

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

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



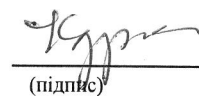
" 12 " 12 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Розробка та дослідження контактного ГТА з ТУК потужністю 25000 кВт для електростанції*

Виконав:

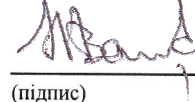
студент групи 6231м


(підпис)

Курінний П.Д.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

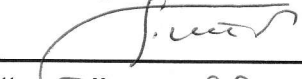

(підпис)

Ващиленко М.В.

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


" 5 " 09 2023 р.

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

Студент _____ Курінний П. Д. _____

1. Тема роботи:

" Розробка та дослідження контактного ГТА з ТУК потужністю 25000 кВт для електростанції "

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « ____ » _____ 2023 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.12.2023 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 комбінованих та контактних ГТА.

4.2. Розробка схеми та термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК.

4.3. Математична модель для дослідження термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК.

4.4. Параметричний аналіз термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК.

4.5. Вибір та обґрунтування параметрів схеми перспективного контактного ГТА з ТУК для електростанції.

4.6. Конструктивні розрахунки, компоновання та конструювання контактного ГТА з ТУК 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 контактного ГТА з ТУК.

5.1. Основні положення математичної моделі для дослідження циклу контактного ГТА з ТУК.

5.2. Ілюстративний матеріал по результатах дослідження

5.3. Компоновочне креслення контактного ГТА з ТУК для електростанції.

6. Консультанти розділів роботи

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

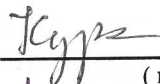
7. Дата видачі завдання _____

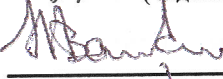
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи (КР)	Термін виконання етапів	Примітка
1	Інформаційний пошук	01.09.2023	
2	Розробка схеми та термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК	10.09.2023	
3	Розробка математичної моделі для дослідження циклу контактного ГТА з ТУК	20.09.2023	
4	Дослідження та оптимізація параметрів циклу контактного ГТА з ТУК	10.10.2023	
5	Конструктивні розрахунки, компонування та конструювання контактного ГТА з ТУК для електростанції	1.11.2023	
6	Компоновочне креслення контактного ГТА з ТУК для електростанції	25.11.2023	
7	Охорона праці	2.12.2022	
8	Охорона навколишнього середовища та ЦО	10.12.2022	
9	Оформлення КР та подання її до захисту	20.12.2022	

Студент

Керівник роботи


(підпис)


(підпис)

Курінний П. Д.

Ващенко М.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані розробка та дослідження контактного газотурбінного агрегата з теплоутилізаційним контуром потужністю 25000 кВт для електростанції. Послідовно освітлені наступні питання: проведено аналіз сучасних досліджень та розробок в області підвищення ефективності комбінованих та контактних агрегатів; розроблено математичну модель для дослідження термодинамічного циклу та досліджено схему і термодинамічний цикл контактного газотурбінного агрегата з теплоутилізаційним контуром; проведено оптимізацію та аналіз параметрів термодинамічного циклу контактного агрегата; проведено термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми контактного агрегата; виконані необхідні конструктивні розрахунки; проведений огляд заходів з техніки безпеки та охорони праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища на блочній електростанції.

Ключові слова: газотурбінна установка; електростанція; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work includes the development and research of a contact gas turbine unit with a heat recovery circuit with a capacity of 25,000 kW for a power plant. The following issues are consistently covered: an analysis of modern research and development in the field of increasing the efficiency of combined and contact units was carried out; a mathematical model was developed for studying the thermodynamic cycle and the scheme and thermodynamic cycle of a contact gas turbine unit with a heat recovery circuit were studied; optimization and analysis of the parameters of the thermodynamic cycle of the contact unit were carried out; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and scheme of the contact unit were carried out; the necessary design calculations were performed; a review of occupational safety and health measures, as well as environmental protection measures at a block power plant was carried out.

Keywords: gas turbine unit; power plant; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					ДП.142.6231м.06.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3MICT

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА.....	2
АНОТАЦІЯ	7
ВСТУП.....	8
РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБ- ЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМБІНОВАНИХ ТА КОНТАКТНИХ ГТА.....	10
1.1. Методи підвищення ефективності ГТА використанням утилізації тепла відхі- дних газів в пароводяному ТУК	11
1.2 Постановка задачі дослідження	17
РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКА СХЕМИ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ КОНТАКТ- НОГО ГТА З ТУК	18
2.1 Розробка схеми та термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК	19
2.2 Математична модель для дослідження термодинамічного циклу та схеми кон- тактного ГТА з ТУК.....	21
2.3 Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК	34
РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО КГТА З ТУК	42
3.1 Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА з ТУК на режимі повної потуж- ності	43
РОЗДІЛ 4 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУ- ДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ	55
4.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	56
4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД.....	62
4.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД.....	64
4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД	71
4.4.1. Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	71
4.4.2 Габаритний розрахунок ПГК	77
РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ	81

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	2.3 Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК.....	34
					РОЗДІЛ 3 ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО КГТА з ТУК.....	42
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	3.1 Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА з ТУК на режимі повної потужності	43
					РОЗДІЛ 4 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ	55
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	4.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	56
					4.2 Визначення габаритних розмірів камери згоряння ГТД.....	62
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	4.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД.....	64
					4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД.....	71
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	4.4.1. Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	71
					4.4.2 Габаритний розрахунок ПГК	77
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ	81
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ДП.142.6231м.06.3.ПЗ	Арк.
						5
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в приміщенні електростанції	82
5.2 Система пожежогасіння.....	85
5.3 Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння.....	86
5.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних та шкідливих факторів	89
РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА	91
6.1 Забруднення навколишнього середовища шкідливими викидами газотурбінного агрегату електростанції	92
6.2 Розробка заходів щодо зменшення шкідливих викидів газотурбінних установок електростанцій	94
РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ	97
7.1 Мета та основні завдання цивільного захисту	98
7.2 Обґрунтування необхідності дослідження стійкості об'єктів господарської діяльності.....	102
7.3 Аналіз видів, наслідків і критичності відмов (АВНKB) при функціонуванні електростанції	104
ВИСНОВКИ	113
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	114

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	7.3 Аналіз видів, наслідків і критичності відмов (АВНKB) при функціонуванні електростанції 104					
					ВИСНОВКИ 113					
					СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ 114					
					ДП.142.6231м.06.3.ПЗ					Арк.
										6
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

ВСТУП

Актуальність теми. Потреби в електричній енергії у світі постійно зростають, і від того, яким способом ця енергія буде добуватися, багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні агрегати знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТА для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанціях для покриття пікових та напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. Це пояснюється рядом переваг ГТА у порівнянні з іншими установками, до числа яких відносять:

- малу питому масу;
- компактність;
- високу агрегатну потужність одного двигуна;
- високий ступінь автоматизації;
- можливість швидкої агрегатної заміни, що сприяє зменшенню затрат праці при ремонті.

Але незважаючи на ці переваги, ГТА мають і недоліки, головний з яких — це більша питома витрата палива, у порівнянні з дизельними двигунами. Можна назвати такі основні напрями удосконалення газотурбінних агрегатів:

- підвищення початкових параметрів робочого тіла (температури та тиску газу перед турбінною частиною), що дає збільшення термічного ККД термодінамічного циклу та зменшення питомої витрати палива ГТА;
- вдосконалення окремих елементів та вузлів ГТД (компресора, турбіни, камери згоряння, тощо) що також підвищує економічність;
- розвиток теплової схеми ГТА введенням до його складу додаткових теплообмінних апаратів: теплоутилізаційного парогенератора, регенератора, повітроохолоджувача; також утилізаційної парової турбіни;
- максимальне зменшення викидів шкідливих речовин у навколишнє середовище - вдосконаленням процесів і конструкції КЗ ГТД.

Представлений дипломний проект присвячений вирішенню проблеми збільшення показників ефективності газотурбінних двигунів за рахунок введення, реку-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.ВС.ПЗ	Арк.
						8

перації та утилізації відхідних газів з використанням енергетичного впрскування
вохяної пари в КЗ ГТД.

Мета і завдання дослідження. Метою даної наукової роботи є розробка і
дослідження контактного ГТА з ТУК потужністю 25 МВт для електростанції, що
може бути реалізованим з використанням вітчизняних технологій та вузлів вже іс-
нуючих двигунів.

Об'єкт дослідження – процеси у термодинамічному циклі контактного ГТА
з ТУК потужністю 25 МВт для електростанції.

Предмети дослідження – термодинамічний цикл і теплова схема контакт-
ного ГТА з ТУК потужністю 25 МВт для електростанції.

Методи дослідження – математичне моделювання термодинамічних проце-
сів в ГТА, оптимізація параметрів та аналіз показників, що характеризують еконо-
мічність енергетичних установок та обладнання; також проведення числового дос-
лідження, оптимізаційних розрахунків та аналізу за допомогою спеціально розроб-
леного комп'ютерного програмного забезпечення.

Наукова новизна одержаних результатів. На основі аналізу результатів ма-
тематичного моделювання вперше виконано порівняльне дослідження ефективнос-
ті контактного ГТА з ТУК, 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.

Підпис і дата				
Інв. № дубл.				
Взам. інв. №				
Підпис і дата				
Інв. № подл.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
ДП.142.6231м.06.ВС.ПЗ				
Арк.				
9				

[illegible]

РОЗДІЛ 1 ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ТА АНАЛІЗ СУЧАСНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ В ОБЛАСТІ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ КОМБІНОВАНИХ ТА КОНТАКТНИХ ГТА

1.1. Методи підвищення ефективності ГТА використанням утилізації тепла відхідних газів в пароводяному ТУК

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].

