
20

Арк.
20

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Розроблено математичну модель досліджуваної схеми ГТА з перерозширенням. На базі цієї математичної моделі було створено ряд комп'ютерних програм, написаних мовою Fortran, для проведення чисельних досліджень та проектних напрацювань термодинамічного циклу і теплової схеми розглянутого ГТА.

Адіабатичний ККД компресорного блоку ГТД оцінюється

$$\eta_k = \frac{\pi_{k_\Sigma}^{\frac{k_\Pi-1}{k_\Pi}} - 1}{\pi_{k_\Sigma}^{k_\Pi \cdot \eta_{a_k}} - 1}, \quad (0.1)$$

де: π_{k_Σ} – міра підвищення тиску повітря в компресорі; k_Π – коефіцієнт ізоентропи для процесу в компресорі; η_{a_k} – адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора.

Дійсний підігрів повітря в компресорі

$$\Delta T_k = \frac{T_{\text{зов}} \cdot (\pi_{k_\Sigma}^{\frac{k_\Pi-1}{k_\Pi}} - 1)}{\eta_k}, \quad (0.2)$$

де $T_{\text{зов}}$ – розрахункова температура зовнішнього повітря.

Температура повітря за компресорним блоком ГТД

$$T_2 = T_{\text{зов}} + \Delta T_k. \quad (0.3)$$

Середня теоретична температура повітря в процесі підвищення тиску в компресорі

$$T_{\text{сер.к}} = T_{\text{зов}} + \frac{\Delta T_k \cdot \eta_k}{2}. \quad (0.4)$$

Показник ізоентропи для процесу в компресорі

$$k_\Pi = \frac{c_{p_{\Pi.к}}}{c_{p_{\Pi.к}} - R_\Pi}, \quad (0.5)$$

де: $c_{p_{\Pi.к}} = f(T_{\text{сер.к}})$ – масова ізобарна теплоємність повітря для ізоентропійного процесу в компресорі; $R_\Pi = 0,3012$ – газова стала для повітря для природного газу.

Середня температура необхідна для визначення середньої масової ізобарної теплоємності повітря для процесу в КЗ

$$T_{\text{сер.п.кз}} = \frac{293 + T_2}{2} \quad (0.6)$$

Середня температура необхідна для визначення середньої масової ізобарної теплоємності продуктів згоряння для процесу в КЗ

$$T_{\text{сер.г.кз}} = \frac{293 + T_3}{2}, \quad (0.7)$$

де T_3 – максимальна температура газу в циклі.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ				
					Арк.				
					22				

Питома кількість теплоти, яка підводиться в КЗ у процесі спалювання палива

$$q_{\text{КЗ}} = \frac{\left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{p_r} \Big|_{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{p_n} \Big|_{293}^{T_2} \cdot (T_2 - 293)}{\eta_{\text{КЗ}}}, \quad (0.8)$$

де $\eta_{\text{КЗ}}$ – коефіцієнт повноти згоряння в КЗ; $L_0 = 17,18$ – це стехіометрична кількість повітря для природного газу; $c_{p_n} \Big|_{293}^{T_2} = f(T_{\text{сер.п.КЗ}})$ – середня масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в КЗ; $c_{p_r} \Big|_{293}^{T_3} = f(T_{\text{сер.г.КЗ}}; \alpha)$ – середня масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в КЗ, де α – коефіцієнт надлишку повітря в інтервалі температур 293 ... T_3 , у першому наближенні приймаємо $\alpha = 5$.

Відносна витрата палива в КЗ

$$g_{\text{пал}} = \frac{q_{\text{КЗ}}}{H_u}, \quad (0.9)$$

де $H_u = 50032$ кДж/кг – нижча наявна теплотворна здатність палива для природного газу.

Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ

$$\alpha = \frac{1}{g_{\text{пал}} \cdot L_0}. \quad (0.10)$$

Загальний КВПТ по газоповітряному тракту ГТА

$$\Pi v_{\text{ГТА}} = v_{\text{ВХ}} \cdot v_{\text{К}} \cdot v_{\text{КЗ}} \cdot v_{\text{Т}} \cdot v_{\text{ГВ}} \cdot v_{\text{КТО}}, \quad (0.11)$$

де $v_{\text{ВХ}}$ – КВПТ вхідного пристрою; $v_{\text{К}}$ – КВПТ перехідника компресора; $v_{\text{КЗ}}$ – КВПТ КЗ; $v_{\text{Т}}$ – КВПТ для опорного вінця турбіни; $v_{\text{ГВ}}$ – КВПТ газовідводу; $v_{\text{КТО}}$ – КВПТ блоку МПВ1, МПВ2 та КО.

Загальна міра зниження тиску в турбінах ГТД

$$\Pi_{\text{Т}_\Sigma} = \pi_{\text{К}_\Sigma} \cdot \pi_{\text{екс}} \cdot \Pi v_{\text{ГТА}}, \quad (0.12)$$

де $\pi_{\text{екс}}$ – міра підвищення тиску повітря у ексгаустері.

Адіабатичний ККД турбінного блоку ГТД

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ Арк. 23				
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

$$\eta_{\text{T}} = \frac{1 - \frac{1}{\pi_{\frac{k_{\text{r}}-1}{k_{\text{r}}}, \eta_{a_{\text{T}}}}}}{1 - \frac{1}{\pi_{\frac{k_{\text{r}}-1}{k_{\text{r}}}}}}, \quad (0.13)$$

де η_{a_T} – адіабатичний ККД елементарного ступеня турбіни

Дійсний температурний перепад турбін ГТД

$$\Delta T_{\text{r}} = T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{T}_{\Sigma}}^{k_{\text{r}}}} \right) \cdot \eta_{\text{r}}. \quad (0.14)$$

Температура газу за турбінами ГТД

$$T_4 = T_3 - \Delta T_{\text{T}}. \quad (0.15)$$

Середня температура процесу розширення в турбіні

$$T_{\text{cep}_\tau} = T_3 - \frac{\Delta T_\tau}{2 \cdot \eta_\tau}. \quad (0.16)$$

Показник ізоентропи для процесу розширення в турбіні

$$k_{\Gamma} = \frac{c_{p_{\Gamma}} \Big|_{T_4}^{T_3}}{c_{p_{\Gamma}} \Big|_{T_4}^{T_3} - R_{\Gamma}}, \quad (0.17)$$

де $c_{p_r} \Big|_{T_4}^{T_3}$ – середня масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в турбіні; $R_r = 0,3012$ кДж/(кг·К) – газова стала продуктів згоряння для природного газу.

Число рядів охолоджуваних лопаток у турбінах ГТД

$$n_{\text{ox}} = \text{цiле} \frac{2 \cdot \lg \frac{T_{\text{д}}}{T_3}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{CT}} \right]}, \quad (0.18)$$

де $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{\text{ст}} = 0,11 \dots 0,14$ – відносний температурний перепад на ступінь охолоджуваної турбіни; $T_{\text{д}}$ – допустима, з умов міцності, температура металу лопаток турбіни.

Відносна витрата охолодного повітря

Інв. № по					КР.142.6231м.09.02.ПЗ	Арк.
						24
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис		Дата

$$g_{\text{ох}} = a \cdot k_{\text{тл}} \cdot g_{\text{е}} \cdot \beta_{\text{т}} \cdot \frac{(n_{\text{ох}} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_{\text{д}})}{(T_{\text{д}} - T_2)} \cdot \left(\frac{T_3}{T_2} \right)^{0,25}, \quad (0.19)$$

де; $g_{\text{е}} = 0,020$ – еталонне значення коефіцієнта охолодного повітря, яке вказує, скільки потрібно повітря в частках витрати газу через лопатковий вінець, щоб знизити в даних умовах температуру поверхні лопаток на один градус при температурному напорі з боку охолоджувача також в один градус; $a = 1,4$ – коефіцієнт перерахування параметра $g_{\text{е}}$ на натурні умови; $k_{\text{тл}} = 1,05$ – коефіцієнт, що враховує охолодження через торцеві поверхні лопаткових вінців; $\beta_{\text{т}} = 0,93$ – це коефіцієнт витрати для охолоджуваної турбіни.

Температура початку розширення охолоджуючого повітря після його скидання у проточну частину ГТД

$$T_{\text{р.ох}} = T_2 + 0,2 \cdot (T_{\text{д}} - T_2). \quad (0.20)$$

Міра зниження тиску в охолоджуваній частині турбін ГТД

$$\pi_{\text{т.ох}} = \left(\frac{T_3}{T_{\text{д}}} \right)^{\frac{k_{\text{т}}}{(k_{\text{т}} - 1) \cdot \eta_{a_{\text{т}}}}}. \quad (0.21)$$

Міра зниження тиску неоохолоджуваної частини турбін ГТД

$$\pi_{\text{т.неох}} = \frac{\pi_{\text{т.}\Sigma}}{\pi_{\text{т.ох}}}, \quad (0.22)$$

якщо, $\pi_{\text{т.ох}} > \pi_{\text{т.}\Sigma}$, то приймаємо: $\pi_{\text{т.ох}} = \pi_{\text{т.}\Sigma}$, а $\pi_{\text{т.неох}} = 1$.

Дійсний температурний перепад для охолоджуючого повітря в неоохолоджуваній частині турбін ГТД

$$\Delta T_{\text{ох.п}} = T_{\text{р.ох}} \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_{\text{т.неох}}^{\frac{k_{\text{п}} - 1}{k_{\text{п}} \cdot \eta_{a_{\text{ох}}}}}} \right), \quad (0.23)$$

де $\eta_{a_{\text{ох}}} = 0,5 \dots 0,7$ – адіабатичний ККД умовного процесу розширення охолоджуючого повітря в неоохолоджуваній частині ГТД; $k_{\text{п}} = 1,35 \dots 1,37$.

Середня температура для процесу розширення охолоджуючого повітря в неоохолоджуваній частині турбін ГТД

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.09.02.ПЗ 25 Арк. 25					

Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску у ексгаустері

$$k_{\Gamma_{\text{ekc}}} = \frac{c_{p_{\Gamma_{\text{ekc}}}} \left| \frac{T_9}{T_8} \right|}{c_{p_{\Gamma_{\text{ekc}}}} \left| \frac{T_9}{T_8} \right| - R_{\Gamma}}, \quad (0.33)$$

де $c_{p_{г.екс}}|_{T_8}^{T_9} = f(T_{сер.екс}; \alpha)$ – масова ізобарна теплоємність газу для процесу підвищення тиску у ексаустері.

Витрати енергії на привід ексгаустеру

$$q_{\text{ekc}} = \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{p_{\Gamma, \text{ekc}}} \Big|_{T_8}^{T_9} \cdot \Delta T_{\text{ekc}}. \quad (0.34)$$

Ефективна питома потужність ГТА

$$N_{\text{e}_{\text{excess}}} = (q_{\text{T}} + q_{\text{OX}} - q_{\text{K}} - q_{\text{eKC}}) \cdot \eta_{\text{M}}, \quad (0.35)$$

де η_M – механічний ККД турбін

Ефективний ККД ГТА

$$\eta_e = \frac{N_{e_{\text{MIT}}}}{(\beta - g_{\text{ox}}) \cdot q_{\text{sc}}}. \quad (0.36)$$

Питома витрата палива на ГТА

$$C_{Ne} = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_u}. \quad (0.37)$$

Температура газу за мережевим підігрівачем води ГТД – МПВ1

$$T_6 = T_{\text{irr}} + \Delta T_{\text{MIB}}, \quad (0.38)$$

де $T_{1\text{вп}}$ – температура води перед мережевим підігрівачем води - МПВ1; $\Delta T_{\text{мпв}}$ – мінімальний температурний напір в МПВ1.

Середня температура газу для процесу в МПВ1

$$T_{\text{сер.мпп}} = \frac{T_4 + T_6}{2} \quad (0.39)$$

Питомий відпуск тепла когенерації за ГТД

$$q_{\text{Kor}_d} = \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{p_r} \Big|_{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6), \quad (0.40)$$

де $c_{p, \left| \frac{T_4}{T_6} = f(T_{\text{сер.мпп}}; \alpha) \right.}$ – масова ізобарна теплоємність газу для процесу в МПВ1.

Підпис і дата		Питома витрата палива на ГТА			$C_{Ne} = \frac{3600}{\eta_e \cdot H_u}.$	(0.37)
Інв. № дубл.		Температура газу за мережевим підігрівачем води ГТД – МПВ1			$T_6 = T_{l_{вп}} + \Delta T_{мпв},$	(0.38)
де $T_{l_{вп}}$ – температура води перед мережевим підігрівачем води - МПВ1; $\Delta T_{мпв}$ – мінімальний температурний напір в МПВ1.						
Взам. інв. №		Середня температура газу для процесу в МПВ1			$T_{сер.мпв} = \frac{T_4 + T_6}{2}$	(0.39)
Підпис і дата		Питомий відпуск тепла когенерації за ГТД			$q_{ког_д} = \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{p_r} \Big _{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6),$	(0.40)
де $c_{p_r} \Big _{T_6}^{T_4} = f(T_{сер.мпв}; \alpha)$ – масова ізобарна теплоємність газу для процесу в МПВ1.						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ	
					Арк.	
					27	

Середня температура газу для процесу в мережевому підігрівачі води за ексаустером - МПВ2

$$T_{\text{сер.мпв}_{\text{екс}}} = \frac{T_9 + T_6}{2}. \quad (0.41)$$

Питомий відпуск тепла когенерації за ексаустером

$$q_{\text{ког}_{\text{екс}}} = \left(1 + \frac{1}{\alpha \cdot L_0}\right) \cdot c_{p_r} \Big|_{T_6}^{T_9} \cdot (T_9 - T_6), \quad (0.42)$$

де $c_{p_r} \Big|_{T_6}^{T_9} = f(T_{\text{сер.мпв}_{\text{екс}}}; \alpha)$ – масова ізобарна теплоємність газу для процесу в МПВ за ексаустером.

Коефіцієнт ефективності когенерації

$$\beta_{\text{ког}} = \frac{q_{\text{ког}_{\text{д}}} + q_{\text{ког}_{\text{екс}}}}{(\beta - g_{\text{ох}}) \cdot q_{\text{кс}}} \quad (0.43)$$

Тепловий ККД ГТА

$$\eta_{\text{тепл}} = \frac{N_{\text{е}_{\text{пит}}} \cdot \eta_{\text{н}} + q_{\text{ког}_{\text{д}}} + q_{\text{ког}_{\text{екс}}}}{(\beta - g_{\text{ох}}) \cdot q_{\text{кс}}} \quad (0.44)$$

де $\eta_{\text{н}}$ – ККД нагнітача газу.

2.3. Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням та рекуперацією в порівнянні з ГТА простої схеми

Наведені нижче результати оптимізації циклу приводного ГТА з рекуперацією, а також зроблені параметричні дослідження виконані з урахуванням міжнародних вимог ISO 9001-2008 (без втрат на вході і виході з двигуна і при температурі зовнішнього повітря 288 К). Усі незворотні втрати енергії в термодинамічному циклі, що визначають ККД компресорів, турбін і інші прийняті відповідними рівню технології вітчизняних ГТД третього та четвертого поколінь, спроектованих та створених НВКГ «Зоря» - «Машпроект».

На рис. 2.3. наведена залежність ефективного ККД $\eta_{\text{е}}$ циклу ГТА з перерозширенням і рекуперацією отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – $\pi_{\text{кп}}$, а на рис. 2.4. – залежність питомої потужності циклу від того ж

Підпис і дата		де η_n – ККД нагнітача газу.					
Інв. № дубл.		2.3. Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу ГТА з перерозширенням та рекуперацією в порівнянні з ГТА простої схеми					
Взам. інв. №		Наведені нижче результати оптимізації циклу приводного ГТА з рекуперацією, а також зроблені параметричні дослідження виконані з урахуванням міжнародних вимог ISO 9001-2008 (без втрат на вході і виході з двигуна і при температурі зовнішнього повітря 288 К). Усі незворотні втрати енергії в термодинамічному циклі, що визначають ККД компресорів, турбін і інші прийняті відповідними рівню технології вітчизняних ГТД третього та четвертого поколінь, спроектованих та створених НВКГ «Зоря» - «Машпроект».					
Підпис і дата		На рис. 2.3. наведена залежність ефективного ККД η_e циклу ГТА з перерозширенням і рекуперацією отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – π_{k_1} , а на рис. 2.4. – залежність питомої потужності циклу від того ж					
Інв. № подл.							
						КР.142.6231м.09.02.ПЗ	Арк.
							28
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

параметру. Тут, і надалі, штрих-пунктиром для порівняння показані параметри приводного ГТА простого циклу – без ексаустеру, отримані у співставних умовах.

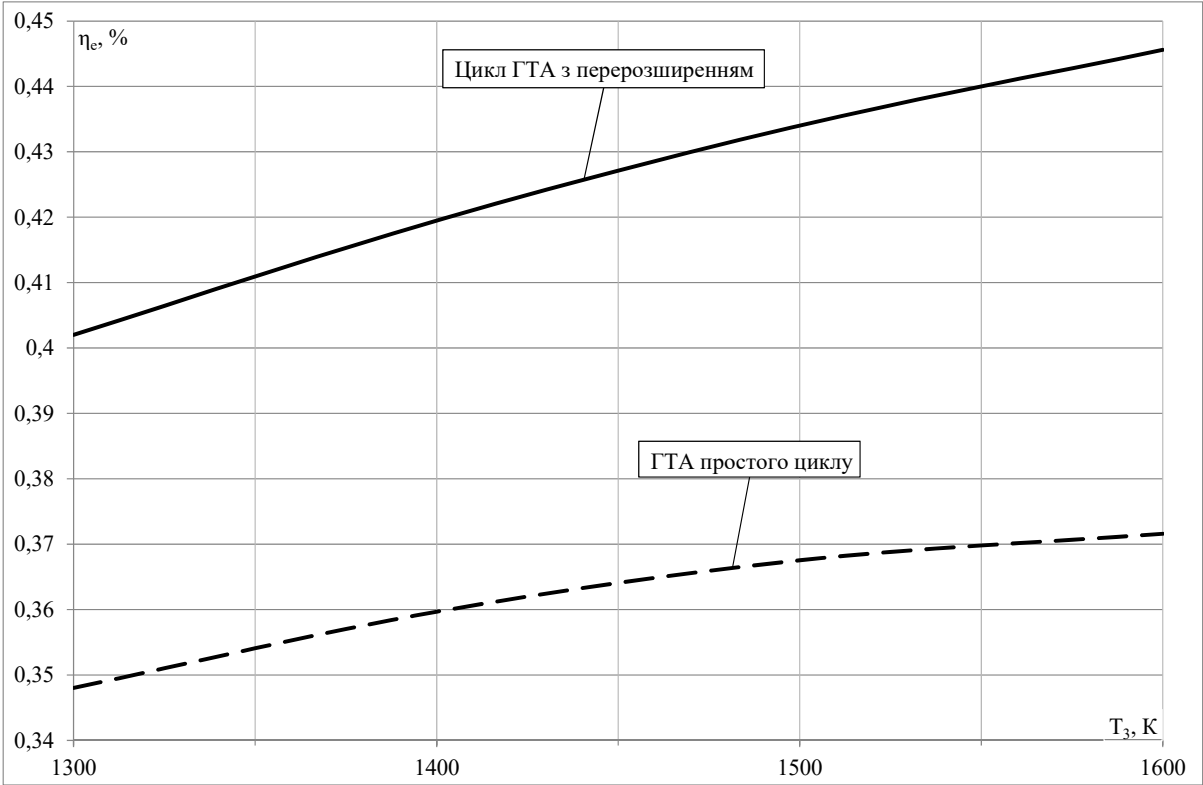


Рис. 2.3. Ефективний ККД циклу ГТА з перерозширенням та рекуперацією при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі

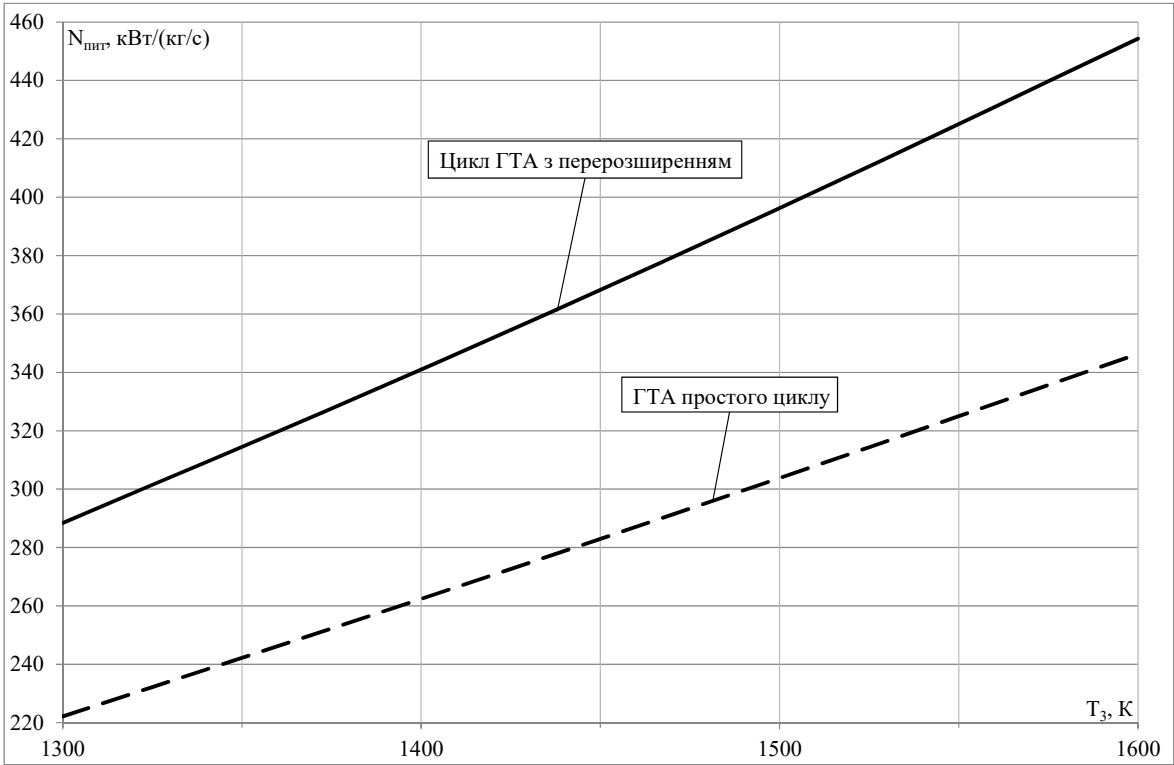


Рис. 2.4. Питова потужність ГТА з перерозширенням та рекуперацією при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

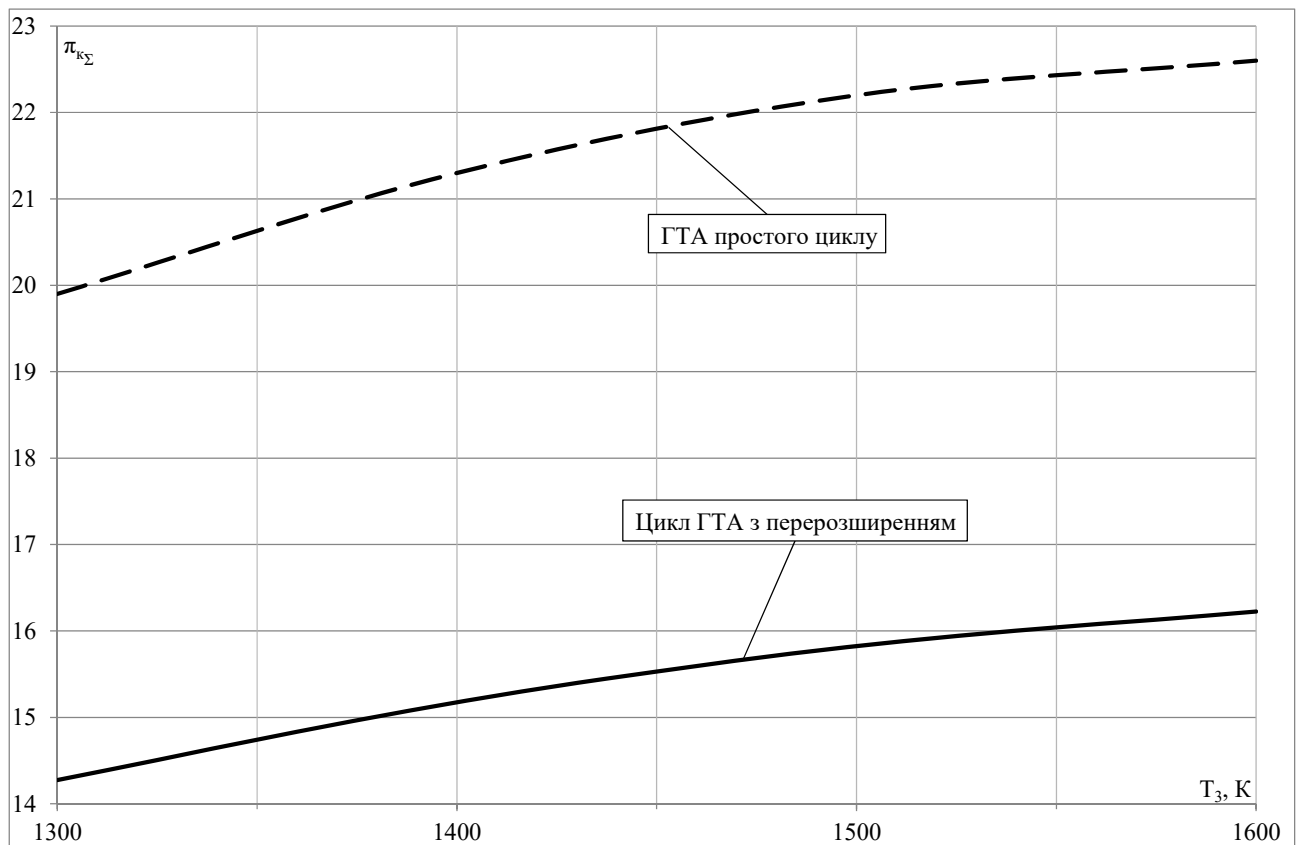


Рис. 2.5. Оптимальні значення міри підвищення тиску в циклі ГТА з перерозширенням

Аналіз показує, що в розглянутому інтервалі температур газу перед турбіною ГТД (1300 ... 1600) К може бути досягнутий максимальний ККД циклу ГТА з перерозширенням і рекуперацією від 40,2% до 44,5 % при помірних значеннях оптимальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_k = 14,5 \dots 16,5$, що видно з графіка рис. 2.5. При цьому, питома потужність ГТА з перерозширенням буде досягати значень від 287 до 455 кВт/(кг/с) відповідно.

Порівняння з показниками ефективності циклу ГТА простої схеми показує, що вигреш по економічності складає від 15,5 до 20 %, в розглянутому діапазоні температур газу перед турбінами ГТД 1300 – 1600 К, зростаючи з ростом температури, а за питомою потужністю, вигреш в середньому є трохи більший 30 % і слабо залежить від температури газу перед турбінами.

Залежність ККД циклу ГТА з перерозширенням від розрахункової температури атмосферного повітря приблизно така ж, як і у простого циклу. Як показано на рис. 2.7, із зменшенням розрахункової температури $T_{зов}$ на кожні 5° його ККД зростає в середньому на 1,5 %, приблизно так само зростає і питома потужність.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.02.ПЗ					Арк.
										30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

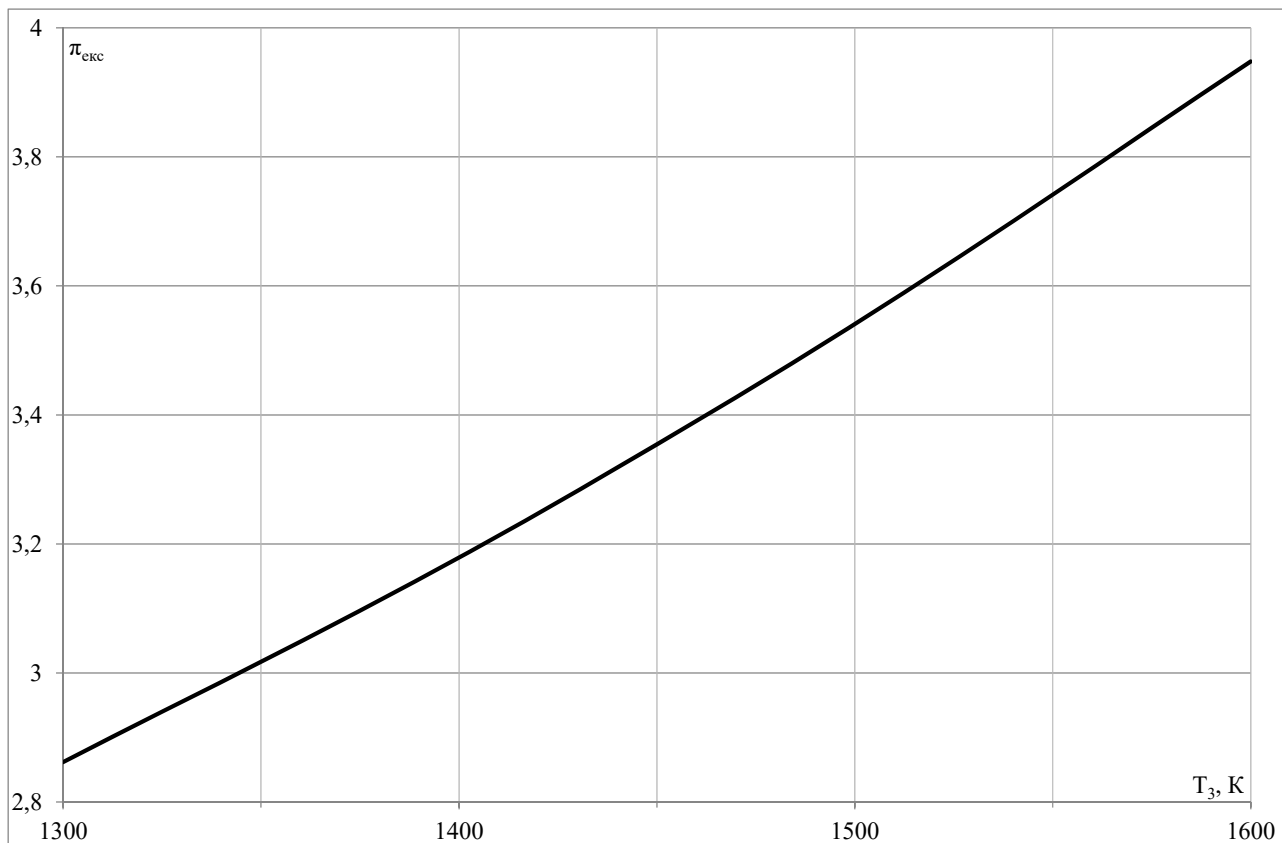


Рис. 2.6. Оптимальні значення міри підвищення тиску в ексгаустері

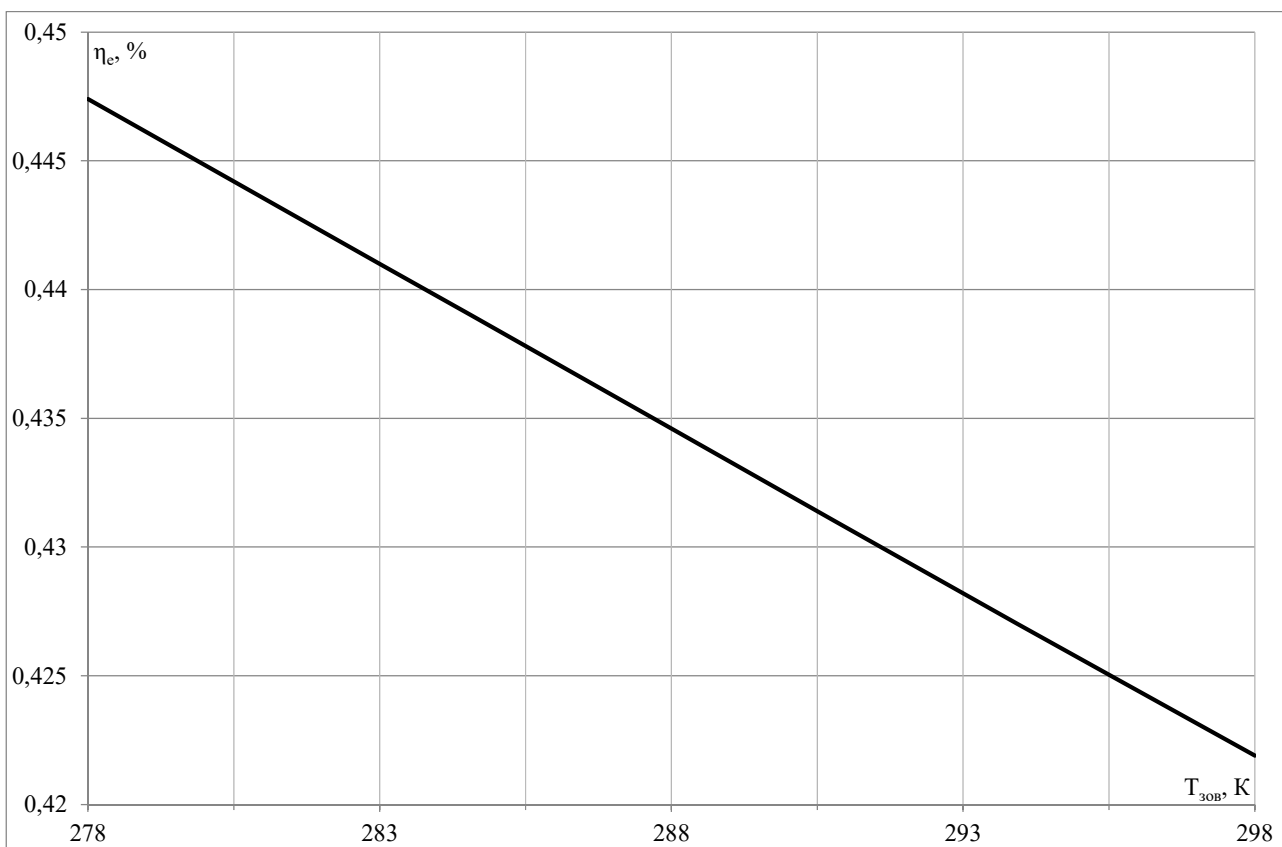


Рис. 2.7. Ефективний ККД циклу ГТА з перерозширенням і рекуперацією в залежності від температури зовнішнього повітря

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ	Арк.
						31

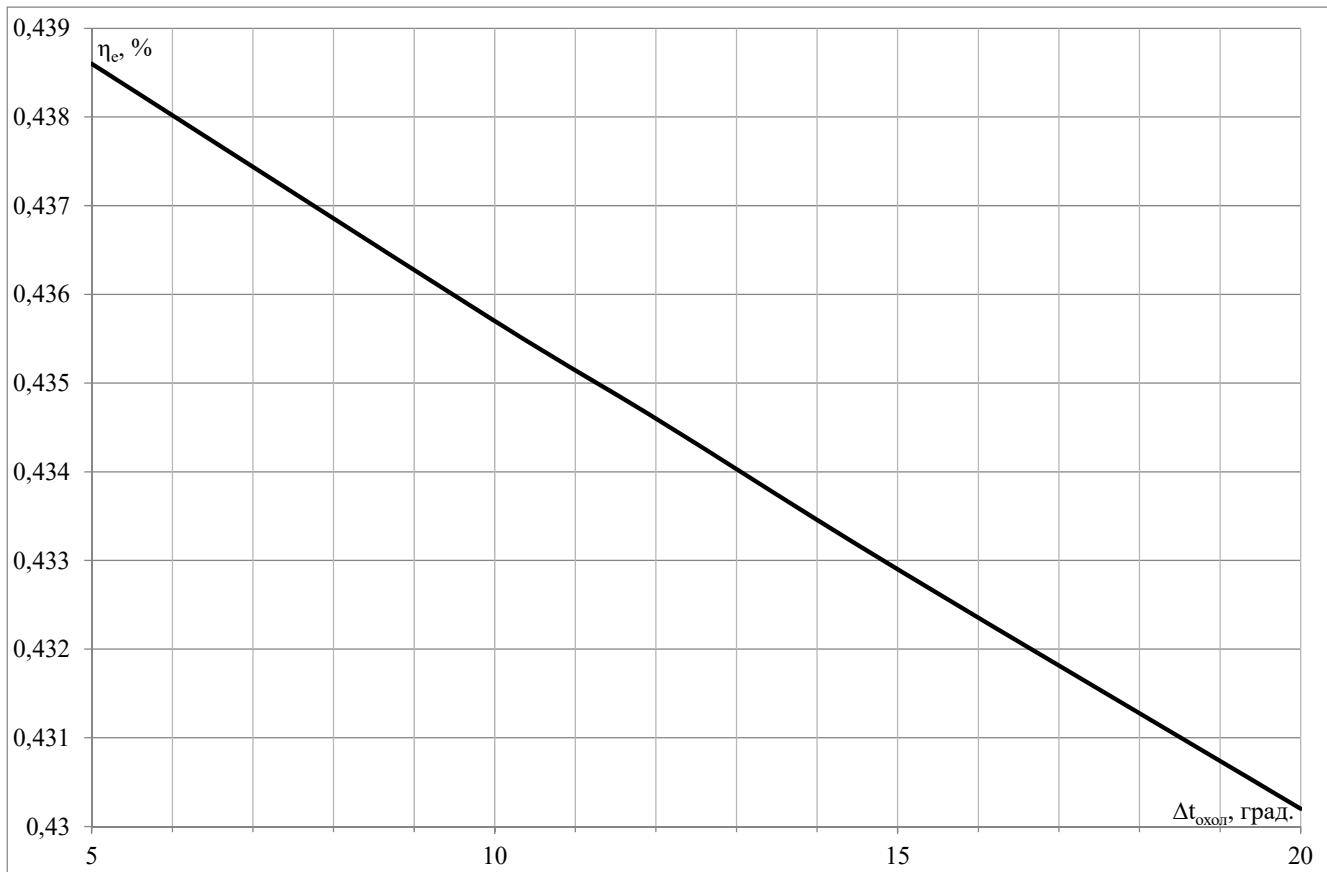


Рис. 2.8.Ефективний ККД ГТА з перерозширенням і рекуперацією в залежності від мінімального температурного напору за кінцевим охолоджувачем

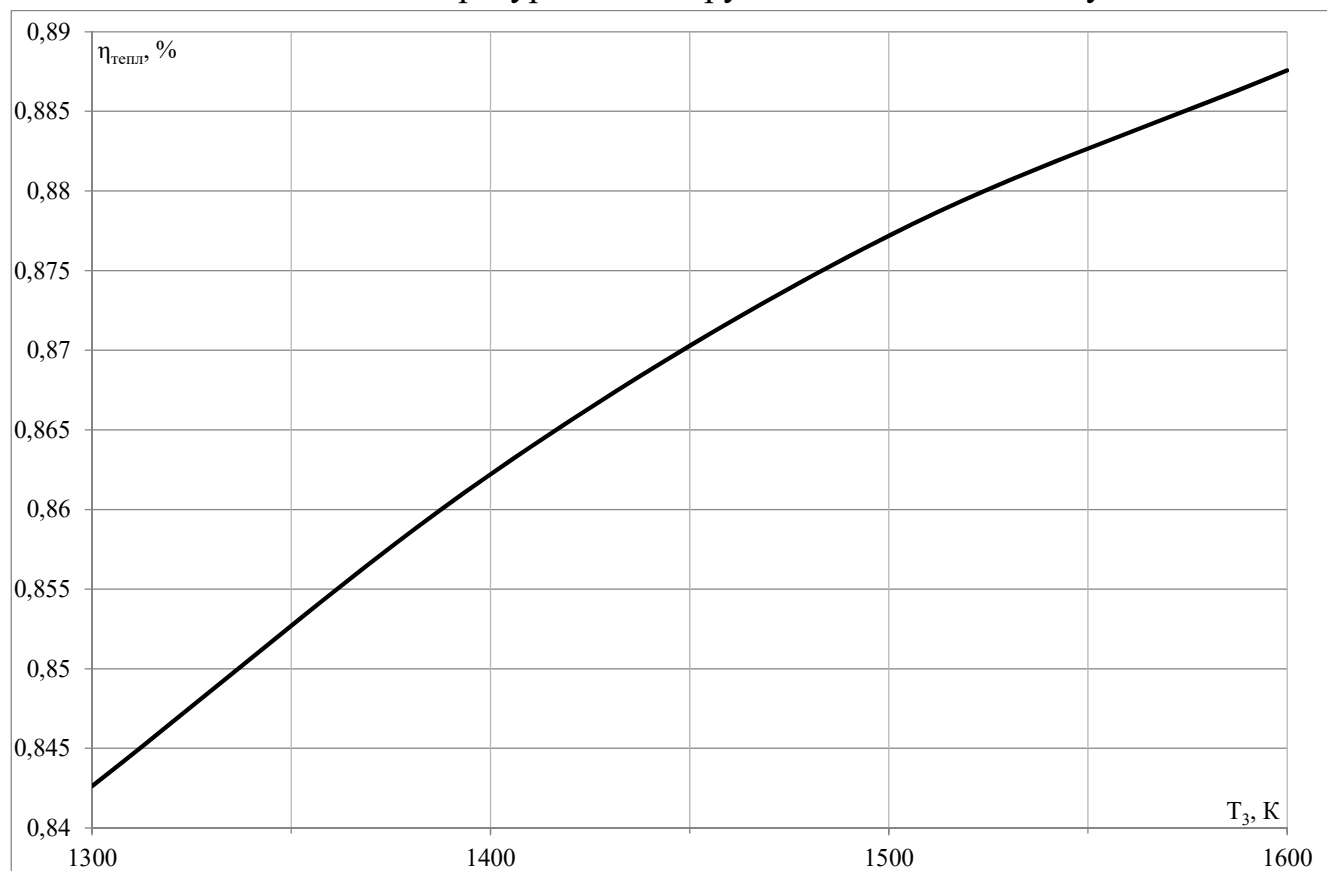


Рис. 2.9. Тепловий ККД ГТА з перерозширенням і рекуперацією

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.02.ПЗ

дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300 ... 1600 К максимального ККД циклу (40,2 ... 44,5) %, а питомої потужності від 287 до 455 кВт/(кг/с) відповідно, при помірних значеннях оптимальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_k = 14,5 \dots 16,5$.

2. Застосування перерозширення дозволяє підвищити ККД циклу в схемах ГТА простого циклу від 15,5 до 20% зі збільшенням при більш високих температурах газу перед турбінами ГТД – T_3 . За питомою потужністю, вираш в середньому дещо більший 30 % у всьому розглянутому діапазоні зміни температур T_3 .

3. Визначено оптимальні, які забезпечують отримання в циклі максимального ККД, міри підвищення тиску в ексгаустері, що мають величину від 2,8 до 4,0 у інтервалі температур газу перед турбіною ГТД 1300 ... 1600 К.

4. Виявлено вплив величини мінімального температурного напору за КО на ефективний ККД і питому потужність досліджуваного циклу ГТА. Визначено, що при зменшенні цього параметру на кожні 5° ККД і питома потужність циклу зростають в середньому на 0,6 %.

5. Застосування рекуперації у схемі енергетичного ГТА з перерозширенням дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300 ... 1600 К теплового ККД циклу (84,0 ... 89,0)%. При цьому, значення коефіцієнта ефективності когенерації становить 0,44 ... 0,45.

Для більш детального розгляду перспективного енергетичного ГТА з перерозширенням та рекуперацією для електростанції пропонується розглядати ГТА потужністю 16000 кВт з такими параметрами: $T_3 = 1510$ К; $T_{\text{зов}} = 288$ К; міра підвищення тиску в компресорі дорівнює – 16; міри підвищення тиску в ексгаустері – 3,5. Ці параметри ми вважаємо більш доречними з урахуванням конструкторських і технологічних можливостей згідно рівню технології вітчизняних ГТД третього і четвертого поколінь, створених НВКГ «Зоря»-«Машпроект» м. Миколаїв.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.02.ПЗ Арк. 34

[illegible]

РОЗДІЛ 3 ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ СХЕМИ ГТА З ПЕРЕРОЗШИРЕННЯМ ТА РЕКУПЕРАЦІЄЮ ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЙ

3.1. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з перерозширенням та рекупе- рацією на режимі повної потужності

Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності вико-
нується з метою визначення термодинамічних параметрів повітря та газу по тракту
ГТД, масових витрат робочого тіла кожний елемент.

У початкових даних закладаються коефіцієнти досконалості окремих елементів
агрегату – термодинамічні і конструктивні. До термодинамічних відносяться ККД
елементарного ступеня компресора і турбіни, ККД камери згоряння, ККД турбін. До
конструктивних відносимо механічний ККД турбін та всі коефіцієнти відновлення
повного тиску по тракту ГТА.