Незаперечні переваги ГТУ - енергетики доведені в працях численних вітчизняних і зарубіжних авторів і відбиті в усіх документах перспективного енергопланування та енергозбереження. ГТУ стали основою енергетики у всьому розвиненому світі. Світовий випуск (у перекладі на сумарну електричну потужність) енергетичних ГТУ знаходиться на рівні 30-35 млн. кВт в рік. Енергетичні ГТУ активно розвиваються і впроваджуються зараз в Японії, Англії, Німеччині, Італії, США і інших країнах.

Газотурбінні двигуни та створені на їх основі когенераційні та парогазові установки на сьогоднішній день є одним з найбільш перспективних напрямів створення високоефективних, високоманеврових і екологічно чистих установок для енергетики, які необхідні для погашення добових та сезонних навантажень енергосистеми.

Тільки у США в 1998 році для модернізації старих і будівництва нових електростанцій було замовлено 200 великих ГТУ (60 замовників) загальною потужністю 66 млн. кВт електричної потужності, це відповідало, на той час, 50% потужності енергетики колишнього СРСР. Комбіновані газопарові установки (ГПУ) отримали розвиток у ряді областей промисловості, особливо важливе місце в електроенергетиці і в судновій енергетиці. Унаслідок того, що доля газу в паливному балансі світу висока (більше 60 %), впровадження високоефективних газопарових технологій є загальновизнаною стратегією розвитку теплової енергетики. Вже багато країн в світі

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
ДП.142.6231м.06.01.ПЗ	
Арк.	
11	

застосовують ГПУ з утилізаційними котлами для нових електростанцій, що працюють на природному газі. Зараз їх ККД вже досяг 39—42 % і в найближчій перспективі зросте до 48—50 %.

В даний час розроблені вітчизняні ГТД четверте і п'яте покоління, на базі яких створюватимуться ГПУ нового покоління. Це вимагає програмних продуктів нового покоління на основі математичних моделей устаткування з великим числом рівнів котлів-утилізаторів по тиску, з уприскуванням води або пари в проточну частину ГТД, у зв'язку з цим тема є актуальною для України.

У табл. 1.1. наведені характеристики найбільш ефективних вітчизняних та закордонних комбінованих ГТА з теплоутилізуючим контуром (ТУК). [2;3;4;5;6]

Таблиця 1.1 – Характеристики найбільш ефективних вітчизняних та закордонних комбінованих ГТА з теплоутилізуючим контуром (ТУК)

Модель ГТД	Виробник	Потужність (ISO), кВт	ККД (ISO),%
MS6001C Combined Cycle Performance S106C	General Electric Co. (США)	62800	54
WR-21	Rolls Royce (Великобританія)	25200	42,3
Водолей	НБКГ "Зоря"- "Машпроект" (Україна)	25 000	42,0
LM5000 STIG	General Electric Co. (США)	47020	39
FT8 PowerPac	MAN Turbomaschinen (Німеччина)	25490	38,1
LM2500PH	General Electric Co. (США)	27760	40,7
SGT-700	Siemens (Німеччина)	29100	36,0
FT8 combined cycle	Pratt-Whitney (США)	80500	43,4
GTG-1332 COMBINED CYCLE	Alstom (Франція)	37000	44.75

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

Підвищення ефективності ГТУ є важливою науково-технічною проблемою. Актуальність завдання підвищення теплової економічності енергетичних ГТА стає усе більш гострою у зв'язку з безперервно зростаючими цінами на вуглеводневе паливо.

Установки з уприскуванням пари в проточну частину двигуна (STIG)

Значна увага приділяється розробці схем газотурбінних агрегатів в яких енергія вихлопних газів ГТД використовується для вироблення пари в котлі-утилізаторі. [1] Отримана пара підводиться у камери згоряння ГТД, а потім газопарова суміш потрапляє в проточну частину газової турбіни як додаткове робоче тіло, в результаті чого відбувається збільшення потужності ГТД. Установки такого типу працюють по циклу STIG. Ще одним позитивним ефектом установок, працюючих по циклу STIG, являється істотне поліпшення екологічних параметрів ГТД. Частина пари, що підводиться до ГТД подається в зону горіння камери згорання двигуна. При цьому відбувається оптимізація процесу згорання палива і істотне зниження рівня емісій по оксидах азоту (NO_x).

Установки типу STIG характеризують:

- найбільший приріст потужності - до 80%;
- мінімальні значення емісій NO_x і без додаткових витрат;
- малі капітальні витрати на кВт встановленій потужності.

Українське підприємство **НВКГ "Зоря"- "Машпроект"** пропонує два типи установок, працюючих по циклу STIG, - установки з неконвертованою (S1) і конвертованою (S2) проточною частиною газотурбінного двигуна. [2]

Установки типу S1 здатні з високою ефективністю використовуватися як у варіанті когенерації - з передачею пари для зовнішнього споживання, так і для отримання додаткової електричної енергії при подачі пари в проточну частину ГТД.

Установки типу S2 забезпечують отримання максимальної потужності і ККД при роботі в режимі уприскування пари. При роботі газотурбінних установок по циклу STIG пара після спрацювання в проточній частині двигуна разом з вихлопними газами безповоротно відноситься в атмосферу. При цьому втрачається велике кількість прісної котельної води. Для скорочення витрат на підготовку живильної води

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
ДП.142.6231м.06.01.ПЗ				Арк.
				13

на підприємстві НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (Україна) розроблена оригінальна технологія "Водолій", що дозволяє виділяти пару з вихлопних газів і повертати конденсат води для повторного використання в циклі [2].

Принципова теплова схема КГПТУ «Водолій» представлений на рис. 1.1.

Газотурбінний двигун (1), що входить до складу КГПТУ, повинен бути спеціально дороблений. Доробка стосується камери згоряння й турбін. Використовується спосіб підведення енергетичної пари в кожную жарову трубу й екологічній пари в кожную паливну форсунку камери згоряння. При цьому основні елементи камери згоряння залишаються серійного виконання. Доробка турбін спрямована на узгодження пропускних здатностей турбін зі збільшеними витратами робочого тіла. При цьому основні геометричні розміри проточної частини турбін зберігаються, і забезпечуються необхідні запаси стійкості компресорів.

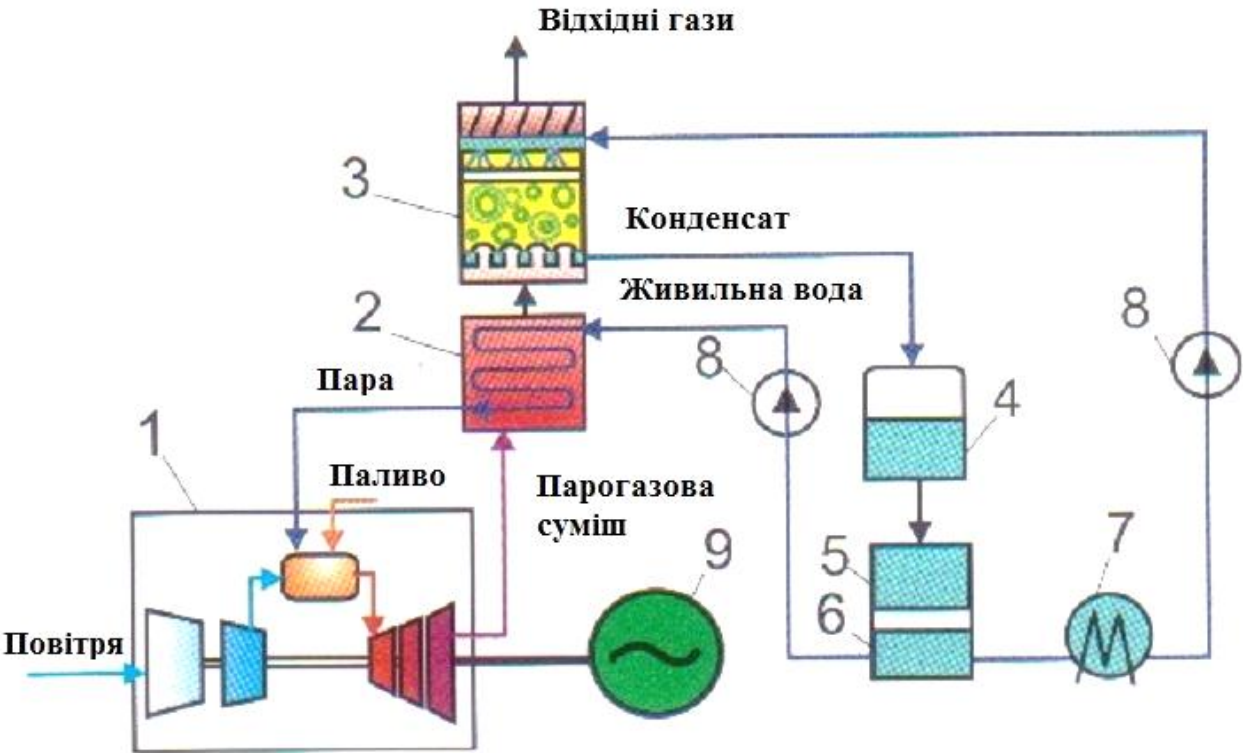


Рис. 1.1. Принципова схема КГПТУ «Водолій»

На виході ГТД установлюється утилізаційний котел 2, що генерує водяну пару. Потік парогазової суміші, що залишає котел, надходить у контактний конденсатор (КК) (3), де у процесі впорскування проти потоку газу охолодної води досягається конденсація водяної пари з потоку газу. Суміш охолодної води й конденсату

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.01.ПЗ	Арк.
						14

приділяється із КК у бак накопичувач (4). З бака-накопичувача вода надходить в утилізаційний котел і в систему відводу тепла (7) з термодинамічного циклу в навколишнє середовище повітряним або водяним охолодженням. При необхідності за утилізаційним котлом передбачена можливість установки водогрійної теплофікаційної секції. Передбачається блок очищення конденсату (5) та водопідготовки.