Таблиця 3.1. – Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА з перерозширенням

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
1. Міра підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{\text{КС}}$	Задано	16	—
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Так само	1510	—
3. Розрахункова температура зовніш- нього повітря $T_{\text{зов}}$, К	— " —	288	—
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, К	— " —	0,1013	—
5. Допустима температура металу ло- паток турбіни $T_{\text{д}}$, К	— " —	1075	—
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	— " —	0,895	—
7. Коефіцієнт повноти згоряння КЗ $\eta_{\text{КЗ}}$	— " —	0,99	—
8. КВПТ вхідного пристрою $v_{\text{вх}}$	— " —	0,985	—
9. КВПТ перехідника компресора $v_{\text{к}}$	— ' ' —	0,995	—
10. КВПТ КЗ $v_{\text{КЗ}}$	— ' ' —	0,96	—
11. КВПТ опорного вінця турбіни $v_{\text{т2}}$	— " —	0,995	—
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	— " —	0,995	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ	Арк.
						36

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
13. КВПТ газовідводу $v_{ГВ}$	—"—	0,98	—
14. КВПТ МПВ1 і КО $v_{КТО}$	Приймається [1]	0,985	
15. КВПТ МПВ2 $v_{ПВ2}$	Приймається [1]	0,985	
16. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{Т1}$	—"—	0,89	—
17. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{Т2}$	—"—	0,9	—
18. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{Т3}$	—"—	0,92	—
19. Механічний ККД турбін η_m	—"—	0,995	—
20. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	—"—	16000	—
21. Коефіцієнт витрати КВТ, α_{K2}	—"—	0,99	—
22. Міра підвищення тиску в КНТ, π_{K1}	—"—	3,9	
23. Міра підвищення тиску в КВТ, π_{K2}	—"—	4,1026	
24. Температура охолоджуючого лопатки турбін повітря, T_{ox} , К	—"—	380	
25. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолоджуючого повітря g_e	—"—	0,0220	—
26. Міра підвищення тиску в ексгаустері лекс	—"—	3,5	—
27. Температура охолоджуючої води на вході в КО, $T_{охв}$, К	—"—	288	—
28. Мінімальний температурний напір по охолоджуючій воді в КО $\Delta T_{охв}$, К	—"—	15	—
29. Нижча наявна теплотворна здатність палива (природний газ), H_u , кДж/кг	—"—	50032	—
30. Температура води перед МПВ, $T_{1вп}$, К	—"—	333	
31. Температура води за МПВ, $T_{2вп}$, К	—"—	373	

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ	Арк.
						37

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
32.Мінімальний температурний напір в МПВ, $\Delta T_{\text{квп}}$, град	—" —	15	—
33. ККД електрогенератора $\eta_{\text{ег}}$	Приймається	0,985	—
34. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	—" —	17,18	—
35. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\text{кл}}$ (у першому наближенні $k_{\text{п1}} = 1,4$)	$\frac{\pi_{\text{кл}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1}{\pi_{\text{кл}}^{\frac{k_{\text{п1}}\eta_{\text{ак}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1}$	0,8735	0,8736
36. Дійсний підігрів повітря в компресорі $\Delta T_{\text{кл}}$, град	$\frac{T_{\text{зов}} \left(\pi_{\text{к}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1 \right)}{\eta_{\text{кл}}}$	156,71	155,69
37. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_{\text{зов}} + \Delta T_{\text{кл}}$	444,71	443,69
38. Середня температура процесу в КНТ $T_{\text{серкл}}$, К	$T_{\text{зов}} + \frac{\Delta T_{\text{кл}} \eta_{\text{кл}}}{2}$	356,44	356,01
39. Теплоємність повітря в КНТ $c_{p_{\text{п}}}$, кДж/ (кг·К)	$f(T_{\text{серкл}})$ за діаграмою $c_p - T$	1,0098	1,0098
40. Показник ізоентропи для процесу в КНТ $k_{\text{п1}}$ (перехід на п.35 для другого наближення)	$\frac{c_{p_{\text{п}}}}{c_{p_{\text{п}}} - R_{\text{п}}}$	1,3970	1,3971
41. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{\text{зов}} \nu_{\text{вх}}$	0,0998	—
42. Тиск повітря на вході в КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \pi_{\text{кл}}$	0,3891	
43. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{\text{к2}}$ (у першому наближенні $k_{\text{п2}} = 1,38$)	$\frac{\pi_{\text{к2}}^{\frac{k_{\text{п2}}-1}{k_{\text{п2}}}} - 1}{\pi_{\text{к2}}^{\frac{k_{\text{п2}}\eta_{\text{ак}}-1}{k_{\text{п2}}}} - 1}$	0,8735	0,8742
44. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{\text{к2}}$, град	$\frac{T_{2,1} \left(\pi_{\text{к2}}^{\frac{k_{\text{п2}}-1}{k_{\text{п2}}}} - 1 \right)}{\eta_{\text{к2}}}$	241,88	241,70
45. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{2,1} + \Delta T_{\text{к2}}$	686,59	685,40

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ	Арк.
						38

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
46. Середня температура процесу в КВТ $T_{\text{серк2}}$, К	$T_{2.1} + \frac{\Delta T_{\text{к2}} \eta_{\text{к2}}}{2}$	550,35	549,35
47. Теплоємність повітря в КВТ $c_{P_{\Pi 2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{серк2}})$ - за діаграмою $c_p - T$	1,0402	1,0399
48. Показник ізоентропи процесу в КВТ $k_{\Pi 2}$ (перехід на п.37 для другого наближення)	$\frac{c_{P_{\Pi 2}}}{c_{P_{\Pi 2}} - R_{\Pi}}$	1,3811	1,3812
49. Тиск повітря на вході в КНТ $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1} \nu_K$	0,3872	—
50. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1.2} \pi_{K2}$	1,5885	—
51. Теплоємності повітря в КЗ, кДж/(кг·К) $c_{P_{\Pi}} \Big _{293}^{T_3}$ $c_{P_{\Pi}} \Big _{293}^{T_2}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T_{\text{сер}})$ $f(T_{\text{сер}})$	1,1216 1,0278	— —
52. Теплоємність чистих продуктів згоряння $c_{P_r} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{серк1}}, \alpha = 1)$ - за діаграмою $c_p - T$	1,2945	—
53. Відносна витрата палива в КЗ $g_{\text{пал}}$	$\frac{c_{p_n} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{p_n} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{H_u \eta_{K3} - \left[c_{p_{\alpha=1}} \Big _{293}^{T_3} (L_0 + 1) - c_{p_n} \Big _{293}^{T_3} L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0217	—
54. Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ α	$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$	2,6840	—
55. Тиск газу на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \nu_{K3}$	1,5250	—
56. Число охолоджуваних вінців ТВТ n_{ox1} (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста, $n_{\text{ox1}}=2$)	ціле $\frac{2 \cdot \lg \frac{T_{\text{д}}}{T_3}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} \right]}$	2	—
57. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТВТ g_{ox1} (взято $T_{\text{ox}} = T_2$; $\beta_{\text{т1}} = 0,9$; $k_t = 1,05$)	$ak_T g_e \beta_{T_1} \frac{n_{\text{ox1}} + 1}{2} \times \frac{T_3 - T_{\text{д}}}{T_{\text{д}} - T_{\text{ox}}} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ox}}} \right)^{0,25}$	0,0386	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
58. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3.2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{K_2}}{2}$	1400	—
59. Число рядів охолоджуваних лопаток ТНТ n_{ox2} (з урахуванням того, що ТНТ двоступінчаста, $n_{ox2}=2$)	ціле $\frac{2 \cdot \lg \frac{T_D}{T'_{3.2}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ст} \right]}$	2	—
60. Відносна витрата охолоджуючого повітря на ТНТ g_{ox_2} ,	$ak_i g_e \frac{n_{ox_2} + 1}{2} \times \beta_{T_2} \frac{T'_{3.2} - T_\partial}{T_\partial - T_{ox}} \left(\frac{T'_{3.2}}{T_{ox}} \right)^{0,25}$	0,0308	—
61. Коефіцієнт витрати повітря для КЗ аКЗ	$\alpha_{k_2} - g_{ox_1} - g_{ox_2} - 0,011$	0,9096	—
62. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{T_1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \alpha_{K_3}}{\alpha_{K_2}}$	0,9387	—
63. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{T_2}	$\beta_{T_1} \alpha_{k_2} + g_{ox_1} + 0,006$	0,9739	—
64. Коефіцієнт витрати для ТГ β_{T_3}	$\beta_{T_2} + g_{ox_2} + 0,004$	1,0087	—
65. Коефіцієнт витрати для газовідводу $\beta_{ГВ}$	$\beta_{T_3} + 0,004$	1,0127	—
66. Середня температура газу в ТВТ $T_{серТ_1}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{K_2}}{2 \eta_{T_1}}$	1386,4	—
67. Теплоємність газу для процесу ТВТ: $c_{p_{Г_1}}$ кДж / (кг.К)	за діаграмою $c_p - T$	1,2889	—
68. Показник ізоентропи для процесу в ТВТ $k_{Г_1}$	$\frac{c_{p_{Г_1}}}{c_{p_{Г_1}} - R_{Г_1}}, R_{Г_1} = 0,288$	1,2877	—
69. Коефіцієнт балансу потужності ТКВТ, C_2	$\frac{c_{p_{п_1}}}{\beta_{T_1} c_{p_{Г_1}} \eta_{m_1}}$	0,8388	—
70. Температурний перепад у ТВТ ΔT_{T_1} , К	$C_2 \cdot \Delta T_{K_2}$	202,74	—
71. Оціночна температура за ТВТ $T'_{4.1}$, К	$T_3 - \Delta T_{T_1}$	1307,3	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ	Арк.
						40

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
72. Теплоємності повітря і газу для процесу змішування: $\kappa ДЖ / (кг \cdot K) \cdot c_{p_{II, сум}} ;$ $c_{p_{Г, сум}}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T'_{4.1}, \alpha_{II})$ $f(T'_{4.1}, \alpha)$	1,1943 1,2737	—
73. Температура газу за ТВТ $T_{4.1}, K$	$\frac{\alpha_{\kappa_2} \cdot \beta_{T_1} \cdot (T_3 - \Delta T_{T_1})}{(\alpha_{\kappa_2} \cdot \beta_{T_1} + g_{ox_1})} + \frac{c_{p_{II, сум}} \cdot g_{ox_1} \cdot T_2}{c_{p_{II, сум}} \cdot (\alpha_{\kappa_2} \cdot \beta_{T_1} + g_{ox_1})}$	1280,8	—
74. Міра зниження тиску в ТВТ π_{T_1}	$\left(\frac{T_3 \eta_{T_1}}{T_3 \eta_{T_1} - \Delta T_{T_1}} \right)^{\frac{k_{T_1}}{k_{T_1} - 1}}$	2,0789	—
75. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	P_3 / π_{T_1}	0,7335	—
76. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}, K$	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1280,8	—
77. Середня температура газу в ТНТ $T_{сер_{T_2}}, K$	$T_{3.2} - 0,9 \Delta T_{k_1} / (2 \eta_{T_2})$	1202,4	—
78. Теплоємність газу для процесу в ТНТ $c_{p_{T_2}}$	за діаграмою $c_p - T$	1,2546	—
79. Показник ізентропи для процесу в ТНТ K_{T_2}	$\frac{c_{p_{T_2}}}{c_{p_{T_2}} - R_{T_2}}$	1,2979	—
80. Температура перед ексгаустером T_8, K	$T_{охв} + \Delta T_{охв}$	303	—
81. Адіабатичний ККД ексгаустера $\eta_{екс}$	$\frac{\pi_{екс}^{\frac{k_{ze}-1}{k_{ze}}} - 1}{\pi_{екс}^{\frac{k_{ze}-1}{k_{ze}} \cdot \eta_{ак}} - 1}$, в першому наближенні приймаємо: $k_{ze} = 1.34$	0,8776	0,8762
82. Дійсний підігрів газу в ексгаустері $\Delta T_{екс}, K$	$\frac{T_8 \cdot (\pi_{екс}^{\frac{k_{ze}-1}{k_{ze}}} - 1)}{\eta_{екс}}$	129,20	140,50
83. Температура газу за ексгаустером T_9, K	$T_8 + \Delta T_{екс}$	432,20	443,50

Інв. № подл.	Підпис і дата	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Взам. інв. №			
Підпис і дата			
Інв. № подл.			

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ	Арк.
						41

Величина	Спосіб визначення	Числове начення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
84. Середня температура газу в процесі підвищення тиску в ексгаустер $T_{\text{ср.екс}}$, К	$T_8 + \frac{\Delta T_{\text{екс}} \cdot \eta_{\text{екс}}}{2}$	359,69	364,55
85. Масова ізобарна теплоємність газу для процесу в ексгаустер $c_{\text{рге}} \Big _{T_8}^{T_9}$, кДж / (кг.К)	$c_{\text{рге}} \Big _{T_8}^{T_9} = f(T_{\text{ср.екс}}; \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,0582	1,0588
86. Показник ізоентропи для процесу в ексгаустері $k_{\text{зе}}$	$k_{\text{зе}} = \frac{c_{\text{рге}} \Big _{T_8}^{T_9}}{c_{\text{рге}} \Big _{T_8}^{T_9} - R_{\text{г}}}$	1,3739	1,3736
87. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{T_2} , К	$\frac{\alpha_{\kappa 1} \cdot C_{\text{ПП1}} \cdot \Delta T_{\kappa 1} + \beta_{\text{ГВ}} \cdot c_{\text{рге}} \Big _{T_8}^{T_9} \cdot \Delta T_{\text{екс}}}{\beta_{\text{Г2}} \cdot C_{\text{п22}}}$	250,67	—
88. Оціночна температура за ТНТ $T'_{4.2}$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{T_2}$	1030,1	—
89. Теплоємності повітря і газу для процесу змішування, кДж / (кг.К): $c'_{\text{рп.сум}}$ $c'_{\text{рГ.сум}}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T'_{4.2}, \alpha_{\text{п}})$ $f(T'_{4.2}, \alpha)$	1,1465 1,2209	— —
90. Температура газу за ТНТ $T_{4.2}$, К	$\frac{\beta_{T_2} (T_{3.2} - \Delta T_{T_2})}{\beta_{T_2} + g_{\text{ox}_2}} + \frac{c'_{\text{рп.сум}} g_{\text{ox}_2} T_2}{c'_{\text{рГ.сум}} (\beta_{T_2} + g_{\text{ox}_2})}$	1018,3	—
91. Міра зниження тиску в ТНТ π_{T_2}	$\left(\frac{T_{3.2} \eta_{T_2}}{T_{3.2} \eta_{T_2} - \Delta T_{T_2}} \right)^{\frac{k_{T_2}}{k_{T_2} - 1}}$	2,9103	—
92. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа	$P_{4.1} \nu_{T_1}$	0,7335	—
93. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа	$P_{3.2} / \pi_{T_2}$	0,2521	—
94. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	1018,3	—
95. Тиск газу перед ТГ $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \nu_{T_2}$	0,2508	—
96. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{\text{зов}}}{\nu_{\text{ГВ}} \nu_{T_3} \nu_{\text{ко}} \pi_{\text{екс}} \nu_{\text{пв2}}}$	0,0306	—
97. Міра зниження тиску в ТГ π_{T_3}	$P_{3.3} / P_4$	8,1978	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.03.ПЗ

Арк.

42

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
98. Середня температура газу в ТГ $T'_{серТЗ}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{k_1} + \Delta T_{k_2}}{4}$	918,90	—
99. Теплоємність газу для процесу в ТГ $c_{pГЗ}$, кДж/(кг.К)	$f(T'_{серТЗ}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,1948	1,1680
100. Показник ізентропи для процесу в ТГ $k_{ГЗ}$	$c_{pГЗ} / (c_{pГЗ} - R_{ГЗ})$	1,3176	1,3273
101. Температурний перепад у ТГ ΔT_{T_3} , К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{T_3}^{\frac{k_{23}-1}{k_{23}}}} \right) \eta_{T_3}$	372,64	379,16
102. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{T_3}$	645,61	639,10
103. Середня температура газу в ТГ $T_{серТЗ}$, К (повернення до п.)	$T_{3.3} - \Delta T_{T_3} / (2\eta_{T_3})$	815,73	812,19
104. Ефективна питома потужність ГТА, $N_{е_{пт}}$, кВт/(кг/с)	$c_{pГЗ} \cdot \Delta T_{T_3} \cdot \beta_{T_3} \cdot \eta_{m_3}$	410,99	—
105. Витрата повітря на вході до КНТ, G_{K_1} , кг/с	$N_e / N_{е_{пнт}}$	38,9307	—
106. Витрата повітря через КВТ G_{K_2} , кг/с	$G_{K_1} \cdot \alpha_{K_2}$	38,5414	—
107. Витрата повітря через КЗ $G_{П_{K3}}$, кг/с	$G_{K_1} \cdot \alpha_{K3}$	35,412	—
108. Годинна витрата палива на ГТД $G_{Пал.год}$, кг/с	$g_{Пал} \cdot G_{П_{K3}} \cdot 3600$	2764,7	—
109. Витрата повітря на охолодження лопаток ТВТ G_{ox_1} , кг/с	$G_{K_1} \cdot g_{ox_1}$	1,502	—
110. Витрата газу на через ТВТ G_{T_1} , кг/с	$G_{K_2} \cdot \beta_{T_1}$	36,18	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ	Арк.
						43

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
111. Витрата повітря на охолодження лопаток ТНТ G_{ox_2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox_2}$	1,1872	—
112. Витрата газу через ТНТ G_{T_2} , кг/с	$G_{к1} \cdot \beta_{T_2}$	37,916	—
113. Витрата газу через ТГ G_{T_3} , кг/с	$G_{к1} \cdot \beta_{T_3}$	39,271	—
114. Питома витрата палива на ГТА C_{Ne} , кг/(кВт · год)	$\frac{G_{пал_{год}}}{N_e}$	0,1728	—
115. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{Ne} \cdot H_u}$	0,4164	—
116. Температура газу за МПВ1, T_6 , К	$T_{1_{вп}} + \Delta T_{квп}$	348	—
117. Середня температура газу в МПВ1, $T_{ср_{мп1}}$, К	$\frac{T_4 + T_6}{2}$	496,80	—
118. Теплоємність газу для процесу в МПВ1, $c_{pg} \Big _{T_6}^{T_4}$, кДж	$c_{pg} \Big _{T_6}^{T_4} = f(T_{ср_{мп1}}; \alpha)$ діаграма $c_p - T$	1,0832	—
119. Кількість тепла когенерації за ГТД, $Q_{кг1}$, кВт	$G_{к1} \cdot \beta_{гв} \cdot c_{pg} \Big _{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6)$	12710	—
120. Середня температура газу в МПВ2, $T_{ср_{мп2}}$, К	$\frac{T_9 + T_6}{2}$	390,10	—
121. Теплоємність газу для процесу в МПВ2, $c_{pg} \Big _{T_6}^{T_9}$, кДж	$c_{pg} \Big _{T_6}^{T_9} = f(T_{ср_{мп2}}; \alpha)$ діаграма $c_p - T$	1,0622	—
122. Кількість тепла когенерації за ексгаустером, $Q_{кг2}$, кВт	$G_{к1} \cdot \beta_{гв} \cdot c_{pg} \Big _{T_6}^{T_9} \cdot (T_9 - T_6)$	3571,2	—
123. Коефіцієнт ефективності когенерації, $\beta_{ког}$	$\frac{(Q_{кз1} + Q_{кз2}) \cdot 3600}{H_u \cdot G_{пал_{год}}}$	0,4237	—
124. Тепловий ККД електростанції, $\eta_{теп}$	$\frac{(N_e \cdot \eta_{ег} + Q_{кг1} + Q_{кг2}) \cdot 3600}{H_u \cdot G_{пал_{год}}}$	0,8339	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Взам. інв. №			
Підпис і дата			
Інв. № подл.			

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.03.ПЗ	Арк.
						44

ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ

Габаритний розрахунок виконується з метою визначення радіальних і осьових розмірів компресорів, турбін і камери згоряння. Він дозволяє оцінити в першому наближенні число ступенів компресорів і турбін, і частоти обертання турбокомпресорних блоків, для камери згоряння оцінити число жарових труб, щоб отримати дані для викреслювання меридіонального перерізу проточної частини ГТД. При компонованні поздовжнього розрізу ГТД перехідники між агрегатами визначаються конструктивно [3].

В результаті розрахунку ГТА на повну потужність отримані основні початкові дані, необхідні для розрахунку компресорів. Щоб викреслити меридіональний переріз проточної частини компресорів, необхідно визначити: зовнішній і внутрішній діаметри на вході, число ступенів, величину проекцій хорд лопаток на осьовий напрямок на середньому діаметрі, осьові зазори між лопатками, зовнішній і внутрішній діаметри на виході з компресора.

Іншою важливою задачею розрахунку компресорів є підбір оптимального варіанта стикування КНТ і КВТ, зі збереженням плавності лінії струму на середньому

					КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

діаметрі, з метою одержання максимальних ККД компресорів і забезпечення нерозривності струму.

Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ГТД, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [2].

Початковими даними, необхідними для оцінки габаритів компресорів, є дані, які отримані на етапі детального теплового розрахунку ГТД на режимі повної потужності (табл. 4.1.)

Таблиця 4.1 – Вихідні дані до габаритного розрахунку компресорів та ексгаустеру

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення		
			КНТ	КВТ	Ексгаустер
1. Міра підвищення тиску	π_k	—	3,9	4,1026	3,5
2. Витрата повітря через компресор	G_k	кг/с	38,93	38,54	39,43
3. Температура повітря на вході в компресор	T_1	К	288,0	444,71	303
4. Температура повітря на виході з компресора	T_2	К	444,71	686,59	443,50
5. Тиск повітря на вході в компресор	P_1	МПа	0,0998	0,3872	0,0306
6. Тиск повітря на виході з компресора	P_2	МПа	0,3891	1,5885	0,1071

Таблиця 4.2 – Визначення габаритних розмірів осевих компресорів та ексгаустеру

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ	Ексгаустер
1. Колова швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі u_{n1} , м/с	Приймається [4] 250...350 – для КНТ 240...340 – для КВТ	300	300	360
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{C}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,45	0,50
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор C_{a1} , м/с	$\bar{C}_{a1} \cdot u_{n1}$	150,0	135,0	180,0
4.Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1 , k_{pn1}	$\frac{C_{p_n}}{C_{p_n} - R_n}$	1,3988	1,3914	1,3774
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{C_{a1}}$	$\frac{C_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1}RT_1}}$	0,4831	0,3503	0,5670

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ	Експаус-тер
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,6902	0,5251	0,7803
7. Кільцева площа на вході в компресор $F_1, \text{м}^2$	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,2374	0,0991	0,6993
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{\text{ВТ}}$	Приймається [4] 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,5	0,75	0,4
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{31}, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - d_{\text{ВТ}}^2)}}$	0,6349	0,5371	1,0295
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{\text{В1}}, \text{м}$	$\bar{d}_{\text{ВТ}} \cdot D_{31}$	0,3174	0,4028	0,4118
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{\text{с1}}, \text{м}$	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{\text{В1}})$	0,4762	0,4699	0,7207
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{\text{к1}}, \text{м}$	$\frac{(D_{31} - D_{\text{В1}})}{2}$	0,1587	0,0671	0,3089
13. Частота обертання ротора компресора $n_k, \text{об/хв.}$	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	9024,7	10668	9024,7
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається[4]	ВТ3-1	X17H2	ВТ3-1
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}, \text{кг/м}^3$	Приймається[4]	4540	7850	4540
16. Межа тривалої міцності матеріалу лопатки $\sigma_k, \text{МПа}$	Приймається[4]	950	920	950
17. Напруга розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}, \text{МПа}$	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	109,6	110,55	322,8
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{\text{к1}}} \geq (1,5...2,0)$	8,85	8,322	2,943
19. Осьова швидкість на виході з компресора $C_{a2}, \text{м/с}$	$(0,9 \div 0,94)C_{a1}$	135,00	121,50	169,2
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2, k_{22}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3914	1,3658	1,3659
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n + 1} RT_2}}$	0,3503	0,2547	0,4414

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						48

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ	Експау-стер
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,5251	0,3922	0,6425
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора $F_2, \text{м}^2$	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a2}})}}$	0,0996	0,0404	0,3017
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$	$D_3 = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,6349	-	1,0295
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,5256		0,8221
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,5802		0,9258
	$D_{B2} = D_{B1}$	-	0,4028	-
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$		0,4623	
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$		0,4326	
25. Висота останньої лопатки компресора $l_{K2}, \text{м}$	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0546	0,0298	0,1037
26. Міра підвищення тиску в компресорі π_K	Приймається	3,9	4,1026	3,5
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{cm_K}	1.22...1.24 – для КНТ 1.15...1.17 – для КВТ	1,24	1,17	1,22
28. Число ступенів компресора z_K	Ціле $\frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{K_{CT}}}$	7	9	7
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{CK}, \text{м}^2$	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,1685	0,0698	0,5005
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$	$D_3 = \text{const}$
	$D_{3C} = D_{32}$	0,6349	-	1,0295
	$D_{BC} = \sqrt{D_{3C}^2 - \frac{4F_{CK}}{\pi}}$	0,4342	-	0,6502
	$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$	0,5345	-	0,8398
	$D_{BC} = D_{B2}$	-	0,4028	-
	$D_{3C} = \sqrt{D_{BC}^2 - \frac{4F_{CK}}{\pi}}$	-	0,5011	-
	$D_{CC} = \frac{D_{3C} + D_{BC}}{2}$	-	0,4520	-

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						49

Продовж. табл. 4.2

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ	Експау-стер
31. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{кк}}$, м	$\frac{D_{\text{зс}} - D_{\text{вс}}}{2}$	0,1004	0,0491	0,1897
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $\vartheta_{\text{с}}$	$\frac{D_{\text{сс}}}{l_{\text{кк}}}$	5,3263	9,1959	4,4276
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$	$0,087353 + 0,02604 \nu_{\text{лс}} + 0,00092 \times \nu_{\text{лс}}^2 + 0,00004 \nu_{\text{лс}}^3$	1,0444	1,2209	1,0103
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стк}}$, м	$l_{\text{кк}} \cdot \bar{L}_{\text{стк}}$	0,1048	0,0601	0,1916
38. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к}}$, м	$L_{\text{стк}} \cdot z_{\text{к}}$	0,7337	0,5405	1,3415
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою Лв.п., м	$0,22 \cdot D_{\text{з1}}$	0,1143	—	—
40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора Лп.к.к., м	$0,45 \cdot D_{\text{з1}}$	0,2857	—	—
41. Довжина перехідника компресора Лп.к., м	$0,34 \cdot D_{\text{з2}}$	0,2222	—	—

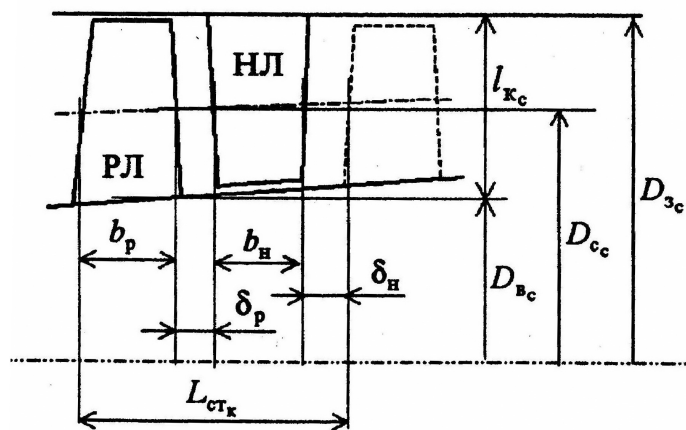


Рисунок 4.1 – Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьового компресора

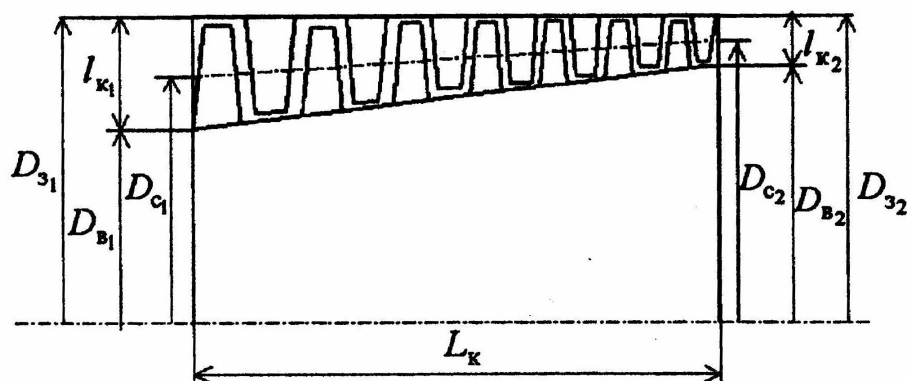


Рисунок 4.2 – Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						50

4.2. Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД

З розрахунку ГТА на повній потужності відомі основні дані, необхідні для габаритного розрахунку КЗ.

Камера згоряння протитечійна, трубчасто-кільцевого типу. Для зручності розрахунок ведеться в табличній формі (1.8). Вихідні дані для розрахунку приведені в табл. 4.3. Як паливо для ГТА використовуються природний газ.

Таблиця 4.3 - Вихідні дані до габаритного розрахунку камери згоряння

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення
1.Тиск повітря на вході в КЗ	$P_{1\text{КЗ}}$	Па	1588500
2.Годинна витрата палива	$G_{\text{ПГ}}$	кг/год	2764,7
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{\text{П.диф.}}$	кг/с	35,412
4.Коефіцієнт повноти згоряння палива	$\eta_{\text{КЗ}}$	—	0,990
5.Теплотворна здатність газоподібного палива	H_u	кДж/кг	50032
6.Стехіометрична кількість повітря для спалювання 1 кг палива	L_0	кг/кг	17,18

Таблиця 4.4 - Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
1. Тиск повітря на вході в КЗ $p_1^{\text{КЗ}}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,5885 \cdot 10^6$		
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[1]	1000		
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{\text{ж.т.}}$, м ³	$(G_{\text{нал.год}} H_u \cdot \eta_{\text{КЗ}}) / (Q_v \cdot p_1^{\text{КЗ}})$	0,1367		
4. Число жарових труб $n_{\text{ж.т.}}$	Приймається[5]	12	14	16
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{\text{ж.т.}}$, м ³	$V_{\text{ж.т.}} / n_{\text{ж.т.}} \cdot 10^{-3}$	7,18	6,16	5,39
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[1]	0,7		
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,65		
8. Діаметр жарової труби $d_{\text{ж.т.}}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{\text{ж.т.}}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,153	0,145	0,139
9. Довжина жарової труби $l_{\text{ж.т.}}$, м	$d_{\text{ж.т.}} \cdot \bar{l}$	0,558	0,530	0,507
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,2 \cdot d_{\text{ж.т.}}$	0,031	0,029	0,028
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{\text{с.кз.}}$, м	$\frac{d_{\text{ж.т.}} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{\text{ж.т.}}}}$	0,709	0,784	0,855
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби $\alpha_{\text{Г}}$	Приймається (1.10...1.8)	1,4		
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристроїв всіх жарових труб $G_{\text{пл}}$, кг/с	$(G_{\text{нал.год}} \cdot \alpha_{\text{Г}} \cdot L_0) / 3600$	18,47		

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						51

Продовж. табл. 4.4.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	16,94		
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз.ж.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,221	0,232	0,243
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,3 \cdot F_{кз.ж.т.}$	0,507	0,534	0,558
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{зкз}$, м	$D_{скз} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{скз}}$	0,937	1,001	1,063
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{вкз}$, м	$D_{скз} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{скз}}$	0,482	0,567	0,647
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,56 \cdot D_{с2_{квм}}$	0,2422		
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{цкз}$, м	$l_{ж.т.р} / b$	0,490	0,465	0,445
21. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,642	0,610	0,583

Для подальших розрахунків обираємо 14 жарових труб.

Варто звернути увагу на те, що довжину осеріального дифузора можна прийняти конструктивно спираючись на досвід проектування подібних двигунів.

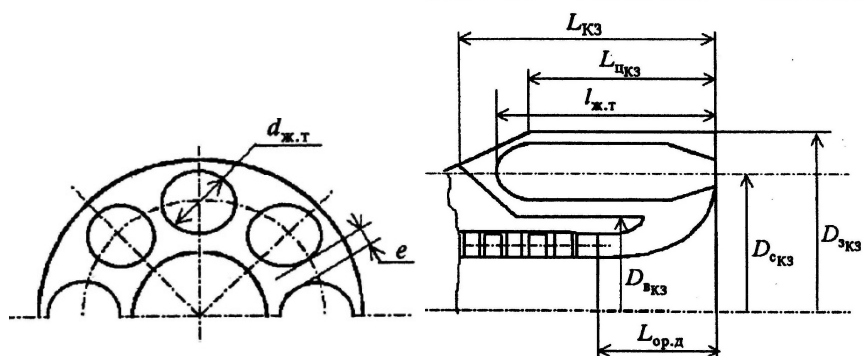


Рисунок 4.3 – Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згоряння

4.3. Визначення габаритних розмірів осевих турбін ГТД

На даному етапі проектування необхідно визначити розміри осевих турбін двигуна. При цьому необхідно враховувати стикування загального компоновання кожної турбіни з попередньою частиною ГТД (КЗ або попередньою турбіною).

Слід зазначити, що розрахунок проводиться для оптимізації на IBM PC з використанням програми газодинамічного розрахунку осевої силової турбіни. Це обу-

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

мовлено необхідністю одержання заданих частот обертання ТКВТ і ТКНТ, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування.

У ході розрахунку визначається середній діаметр на вході в ТГ. Необхідно враховувати загальне компоновання турбіни з опорним вінцем ТНТ. А також необхідно забезпечити плавність лінії струму від ТНТ до ТГ. Силовий розрахунок силової ТГ проводиться лише після оціночного газодинамічного розрахунку турбіни для аналізу залежності вихідної потужності і частоти обертання турбіни від середнього діаметра D_{c3} , кута виходу потоку із соплової решітки α_{11} , кутів розкриття проточної частини γ_k та γ_n і т.д. Необхідність у забезпеченні потужності на фланці двигуна не менш $N_e = 16$ МВт продиктовано вимогами замовника (технічним завданням).

В прийнятій тепловій схемі КГТА передбачається висока температура газу і перед турбінами: 1510 К перед ТВТ; 1280,8 К перед ТНТ і 1018,3 К перед силовою турбіною. Що вимагає вискоєфективних схем охолодження соплових робочих лопаток, застосування корозійностійкого покриття лопаток. Для захисту лопаток від корозії застосовується покриття системи $Me \cdot Co \cdot Cr \cdot Al \cdot Y$.

Вихідні дані для розрахунку беруться з детального теплового розрахунку і представлені в табл. 4.5. Розрахунок габаритних розмірів турбін представлені в табл. 4.6.

Таблиця 4.5 - Вихідні дані к габаритному розрахунку турбін

Найменування параметра	Позначення	Розмірність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Витрата газу через турбіну	$G_{гп}$	кг/с	36,18	37,92	39,27
2. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1510,0	1280,8	1018,3
3. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1280,8	1018,3	639,10
4. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	1,5250	0,7335	0,2508
5. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	0,7335	0,2521	0,0306
6. Частота обертання турбіни	n_T	об/хв	10668	9024,7	3000
7. Кут виходу газу з соплової решітки	α_{11}	град	18	18	24

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ					Арк.
										53

Таблиця 4.6- Розрахунок габаритних розмірів турбін

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Кількість ступенів z_T (округлити до цілого значення).	$\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} \right]}$	1	2	6
2. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $N_{\text{ад}}^*$, кДж/кг	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{рпг}} \cdot \Delta T_T}{\eta_T^*}$	308,11	364,0	491,13
3. Віяловість ступеня у першому наближенні ϑ_T	Приймається $\frac{D_c}{l_p} = 10 \dots 25$	30	25	8
4. Реактивність біля кореня лопатки ρ_k	Приймається 0...0,2	0,2	0,2	0,00
5. Реактивність на серед- ньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2\vartheta_T - 1}{\vartheta_T^2} < 0,5$	0,2656	0,2784	0,2344
6. Швидкість газу на виході із соплової решітки першо- го ступеня c_1 , м/с	$\varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{\text{ад}}^*}{Z_T} \cdot a \cdot (1 - \rho_1)}$ де $a = 1$ – для ТВТ, ТНТ $a = 0,9$ – для ТГ	652,56	502,25	346,96
7. Газодинамічна функція швидкості λ_{c1}	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_r}{k_r + 1} \cdot T_3 \cdot R_{\text{гп}}}}$	0,9355	0,7802	0,6028
8. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c1} \left[\frac{k_r + 1}{2} \left(1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_r - 1}}$	0,9952	0,9437	0,8167
9. Кільцева площа на виході з соплового апарату першо- го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_r}{R_r} \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c1}) \sin \alpha_{11}}}$	0,0757	0,1602	0,3798
10. Середній діаметр на вході в турбіну D_{c3} , м	Приймається	0,7837	0,7837	1,2000
11. Висота соплової лопат- ки першого ступеня l_{c1} , м	$\frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,0307	0,0651	0,1008
12. Висота робочої лопатки першого ступеня l_{p1} , м	$(1 \dots 1,08) \cdot l_{c1}$	0,0323	0,0683	0,1058
13. Дійсна віяловість сту- пеня ϑ_{T1}	$\frac{D_{c3}}{l_{p1}}$	24,27	11,47	11,34

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						54

Продовж. табл. 4.6.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числові значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
14. Похибка значень віяловості δ_{ϑ} , %	$\left \frac{\vartheta_{\text{т}} - \vartheta_{\text{т1}}}{\vartheta_{\text{т}}} \right \cdot 100\% \leq 10\%$	2,2	3,1	3,2
15. Оптимальне значення (u/c_1) для першого ступеня $v_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,6475	0,6590	0,5966
16. Окружна швидкість на середньому діаметрі u_3 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_{\text{т}}}{60}$	437,74	370,30	188,50
17. Дійсне значення (u/c_1) для першого ступеня $v_{\text{д}}$	$\frac{u_3}{c_1}$	0,6708	0,7373	0,5433
18. Похибка значень (u/c_1) δ_v , %	$\delta v = \frac{ v_{\text{д}} - v_{\text{опт}} }{v_{\text{опт}}} < 15\%$	0,9652	0,9038	1,0981
19. Зовнішній діаметр на виході з СА D_{33} , м	$D_{c3} + l_{c1}$	0,8144	0,8487	1,3008
20. Внутрішній діаметр на виході з СА $D_{в3}$, м	$D_{c3} - l_{c1}$	0,7529	0,7186	1,0992
21. Запас міцності матеріалу робочої лопатки першого ступеня $K_{\text{пр3}}$	$\frac{\sigma_{\text{доп}}^{T_{20000}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{м}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{т}}^2 \cdot F_{3\text{с}}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	2,870	1,895	9,316
Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни				
1. Осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,1 \dots 1,35) \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11}$	235,93	186,25	190,51
2. Газодинамічна функція швидкості λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_{\text{г}}}{k_{\text{г}} + 1} \cdot T_4 \cdot R_{\text{гп}}}}$	0,3665	0,3236	0,4154
3. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \cdot \left[\frac{k_{\text{г}} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{\text{г}} - 1}{k_{\text{г}} + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\text{г}} - 1}}$	0,5509	0,4922	0,6115
4. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_{\text{т}} + G_{\text{ок}}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{\text{г}}}{R_{\text{гп}}} \left(\frac{2}{k_{\text{г}} + 1} \right)^{\frac{k_{\text{г}} + 1}{k_{\text{г}} - 1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,0849	0,2548	1,3315
5. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $K_{\text{пр4}}$	$\frac{\sigma_{\text{доп}}^{T_{20000}}}{9,8 \left(\frac{\rho_{\text{м}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{т}}^2 \cdot F_4} \geq (1,5 \dots 2,0)$	2,5585	2,1444	5,1541

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						55

Продовж. табл. 4.6.

Найменування параметра	Спосіб визначення		Числове значення		
			TBT	THT	TГ
6. Тип проточної частини	TГ	TBT, THT	D _c =const	D _c =const	D _B =const
7.Внутрішній діаметр вихідно-го перерізу D _{B4} , м	$D_{B4} = D_{B3}$	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D}$	0,7492	0,6802	1,0992
8. Зовнішній діаметр вихідного перерізу D ₃₄ , м	$D_{34} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D}$	0,8181	0,8872	1,7040
9. Середній діаметр вихідного перерізу D _{c4} , м	$D_{c4} = \frac{D_{H4} + D_{B4}}{2}$	$D_{c4} = D_{c3}$	0,7837	0,7837	1,4016
10. Висота робочої лопатки останнього ступеня l _{p4} , м	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$		0,0345	0,1035	0,3024
11.Віяловість останнього ступеня ϑ_{T4}	$\frac{D_{c4}}{l_{p4}} \geq 3,5$		22,72	7,57	4,64

Визначення осевого габариту турбіни

1. Кільцева площа ступеня на середньому перерізі F _{ст} , м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,0803	0,2075	0,8557	
2. Зовнішній діаметр ступеня на середньому перерізі D _{зс} , м	$D_{зс} = \sqrt{D_{вс}^2 + \frac{4 \cdot F_{ст}}{\pi}}$	$D_{зс} = D_{сс} + \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_c}$	0,8163	0,8679	1,5159
3. Внутрішній діаметр ступеня на середньому перерізі D _{вс} , м	$D_{вс} = D_{в3}$	$D_{вс} = D_{сс} - \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_c}$	0,7510	0,6994	1,0992
4. Середній діаметр ступеня на середньому перерізі D _{сс} , м	$D_{сс} = \frac{D_{зс} + D_{вс}}{2}$	$D_{сс} = D_{с3}$	0,7837	0,7837	1,3076
5. Висота лопатки середнього ступеня l _{рс} , м	$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$		0,0326	0,0843	0,2083
6. Довжина ступеня турбіни L _{ст_т} , м	$l_{рс} \left[\left(\frac{b}{l} \right)_c + \left(\frac{\delta}{l} \right)_c + \left(\frac{b}{l} \right)_p + \left(\frac{\delta}{l} \right)_p \right]$		0,1218	0,0841	0,1260
7. Довжина турбіни L _т , м	$L_{ст_т} \cdot z_т$		0,1218	0,1681	0,7562

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						56

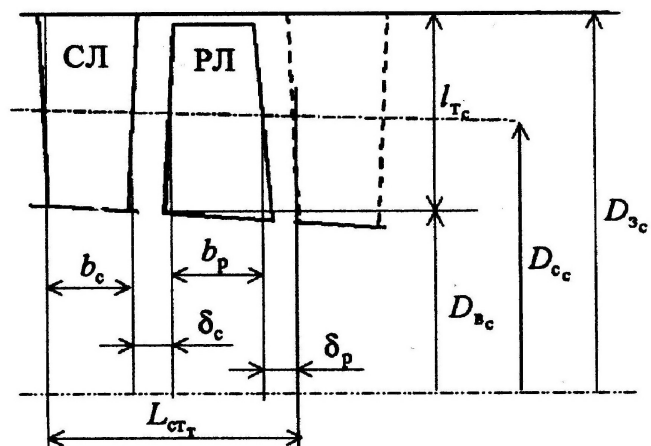


Рисунок 4.4 – Середній ступінь осьової турбіни

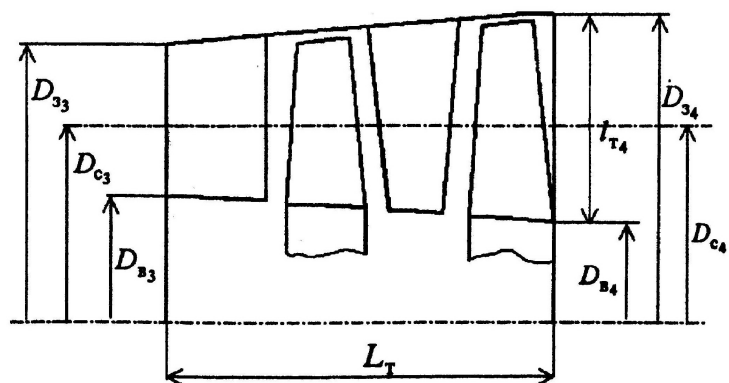


Рисунок 4.5 – Меридіанний переріз проточної частини турбіни

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.04.ПЗ

Арк.
57

8185

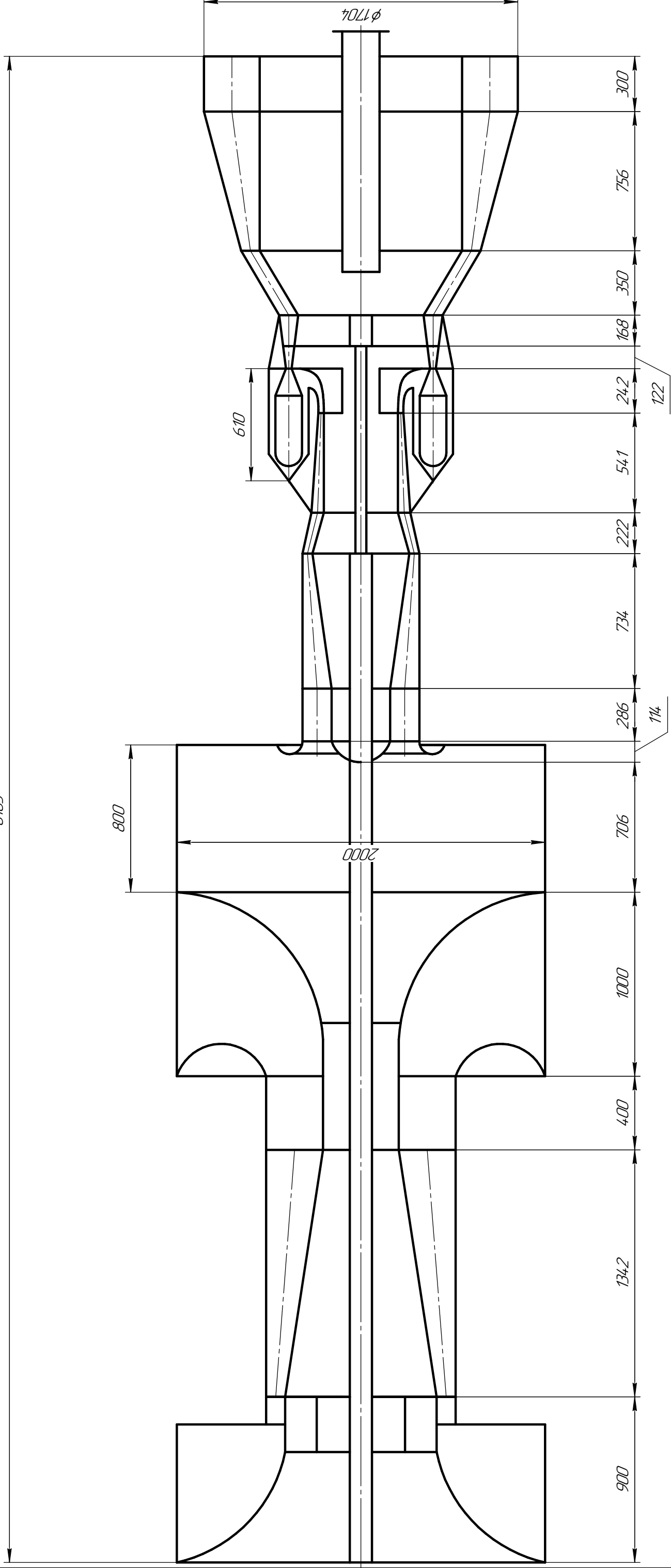


Рис. 4.7. Ескіз мередіонального перерізу проточної частини ГТД та ексгаустеру

4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД

4.4.1. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за ГТД

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки мережевого підігрівача води (МПВ). Розрахунок ведеться за методикою, розробленою на кафедрі турбін НУК. Вихідними даними для розрахунків МПВ є дані з детального теплового розрахунків схеми рекуперативного ГТА. Розрахунки габаритних розмірів МПВ представлені нижче в табл.4.9.