Технологія «**Водолій**», дозволяє виділяти пару з вихлопних газів і повертати конденсат води для повторного використання в циклі. У контактному конденсаторі, встановленому на вихлопному патрубку котла-утилізатора, за рахунок зрошування водою відбувається охолодження вихлопних газів до температури нижче за точку роси водяної пари, конденсація більшої частини води і збір конденсату. Конденсат вода поступає в бак-накопичувач, очищається від домішок і подається знову в котел-утилізатор. Позитивним ефектом роботи установок типу "Водолій" являється їх здатність генерувати додаткову кількість прісної води, що утворюється в результаті хімічної реакції окислення вуглеводневого палива при спалюванні в камері згорання ГТД. При цьому, при певних умовах, кількість сконденсованої в контактному конденсаторі води більше, ніж кількість пари, що генерується котлом-утилізатором. Завдяки технології «**Водолій**» вдалося отримати ККД установки UGT 25000S2A 41,7%.

На основі ГТД LM2500 фірма "General Electric Co." з 1988 р. виготовляє енергетичні газотурбінні агрегати LM2500 STIG50 (за іншим маркуванням – LM2500PH). [3].

У таких агрегатах водяна пара, одержувана внаслідок утилізації тепла відпрацьованих газів, використовується для підвищення потужності та ККД безпосередньо газотурбінного двигуна. Для цього пара спрямовується у проточну частину ГТД, в якій змішується з основним потоком газу. Єдине газопарове робоче тіло, впливаючи на лопатки турбіни, генерує механічну енергію обертання. Унаслідок цього збільшуються потужність (приблизно на 25 %) та ККД двигуна.

Абревіатура "STIG" ("STeam Injected Gas") – зареєстрований товарний знак компанії. Цифра "50", що стоїть у найменуванні ГТА, позначає кількість пари, яка

Підпис і дата	
Інв. № дубл.	
Взам. інв. №	
Підпис і дата	
Інв. № подл.	
Зм.	Арк.
№ докум.	Підпис
Дата	
ДП.142.6231м.06.01.ПЗ	
Арк.	
15	

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

Місця введення пари до проточної частини визначаються виходячи з конструктивних особливостей кожної моделі двигуна. Для LM2500PH характерним є наявність двох підведень – через паливні форсунки в зону горіння камери згоряння (так зване екологічне підведення) і через змішувальні вікна в зону змішання камери згоряння (енергетичне підведення) [3].

ГТД включає компоненти, які забезпечують високу надійність і ремонтпридатність, як наприклад 12-ступеневий компресор зі зменшеною проточною частиною. Все це доповнюється гарними показниками скорочення емісій $\text{NO}_x = 15 \text{ ppm}$, працюючи на природному газі. Також у компанії GE фіксують зниження на 25% викиди CO_2 . Досягаються такі результати вже на 13 хвилині після старту завдячуючи новим камерам згоряння. Теплова схема контактного ГТА компанії GE представлена на рис. 1.2.

Арк.
16

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА СХЕМИ ТА ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ КОНТАКТНОГО ГТА З ТУК

2.1 Розробка схеми та термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК

Схема досліджуваного енергетичного контактного ГТА з ТУК показана на рис. 2.1.

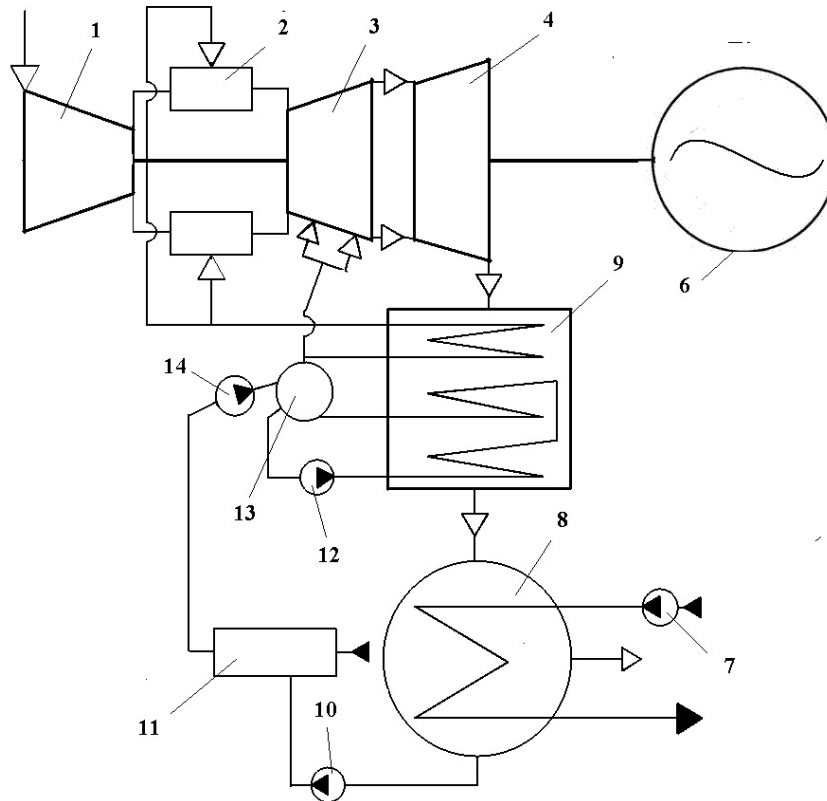


Рис. 2.1. Схема енергетичного КГТА з ТУК: 1 – компресор; 2 – КЗ; 3 – турбіна приво-
ду компресора; 4 - турбіна генератора; 6 - електрогенератор; 7 – головний цирку-
ляційний насос; 8 - парогазовий конденсатор; 9- УПГ; 10 – конденсатний насос; 11
– цистерна котлової води; 12 - циркуляційний насос; 13 - сепаратор пари; 14 – жи-
вильний насос

Агрегат представляє собою ГТД простої схеми, в КЗ якого впорскується во-
дяна пара, що генерується в УПГ за рахунок залишкового ресурсу тепла відхідних
газів двигуна. У КЗ ГТД утворюється газопарова суміш. Пара, найчастіше перегрі-
та, подається в КЗ замість частини вторинного повітря. Газопарова суміш розши-
рюється послідовно в турбіні компресора і ТГ, проходить через УПГ де віддає час-

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						19

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

У циклах здійснюються наступні процеси:

- (1-2)- підвищення тиску повітря в компресорі ГТД;
- (2-12)- підігрів повітря в КЗ з утворенням продуктів згоряння, при чому кінцева температура процесу $T_{12} \gg T_3$;
- (12-3_r) - охолодження продуктів згоряння до розрахункового значення T_3 при

змішуванні з водяною парою;

(3_г-4_г) - розширення в турбінах продуктів згоряння в складі суміші;

(4_г-6_г) - охолодження газів у складі суміші в УПГ до T₆;

(6_г-7_г-8_г) - охолодження газів у складі суміші в УПГК;

(8_г-1_{зов}) - умовний процес замикання газоповітряного циклу в атмосфері;

(8_п-9) - підігрів води в УПГ до температури кипіння;

(9-10) - генерація водяної пари в УПГ;

(10-11) - пароперегрівання в УПГ;

(11-11^і) - упорскування пари в КЗ;

(11^і-3_п) - подальший перегрів пари в КЗ ГТД при змішуванні з продуктами згоряння;

(3_п-4_п) - розширення пари у складі газопарової суміші в турбінах ГТД;

(4_п-6_п) - охолодження пари у складі суміші в УПГ;

(6_п-7_п) - охолодження пари у складі суміші в ПГК до початку процесу конденсації;

(7_п-8_п) - конденсація пари із суміші в ПГК.

У [2] вказується, що показники ефективності схеми КГТА з ТУК у діапазоні температур T₃=1100...1400K такі: ефективний ККД -35...46%, питома потужність – 250...500 кВт/(кг/с). Настільки високі значення показників ефективності КГТА з ТУК пояснюється глибокою утилізацією теплоти відхідних газів ГТД, а також високою початковою температурою пари в пароводяному циклі

2.2 Математична модель для дослідження термодинамічного циклу та схеми контактного ГТА з ТУК

Розроблено математичну модель досліджуваної схеми контактного ГТА з ТУК.

Опис математичної моделі дається в запису на 1 кг/с витрати повітря на вході до ГТД.

Вміст вологи в повітрі на вході в ГТД

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						21

$$d_{\text{вл.к}} = \frac{R_{\text{в}} \cdot \varphi \cdot P_{\text{нас}}}{R_{\text{п}} \cdot (P_{\text{н}} - \varphi \cdot P_{\text{нас}})}$$

Адіабатичний ККД компресора (у першому наближенні $k_{\text{п2}} = 1,38$)

$$\eta_{\text{к}} = \frac{\frac{k_{\text{к}} - 1}{\pi_{\text{к}}^{k_{\text{к}}} - 1}}{\frac{k_{\text{к}} - 1}{\pi_{\text{к}}^{k_{\text{к}} \cdot \eta_{\text{ак}}} - 1}}$$

Дійсний підігрів повітря в компресорі

$$\Delta T_{\text{к}} = \frac{T_{\text{н}} \cdot (\pi_{\text{к}}^{\frac{k_{\text{к}} - 1}{\eta_{\text{к}}}} - 1)}{\eta_{\text{к}}}$$

Температура повітря за компресором

$$T_2 = T_{\text{н}} + \Delta T_{\text{к}}$$

Середня температура процесу підвищення тиску в компресорі

$$T_{\text{сер.к}} = T_{\text{н}} + \Delta T_{\text{к}} \eta_{\text{к}} / 2$$

Масова питома ізобарна теплоємність повітря для процесу в компресорі

$$c_{\text{рв.к}} = f(T_{\text{сер.к}}) - \text{за діаграмою для повітря.}$$

Масова питома ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в компресорі

$$c_{\text{рп.к}} = f(T_{\text{сер.к}}) - \text{за діаграмою для водяної пари.}$$

Відносний паровміст в потоці перед компресором

$$d_{\text{п.к}} = d_{\text{вл.к}} / (d_{\text{вл.к}} + 1)$$

Масова питома ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу в компресорі

$$c_{\text{р.к}} = c_{\text{рв.к}} \cdot (1 - d_{\text{п.к}}) + c_{\text{рп.к}} \cdot d_{\text{п.к}}$$

Газова стала вологого повітря для процесу в компресорі

$$R_{\text{в.к}} = R_{\text{в}} \cdot (1 - d_{\text{п.к}}) + R_{\text{п}} \cdot d_{\text{п.к}}$$

Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в компресорі

$$k_{\text{в.к}} = c_{\text{р.к}} / (c_{\text{р.к}} - R_{\text{в.к}})$$

Тиск на вході в компресор

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

					ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_1 = P_{\text{зоб}} \nu_{\text{ex}}$$

Тиск повітря на виході з компресору

$$P_2 = P_1 \cdot \pi_k$$

Загальний коефіцієнт відновлення повного тиску по тракту ГТА

$$\Pi \nu_{\text{гта}} = \nu_{\text{вх}} \cdot \nu_{\text{кк}} \cdot \nu_{\text{т1}} \cdot \nu_{\text{т2}} \cdot \nu_{\text{упг}} \cdot \nu_{\text{гпк}} \cdot \nu_{\text{го}}$$

Загальна міра зниження тиску в турбінах ГТД

$$\pi_{\text{т}\Sigma} = \Pi \nu_{\text{гта}} \cdot \pi_k$$

Температура газу за ГТД в першому наближенні, $T_4^|$, К (прийняти $\eta_{a_T} = 0,9$).

$$T_4^| = T_3 \left[1 - \left(1 - \frac{1}{\frac{0,33 \cdot \eta_{a_T}}{\pi_{\text{т}\Sigma}^{1,33}}} \right) \right]$$

Температура пароперегріву в першому наближенні

$$T_{\text{пп}}^| = T_4^| - (50 \dots 60)$$

але не більше 700...750 К.

Оцінка числа рядів охолоджуваних лопаток в ТВТ

$$n_{\text{ох.1}} = \text{ціле} \frac{2 \cdot \lg(T_d/T_3)}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} \right]} \quad \text{де:} \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} = (0,14 \dots 0,15)$$

Приймається з урахуванням очікуваного числа ступенів турбіни (максимальне значення $n_{\text{ох.1}} = 4$).

Відносна витрата насиченої пари на охолодження ТВТ в першому наближенні

$$g_{\text{пox1}} = 0,5 \cdot a \cdot k_{\text{тл}} \cdot g_e \cdot \beta_T \cdot \frac{(n_{\text{ох}} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{11})} \cdot \left(\frac{T_3}{T_{11}} \right)^{0,25}$$

де: $\beta_T = (1,10 \dots 1,15)$ - коефіцієнт витрати ТВТ (надалі треба уточнити); $T_{11} = T_{\text{вн}}$ - температура охолоджуючої пари; $a = 1,4$

Оціночна температура газопарової суміші перед ТГ

$$T_{3,2}^| = T_3 - 0,85 \cdot \Delta T_k$$

Оцінка числа рядів охолоджуваних лопаток в ТГ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						23

$$h_{3п} = f(T_3) - \text{по } (h - T) \text{ таблиця 5Д [1];}$$

$$h_{пп} = f(T_{пп}) - \text{по } (h - T) \text{ таблиця 5Д [1].}$$

Відносна витрата палива на КЗ

$$g_{\text{пал}} = \frac{c_{\text{р.вл}} \Big|_{293}^{T_3} \cdot (T_3 - 293) - c_{\text{р.вл}} \Big|_{293}^{T_2} \cdot (T_2 - 293) + g_{\text{пп}} \cdot (h_{3п} - h_{пп}) / \alpha_{\text{кз}}}{H_U \cdot \eta_{\text{кз}} - [c_{\text{р.чп}} \Big|_{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{\text{р.вл}} \Big|_{293}^{T_3} \cdot L_0] \cdot (T_3 - 293)}$$

Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ

$$\alpha = \frac{1}{g_{\text{пад}} \cdot L_0}$$

Тиск в сепараторі пари УПГ

$$P_{\text{упг}} = P_2 / v_{\text{пп}}$$

Коефіцієнт витрати для турбіни приводу компресора

$$\beta_{\text{т1}} = (1 + g_{\text{т}}) \cdot \alpha_{\text{кз}} + g_{\text{пп}}$$

Відносна витрата насиченої пари на охолодження ТВТ

$$g_{\text{пох1}} = 0,5 \cdot a \cdot k_{\text{тл}} \cdot g_{\text{е}} \cdot \beta_{\text{т1}} \cdot \frac{(n_{\text{ох}} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_{\text{д}})}{(T_{\text{д}} - T_{11})} \cdot \left(\frac{T_3}{T_{11}} \right)^{0.25}$$

Відносний паровміст в потоці перед ТВТ

$$d_{\text{п1}} = \frac{g_{\text{пп}}}{\beta_{\text{т1}}}$$

Відносний газовміст в потоці перед ТВТ

$$d_{\text{г1}} = 1 - d_{\text{п1}}$$

Оціночна теоретична температура газопарові суміші за турбіною приводу компресора

$$T_{4.1\text{т}} = T_3 - 0,8 \cdot \Delta T_{\text{к}} / \eta_{\text{т1}}$$

Середня температура суміші в процесі зниження тиску в турбіні приводу компресора

$$T_{\text{ср.т1}} = (T_3 + T_{4.1\text{т}}) / 2$$

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						25

Масова питома ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ТВТ
 $c_{pg.t1} = f(T_{cp.t1}; \alpha)$ – за діаграмою для продуктів згоряння.

Масова питома ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в ТВТ
 $c_{pp.t1} = f(T_{cp.t1})$ – за діаграмою для водяної пари.

Масова питома ізобарна теплоємність газопарові суміші для процесу в турбіні приводу компресора

$$c_{p.gn1} = c_{pg.t1} \cdot d_{г1} + c_{pp.t1} \cdot d_{л1}$$

Газова стала газопарові суміші для процесу в ТВТ

$$R_{gn1} = R_{г} \cdot d_{г1} + R_{п} \cdot d_{л1}$$

$R_{г} = 0,288$ кДж/кг/К – газова стала продуктів згоряння.

Показник ізоентропи для процесу розширення в ТВТ

$$k_{т1} = \frac{c_{p.gn1}}{c_{p.gn1} - R_{gn1}}$$

Коефіцієнт балансу потужності для турбокомпресорного блоку

$$C_1 = \frac{c_{pв.к}}{c_{p.gn1} \cdot \beta_{т1} \cdot \eta_{m1}}$$

де: $\eta_{m1} = \eta_m$.

Дійсний температурний перепад в ТВТ

$$\Delta T_{т1} = C_1 \cdot \Delta T_{к}$$

Температура кінця теоретичного процесу розширення суміші в ТВТ

$$T_{4.1t} = T_3 - \Delta T_{т1} / \eta_{т1}$$

Температура кінця процесу в ТВТ а без урахування ефекту «захолажування» потоку

$$T_{4.1п} = T_3 - \Delta T_{т1}$$

Масова питома ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу змішування за ТВТ

$$c_{pg.4.1} = f(T_{4.1п}; \alpha) \text{ – за діаграмою для продуктів згоряння}$$

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						26

$$d_{п2} = \frac{g_{пп} + g_{пox1}}{\beta_{т2}}$$

Відносний газовміст в потоці перед ТГ

$$d_{г2} = 1 - d_{п2}$$

Оціночна теоретична температура суміші за ТГ

$$T_{4.2t} = T_4^l$$

Середня температура суміші в процесі зниження тиску в ТГ

$$T_{ср.т2} = \frac{T_{3.2} + T_{4.2t}}{2}$$

Масова питома ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ТГ

$$c_{рг.т2} = f(T_{ср.т2}; \alpha) - \text{за діаграмою для продуктів згоряння}$$

Масова питома ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в ТГ

$$c_{рп.т2} = f(T_{ср.т2}) - \text{за діаграмою для водяної пари}$$

Масова питома ізобарна теплоємність газопарової суміші для процесу в ТГ

$$c_{р.гп2} = c_{рг.т2} \cdot d_{г2} + c_{рп.т2} \cdot d_{п2}$$

Газова стала газопарової суміші для процесу в ТГ

$$R_{гп2} = R_{г} \cdot d_{г2} + R_{п} \cdot d_{п2}$$

Показник ізоентропи для процесу розширення в ТГ

$$k_{гп2} = \frac{c_{р.гп2}}{c_{р.гп2} - R_{гп2}}$$

Тиск суміші перед ТГ

$$P_{3.2} = P_{4.1} \cdot v_{т1}$$

Тиск суміші за ТГ

$$P_4 = \frac{P_H}{v_{го} \cdot v_{ушг} \cdot v_{гпк}}$$

Міра зниження тиску ТГ

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

					ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						28
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\pi_{\tau_2} = \frac{P_{3.2}}{P_4}$$

Дійсний температурний перепад в ТГ

$$\Delta T_{\tau_2} = T_{3.2} \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{\text{гп2}} - 1}{\pi_{\tau_2}^{k_{\text{гп2}}}}} \right) \cdot \eta_{\tau_2}$$

Теоретична температура суміші за ТГ

$$T_{4_t} = T_{3.2} - \Delta T_{\tau_2} / \eta_{\tau_2}$$

Дійсна температура суміші за ТГ

$$T_4 = T_{3.2} - \Delta T_{\tau_2}$$

Коефіцієнт витрати для газівідвідного пристрою

$$\beta_{\text{го}} = \beta_{\tau_2} + g_{\text{пох2}} + (0,001 \dots 0,003)$$

Температура суміші за випарною поверхнею нагріву УПГ

$$T_{\text{ип}} = T'_b + \Delta T_{\text{ип}}$$

Параметри води і водяної пари для процесів у УПГ

$T'_b = f(P_{\text{упг}})$ – температура води на лінії насичення - за таблицями Вукаловича;

$h'_b = f(P_{\text{упг}})$ – ентальпія води на лінії насичення - за таблицями Вукаловича;

$h_{\text{п}} = f(P_{\text{упг}}, T_{\text{ип}})$ – ентальпія перегрітої пари за таблицями Вукаловича.