Таблиця 4.9 - Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води за ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу на вході до МПВ, $G_{ГТД}$, кг/с	Розрахунок ГТА	39,426
2. Температура газу на виході з ГТД, T_4 , К	так само	639,10
3. Температура води перед МПВ, $T_{1в}$, К	так само	333,0
4. Температура води після МПВ, $T_{2в}$, К	так само	373,0
5. Тиск газу на вході до МПВ, P_4 , МПа	так само	0,0306
6. Мінімальний температурний напір по газу за МПВ, $\Delta T_{МПВ}$, град.	так само	15,0
7. Температура газу за МПВ, T_6 , К	$T_{1_6} + \Delta T_{МПВ}$	348,0
8. Середня масова ізобарна теплоємність газу для процесу в МПВ, $c_{P_r} \Big _{T_6}^{T_4}$, кДж/(кг·К)	$c_{P_r} \Big _{T_6}^{T_4} = f(T_{сер.МПВ}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,0832
9. Тепловий потік в МПВ, $Q_{МПВ}$, кВт	$G_{ГТД} \cdot c_{P_r} \Big _{T_6}^{T_4} \cdot (T_4 - T_6)$	12432
10. Температурний напір вхідний, $\Delta T_{вх}$, К	$T_4 - T_{2_6}$	266,10
11. Середньо логарифмічний температурний напір у МПВ, $\Delta t_{МПВ}$, К	$\Delta t_{МПВ} = \Delta T_{МПВ} - \Delta T_{вх} / \ln \left(\frac{\Delta T_{МПВ}}{\Delta T_{вх}} \right)$	87,31
12. Коефіцієнт теплопередачі у МПВ, $k_{МПВ}$, кДж/(м ² ·год·К)	Приймаємо: (300...450)	450
13. Площа теплопередаючої поверхні трубного пучка, $F_{МПВ}$, м ²	$\frac{Q_{МПВ} \cdot 3600}{k_{МПВ} \cdot \Delta t_{МПВ}}$	1139,1
14. Середня швидкість газу в міждіафрагмальному просторі, W_r , м/с	Приймаємо: (20...45)	45
15. Середня температура газу МПВ, $T_{сер.МПВ}$, К	$\frac{T_4 + T_6}{2}$	493,55
16. Газова стала продуктів згоряння, R_r , Дж/(кг·К)	Розрахунок ГТА	288

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						59

Продовж. табл. 4.9.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
17. Середня густина газу, $\rho_{\text{сер}}, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_4}{T_{\text{серМПВ}} \cdot R_z}$	0,216
18. Крок розташування ребер на трубі, $S_p, \text{м}$	Приймаємо	0,012
19. Крок розташування труб вздовж газоходу, $S_2, \text{м}$	так само	0,030
20. Крок розташування труб між сусідніми рядами, $S_1, \text{м}$	так само	0,060
21. Діаметр оребреної труби, $D_p, \text{м}$	так само	0,038
22. Зовнішній діаметр трубки, $d_n, \text{м}$	так само	0,018
23. Внутрішній діаметр трубки, $d_v, \text{м}$	так само	0,016
24. Товщина ребра, $\delta_p, \text{м}$	так само	0,001
25. Розрахункова ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{\text{КТ}}, \text{м}$	$\sqrt{\frac{G_{\text{ГТД}} \cdot S_p \cdot S_2}{\rho_{\text{сер}} \cdot W_z \cdot [S_p (S_2 - d_n) - \delta_p (D_p - d_n)]}}$	3,4318
26. Конструктивна ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{\text{ГХ}}, \text{м}$	Приймаємо	3,5
27. Кількість труб по фронту для пучка обраної геометрії Z_1	$\frac{B_{\text{ГХ}}}{2 \cdot S_2}$	58,33
28. Прийнята кількість труб по фронту, $Z_{\text{ф}}$	Приймаємо	59
29. Повна площа поверхні нагрівання оребреної трубки, $f_{\text{от}}, \text{м}^2$	$\frac{\pi \cdot B}{S_p} [d_n (S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_n^2) + \delta_p \cdot D_p]$	0,7294
30. Розрахункова кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{\text{МПВ,Р}}$	$\frac{F_{\text{МПВ}}}{f_{\text{тр}} \cdot Z_{\text{ф}}}$	26,47
31. Конструктивна кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{\text{МПВ}}$	Приймаємо	27
32. Висота трубного пучка, $H_{\text{ТРМПВ}}, \text{м}$	$Z_{\text{МПВ}} \cdot S_1 + D_p$	1,658
33. Конструктивна висота МПВ, $H_{\text{МПВ}}, \text{м}$	$H_{\text{ТРМПВ}} + 0,20$	1,858

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						60

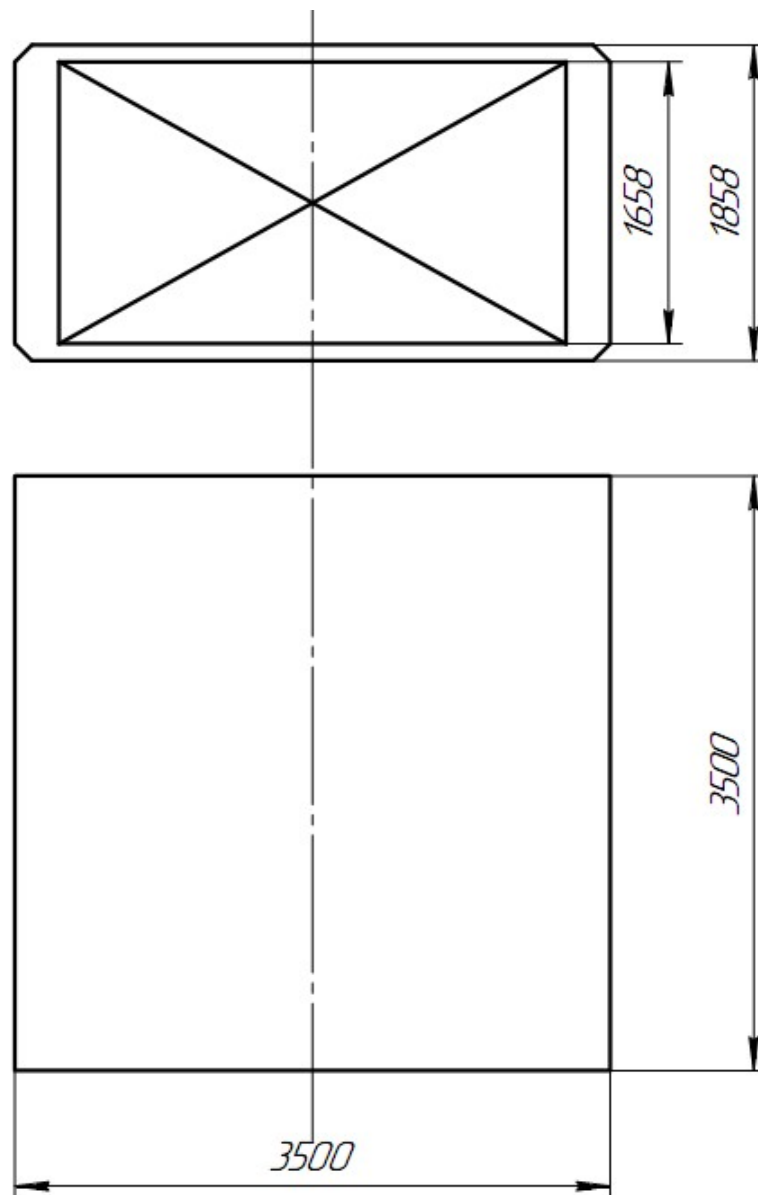


Рисунок 4.8 - Габаритний ескіз МПВ

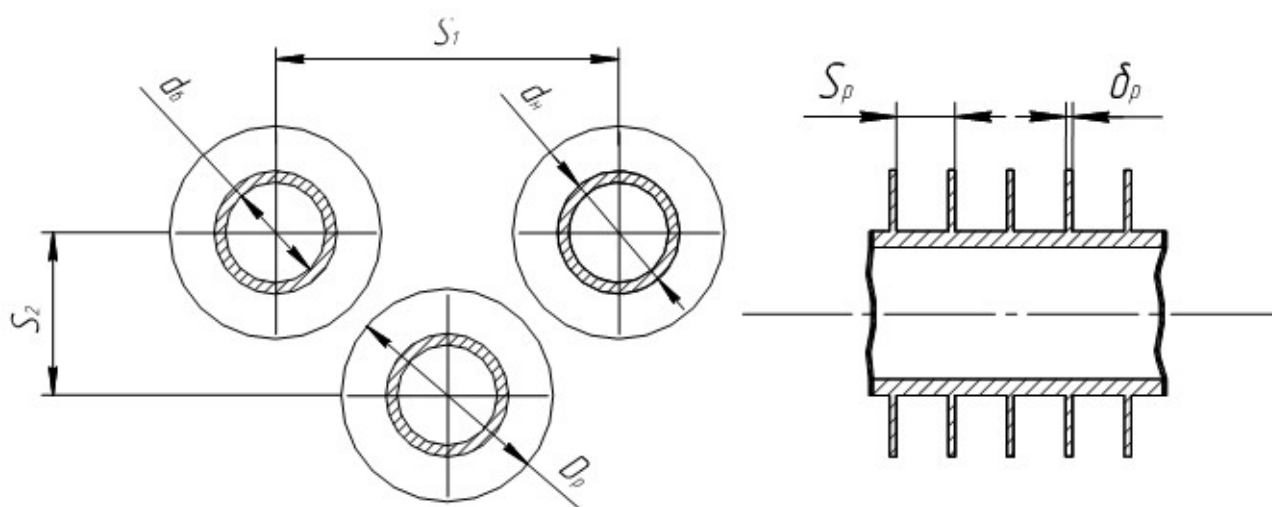


Рисунок 4.9 - Схема розташування трубних пучків в МПВ

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.04.ПЗ

Арк.
61

4.4.2. Габаритний розрахунок кінцевого охолоджувача за ГТД

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки кінцевого охолоджувача (КО). Розрахунок ведеться за методикою, розробленою на кафедрі турбін НУК. Вихідними даними для розрахунків КО є дані з детальних теплових розрахунків схеми рекуперативного ГТА. Розрахунки габаритних розмірів КО представлені нижче в табл. 4.10.

Таблиця 4.10 - Габаритний розрахунок кінцевого охолоджувача за ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу на вході до КО, $G_{ГТД}$, кг/с	Розрахунок ГТА	39,426
2. Температура газу на виході з МПВ, T_6 , К	так само	348
3. Температура води перед КО, $T_{1В}$, К	так само	288
4. Температура води після КО, $T_{2В}$, К	$T_{1В} + \Delta T_{ох.в}$; $\Delta T_{ох.в} = 10...15 \text{град.}$	303
5. Тиск газу на вході до КО, P_6 , МПа	так само	0,0306
6. Мінімальний температурний напір по газу за КО, $\Delta T_{КО}$, град.	так само	15
7. Температура газу за КО, T_8 , К	$T_{1В} + \Delta T_{КО}$	303
8. Середня масова ізобарна теплоємність газу для процесу в КО, $c_{pг}(T_8 T_6)$, кДж/(кг·К)	$f(T_{cp}, \alpha)$	1,0541
9. Тепловий потік в КО, $Q_{КО}$, кВт	$G_{ГТД} \cdot c_{pг}(T_8 T_6) \cdot (T_6 - T_8)$	1870,2
10. Температурний напір вхідний, $\Delta T_{ВХ}$, К	$T_6 - \Delta T_{2г}$	45
11. Середньо логарифмічний температурний напір у МПВ, $\Delta t_{КО}$, К	$\frac{\Delta T_{КО} - \Delta T_{ВХ}}{\ln \left(\frac{\Delta T_{КОВ}}{\Delta T_{ВХ}} \right)}$	27,31
12. Коефіцієнт теплопередачі у КО, $k_{КО}$ кДж/(м ² · год · К)	Приймаємо: (300...450)	450
13. Площа теплопередаючої поверхні трубного пучка, $F_{КО}$, м ²	$\frac{Q_{КО} \cdot 3600}{k_{КО} \cdot \Delta t_{КО}}$	547,90
14. Середня швидкість газу в міжтрубному просторі, W_r , м/с	Приймаємо: (20...35)	35
15. Середня температура газу КО, $T_{серКО}$, К	$\frac{T_4 + T_6}{2}$	325,5
16. Газова стала продуктів згоряння, R_r Дж/(кг·К)	Розрахунок ГТА	288

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						62

Продовж. табл. 4.10.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
17. Середня густина газу, $\rho_{\text{сер}}, \text{кг/м}^3$	$\frac{P_4}{T_{\text{серКО}} \cdot R_z}$	0,3275
18. Крок розташування ребер на трубі, $S_p, \text{м}$	Приймаємо	0,012
19. Крок розташування труб вздовж газоходу, $S_2, \text{м}$	Так само	0,030
20. Крок розташування труб між сусідніми рядами, $S_1, \text{м}$	Так само	0,060
21. Діаметр оребреної труби, $D_p, \text{м}$	Так само	0,038
22. Зовнішній діаметр трубки, $d_n, \text{м}$	Так само	0,018
23. Внутрішній діаметр трубки, $d_v, \text{м}$	Так само	0,016
24. Товщина ребра, $\delta_p, \text{м}$	Так само	0,001
25. Розрахункова ширина трубного пучка для квадратного газоходу, КО, $B_{\text{КГ}}, \text{м}$	$\sqrt{\frac{G_{\text{ГТД}} \cdot S_p \cdot S_2}{\rho_{\text{сер}} \cdot W_z \cdot [S_p (S_2 - d_n) - \delta_p (D_p - d_n)]}}$	3,1601
26. Конструктивна ширина трубного пучка для квадратного газоходу, КО, $B_{\text{ГХ}}, \text{м}$	Приймаємо	3,5
27. Кількість труб по фронту для пучка обраної геометрії Z_1	$\frac{B_{\text{ГХ}}}{2 \cdot S_2}$	58,33
28. Прийнята кількість труб по фронту $Z_{\text{ф}},$	Приймаємо	59
29. Повна площа поверхні нагрівання оребреної трубки, $f_{\text{от}}, \text{м}^2$	$\frac{\pi \cdot B}{S_p} [d_n (S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_n^2) + \delta_p \cdot D_p]$	0,7294
30. Розрахункова кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{\text{КО.Р}}$	$\frac{F_{\text{КО}}}{f_{\text{тр}} \cdot Z_{\text{ф}}}$	12,73
31. Конструктивна кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{\text{КО}}$	Приймаємо	13
32. Висота трубного пучка, $H_{\text{трКО}}, \text{м}$	$Z_{\text{КО}} \cdot S_1 + D_p$	0,818
33. Конструктивна висота МПВ, $H_{\text{КО}}, \text{м}$	$H_{\text{трКО}} + 0,20$	1,018

Так само, як і для МПВ виконуємо ескіз компоновання КО.

Теплообмінника для ГТА з перерозширенням та рекуперацією Для розглянутої схеми ГТА об'єднуємо МПВ та КО у єдиний блок. таким чином маємо конструктивну висоту теплообмінника

$$H_{\text{МПВ-КО}} = H_{\text{трМПВ}} + H_{\text{трКО}} + 0,50 = 1,658 + 0,818 + 0,50 = 2,976 \text{ м}$$

Виконуємо ескіз компоновання теплообмінника.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

						КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
							63
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

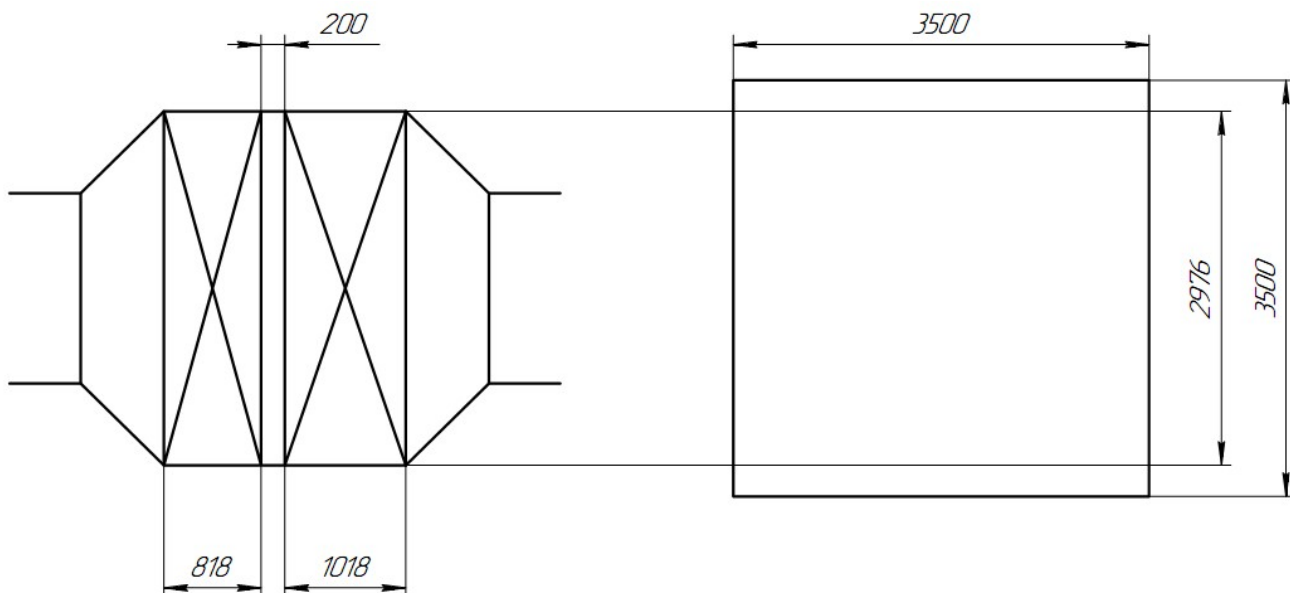


Рисунок 4.10 - Ескіз компонування МПВ за ГТД і КО у єдиний блок теплообмінника

4.4.3. Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води після ексаустеру

Таблиця 4.11 - Габаритний розрахунок мережевого підігрівача води після ексаустеру

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу на вході до МПВ, $G_{ГТД}$, кг/с	Розрахунок ГТА	39,43
2. Температура газу на виході з ексаустеру, T_9 , К	так само	432,20
3. Температура води перед МПВ, $T_{1В}$, К	так само	333,0
4. Температура води після МПВ, $T_{2В}$, К	так само	373,0
5. Тиск газу на вході до МПВ, P_8 , МПа	так само	0,0998
6. Мінімальний температурний напір по газу за МПВ, $\Delta T_{МПВ}$, град.	так само	15
7. Температура газу за МПВ, T_8 , К	$T_{l_8} + \Delta T_{МПВ}$	348
8. Середня масова ізобарна теплоємність газу для процесу в МПВ, $c_{P_r} \Big _{T_6}^{T_4}$, кДж/(кг·К)	$c_{P_r} \Big _{T_6}^{T_4} = f(T_{сер.МПВ}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,0592
9. Тепловий потік в МПВ, $Q_{МПВ}$, кВт	$G_{ГТД} \cdot c_{P_r} \Big _{T_9}^{T_8} \cdot (T_9 - T_8)$	5395,3
10. Температурний напір вхідний, $\Delta T_{вх}$, К	$T_9 - T_{2в}$	59,20

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.04.ПЗ	Арк.
						64

Продовж. табл. 4.11.