Середня температура суміші для процесів в ПП і ВП УПГ

$$T_{\text{ср5}} = \frac{T_4 + T_{\text{ип}}}{2}$$

Масова питома ізобарна теплоємність газу для процесу в ПП і ВП УПГ

$c_{\text{рг5}} = f(T_{\text{ср5}}; \alpha)$ – за діаграмою для продуктів згоряння.

Масова питома ізобарна теплоємність пари для процесу в ПП і ВП УПГ

$c_{\text{рп5}} = f(T_{\text{ср5}})$ – за діаграмою для водяної пари;

Масова питома ізобарна теплоємність суміші для процесу в ПП і ВП УПГ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						29

$$c_{p,гп5} = c_{pг5} \cdot d_{г4} + c_{pп5} \cdot d_{п4}$$

Відносна паропроодуктивність УПГ за перегрітою парою

$$g_{пп} = \frac{\beta_{го} \cdot c_{pгп} \cdot \left| \frac{T_4}{T_{пп}} \right| \cdot (T_4 - T_{вп}) - (g_{пox1} + g_{п2}) \cdot (h_{11} - h_{вн})}{(h_{пп} - h_{вн}) - c_{pгп} \cdot \left| \frac{T_4}{T_{вп}} \right| \cdot (T_4 - T_{вп})}$$

Задаємося в першому наближенні величиною температури суміші за УПГ

$$T_6 = (420 \dots 460) \text{ К}$$

Середня температура суміші для процесів в економайзері УПГ

$$T_{ср6} = (T_6 + T_{пп}) / 2$$

Масова питома ізобарна теплоємність газу для процесу в економайзері УПГ

$$c_{pг6} = f(T_{ср6}; \alpha) \text{ – за діаграмою для продуктів згоряння.}$$

Масова питома ізобарна теплоємність пари для процесу в економайзері УПГ

$$c_{pп6} = f(T_{ср6}) \text{ – за діаграмою для водяної пари;}$$

Масова питома ізобарна теплоємність суміші для процесу в економайзері УПГ

$$c_{p,гп6} = c_{pг6} \cdot d_{г4} + c_{pп6} \cdot d_{п4}$$

Температура суміші за УПГ

$$T_6 = T_{пп} - \frac{(g_{пп} + g_{пox1} + g_{п2}) \cdot (h'_в - h_{пв})}{\beta_{го} \cdot c_{p,гп6}},$$

де: $h_{пв}$ – ентальпія живильної води, визначається при $T_{пв}$.

Питома потужність ГТА

$$N_{уд} = \beta_{т2} \cdot c_{p,гп2} \cdot \Delta T_{т2} \cdot \eta_{м2} \cdot v_{вх} \cdot$$

Приведена витрата повітря через компресор

$$G_{кпр} = \frac{N_e}{N_{пит} \cdot \eta_p}.$$

Витрата повітря через КЗ

$$G_{кз} = G_{к1} \cdot \alpha_{кз}.$$

Годинна витрата палива на ГТД

$$G_{пад.год.} = g_{пал} \cdot G_{кз} \cdot 3600$$

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

ДП.142.6231м.06.02.ПЗ

Арк.

30

Паропродуктивність УПГ за перегрітою парою

$$G_{пп} = g_{пп} \cdot G_{к1}.$$

Витрата суміші через турбіну приводу компресора

$$G_{т1} = G_{к1} \cdot \beta_{т1}.$$

Витрата суміші через ТГ

$$G_{т2} = G_{к1} \cdot \beta_{т2}.$$

Витрата суміші через УПГ

$$G_{го} = G_{к1} \cdot \beta_{го}.$$

Питома витрата палива на ГТА

$$C_{Ne} = G_{пал.год.} / Ne.$$

Ефективний ККД ГТА

$$\eta_e = \frac{3600}{C_{Ne} \cdot H_U}.$$

Температура суміші на виході з ГПК

$$T_8 = T_{з.в} + \Delta T_{ГПК}.$$

Відносний паровміст в потоці за ГПК

$$d_{гп.к2} = \frac{R_{г}}{R_{п} \cdot \left(\frac{P_{н}}{v_{го} \cdot P_{п2}} - 1 \right) + R_{г}},$$

де: $P_{п2}$ – парціальний тиск пари в суміші за ГПК (тиск насичення при T_8 .)

Кількість води, що виділилася в КЗ при спалюванні, поданого туди палива

- для дизельного палива $G_{в.мон} = 1,2613 \cdot \frac{G_{м.ч}}{3600};$

- для природного газу $G_{в.мон} = 2,530 \cdot \frac{G_{м.ч}}{3600}.$

Кількість води, що надійшла в КГТА із зовнішнім повітрям

$$G_{в.в} = d_{п.к} \cdot G_{к1}.$$

Загальна кількість води в газопаровому потоці перед ГПК

$$G_{в\sum} = G_{к1} \cdot (g_{пп} + g_{пох1} + g_{п2}) + G_{в.в} + G_{в.топ}.$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.	-	Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
ДП.142.6231м.06.02.ПЗ Зм. Арк. № докум. Підпис Дата Арк. 31									

Кількість води, що втрачається в циклі, з газами, що відходять

$$G_{в.ух} = \frac{d_{гпк2} \cdot (G_{го} - G_{в\Sigma})}{(1 - d_{гпк2})}.$$

Кількість води, що повертається в цикл з ГПК

$$G_{кон} = G_{в\Sigma} - G_{в.ух}.$$

Баланс по живильній воді в циклі КГТА

$$\delta G_{в} = G_{кон} - G_{п}.$$

Середня температура суміші для процесу охолодження суміші в ГПК

$$T_{ср.гпк} = (T_6 + T_8)/2.$$

Масова питома ізобарна теплоємність газу в процесі охолодження суміші в ГПК

$$c_{рг8} = f(T_{ср.гпк}; \alpha) - \text{за діаграмою для продуктів згоряння.}$$

Масова питома ізобарна теплоємність пари в процесі охолодження суміші в ГПК

$$c_{рп8} = f(T_{ср.гпк}) - \text{за діаграмою для водяної пари.}$$

Масова питома ізобарна теплоємність суміші в процесі її охолодження в ГПК

$$c_{р.гпк} = c_{рг8} \cdot d_{г4} + c_{рп8} \cdot d_{п4}.$$

Газова стала газопарові суміші для процесу її охолодження в ГПК

$$R_{гп4} = R_{г} \cdot d_{г4} + R_{п} \cdot d_{п4}.$$

Парціальний тиск водяної пари в суміші перед ГПК

$$P_{п6} = \frac{P_4 \cdot d_{п4} \cdot R_{п}}{v_{упг} \cdot R_{гп4}}.$$

Параметри води і водяної пари для процесів в ГПК

$$h_{в8} = f(T_8) - \text{ентальпія води на виході з конденсатора;}$$

$$h_{п6} = f(P_{п6}; T_6) - \text{ентальпія пари за таблицями стану для водяної пари.}$$

Витрата охолоджуючої води, що прокачується через ГПК

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

					ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$G_{3.B} = \frac{(G_{го} - G_{в\Sigma}) \cdot c_{p.ГПК} \cdot (T_6 - T_8) + G_{кон} \cdot (h_{п6} - h_{в8})}{c_{p.3B} \cdot \Delta T_{3B}},$$

де: $c_{p.3B} = 3,9356 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – для морської води;

$c_{p.3B} = 4,1868 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – для прісної води.

Потужність, що витрачається на привід головного циркуляційного насоса ГПК

$$N_{гцн} = \frac{1,00125 \cdot G_{3B} \cdot \Delta P_{гцн}}{\eta_{гцн}},$$

де: $\Delta P_{гцн} = (0,09 \dots 0,10)$ МПа – напір ГЦН;

$\eta_{гцн} = (0,6 \dots 0,70)$ – ККД гідравлічної частини ГЦН.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
ДП.142.6231м.06.02.ПЗ				Арк.
				33

2.3 Оптимізація та аналіз параметрів термодинамічного циклу контактного ГТА з ТУК

Оптимізацію параметрів циклу ГТД було виконано за допомогою навчальної програми «GNA1CC». Алгоритм даної програми дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу.

Початкові дані для розрахунку готуються шляхом редагування файлу isgtalcc.dat, що знаходиться у дерикторії GRUP5, розміщеній в каталозі STUDENT, який, в свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі жорсткого диску ПК. Редагування здійснюється за допомогою екранного редактору.

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом `gtalcc.exe`, розміщеним в директорії `SAPRTA`, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі `STUDENT`.

Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файлу isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра.

Паралельно з роботою програми відбувається запис кожною кроку обчислення на жорсткий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщується в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_k від 10 до 30 із кроком I, виконуємо коректування файлу вихідних даних, далі виконуємо розрахунок варіанту.

За результатами розрахунку отримуємо данні, які наведені у табл. 2.1.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файлу isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожною кроку обчислення на жорсткий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщується в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_k від 10 до 30 із кроком I, виконуємо коректування файлу вихідних даних, далі виконуємо розрахунок варіанту. За результатами розрахунку отримуємо данні, які наведені у табл. 2.1.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ Арк. 34

Таблица 2.1 – Оптимізація параметрів циклу ГТА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

СТУДЕНТ: гр. 5231м Курінний

01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА,IRT (1-ГАЗОТУРБИННОЕ; 2-ПРИРОДН.ГАЗ)	1
02.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД,ТЗН,К	1530.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,ТН,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,ТД,К	1100.0
05.МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА,ТРРМ,К	700.0
06.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПП УПГ,ДТРР,ГРАД.	40.0
07.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ИП УПГ,ДТИР,ГРАД.	16.0
08.К.П.Д. РЕДУКТОРА,UR	0.9800
09.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА,УАК	0.8900
10.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ,УАТ	0.9020
11.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,УКС	0.9950
12.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИН,УМТ	0.9950
13.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,QKN	10.00
14.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,QKK	40.00
15.ШАГ ИЗМЕНЕНИЯ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,DQK	1.00
16.К.В.П.Д. ПЕРЕХОДНИКА КОМПРЕССОРА,НК	0.9950
17.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА,НВХ	0.9850
18.К.В.П.Д. ТРАКТА ПОДВОДА ПАРА В КС,НРР	0.9400
19.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,НКС	0.9600
20.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ,НТ	0.9950
21.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА ,ННО	0.9900
22.К.В.П.Д. УПГ,НУРН	0.9700
23.К.В.П.Д. ПГК,НРНК	0.9700
24.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА,ОGE	0.0219
25.ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ,ТРВ,К	312.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ЦИКЛА КГТА

QKN	UE	NEYD	T4 КВТ/(КГ/С)	ТРР К	T6 К	OGPP К	OGOХ	AL
10.0	0.4429	821.1	984.2	700.0	390.0	0.3429	0.1064	1.79
11.0	0.4548	808.4	965.5	700.0	393.2	0.3160	0.1026	1.87
12.0	0.4651	795.5	948.5	700.0	396.4	0.2929	0.0991	1.94
13.0	0.4732	787.5	935.1	700.0	399.6	0.2793	0.0904	1.99
14.0	0.4819	779.4	921.5	700.0	402.9	0.2650	0.0837	2.05
15.0	0.4887	765.7	908.0	700.0	406.2	0.2485	0.0815	2.12
16.0	0.4948	752.2	895.3	700.0	409.5	0.2336	0.0794	2.18
17.0	0.5001	738.9	883.5	700.0	412.8	0.2202	0.0774	2.25
18.0	0.5049	725.8	872.4	700.0	416.1	0.2079	0.0756	2.31
19.0	0.5091	712.9	861.9	700.0	419.3	0.1966	0.0738	2.37
20.0	0.5128	700.3	852.0	700.0	422.6	0.1863	0.0721	2.43
21.0	0.5161	687.9	842.6	700.0	425.7	0.1767	0.0705	2.49
22.0	0.5190	675.8	833.7	700.0	428.9	0.1678	0.0690	2.55
23.0	0.5222	666.6	825.3	700.0	432.2	0.1611	0.0654	2.60
24.0	0.5244	654.7	817.1	700.0	435.3	0.1532	0.0642	2.66
25.0	0.5263	642.9	809.2	700.0	438.4	0.1457	0.0630	2.72
26.0	0.5280	631.9	801.8	700.0	441.5	0.1388	0.0619	2.77
27.0	0.5287	623.5	795.4	700.0	444.5	0.1356	0.0572	2.82
28.0	0.5299	612.4	788.4	700.0	447.6	0.1291	0.0563	2.87
29.0	0.5309	601.4	781.6	700.0	450.6	0.1230	0.0553	2.93
30.0	0.5316	590.5	775.1	700.0	453.6	0.1172	0.0544	2.99
31.0	0.5321	579.9	768.7	700.0	456.5	0.1117	0.0536	3.05
32.0	0.5328	570.3	762.6	700.0	459.5	0.1069	0.0521	3.10
33.0	0.5329	559.8	756.7	700.0	462.4	0.1017	0.0514	3.16
34.0	0.5330	550.0	751.0	700.0	465.3	0.0968	0.0508	3.22
35.0	0.5329	539.9	745.4	700.0	468.1	0.0921	0.0502	3.28
36.0	0.5325	529.9	740.0	700.0	471.0	0.0875	0.0496	3.34
37.0	0.5319	521.1	734.9	694.9	473.5	0.0836	0.0491	3.39
38.0	0.5312	512.3	729.9	689.9	476.1	0.0799	0.0487	3.44
39.0	0.5303	503.6	725.1	685.1	478.6	0.0762	0.0483	3.50
40.0	0.5293	494.8	720.3	680.3	481.1	0.0726	0.0479	3.55

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						35

Усі незворотні втрати енергії в термодинамічному циклі, що визначають ККД компресорів, турбін та інші прийняті відповідними рівню технології вітчизняних ГТД третього і четвертого поколінь, спроектованих та створених НВКГ «Зоря» - «Машпроект».

На рис. 2.3 наведена залежність ефективного ККД η_e циклу контактного ГТА з пароводяним ТУК отримана при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі ГТД – $\pi_{к\eta}$, а на рис. 2.4 – залежність питомої потужності циклу від того ж параметру. Тут, і надалі, штрих-пунктиром для порівняння показані параметри приводного ГТА простого циклу, отримані у співставних умовах.

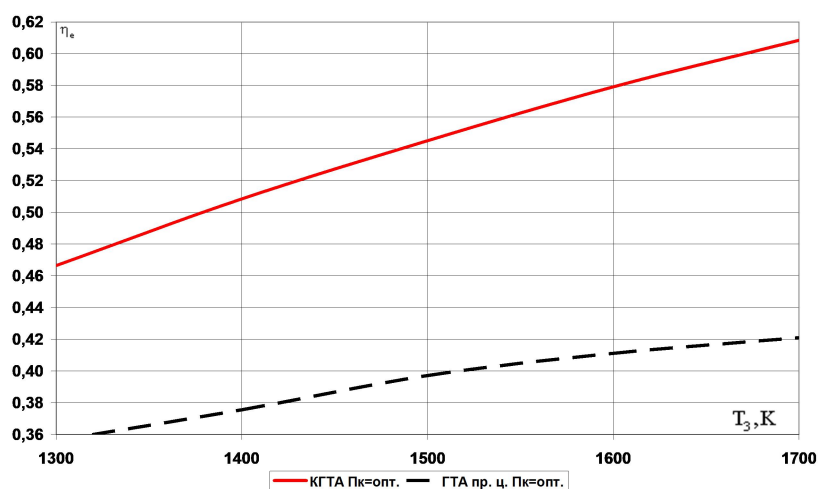


Рис. 2.3. Ефективний ККД циклу контактного ГТА з пароводяним ТУК при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі

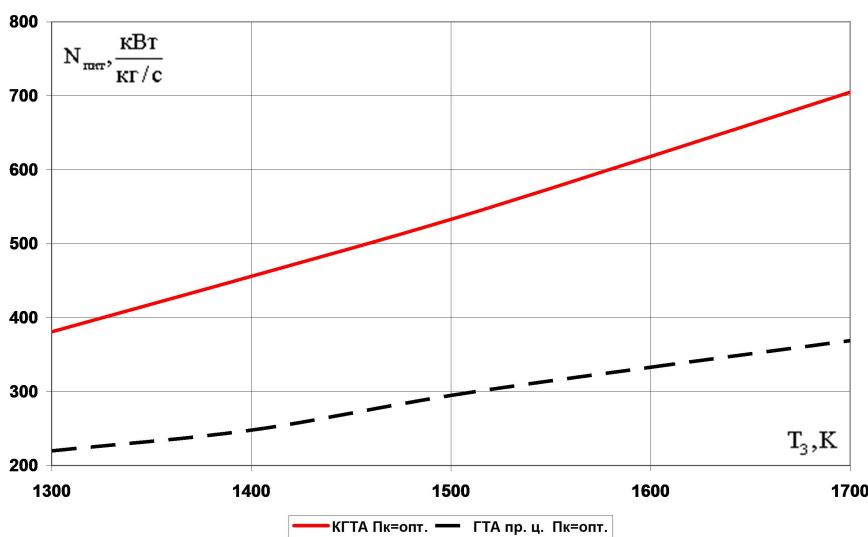


Рис. 2.4. Питома потужність КГТА з пароводяним ТУК при оптимальних значеннях міри підвищення тиску в циклі

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

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



Зважаючи на те, що оптимальні значення міри підвищення тиску в циклі КГТА з пароводяним ТУК, вже при температурі газу перед турбінами ГТД на рівні 1450 К перевищують рівень параметрів, притаманних вітчизняним морським ГТД четвертої генерації, виникає питання – які реальні параметри схожого КГТА можна досягнути для сьогоденної технології, або перспективної – в межах десятиріччя.

					ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

з пароводяним ТУК отримані також для трьох значень міри підвищення тиску в циклі ГТД: $\pi_k \approx 20$ – вітчизняний ГТД UGT15000; $\pi_k = 25$ – сьогоденний рівень технології; $\pi_k = 30$ – перспективна технологія.

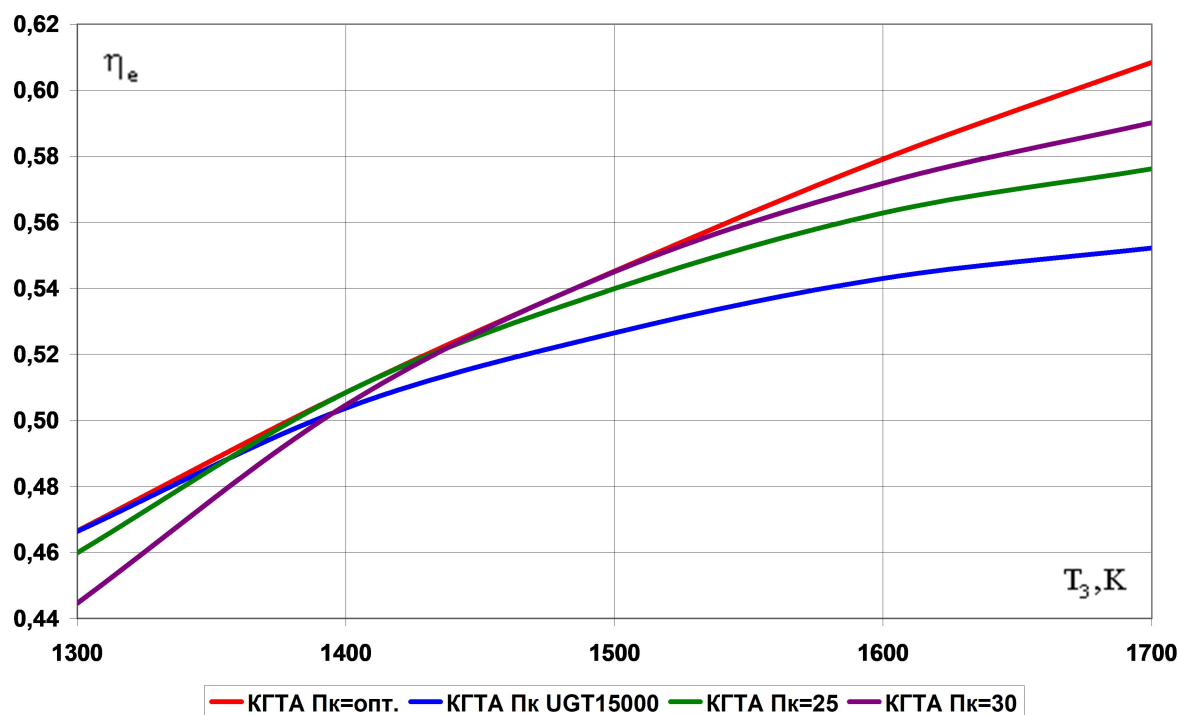


Рис. 2.6 Ефективний ККД циклу КГТА з пароводяним ТУК для різних значень міри підвищення тиску в компресорі ГТД

На рис.2.7 зображені, залежності питомої потужності циклу розглядаємого КГТА з пароводяним ТУК, що отримані в таких самих умовах.

Аналізуючи отримані результати розрахункового дослідження можна зробити висновки, що, наприклад, використовуючи компресорний блок ГТД UGT15000 для сучасного та перспективного рівня температур газу перед турбінами ГТД (1500...1700) К цілком реально створити, наприклад енергетичний КГТА з пароводяним ТУК для електростанції, що буде мати ККД циклу від 52,8% до 55,3 %, а питому потужність 650...1050 кВт/(кг/с) відповідно.

Такий КГТА з пароводяним ТУК при температурі газу перед турбінами ГТД на рівні 1525 К з компресором від ГТД UGT15000 і витратою повітря на вході ~ 70 кг/с буде мати потужність приблизно 49000 кВт.

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

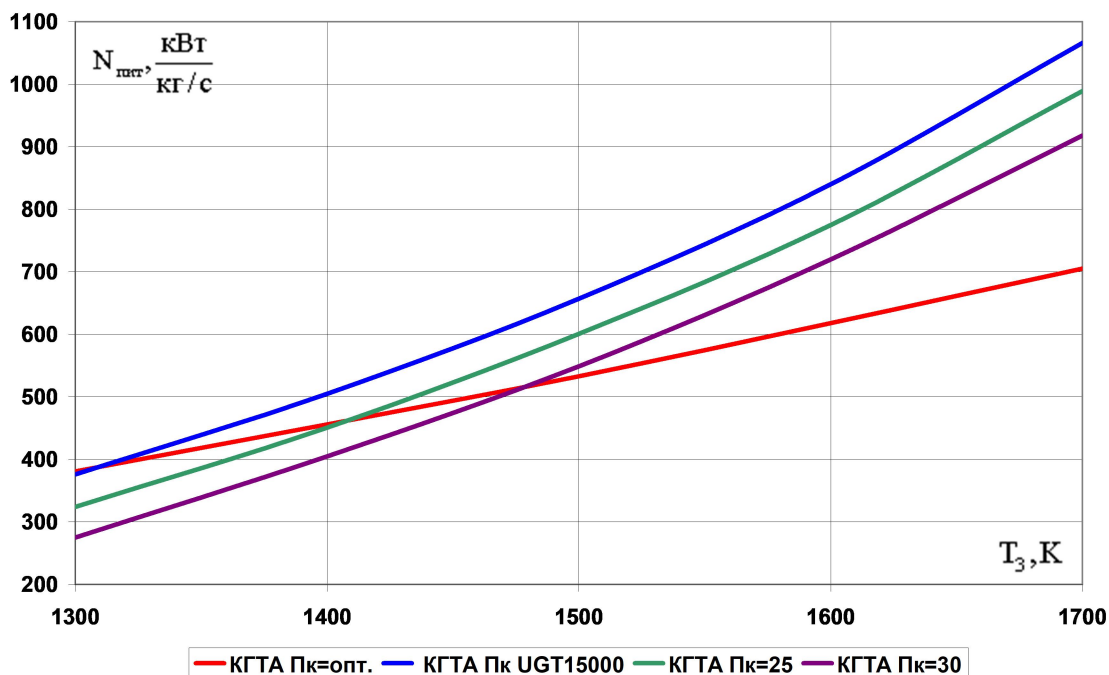


Рис. 2.7 Питова потужність КГТА з пароводяним ТУК для різних значень міри підвищення тиску в компресорі ГТД

У відповідності до мети роботи, що була нами анонсована, для створення сучасного енергетичного КГТА з пароводяним ТУК слід прийняти, на наш погляд, розрахункове значення міри підвищення тиску в компресорі ГТД $\pi_k = 25$, що дозволить для сучасного рівня температур газу перед турбінами ГТД (1500...1600) К отримати ККД циклу від 54,0% до 56,3 %, а питому потужність від 600 до 780 кВт/(кг/с) відповідно. Таким чином, для енергетичного КГТА з пароводяним ТУК потужністю 25000 кВт при температурі газу перед турбінами ГТД 1550 К будемо мати ККД циклу ~ 55 % з витратою повітря на вході в компресор ГТД ~ 40 кг/с. g_{ox}

Розглядаючи можливості перспективного енергетичного КГТА з пароводяним ТУК, що може мати компресор з $\pi_k = 30$ та температуру газу перед турбінами ГТД (1600...1650) К слід сподіватись отримати ККД циклу 57,0% ... 58,0 %, а питому потужність від 720 до 820 кВт/(кг/с) відповідно.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.02.ПЗ	Арк.
						39

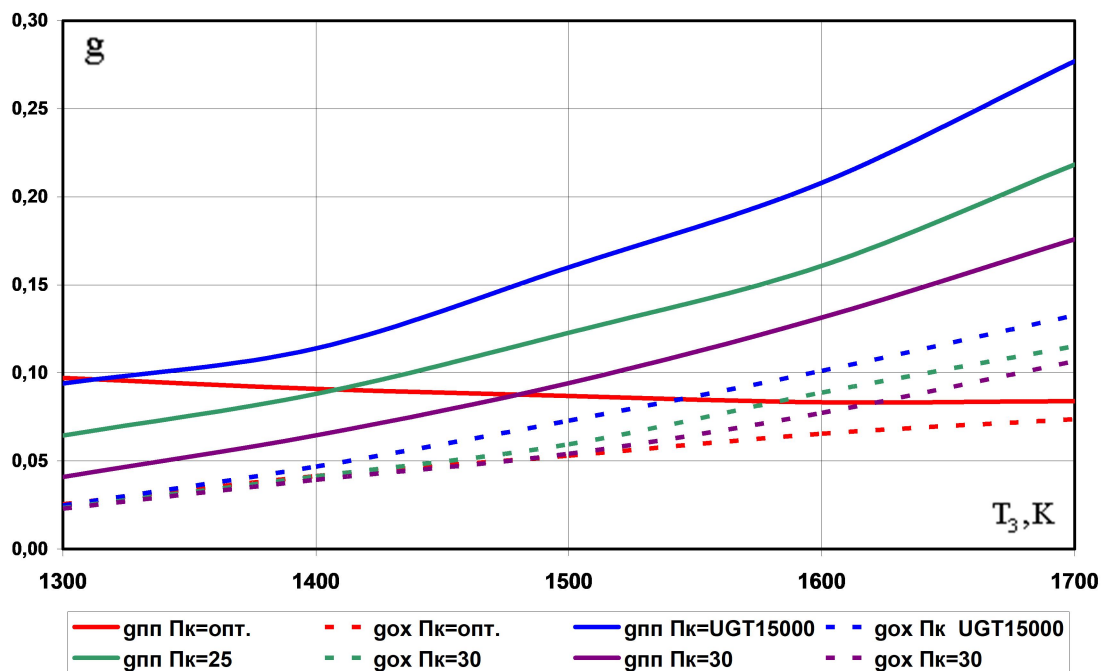


Рис. 2.8 Відносна витрата енергетичної пари - $g_{\text{п}}$ та охолоджуючий пари - $g_{\text{ох}}$, що генерує УПГ КГТА з пароводяним ТУК для різних значень міри підвищення тиску в компресорі ГТД