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
11. Середньо логарифмічний температурний напір у МПВ, $\Delta t_{МПВ}$, К	$\Delta t_{МПВ} = \Delta T_{МПВ} - \Delta T_{ex} / \ln \left(\frac{\Delta T_{МПВ}}{\Delta T_{ex}} \right)$	32,20
12. Коефіцієнт теплопередачі у МПВ, $k_{МПВ}$, кДж/(м ² ·год·К)	Приймаємо: (300...450)	450
13. Площа теплопередаючої поверхні трубного пучка, $F_{МПВ}$, м ²	$\frac{Q_{МПВ} \cdot 3600}{k_{МПВ} \cdot \Delta t_{МПВ}}$	1340,6
14. Середня швидкість газу в міжтрубному просторі, W_r , м/с	Приймаємо: (20...30)	25
15. Середня температура газу МПВ, $T_{серМПВ}$, К	$\frac{T_8 + T_9}{2}$	367,60
16. Газова стала продуктів згоряння, R_g , Дж/(кг·К)	Розрахунок ГТА	288
17. Середня густина газу, $\rho_{сер}$, кг/м ³	$\frac{P_8}{T_{серМПВ} \cdot R_g}$	0,9458
18. Крок розташування ребер на трубці, S_r , м	Приймаємо	0,012
19. Крок розташування труб вздовж газоходу, S_2 , м	так само	0,030
20. Крок розташування труб між сусідніми рядами, S_1 , м	так само	0,060
21. Діаметр оребреної труби, D_p , м	так само	0,038
22. Зовнішній діаметр трубки, d_n , м	так само	0,018
23. Внутрішній діаметр трубки, d_v , м	так само	0,016
24. Товщина ребра, δ_p , м	так само	0,001
25. Розрахункова ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{кг}$, м	$\sqrt{\frac{G_{ГТД} \cdot S_p \cdot S_2}{\rho_{сер} \cdot W_r \cdot [S_p(S_2 - d_n) - \delta_p(D_p - d_n)]}}$	2,2
26. Конструктивна ширина трубного пучка для квадратного газоходу, МПВ, $B_{ГХ}$, м	Приймаємо	2,2
27. Кількість труб по фронту для пучка обраної геометрії Z_1	$\frac{B_{zx}}{2 \cdot S_2}$	73,33
28. Прийнята кількість труб по фронту, Z_ϕ	Приймаємо	74
29. Повна площа поверхні нагрівання оребреної трубки, $f_{от}$, м	$\frac{\pi \cdot B}{S_p} [d_n(S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_n^2) + \delta_p \cdot D_p]$	0,4585
30. Розрахункова кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{МПВ.Р}$	$\frac{F_{МПВ}}{f_{mp} \cdot Z_\phi}$	39,516
31. Конструктивна кількість рядів труб по висоті трубного пучка, $Z_{МПВ}$	Приймаємо	40
32. Висота трубного пучка, $H_{трМПВ}$, м	$Z_{МПВ} \cdot S_1 + D_p$	2,438
33. Конструктивна висота МПВ, $H_{МПВ}$, м	$H_{трМПВ} + 0,20$	2,638

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.04.ПЗ

Арк.

65

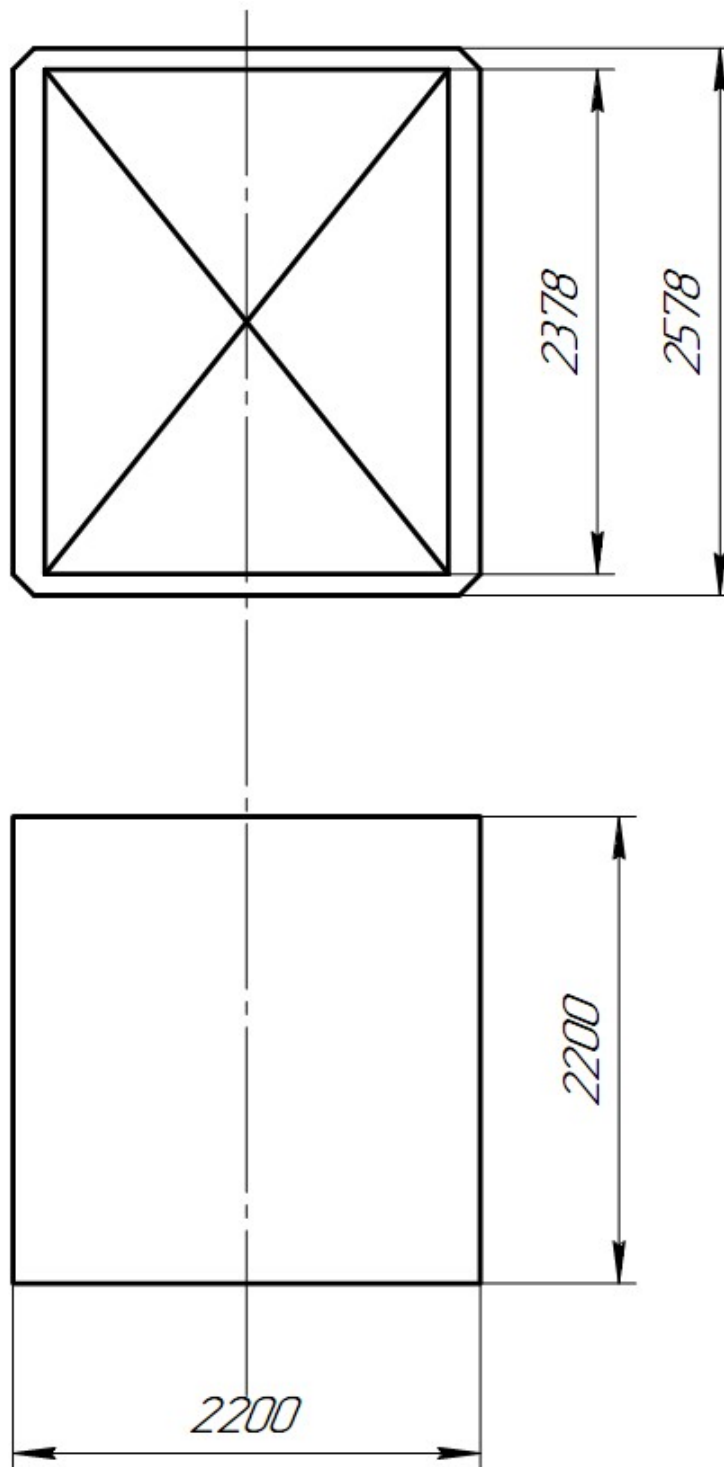


Рисунок 4.4 - Габаритний ескіз МПВ

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.09.04.ПЗ

Арк.
66

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
	Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ			
	Студент.	Засипко О. І.							
Керівник	Ващилєнко М.В.				Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів	
Консульт.								67	78
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.					НУК			

РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

Охорона праці - це система законодавчих актів, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів і засобів, що забезпечують безпеку, збереження здоров'я і працездатність людини в процесі праці.

Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів. А отже, задачею охорони праці є зведення до мінімуму вірогідності поразки або захворювання працівника з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Забезпечення здорових та безпечних умов праці покладається на адміністрацію підприємств (установ). Адміністрація зобов'язана впроваджувати сучасні засоби техніки безпеки, які попереджують виробничий травматизм, а також забезпечувати санітарно-гігієнічні умови, що запобігають виникненню професійних захворювань робітників та службовців. Крім того, адміністрація підприємств (установ) повинна здійснювати організаційну роботу щодо забезпечення небезпечних і здорових умов праці, а саме: планування та фінансування різних заходів з охорони праці, проведення інструктажу робітників та службовців з техніки безпеки і виробничої санітарії та ін. [11].

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ	Арк.
						68

5.1. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі електростанції

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, теплови-ділення, випаровування масла і технічних рідин. Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводнів – метана CH_4 , етана C_2H_6 , пропана C_3H_8 , бутана C_4H_{10} і пентана C_5H_{12} . Суміші природного паливного газу і повітря в певному спів-відношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу токсичні [12].

Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники ве-нтиляції, освітленості, вібрації та шуму в робочій зоні відповідали встановленим но-рмам.

Повітря робочої зони. Шкідливі речовини проникають в організм людини го-ловним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки виявляють токсичну дію на організм людини. Ці речовини добре розчинюються в біологічних середовищах і здатні вступати з ними до взаємодії, що викликає пору-шення нормальної життєдіяльності. В результаті у людини виникає хворобливий стан, небезпека якого залежить від тривалості дії, концентрації та виду речовини.

Такими шкідливими речовинами в робочій зоні електростанції є компоненти вихлопних газів (оксиди вуглецю, азоту, сажа та ін.).

Згідно з ГОСТ 12.1.005-88 «Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги» встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.5.1.1) [12].

В виробничих умовах працівники знаходяться поблизу нагрітого металу, горя-чих поверхонь і т.п. Таким чином вони підлягають дії *теплоти*, що випромінюється цими джерелами. В результаті поглинання теплової енергії підвищується темпера-тура шкіри та тканин, що розташовані глибше.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ	Арк.
						69

Таблиця 5.1.1.

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вуглецю СО	Аль- дегід СН ₂ О	Бензпі- рен С ₂₀ Н ₁₂	Ок- сид Азоту NO ₂	З'єднання сірки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично допустима концентрація, мг/м ³	—	4	20	0.7	0.00015	9	—	1

Але цим дія променевого потоку теплоти не обмежується: на випромінювання реагує весь організм. Під впливом випромінювання в організмі відбуваються біохімічні відхилення, порушення діяльності серцево-судинної і нервової систем. Променивий потік теплоти, окрім безпосередньої дії на працівників, нагріває підлогу, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.

На підставі цього ГОСТом 12.1.005-88 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.5.1.2) [12].

Таблиця 5.1.2.

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря поза постійних робочих місць, °С
холодний і перехідний	15-21	75	0,4	13-24
теплий	Не більше ніж на 5 вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год, але не більше 28	При 25°С не більше 70 При 24°С і нижче не більше 75	0,5-1,0	Не більше ніж на 5 вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год

Освітлення робочої зони. Правильно спроектоване та виконане освітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.09.05.ПЗ				Арк.
				70

виробничої діяльності. Збереження зору людини, стан його центральної нервової системи в значній мірі залежать від умов освітлення. В машинному залі рекомендовано систему загального освітлення, як для приміщення, де однотипні роботи виконуються по всій площі. Окрім робочого освітлення слід передбачати аварійне та евакуаційне. Аварійне освітлення створюють для тих випадків, коли раптове відключення робочого освітлення може викликати порушення нормального обслуговування обладнання, що в свою чергу може призвести до вибуху, пожежі, отруєння людей, порушення роботи таких об'єктів, як диспетчерські пункти, насосні установки водопостачання та інші виробничі приміщення, в яких неприпустимо припинення роботи. Евакуаційне освітлення передбачається для евакуації людей з приміщень при аварійному відключенні робочого освітлення в місцях, небезпечних для проходження людей.

Згідно з нормами ДБН В.2.5-28-2006 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.5.1.3) [12-13].

Таблиця 5.1.3.

Приміщення і поверхні	Мінімальна освітленість E_{min} , лк	
	При люмінесцентних лампах	При лампах розжарювання
Машинні приміщення: Розподільні пристрої і пульти керування Місця керування головними механізмами	100 100	75 75
Котельні приміщення: Площадки обслуговування котлів Приміщення димососів, вентиляторів Конденсаторна, хімводоочищення, деаераторна, бойлерна	100 100 100	— — —
Диспетчерські, пульти операторів, контрольно-вимірювальні прилади	200	100
Сходи службових і допоміжних приміщень	50	20

Виробнича вібрація. Систематичний вплив загальних вібрацій може бути причиною вібраційної хвороби – стійких порушень фізіологічних функцій організму, що обумовлені переважно дією вібрацій на центральну нервову систему. Ці по-

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.09.05.ПЗ Арк. 71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

рушення виявляються у вигляді головних болів, запаморочень, поганого сну, зниженої працездатності, поганого самопочуття, порушень серцевої діяльності. Вібрація може не викликати больових відчуттів, але утруднить проведення виробничих процесів.

Причиною низькочастотної вібрації насосів, компресорів, двигунів є невірноваженість елементів, що обертаються. Дія невірноважених динамічних сил посилюється поганим кріпленням деталей, їх зносом в процесі експлуатації.

У відповідності з ГОСТ 12.1012-78 нормованими параметрами при оцінці вібрацій є середні квадратичні значення вібростійкості V , м/с та їх логарифмічні рівні L_V , дБ в октавних смугах середньгеометричних частот.

Шум. За своєю природою шум в ГТУ ділиться на шуми аеродинамічного (газодинамічного) та механічного походження, причому найбільше значення має аеродинамічний шум, що випромінюється повітрязабірним трактом ГТУ. Основним джерелом цього шуму є компресор, при роботі якого рівень сумарного шуму досягає 135-145дБ. В свою чергу джерелами шуму компресорних установок є повітрязабірні та вихлопні (для скидання повітря) повітроводи, що виходять в атмосферу, а також корпуси компресорів. Шум турбокомпресорів та турбін є високочастотним, що пов'язано з природою виникаючого шуму (вихровий шум, шум від неоднорідності потоку). Неоднорідність потоку на вході в колесо або на його виході, яка виникає через погано обтічні деталі, конструкції або напрямний апарат, призводить до нестационарного обтікання лопаток колеса і нерухомих елементів, що поруч з колесом і, як результат, виникає шум.

Низькочастотна частина шуму обумовлена механічними причинами, до яких відносяться коливання, викликані невірноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння.

Крім того, насосні установки є джерелами гідродинамічного шуму, причиною якого є кавітація рідини, що виникає у поверхні лопатей при високих колових швидкостях і недостатньому тиску на всмоктуванні.

Під впливом шуму, що перевищує 85-90дБ, в першу чергу знижується слухова чутливість на високих частотах. Тривала дія сильного шуму викликає загальну вто-

Инов. № подл.	Підпис і дата				
	Инов. № дубл.				
	Взам. инов. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.09.05.ПЗ Арк. 72					

му, може привести до погіршення слуху, іноді до глухоти, порушується процес травлення, відбуваються зміни об'єму внутрішніх органів.

Звукові коливання можуть сприйматися не тільки вухом, а й безпосередньо через кістки черепа. Діючи на кору головного мозку, шум прискорює процес втомлення, послаблює увагу і уповільнює психічні реакції.

Паталогічні зміни, виникаючі під впливом шуму, розглядають як шумову хворобу.

При дії шуму дуже високих рівнів (більше 145дБ) можливий розрив барабанної перетинки.

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 "Шум. . Загальні вимоги безпеки" встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (для широкополосного шуму) (табл.5.1.4) [12].

Таблиця 5.1.4.

Робочі місця	Рівень звукового тиску, дБ, в октавних полосах зі середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Кабіни спостережень і диспетчерського управління: Без мовного зв'язку по телефону З мовним зв'язком по телефону	94	87	82	78	75	73	71	70
	83	74	68	63	60	57	55	54
Постійні робочі місця і робочі зони в виробничих приміщеннях і на території підприємств	99	92	86	83	80	78	76	74

Пожежна небезпека. При оцінці пожежної небезпеки речовин і матеріалів слід враховувати їх агрегатний стан. Оскільки горіння, як правило, проходить в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утворюється достатня кількість газоподібних горючих продуктів.

Електростанція, як і більшість підприємств машинобудівної промисловості, характеризується підвищеною вибухопожежною небезпекою через значну кількість

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

легкозаймистих та горючих рідин і газів, розгалужену мережу трубопроводів із запірно-пусковою та регулюючою арматурою.

Відповідно до типових правил пожежної безпеки для промислових підприємств існують наступні норми пожежогасіння на кожні 400-500м² площ приміщень:

- вуглекислотні вогнегасники (типу ОУ-2,5,8);
- пінні вогнегасники – 4;
- ящик з піском місткістю 3м³ і лопата – 1;
- волок або азбест 2×2м – 1.

Аналіз зареєстрованих крупних пожеж на машинобудівних підприємствах показав, що при пожежах на цих підприємствах виникає складна обстановка для пожежогасіння, тому потрібна розробка комплексу заходів щодо протипожежного захисту. Цей комплекс включає заходи профілактичного характеру та влаштування систем пожежогасіння і вибухозахисту [12].

Инов. № подл.	Підпис і дата				Инов. № дубл.	Взам. інов. №	Підпис і дата	Инов. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ				Арк.
									74

5.2. Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції

Утворення в виробничих приміщеннях якісного та ефективного освітлення неможливе без застосування раціональних світильників. Найбільш важливою функцією освітлювальної арматури є перерозподіл світлового потоку лампи, що підвищує ефективність освітлювальної установки. Іншим не менш важливим призначенням освітлювальної арматури є збереження очей працівників від впливу надзвичайно великих яскравостей джерел світла.

За характеристиками робіт, які проводяться у приміщенні, також відповідно до ДБН В.2.5-28-2006 норма освітленості у машинному залі електростанції повинна складати 100 лк.

В якості джерела світла в приміщенні ГПА використовується лампа ЛБ (люмінесцентна біла) в складі світильника ПВЛ1-2х40 (пиловологозахисний люмінесцентний дволамповий) ("Правила влаштування електроустановок") [13].

Розрахунок ведеться за методом коефіцієнта використання світлового потоку, який призначений для розрахунку загального рівномірного освітлення з урахуванням світла, відбитого стінами і стелею. За даним методом визначається кількість світильників, необхідних для створення заданої освітленості [13].

Кількість світильників:

$$N = E_{min} S K_3 Z / n \Phi_{\lambda} \eta = 100 \cdot 510 \cdot 2 \cdot 1.1 / 2 \cdot 2490 \cdot 0.362 = 62.07 \approx 62,$$

де E_{min} – рівень мінімальної освітленості робочих поверхонь у виробничих приміщеннях, лк [17];

$S = 30 \cdot 17 = 510 \text{ м}^2$ – освітлювана площа приміщення;

K_3 - коефіцієнт запасу [13] - враховує експлуатаційне зниження освітленості внаслідок забруднення переборок, світильників, а також зменшення світлового потоку ламп у процесі їхньої експлуатації;

Z – коефіцієнт мінімальної освітленості (для люмінесцентних ламп) – враховує нерівномірність освітленості і залежить від відношення відстаней між світильниками і від їх типів;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ	Арк.
						75

$n\Phi_{\text{л}}$ – сумарний світловий потік ламп, встановлених в одному світильнику (n – кількість ламп; $\Phi_{\text{л}}$ - світловий потік однієї лампи, лм) [13];

η – коефіцієнт використання світлового потоку ламп, встановлених у світильнику (залежить від типу світильника, коефіцієнтів відбиття стелі ρ_n , стін ρ_c , розрахункової поверхні або підлоги ρ_p та індексу приміщення i).

За табл.22,26 [17]: $\rho_n=50$;

$\rho_c=30$;

$\rho_p=10$.

$i=AB/h(A+B)=30 \cdot 17/16(30+17)=0.179$,

де A - довжина приміщення;

B - ширина приміщення;

h - висота приміщення;

тоді, $\eta=0.362$.

Отже, прийнято 62 світильники. Їх розташування здійснюється з урахуванням розміщення обладнання і може бути в шаховому порядку або рядами. Необхідно максимально уникнути виникнення тіней від стаціонарного обладнання, а також забезпечити стабілізацію світлового потоку газорозрядних ламп, що досягається використанням двох- та трьохфазного вмикання в мережу або баластного, ємнісного чи індукційного опору.

Инов. № подл.	Підпис і дата					
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ	Арк.
						76

5.3. Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів установки на електростанції

Для зменшення вірогідності найбільш небезпечного фактору на електростанції – пожежі і вибуху – необхідне проведення ряду організаційних, технічних, режимних та експлуатаційних заходів з пожежної профілактики.

Організаційні заходи передбачають правильну експлуатацію обладнання, протипожежний інструктаж працівників та службовців.

До технічних заходів належать дотримання протипожежних правил, норм при влаштуванні обладнання, опалення, вентиляції, освітлення.

Заходи режимного характеру – це заборона паління в невстановлених місцях та ін.

Експлуатаційними заходами є своєчасні профілактичні огляди, ремонти та випробування технологічного обладнання.

Для того щоб вчасно виявити витікання, всі горючі гази, які направляються в міські газопроводи, підлягають одоризації, тобто їм надають різкий специфічний запах, за яким їх легко виявити навіть при незначних концентраціях в повітрі приміщень.

Повітря, яке видаляється системами вентиляції і утримує пил, шкідливі речовини, перед викидом в атмосферу повинен очищуватися для того, щоб в атмосферному повітрі не було шкідливих речовин.

Важливим в умовах приміщення ГПА захист від випромінювання теплоти. Засобами такого захисту можуть бути: теплоізоляція нагрітих поверхонь, екранування теплових випромінювань. Теплоізоляція є ефективним заходом не тільки для зменшення інтенсивності теплового випромінювання від нагрітих поверхонь, але також для запобігання опіків при доторканні до цих поверхонь. Для теплоізоляції застосовують різноманітні матеріали і конструкції (спеціальний бетон і цеглу, металеві каркаси, мінеральну і скляну вату, азбест, волок та ін.).

Для запобігання вібрації вже при конструюванні машин (компресорів, турбін, котлів, насосів і т.д.) необхідно знаходити рішення для плавного обтікання деталей

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.05.ПЗ	Арк.
						77

машин потоками робочих середовищ. Для зменшення вібрації працюючих машин та механізмів треба усунути неврівноваженість мас, що обертаються, шляхом балансування. Також дуже часто віброгасіння здійснюють шляхом встановлення агрегатів на фундаменти. Крім того, виключити контакт з вібруючими об'єктами можна використанням огорож, сигналізації.

Своєчасний ремонт дозволяє знизити шум, який є наслідком невірностей та зносу механізмів. Заміна, коли це можливо, підшипників кочення на підшипники ковзання знижує шум на 10-15дБ.

Вибір металу для виготовлення деталей може вплинути на показники вібрації, бо внутрішнє тертя в різних металах неоднакове. Так, наприклад, хромування турбінних лопаток зменшує їх звучність, при збільшенні температури металу на 100-150°C вони стають менш звучними.

Широко застосовують змащення поверхонь, що труться, виконують балансування елементів, що обертаються, використовують прокладочні матеріали та пружні вставки в сполученнях, що також сприяє зменшенню рівня шуму.

Аеродинамічний шум в ГТУ може бути знижений збільшенням зазору між лопатковими вінцями, поліпшенням аеродинамічних характеристик проточної частини компресорів і турбін. Кавітаційний шум може бути знижений поліпшенням гідродинамічних характеристик насосів і вибором оптимальних режимів їх роботи.

Всі заходи щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів є дуже важливими для безпечної роботи виробничого персоналу. Вони повинні виконуватися в комплексі, дотримуватися, де це необхідно, самими працівниками, та бути під контролем адміністрації підприємства.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.09.05.ПЗ	Арк.
						78
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Охорона навколишнього середовища – самостійна галузь, яка вивчає дію різних промислових підприємств на оточуюче середовище.

Людство постійно зв'язано з навколишнім середовищем. З його "кладової" люди черпали для свого існування біологічні і мінеральні ресурси. Це відбувалося на протязі багатьох століть і не завжди люди замислювались над цим, людство поставило себе перед межею, перспектив за котрою нема. Навколишнє середовище забруднене до такої ступені, що в найближчий час може постати питання про наше виживання, бо на цей час Україна займає перше місце в Європі за кількістю "технічного бруду" на одиницю населення, в нашій країні найнижчий показник тривалості життя (в середньому 65 років). Зоною екологічного лиха вважається біля 15% території нашої держави.

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, що викидаються промисловими підприємствами і транспортом, з кожним роком придбають все більше значення. Рішення цих проблем носить важливий характер, оскільки це позначається на стані екології і на стані здоров'я людей.

Охорона навколишнього середовища повинна розглядатися не як проблема, яка раптово виникла, або непередбачений результат зростання виробництва, а як нормальна умова загального процесу.

Навколишнє середовище - це фізичне середовище проживання людини, рослинного і тваринного світу та мікроорганізмів. Воно включає в себе природу і продукти антропогенної діяльності, котрі мають великий вплив на біосферу Землі.

По мірі прискорення темпів науково-технічного прогресу вплив людей на природу стає все більшим. Зараз охорона навколишнього середовища являє собою планову систему державних, міжнародних і суспільних заходів, які направлені на раціональне використання, захист та відновлення природних ресурсів навколишнього середовища від забруднення і руйнування, на створення оптимальних умов існування людського суспільства.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.06.ПЗ	Арк.
						80

Гострота проблеми захисту навколишнього середовища під час бурхливого розвитку науки і техніки обумовлюється тим, що у сучасних умовах негативні наслідки дії антропогенного характеру на природу досягли великих масштабів. Щоб виключити можливе явище «екологічної кризи», необхідні зусилля наукових, суспільних і інших організацій.

Охорона навколишнього середовища включає в себе широке коло проблем: забруднення води і повітря шкідливими промисловими викидами, продуктами життєдіяльності людини, отруйними хімічними і радіоактивними речовинами тощо.

6.1. Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату електростанції

Техніко-економічний аналіз і накопичений світовий досвід показують, що вживання газотурбінних установок є одним з перспективних шляхів вдосконалення енергетичних систем, підвищення їх економічності і надійності. Також значні переваги газотурбінних двигунів як транспортні. Тому останні десятиріччя характеризуються інтенсивним розвитком газотурбобудування.

ГТД і ГТУ відносяться до сімейства теплових двигунів, в основі робочого процесу яких лежить процес горіння палива. У зв'язку з цим їх розвиток і вживання, що розширяється, супроводжується як зростанням споживання палива і атмосферного кисню, так і збільшенням масштабів забруднення атмосфери вихлопними (димовими) газами.

До забруднень навколишнього середовища прийнято включати всі фактори, які негативно впливають на людину і всю живу природу, на об'єкти неживої природи, на природні ресурси.

Зі сторони газотурбінної установки найбільш значними факторами, що впливають на навколишнє середовище є викиди тепла і шкідливих речовин в атмосферу, в яких присутні: продукти повного згоряння оксидів азоту (IV) NO_2 і оксидів сірки (IV) SO_2 ; продукти неповного згоряння C , CO , C_xH_y ; оксиди азоту NO_x , діоксин азоту NO_2 ; золіві частки. Наслідки забруднення біосфери тепловими викидами призведе до виникнення на Землі "парникового ефекту". З кожним роком кількість теплових і шкідливих викидів зростає, тому діючими санітарно-гігієнічними нормами встанов-

Инов. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.09.06.ПЗ Арк. 81					

лено середньодобові граничнодопустимі концентрації компонентів в атмосферному повітрі населених пунктів: $\text{CO}=1\text{мг/м}^3$; вуглеводні $\text{C}_{20}\text{H}_{12}=0.000001\text{ мг/м}^3$; $\text{NO}_x=0.085\text{ мг/м}^3$. Граничнодопустимі концентрації в повітрі робочої зони приведені в ГОСТ 12.1.005-88 і регламентовано санітарними нормами.

Кількість шкідливих викидів частіше за все вимірюють: в грамах забруднюючої речовини, яка випадає на 1 кг згорілого палива (г/кг); в міліграмах забруднювача на 1 м³ продуктів згоряння (мг/м³); в об'ємних відсотках (%); в частинах на мільйон об'ємних частинок продуктів згоряння (ppm). Димність визначається в умовних одиницях по затемненню матеріалу фільтру або у відсотках.

В газотурбінній установці значна частина тепла (50-60)% викидається в атмосферу з теплом відпрацьованих газів, тобто у вигляді вторинних енергоресурсів.

Існує декілька напрямків використання вторинних енергоресурсів газотурбінної установки, що приводить нагнітач газоперекачувальної станції:

1. Для теплозабезпечення у вигляді гарячої води або повітря та використання для обігріву і вентиляції, як приміщення самої компресорної станції, так і житлових приміщень і службових приміщень, побудов для обслуговуючого персоналу, тепло-овочевих комбінатів тощо.

2. Отримання додаткової кількості електроенергії за рахунок утилізації вторинних енергоресурсів в парогазовому циклі дає можливість для задоволення власних потреб станції в електриці, наприклад, для приводу водяних насосів, систем теплозабезпечення і вентиляції, освітлення, а при необхідності, тимчасового обігріву робочих місць персоналу, а також електрозабезпечення зовнішніх потреб.

3. Холод, який отримується внаслідок використання енергії вторинних енергоресурсів можна застосовувати для охолодження транспортованого газу або для зниження температури повітря в циклі газотурбінної установки.

4. Для отримання пари і додаткової потужності використовується теплоутилізаційний контур, який знижує теплові і шкідливі викиди в атмосферу і одночасно являє собою глушник та іскрогасник.

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.06.ПЗ 82

Ще одним фактором забруднення атмосфери являються вихлопні гази газотурбінної установки. Їх токсичність залежить, головним чином, від сорту палива, що використовується.

В вихлопних газах знаходиться біля 200 компонентів, котрі можна поділити на шість груп:

- SO_2 - впливає на верхні дихальні шляхи, як дратівливий і задущливий газ, викликаючи удавлення і руйнуючі дії, а також призводить до утворення сірчаної кислоти. ГДК складає 0.05 мг/м^3 ;

- окис вуглецю (II) CO – газ без кольору і запаху, з'єднуючись з гемоглобіном крові, зменшує її здатність переносити кисень, а також негативно впливає на центральну нервову систему людини та тварин. ГДК в повітрі складає 1 мг/м^3 ;

- оксиди азоту (II) і (IV) NO , NO_2 дуже токсичні. Потрапляючи в організм людини і з'єднуючись з водою, сприяють утворенню азотної і азотистої кислот, котрі роз'їдають слизисті оболонки, руйнують м'язову тканину, викликають незворотні перетворення серцево-судинної системи. ГДК складає 0.085 мг/м^3 ;

- продукти неповного згорання - вуглеводні C_xH_y впливають на систему кровообігу і на умовно-рефлекторну діяльність людини, електричну активність мозку та світову чутливість очей, призводять до онкозахворювань. ГДК складає 2.5 мг/м^3 (в перерахунку на бензин). Найтоксичніший з вуглеводнів бензопирин $\text{C}_{20}\text{H}_{12}$, ПДК якого 0.000001 мг/м^3 ;

- альдегіди та формальдегіди мають алергенний вплив;
- сажа.

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:

- з'єднання сірки, які викликають утворення в атмосфері твердих частинок, що не пронизують сонячне проміння;

- продукти повного згорання палива, котрі сприяють виникненню кислотних дощів і «парникового ефекту»;

- оксиди азоту – через небезпеку руйнування озонового шару і збільшення в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.06.ПЗ	Арк.
						83

Азотні з'єднання в паливі знаходяться в незначній кількості. В атмосферному повітрі об'ємна частка азоту перевищує 78%. В загальному випадку оксиди азоту можуть бути продуктом окислення азоту повітря («повітряні оксиди» азоту), так і продуктом окислення азоту, що міститься в паливі («паливні оксиди» азоту). Абсолютні їх кількості і співвідношення між ними різні залежності від змісту паливного азоту і від чинників, що впливають на процеси окислення.

При нормальному тиску азот інертний, проте при збільшенні його парціального тиску 0.8-1.2 МПа з'являється ефект наркотичної дії, а підвищення вмісту в повітрі до 93% може призвести до аноксемії і навіть смерті.

Газові викиди ГТД і ГТУ відрізняються від димових газів інших теплових двигунів промислового паливоспалюючого устаткування тим, що в них продукти згоряння розбавлені надмірним повітрям. Коефіцієнт надлишку повітря у вихлопних газах ГТУ: $\alpha_0 = GB/GT \cdot L_0$, де GB і GT – секундні витрати повітря і палива, L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання поданого в камеру згоряння палива, досягає 3-6 на номінальному режимі і ще більш високих значень – на часткових навантаженнях, призводить до того, що реальні концентрації токсичних речовин у вихлопних газах ГТД і ГТУ завжди істотно нижче, ніж в димових газах ПТУ і у вихлопних газах ДВЗ. Тим не менше, за існуючими нормами вміст шкідливих (токсичних) компонентів у вихлопних газах ГТУ також лімітується [12].

Концентрація оксидів азоту у вихлопних газах ГТУ визначається величиною NO, що утворюється в певній зоні, але з урахуванням розбавлення продуктів згоряння вторинним повітрям.

Проте розведення газів повітрям, знижує концентрацію шкідливих викидів у вихідному струмені, не означає зменшення загального, а тим більше регіонального забруднення атмосфери, оскільки воно визначається абсолютним значенням шкідливих викидів.

У ГТД, працюючих на газоподібному паливі, викиди сірки і золи відсутні, а основними шкідливими компонентами вихлопних газів є оксид азоту (повітряного походження) і продукти неповного згоряння палива: C, C_xH_y . У ГТД масові викиди C і C_xH_y істотно нижче, ніж в поршневному ДВЗ, але по викиду NO_x може навіть

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.09.06.ПЗ Арк. 84					

перевершувати поршневий мотор (особливо за наявності регенерації тепла). Не поступаються ГТУ в цьому відношенні і іншим видам паливо-запалювального устаткування.

На відміну від котлоагрегатів паротурбінних ТЕС, де склад токсичних компонентів димових газів визначається в основному видом палива і мало залежить від навантаження, в ГТУ склад токсичних компонентів дуже сильно змінюється із зміною навантаження. Якщо при часткових навантаженнях токсичність вихлопних газів у сумарному ступені визначається токсичністю С і NO_x, то на максимальних режимах домінуючими стають високотоксичні викиди азоту, причому тенденції подальшого розвитку ГТУ і ГТД, що намітилися, сприяють зростанню їх емісії.

Для стаціонарної і транспортної енергетики граничні рівні викиду шкідливих речовин з продуктами згоряння органічних палив обмежуються такими речовинами:

- для CO (ГОСТ 21204-97) 300 мг/м³;
- для NO_x 150 мг/м³ при об'ємній концентрації кисню 15% у сухій пробі продуктів згоряння, приведеної до стандартних атмосферних умов (ГОСТ

28775-90).

6.2. Методи зменшення викидів токсичних компонентів вихлопних газів газотурбінних установок електростанцій

Заходи для зменшення емісії CO і C_xH_y збігаються з використовуваними заходами для підвищення повноти згоряння палива і зводяться до наступного:

1. Підтримка в реакційному об'ємі досить високого температурного рівня. З погляду зменшення емісії продуктів недопалу на часткових режимах кращими є камери з дифузійним методом сумішоутворення, який сприяє підтримці стабільно високої температури в зоні реакції.

2. Поліпшення якості розпилювання рідкого палива, що дозволяє прискорити процеси його випаровування і сприяє створенню гомогенної горючої суміші. Для цього застосовують багатоступінчасті і багатосоплові форсунки, а також форсунки з перепуском палива, які дозволяють підняти тиск вприскування.

3. Зменшення часу існування крапель рідкого палива за рахунок його попереднього підігріву (особливо при використанні залишкових палив).

Ив. № подл.	Підпис і дата					Арк. 85
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.06.ПЗ	

4. Перерозподіл витрати повітря в первинній зоні камери згоряння, що дозволяє підтримувати значення коефіцієнтів надлишку повітря $\alpha_T=1,30\ldots1,45$, при яких викиди газоподібних продуктів неповного згоряння мінімальні.

5. Використання конструкційних матеріалів – каталізаторів горіння, що дозволяє знизити середню ефективну температуру горіння, зменшити розміри зони хімічного реагування, скоротити час перебування газів у зоні високих температур. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.

6. Введення спеціальних присадок у паливо, що перешкоджають утворенню NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так, добавки 0,3% кобальту або міді в паливо знижують викиди оксидів азоту на 20...25%.

7. Вприскування водяної пари (води) у зону первинного сумішоутворення або використання водопаливної суміші. При цьому відбувається охолодження зони горіння і значне (на 30...40%) зменшення емісії оксидів азоту.

8. Циркуляція продуктів згоряння. У цьому випадку продукти згоряння виступають інертним розріджувачем суміші.

При спалюванні рідких палив димність збільшується із збільшенням вмісту в паливі ароматичних складових, густини і температури кипіння. Схильність до димоутворення росте із зменшенням вмісту в паливі водню. Димність істотно зростає при збільшенні тиску в камері згоряння. Процес утворення сажі, яка є причиною *димності* вихлопних газів, має дві стадії: утворення зародків і зростання часток. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням вмісту в паливі водню, який гальмує збільшення часток.

Методами зменшення димності є:

1. зменшення часу існування крапель палива;
2. зниження часу затримки займання і горіння.

Ці засоби реалізуються шляхом:

- зменшення об'єму перезбагачених паливом високотемпературних зон, якщо це не супроводжується зниженням стійкості горіння;
- застосування багатофорсункових фронткових пристроїв камер згоряння;

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Взам. інв. №				
	Инв. № дубл.				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.06.ПЗ Арк. 86

- поліпшення якості розпилювання палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі барію або магнію);
- застосування водопаливних емульсій та уприскування води.

Зміна режиму роботи двигуна в сторону збільшення потужності приводить до зменшення викиду *незгорілих вуглеводнів* [25]. Це відбувається частково завдяки поліпшенню якості розпилювання палива за рахунок збільшення тиску вприскування, але в основному – через збільшення швидкості хімічних реакцій в первинній зоні камери згоряння в результаті підвищення тиску і температури повітря на вході.

Способи зменшення викиду NO_x . Оскільки боротьба з утворенням оксидів азоту паливного походження NO_x скрутна, то єдиною практично доцільною мірою зниження їх концентрації у вихлопних газах ГТУ слід рахувати обмеження азоту у паливі. Витікає, втім, помітити, що в традиційних газотурбінних паливах вміст азоту невеликий, і тому основну частку NO_x у вихлопних газах ГТУ, особливо при великих навантаженнях, складають звичайно оксиди азоту «повітряного (тобто термічного) походження» NO_x . У зв'язку з цим розглянемо заходи по зниженню емісії саме цих оксидів.

1. Збільшення коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння камери згоряння (тобто збіднення суміші у первинній зоні). Цим зменшується температура в зоні горіння і час перебування газів в ній. Цей метод ефективний, якщо передбачені додаткові засоби для збільшення коефіцієнта повноти згоряння палива при збідненні паливо повітряної суміші.

При різних конструкціях камер згоряння збільшення α_f зменшує емісію NO_x , особливо при роботі камер згоряння на газоподібному паливі. Проте слід помітити, що при збільшенні α_1 , збільшується емісія C_xH_y , внаслідок чого сумарний чинник токсичності може зберегти досить високе значення. При більш високих початкових параметрах повітря зростання емісії продуктів недопалювання може бути не такими різними, як при випробуваннях в умовах низьких параметрів повітря, але все

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.06.ПЗ Арк. 87

таки матиме місце (як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря на часткових навантаженнях). Крім того, в камерах класичного використання при збільшенні α_1 погіршуються пускові властивості характеристик стійкого горіння.

Зі всього висловленого можна зробити висновок, що збіднення (збільшення α_1) суміші в зоні горіння, дійсно, може бути ефективним засобом зниження емісії NO_x і з цієї точки зору доцільно виготовляти камери згоряння взагалі без розподілення повітря на первинне і вторинне. Проте для реалізації такого режиму необхідна розробка спеціальних конструкцій фронтних пристроїв, здатних ефективно і стійко працювати при високих надлишках повітря.

2. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям. Наприклад, використання низьконапірних паливо повітряних форсунок зменшує викиди оксидів азоту на 25...35%ю В цьому розумінні оптимальним є отримання гомогенної паливо повітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. В результаті з сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогрівання, випаровування і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування і викиди NO_x . Проте зайва гомогенізація суміші істотно звужує область стійкої роботи камери згоряння.

3. Подача в зону горіння води або пари. Теплоємність водяної пари майже в 2 рази перевищує теплоємність повітря, тому подача його в зону горіння дає більш значне зниження температури, ніж рециркуляція продуктів згоряння.

В результаті такого зниження температури в експериментальних дослідженнях вдавалося понизити зміст оксидів азоту в 1.6 рази, ніж при роботі на сухому повітрі.

Ще більший ефект дає подача в зону горіння води, оскільки тоді зона горіння втрачає додаткове тепло на випаровування рідини.

Але детальні дослідження показують, що введення в зону горіння води або пари дає також ряд побічних ефектів, що помітно впливають на інші характеристики робочого процесу камер згоряння.

4. Використовування каталітичних камер згоряння. Використовування каталізаторів у процесах горіння дозволяє або збільшити швидкість хімічних реакцій при тому ж рівні температур, або зберегти цю швидкість на необхідному рівні при істо-

Инов. № подл.	Підпис і дата					Инов. № дубл.	Підпис і дата				
	Взам. инв. №						Инов. № дубл.				
	Підпис і дата						Инов. № дубл.				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.09.06.ПЗ Арк. 88											

тно зниженому температурному рівні процесу. Друге – для зменшення утворення оксидів азоту. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.

Випробування показали, що разом з видом матеріалу каталізатора велику роль також грає його конструктивне виконання у вигляді спеціальних матриць або решіток.

5. Введення спеціальних присадок у паливо, як запобігають викидам NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки 0.3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25%.

6. Плазмохімічне горіння. Плазмохімічні технології засновані на використуванні низькотемпературних плазмових струменів. Спалювання палив в камерах згоряння за допомогою плазмового факела істотно підвищує повноту згоряння. Це спалювання відбувається за участю плазмотрона, конструктивно розміщеного поблизу форсунок або, що суміщається з ними [12].

Таким чином, великі зусилля газотурбінних фірм всього світу в останні роки направлені на створення низькотоксичних камер згоряння. При цьому вони повинні забезпечити стійке горіння з високим коефіцієнтом повноти згоряння (98...99,9%) як на номінальному, так і на перехідних режимах. Причому, перевагу слід віддавати розробці так званих «сухих» камер згоряння, особливо при роботі на газоподібному паливі.

Ив. № подл.	Підпис і дата																							
	Инв. № дубл.																							
	Взам. инв. №																							
	Підпис і дата																							
<table border="1"> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td rowspan="3">КР.142.6231м.09.06.ПЗ</td> <td>Арк.</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td></td> <td>89</td> </tr> <tr> <td>Зм.</td> <td>Арк.</td> <td>№ докум.</td> <td>Підпис</td> <td>Дата</td> <td></td> </tr> </table>											КР.142.6231м.09.06.ПЗ	Арк.						89	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					КР.142.6231м.09.06.ПЗ	Арк.																		
						89																		
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																				

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата												
					КР.142.6231м.09.07.ПЗ											
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата												
Студент.	Засипко О. І.															
Керівник	Ващилєнко М.В.															
Консульт.					Цивільний захист											
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.															
						<table><tr><td colspan="3">Літ.</td><td>Арк.</td><td>Аркушів</td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td>90</td><td>99</td></tr></table>	Літ.			Арк.	Аркушів				90	99
Літ.			Арк.	Аркушів												
			90	99												
						НУК										

РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ

7.1. Основні положення Закону України про правові засади ЦЗ

Цивільний захист - система організаційних, інженерно-технічних, санітарно-гігієнічних, протиепідемічних та інших заходів, які здійснюються центральними і місцевими органами виконавчої влади, органами місцевого самоврядування, підпорядкованими їм силами і засобами, підприємствами, установами та організаціями незалежно від форми власності, добровільними рятувальними формуваннями, що забезпечують виконання цих заходів з метою запобігання та ліквідації надзвичайних ситуацій, які загрожують життю та здоров'ю людей, завдають матеріальних збитків у мирний час і в особливий період.

Основними завданнями цивільного захисту є:

- збирання та аналітичне опрацювання інформації про надзвичайні ситуації;
- прогнозування та оцінка соціально-економічних наслідків надзвичайних ситуацій;
- здійснення нагляду і контролю у сфері цивільного захисту;
- розроблення і виконання законодавчих та інших нормативно-правових актів, дотримання норм і стандартів у сфері цивільного захисту;
- розроблення і здійснення запобіжних заходів у сфері цивільного захисту;
- створення, збереження і раціональне використання матеріальних ресурсів, необхідних для запобігання надзвичайним ситуаціям;
- розроблення та виконання науково-технічних програм, спрямованих на запобігання надзвичайним ситуаціям;
- оперативне оповіщення населення про виникнення або загрозу виникнення надзвичайної ситуації, своєчасне достовірне інформування про обстановку, яка складається, та заходи, що вживаються для запобігання надзвичайним ситуаціям та подолання їх наслідків;
- організація захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій, надання невідкладної психологічної, медичної та іншої допомоги потерпілим;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.07.ПЗ	Арк.
						91

- проведення невідкладних робіт із ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій та організація життєзабезпечення постраждалого населення;
- забезпечення постійної готовності сил і засобів цивільного захисту до запобігання надзвичайним ситуаціям та ліквідації їх наслідків;
- надання з використанням засобів цивільного захисту оперативної допомоги населенню в разі виникнення несприятливих побутових або нестандартних ситуацій;
- навчання населення способам захисту в разі виникнення надзвичайних, несприятливих побутових або нестандартних ситуацій та організація тренувань;
- міжнародне співробітництво у сфері цивільного захисту.

Цивільний захист здійснюється з метою:

- реалізації державної політики, спрямованої на забезпечення безпеки та захисту населення і територій, матеріальних і культурних цінностей та довкілля від негативних наслідків надзвичайних ситуацій у мирний час та в особливий період;
- подолання наслідків надзвичайних ситуацій, у тому числі наслідків надзвичайних ситуацій на територіях іноземних держав відповідно до міжнародних договорів України, згода на обов'язковість яких надана Верховною Радою України.

Основні заходи у сфері цивільного захисту.

З метою ефективної реалізації завдань цивільного захисту, зменшення матеріальних втрат та недопущення шкоди об'єктам, матеріальним і культурним цінностям та довкіллю в разі виникнення надзвичайних ситуацій центральні та місцеві органи виконавчої влади, органи місцевого самоврядування, підпорядковані їм сили і засоби, підприємства, установи та організації незалежно від форми власності, добровільні рятувальні формування здійснюють оповіщення та інформування, спостереження і лабораторний контроль, укриття у захисних спорудах, евакуацію, інженерний, медичний, психологічний, біологічний, екологічний, радіаційний та хімічний захист [14].

Инв. № подл.	Підпис і дата				Инв. № дубл.	Підпис і дата				Инв. №	Взам. інв. №				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.07.ПЗ	Арк.
																					92

7.2. Основні положення Закону України про пожежну безпеку

Пожежна безпека — стан об'єкта, при якому з регламентованою ймовірністю виключається можливість виникнення та розвиток пожежі і впливу на людей її небезпечних факторів, а також забезпечується захист матеріальних цінностей.

Забезпечення пожежної безпеки є невід'ємною частиною державної діяльності щодо охорони життя та здоров'я людей, національного багатства і навколишнього природного середовища. Цей Закон визначає загальні правові, економічні та соціальні основи забезпечення пожежної безпеки на території України, регулює відносини державних органів, юридичних і фізичних осіб у цій галузі незалежно від виду їх діяльності та форм власності.

Правова основа діяльності в галузі пожежної безпеки

Правовою основою діяльності в галузі пожежної безпеки є Конституція (254к/96-ВР), цей Закон та інші закони України, постанови Верховної Ради України, укази і розпорядження Президента України, декрети, постанови та розпорядження Кабінету Міністрів України, рішення органів виконавчої влади, місцевого та регіонального самоврядування, прийняті в межах їх компетенції.

Забезпечення пожежної безпеки є складовою частиною виробничої та іншої діяльності посадових осіб, працівників підприємств, установ, організацій та підприємців. Це повинно бути відображено у трудових договорах (контрактах) та статутах підприємств, установ та організацій.

Забезпечення пожежної безпеки підприємств, установ та організацій покладається на їх керівників і уповноважених ними осіб, якщо інше не передбачено відповідним договором.

Забезпечення пожежної безпеки при проектуванні та забудові населених пунктів, будівництві, розширенні, реконструкції та технічному переоснащенні підприємств, будівель і споруд покладається на органи архітектури, замовників, забудовників, проектні та будівельні організації [14].

Забезпечення пожежної безпеки в жилих приміщеннях державного, громадського житлового фонду, фонду житлово-будівельних кооперативів покладається на

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.07.ПЗ	Арк.
						93

квартиронаймачів і власників, а в жилих будинках приватного житлового фонду та інших спорудах, на дачах і садових ділянках - на їх власників або наймачів, якщо це обумовлено договором найму.

Обов'язки підприємств, установ та організацій щодо забезпечення пожежної безпеки.

Власники підприємств, установ та організацій або уповноважені ними органи (далі - власники), а також орендарі зобов'язані:

- розробляти комплексні заходи щодо забезпечення пожежної безпеки, впроваджувати досягнення науки і техніки, позитивний досвід;
- відповідно до нормативних актів з пожежної безпеки розробляти і затверджувати положення, інструкції, інші нормативні акти, що діють у межах підприємства, установи та організації, здійснювати постійний контроль за їх додержанням;
- забезпечувати додержання протипожежних вимог стандартів, норм, правил, а також виконання вимог приписів і постанов органів державного пожежного нагляду;
- організовувати навчання працівників правил пожежної безпеки та пропаганду заходів щодо їх забезпечення;

Мета і завдання пожежної охорони.

Пожежна охорона створюється з метою захисту життя і здоров'я громадян, приватної, колективної та державної власності від пожеж, підтримання належного рівня пожежної безпеки на об'єктах і в населених пунктах.

Основними завданнями пожежної охорони є:

- здійснення контролю за дотриманням протипожежних вимог;
- запобігання пожежам і нещасним випадкам на них;
- гасіння пожеж, рятування людей та надання допомоги в ліквідації наслідків аварій, катастроф і стихійного лиха.

Забороняється використання пожежної охорони для виконання завдань, не передбачених цим Законом.

Види пожежної охорони.

Пожежна охорона поділяється на державну, відомчу, місцеву та добровільну.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.07.ПЗ	Арк.
						94

7.3. Аналіз небезпечних факторів пожежі в турбінному цеху

Небезпечними факторами пожежі і вибуху, які можуть призвести до травми, отруєння, загибелі або матеріальних збитків є відкритий вогонь, іскри, підвищена температура, токсичні продукти горіння, дим, низький вміст кисню, обвалення будинків і споруд.

На виробництвах з пожежовибухонебезпечними технологічними процесами майже завжди існують умови для швидкого поширення пожежі. Це пояснюється не тільки наявністю у виробничих приміщеннях і на відкритих площадках великої кількості легкозаймистих та горючих речовин, а й відсутністю відповідних протипожежних перешкод на шляхах можливого поширення пожежі (по розгалужених комунікаціях продуктопроводів, в транспортних системах, в отворах будівельних конструкцій, по вентиляційних та аспіраційних системах тощо).

Необхідність приділити більше уваги питанням створення умов, які забезпечать локалізацію пожежі в межах ділянки її виникнення, визначається тим, що кожного року на промислових підприємствах, матеріальних складах виникають значні пожежі, які призводять до великих матеріальних збитків, а іноді й до загибелі людей.

Поширенню пожежі, яка виникла, будуть сприяти наступні умови:

- наявність значної кількості горючих речовин та матеріалів на виробничих та складських площах;
- наявність шляхів, які створюють можливість поширенню полум'я і продуктів згорання на обладнання та приміщення, що розташовані поблизу;
- поява в результаті пожежі факторів, які прискорюють її розвиток (розтікання горючих рідин під час аварії, вихід горючих газів, вибух технологічного обладнання тощо);
- запізніле виявлення пожежі та сповіщення про неї у пожежну частину;
- відсутність або несправність первинних і стаціонарних засобів пожежогасіння;
- неправильні дії людей на випадок пожежі.

Ив. № подл.	Підпис і дата			
	Ив. № дубл.			
	Взам. ив. №			
	Підпис і дата			
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата				
КР.142.6231м.09.07.ПЗ				
Арк. 95				

Велика кількість горючих речовин та матеріалів в апаратах, ємностях, біля робочих місць чи на відкритих площадках пояснюється вимогами виробництва для нормального ведення технологічних процесів. У процесі експлуатації іноді виникає безпідставне збільшення запасів горючих речовин на складах та у виробничих приміщеннях. Перевантаження призводить до того, що проходи між технологічним обладнанням, шляхи до засобів пожежогасіння, евакуаційні виходи загрожується горючими матеріалами.

Іншою причиною швидкого поширення пожежі є наявність у виробничих приміщеннях різних технологічних комунікацій (трубопроводів, систем вентиляції) та технологічних отворів без протипожежних перешкод. У цьому випадку вогонь безперешкодно може розповсюджуватись від одного апарата до іншого, з одного приміщення в інше.

Джерела запалення від теплового прояву електричної енергії можуть виникнути при невідповідності електроустаткування (машин, двигунів, мереж, перетворювачів, пускорегулюючих приладів, електричних пристроїв у технологічних апаратах і т.п.) характеру середовища, що впливає на нього, у випадку недотримання правил улаштування та експлуатації електроустаткування, при несправностях і ушкодженнях, викликаних механічними причинами, а також дією хімічно активних речовин, вологи і т.п.

Хімічні реакції, що протікають на повітрі з виділенням значної кількості тепла, містять у собі потенційну небезпеку виникнення пожежі чи вибуху, тому що при цьому можливий розігрів реагуючих речовин чи горючих речовин, які знаходяться поруч, до температури їхнього samozapalennya.

В умовах виробництва небезпечна в пожежному відношенні зміна температури тіла в результаті здійснення механічної роботи спостерігається при ударах твердих тіл (іноді супроводжуються утворенням іскор), поверхневому терті тіл під час взаємного переміщення їх одне відносно одного, механічній обробці твердих горючих речовин різальними інструментами тощо [14].

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.07.ПЗ 96
Арк. 96					

Сприятливі умови для швидкого поширення полум'я на значні площі виникають під час аварій апаратів і трубопроводів при розтіканні горючих та легкозаймистих рідин, при загазованості приміщень, відкритих установок та територій.

Для попередження поширення пожежі на виробництві необхідно розробляти та впроваджувати такі інженерно-технічні рішення, які б дозволили обмежити кількість горючих речовин та матеріалів, що обертаються у виробництві, створити умови для швидкої евакуації матеріалів та обладнання при виникненні пожежі; створити перешкоди на шляхах поширення можливої пожежі і забезпечити захист апаратів від руйнування під час вибуху [14].

7.4. Розрахунок необхідної кількості та типу первинних засобів пожежогасіння

Підвищена пожежна небезпека властива суднобудівним та ремонтним підприємствам, оскільки вони характеризуються складністю застосованих технологій виробничих процесів; наявністю в значній кількості легкозаймистих та запальних рідин, зрідженого горючого газу, твердих матеріалів, що горять; великою оснащеністю електричними установками, приладами.

Припинення поширення пожеж визначально залежить від дій людини на їхній початковій стадії. Визначення видів та кількості первинних засобів пожежогасіння слід проводити з врахуванням фізико-хімічних та пожеже небезпечних властивостей горючих речовин, їх взаємодії з вогнегасними речовинами, а також розмірів площ виробничих приміщень, відкритих майданчиків та установок. Необхідну кількість первинних засобів пожежогасіння визначають окремо для кожного поверху та приміщення. Коли в одному приміщенні знаходяться декілька різних за пожежною небезпекою виробництв, не відділених один від одного протипожежними стінами, то всі ці ділянки забезпечують засобами пожежогасіння за нормами найбільш небезпечного виробництва.

Приміщення турбінного цеху, в якому встановлені металорізальні верстати, займає площу 325 м².

Приміщення належить до **категорії В** за вибухопожежною та пожежною небезпекою. В приміщенні можливе займання **електродвигунів**, спричинене горючими

Инв. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.07.ПЗ Арк. 97

газами, рідинами і твердими речовинами, які спалюють, тому клас можливої пожежі буде Е.

Таким чином, вихідні дані для вирішення задачі будуть такі:

- площа приміщення - 325 м^2 ; розміри приміщення - $25\text{ м} \times 13\text{ м}$; категорія за вибухопожежною та пожежною небезпекою – В; клас можливої пожежі - Е;

Головним критерієм вибору виду вогнегасників є величина можливого осередку пожежі. Оскільки розмір осередку можливої пожежі очікується незначний, то приймається рішення про оснащення приміщення переносними вогнегасниками.

Далі визначаємо коефіцієнт перерахунку кількості вогнегасників. За [5, табл. 5] визначаємо, що для заданих вихідних умов вона містить рекомендації щодо оснащення вогнегасниками для граничної площі приміщення 400 м^2 . Далі знаходимо коефіцієнт перерахунку рекомендованої кількості вогнегасників відносно площі приміщення:

$$k_{пл} = 325\text{ м}^2 / 400\text{ м}^2 = 0,8125 \approx 1.$$

Виходячи з величини площі цеху та даних [5,табл.5] визначають, що для захисту приміщення рекомендовано встановити в ньому чотири ($2 \times k_{пл} = 2 \times 1 = 2$) вуглекислотних, або стільки ж порошкових вогнегасників місткістю 2 л.

Із умов завдання дипломного проекту приймається вогнегасник:

Порошковий	5л	ВП-10	2шт
------------	----	-------	-----

Відстань між вогнегасниками та місцем можливого займання повинна становити не більш за 40 м. Цю відстань слід оцінювати на плані приміщення не по прямій, а по проходам між обладнанням. Звичайно проходи облаштовують паралельно стінам приміщення. Для оцінки відстані від найбільш віддаленого від вогнегасників осередку можливої пожежі до найближчого вогнегасника на плані приміщення цеху позначають місця встановлення вогнегасників. Відстань між вогнегасниками та найвіддаленішим від них місцем можливого займання з урахуванням розташування обладнання в цеху становить не більш за 40 м. ($12,5\text{ м} + 6,5\text{ м} = 19\text{ м} < 40\text{ м}$) (рис.7.1.) [14].

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	

					КР.142.6231м.09.07.ПЗ	Арк.
						98
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

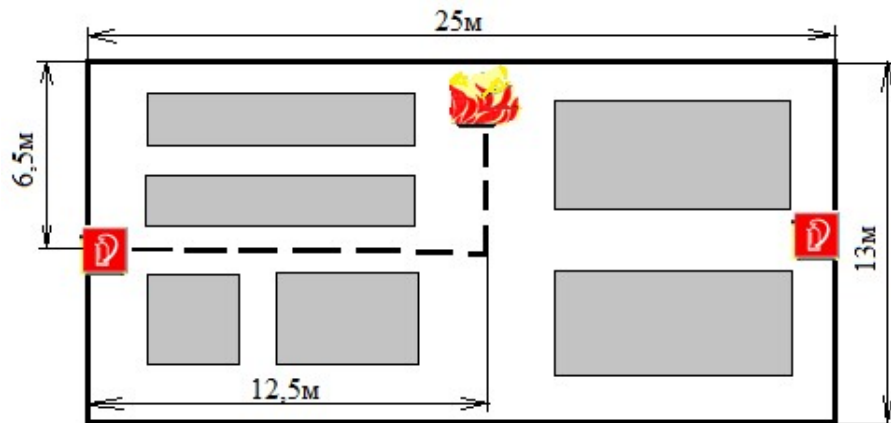


Рис.7.1. Розташування вогнегасників у приміщенні

Висновок: для оснащення приміщення турбінного цеху, який за вибухопожежною та пожежною небезпекою належить до категорії В, клас можливої пожежі Е, слід встановити 2 порошкових вогнегасники типу ВП-10. Також використовують як протипожежний захід вогнеперешкоджувачі сухі — це такі захисні пристрої на трубопроводах, які вільно пропускають потік рідини або газів через тверду вогнезахисну насадку, але затримують полум'я, тобто гасять його.

Поряд з подібними захисними пристроями застосовуються різного роду засувки і заслінки, які в необхідний момент перекривають переріз трубопроводу, тим самим припиняючи рух суміші і поширення полум'я. Ефективність вогнезахисної дії заслінок та засувок залежить від своєчасного їх спрацьовування і щільності перекриття перерізу трубопроводу.

Инов. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Поряд з подібними захисними пристроями застосовуються різного роду засувки і заслінки, які в необхідний момент перекривають переріз трубопроводу, тим самим припиняючи рух суміші і поширення полум'я. Ефективність вогнезахисної дії заслінок та засувок залежить від своєчасного їх спрацьовування і щільності перекриття перерізу трубопроводу.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.07.ПЗ Арк. 99

ВИСНОВКИ

В роботі, згідно із завданням кафедри турбін виконано розробку та дослідження вдосконаленого термодинамічного циклу та теплової схеми приводного ГТА з перерозширенням і рекуперацією. На базі проведених досліджень розроблено перспективний газотурбінний агрегат потужністю 16000 кВт з перерозширенням і рекуперацією для приводу генератора електричного струму на блочній електростанції.

1. На основі аналізу результатів математичного моделювання вперше виконано порівняльне дослідження ефективності ГТА з перерозширенням і рекуперацією і ГТА простого циклу для рівня технології вітчизняного проєктанта та виробника приводних ГТД – НВКГ "Зоря" – "Машпроект".

2. Використання перерозширення у схемі приводного ГТА з рекуперацією дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300...1600 К, максимального ККД циклу (40,2 ... 44,5) %, а питомої потужності від 287 до 455 кВт/(кг/с) відповідно, при помірних значеннях оптимальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_k = 14,5 \dots 16,5$.

3. Застосування перерозширення дозволяє підвищити ККД циклу в схемах ГТА простого циклу від 15,5 до 20% зі збільшенням при більш високих температурах газу перед турбінами ГТД – T_3 . За питомою потужністю, виграш в середньому дещо більший 30 % у всьому розглянутому діапазоні зміни температур T_3 .

4. Визначено оптимальні, які забезпечують отримання в циклі максимального ККД, міри підвищення тиску в ексгаустері, що мають величину від 2,8 до 4,0 у інтервалі температур газу перед турбіною ГТД 1300 ... 1600 К.

5. Виявлено вплив величини мінімального температурного напору за кінцевим охолоджувачем на ефективний ККД і питому потужність досліджуваного циклу ГТА. Визначено, що при зменшенні цього параметру на кожні 5° ККД і питома потужність циклу зростають в середньому на 0,6 %.

6. Застосування рекуперації у схемі приводного ГТА з перерозширенням дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300...1600 К теплового ККД циклу (84,0 ... 89,0)%. При цьому, значення коефіцієнта ефективності когенерації становить 0,44 ... 0,45.

Підпис і дата		ГТА простого циклу від 15,5 до 20% зі збільшенням при більш високих температурах газу перед турбінами ГТД – T_3. За питомою потужністю, виграш в середньому дещо більший 30 % у всьому розглянутому діапазоні зміни температур T_3. 4. Визначено оптимальні, які забезпечують отримання в циклі максимального ККД, міри підвищення тиску в ексгаустері, що мають величину від 2,8 до 4,0 у інтервалі температур газу перед турбіною ГТД 1300 ... 1600 К. 5. Виявлено вплив величини мінімального температурного напору за кінцевим охолоджувачем на ефективний ККД і питому потужність досліджуваного циклу ГТА. Визначено, що при зменшенні цього параметру на кожні 5° ККД і питома потужність циклу зростають в середньому на 0,6 %. 6. Застосування рекуперації у схемі приводного ГТА з перерозширенням дозволяє досягти при температурах газу перед турбіною ГТД в інтервалі 1300...1600 К теплового ККД циклу (84,0 ... 89,0)%. При цьому, значення коефіцієнта ефективності когенерації становить 0,44 ... 0,45.				
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
					КР.142.6231м.09.В.ПЗ	Арк.
						100
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

7. Для більш детального розгляду перспективного енергетичного ГТА з перерозширенням та рекуперацією для електростанції пропонується розглядати ГТА потужністю 16000 кВт з такими параметрами: $T_3 = 1510 \text{ K}$; $T_{\text{зов}} = 288 \text{ K}$; міра підвищення тиску в компресорі дорівнює – 16; мірі підвищення тиску в ексгаустері $\pi_{\text{екс}} = 3,6$. Ці параметри ми вважаємо більш доречними з урахуванням конструкторських і технологічних можливостей згідно рівню технології вітчизняних ГТД третього і четвертого поколінь, створених НВКГ «Зоря»-«Машпроект» м. Миколаїв.

8. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегату $\eta_e = 0,4164$, Ефективна питома потужність ГТА, $N_{e_{\text{ит}}} = 410,99 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива, без урахування рекуперації газів за ГТД, $C_{N_e} = 0,1728 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 639,1 \text{ K}$.

9. У процесі проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, ексгаустеру, камери згоряння, турбінної частини і теплообмінних апаратів ГТД та проведене їхнє компонування.

10. В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в залі електростанції, розроблено заходи щодо їх зниження. Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції.

11. В розділі охорони навколишнього середовища розглянуто вплив роботи газотурбінної установки на навколишнє середовище та розроблено заходи щодо зменшення шкідливих викидів в атмосферу до рівнів, встановлених стандартами ISO.

12. В розділі цивільного захисту проведено аналіз небезпечних факторів пожежі в турбінному цеху, а також розрахунок необхідної кількості та типу первинних засобів пожежогасіння.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.В.ПЗ 101

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії [Текст]: Навчальний посібник / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с.
2. **Перельштейн, Б. Х.** А.с. № 267257 СССР, МКИ F 02с. Газотурбинная установка / Перельштейн Б. Х., Локай В. И., Тунаков А. П. (СССР) – № 1223465; заявл. 06.03.68, зарег.13.01.1970.
3. **Перельштейн, Б. Х.** Исследование высокотемпературных газотурбинных установок со ступенчатым отводом тепла [Текст] / Б. Х. Перельштейн, В. И. Локай, А. П. Тунаков // Тез. межвуз. конф. М., 1970.
4. **Перельштейн, Б. Х.** Новые энергетические системы [Текст] / Б. Х. Перельштейн // Казань – Изд-во Казанского государственного технического университета, 2008. 244 с.
5. **Перельштейн, Б. Х.** Разработка и исследование ГТУ со ступенчатым отводом тепла: Автореф. дис канд. техн. наук [Текст] / Б. Х. Перельштейн // Казан. авиационно-техн. ин-т. Казань, 1976.
6. **Тарелин, А. А.** Оценка эффективных путей развития отечественных приводных двигателей для газотранспортной системы [Текст] / А. А. Тарелин, В. А. Коваль, Е. А. Ковалева // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2009. – № 4/4 (40). – С. 4–8.
7. **Розенберг, Г. Ш.** Использование энергии выпускных газов судовых двигателей с воспламенением от сжатия в газовых турбинах, работающих с разряжением: Автореф. дис. канд.техн.наук [Текст] / Г. Ш Розенберг // Ленинград. ЦНИИМФ. Л., 1955.
8. **Матвиенко, В. Т.** Результаты исследования характеристик циклов газотурбинных двигателей с промежуточным подогревом газа и турбиной перерасширения [Текст] / В. Т. Матвиенко, В. А. Очеретяный, А. Г. Андриец // Авиационно-техническая техника и технология. Сб. науч. тр. № 9. Тепловые двигатели и энергоустановки. Харьков, 1999 – с.72–74.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.09.Л.ПЗ				Арк.
									109