На рис. 2.8 наведені результати розрахунків відносної витрати енергетичної пари - $g_{\text{п}}$, що впорскується в КЗ ГТД, та насиченої пари, що використовується на охолодження лопаток турбін ГТД- $g_{\text{ох}}$, яку генерує УПГ КГТА з пароводяним ТУК для різних значень міри підвищення тиску в циклі. Розрахунки показують, що для оптимального циклу КГТА відносна витрата енергетичної пари - $g_{\text{п}}$ складає від 10% до 8% витрати повітря на вході до ГТД. З ростом температури газу перед турбінами ГТД відносна витрата охолоджуючий пари - $g_{\text{ох}}$ також зростає, від 2,5% при $T_3 = 1300$ К до 7% при $T_3 = 1700$ К відносно до витрати повітря на вході ГТД. Якщо на величину міри підвищення тиску в компресорі ГТД накладаються певні обмеження, то, як видно з рис. 6. відносні витрати перегрітої енергетичної пари та насиченої охолоджуючий пари, значно збільшуються, тому, що зростають відносна витрата газопарової суміші в турбінах ГТД, а також її температура перед УПГ. Таким чином, для енергетичного КГТА з пароводяним ТУК потужністю 25000 кВт при температурі газу перед турбінами ГТД 1550 К відносна витрата енергетичної пари - $g_{\text{п}}$ буде складати $\sim 14\%$, а відносна витрата охолоджуючий пари $\sim 7,5\%$

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

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата												
											ДП.142.6231м.06.03.ПЗ						
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата												
	Студент.	Курінний П.Д.				Тепловий розрахунок схеми перспективного КГТА з ТУК											
	Керівник	Ващиленко М.В.															
Консульт.																	
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.																
												Літ.		Арк.		Аркушів	
														42		54	
														НУК			

РОЗДІЛ 3

ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ПЕРСПЕКТИВНОГО КГТА З ТУК

3.1 Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА з ТУК на режимі повної потужності

Тепловий проектувальний розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних агрегатів: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик ГТА, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів.

Таблиця 3.1 – Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА з ТУК на режимі повної потужності

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		I набли- ження	II набли- ження
1	2	3	4
1.Максимальна температура газу T_3 , К	Приймається [3]	1515	—
2.Розрахункова температура зовнішнього повітря $T_{зов}$, К	Приймається [3]	288	—
3. Тиск зовнішнього повітря $P_{зов}$, МПа	Приймається [3]	0,1013	—
4. Розрахункова відносна вологість зовнішнього повітря ϕ	Приймається [3]	0,6	—
5. Міра підвищення тиску в компресорній частині ГТА $\pi_{k\Sigma}$	Приймається [3]	23,5	—
6. Допустима температура лопаток турбіни T_d , К	Приймається [3]	1100	—
7. Температура пароперегріву в УПГ, $T_{пп}$ К	Приймається [3]	700	—
8. Мінімальний температурний напір за ВП УПГ $\Delta T_{вп}$, К	Приймається [3]	16	—
9. Коефіцієнт втрат в паропроводі від сепаратора УПГ до КЗ ГТД $\nu_{пп}$	Приймається [3]	0,94	—
10. Адіабатичний ККД ступеня компресора η_{ak}	Приймається [3]	0,89	—
11. Коеф. повноти згорання КЗ $\eta_{КЗ}$	Приймається [3]	0,995	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.03.ПЗ	Арк.
						43

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
12. КВПТ вхідного пристрою $v_{вх}$	Приймається [3]	0,995	—
13. КВПТ перехідника компресора v_k	Приймається [3]	0,995	—
14. КВПТ КЗ $v_{кз}$	Приймається [3,7]	0,96	—
15. КВПТ опорного вінця ТВТ v_{T_1}	Приймається [3]	1,0	—
16. КВПТ опорного вінця ТГ v_{T_2}	Приймається [3]	0,995	—
17. КВПТ для УПГ $v_{упг}$	Приймається [3]	0,97	—
18. КВПТ для ГПК $v_{гпк}$	Приймається [3]	0,97	—
19.КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [3]	0,98	—
20. Внутрішній ККД ТВТ η_{T_1}	Приймається [3]	0,902	—
21. Внутрішній ККД ТГ η_{T_2}	Приймається [3]	0,92	—
22. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [3]	0,995	—
23. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [3]	1,0	—
24. Коефіцієнт витрати компресору $\alpha_{к2}$	Приймається [3]	0,99	—
25. Коефіцієнт витрати охолоджуючого повітря, g_e	Приймається [3]	0,0219	—
26. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Приймається [3]	25000	—
27. Температура живильної води УПГ $T_{пв}$, К	Приймається [3]	312	—
28. Температура живильної води УПГ $T_{пв}$, К	Приймається [3]	288	—
29. Мінімальний температурний напір за ГПК $\Delta T_{гпк}$, град	Приймається [3]	12	—
30. Підігрів води, що охолоджує в ГПК $\Delta T_{зв}$, град	Приймається [3]	8	—
31.Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Приймається [3]	50032	—
32.Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	Приймається [3]	17,18	—
33. Вміст вологи в повітрі на вході в ГТД $d_{вл.к}$,	$\frac{R_v \cdot \varphi \cdot P_{нас}}{R_n \cdot (P_n - \varphi \cdot P_{нас})}$ де $P_{нас}$ – тиск насичення водяної пари при T_n; $R_v = 0,287$ кДж/кг/К – газова стала повітря; $R_n = 0,461$ кДж/кг/К – газова стала пари.	0,0063	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.03.ПЗ	Арк.
						44

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
34. Адіабатичний ККД компресора $\eta_{\kappa 1}$ (у першому наближенні $k_{\kappa} = 1,38$)	$\frac{\pi_{\kappa 1}^{\frac{\kappa_{\kappa 1}-1}{\kappa_{\kappa 1}}}-1}{\pi_{\kappa 1}^{\frac{\kappa_{\kappa 1}-1}{\kappa_{\kappa 1}}}-1}, \pi_{\kappa 1} = 5,1986$ $\pi_{\kappa 1}^{\frac{\kappa_{\kappa 1}-1}{\kappa_{\kappa 1}}}-1$, $k_{\kappa}=1,4$ – у першому наближенні	0,8624	0,8626
35. Дійсний підігрів повітря в компресорі $\Delta T_{\kappa 1}$	$\frac{T_{\kappa 1} \cdot (\pi_{\kappa 1}^{\frac{\kappa_{\kappa 1}-1}{\kappa_{\kappa 1}}}-1)}{\eta_{\kappa 1}}$	200,89	198,70
36. Температура повітря за компресором $T_{2.1}$, К	$T_{\kappa 1} + \Delta T_{\kappa 1}$	488,89	486,70
37. Середня температура процесу підвищення тиску в компресорі $T_{\text{ср.}\kappa 1}$, К	$T_{\kappa 1} + \Delta T_{\kappa 1} \eta_{\kappa 1} / 2$	374,62	373,70
38. Масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в компресорі, $c_{\text{рв.}\kappa 1}$	$c_{\text{рв.}\kappa 1} = f(T_{\text{ср.}\kappa 1})$ – за діаграмою для повітря	1,0140	1,0113
39. Масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в компресорі $c_{\text{рп.}\kappa 1}$, кДж/(кг · К)	$c_{\text{рп.}\kappa 1} = f(T_{\text{ср.}\kappa 1})$ – за діаграмою для водяної пари	1,9034	1,9030
40. Відносний паровміст в потоці перед компресором, $d_{\text{н.к}}$	$d_{\text{вл.к}} / (d_{\text{вл.к}} + 1)$	0,0063	0,0063
41. Масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу в компресорі $c_{\text{р.}\kappa 1}$, кДж/(кг · К)	$c_{\text{рв.}\kappa 1} \cdot (1 - d_{\text{н.к}}) + c_{\text{рп.}\kappa 1} \cdot d_{\text{н.к}}$	1,0170	1,0169
42. Газова стала вологого повітря для процесу в компресорі, $R_{\text{в.к}}$	$R_{\text{в}} \cdot (1 - d_{\text{н.к}}) + R_{\text{н}} \cdot d_{\text{н.к}}$	0,2881	0,2881
43. Показник ізентропи для процесу підвищення тиску в компресорі $k_{\text{в.}\kappa 1}$	$c_{\text{р.}\kappa 1} / c_{\text{р.}\kappa 1} - R_{\text{в.к}}$	1,3953	1,3953
44. Тиск на вході в компресор P_1 , Па	$P_{\text{зов}} \nu_{\text{вх}}$	0,1008	–
45. Тиск повітря на виході з компресору $P_{2.1}$, Па	$P_1 \cdot \pi_{\kappa 1}$	0,5240	–
46. Адіабатичний ККД КВТ	$\eta_{\kappa 2} = \frac{\pi_{\kappa 2}^{\frac{\kappa_{\kappa 2}-1}{\kappa_{\kappa 2}}}-1}{\pi_{\kappa 2}^{\frac{\kappa_{\kappa 2}-1}{\kappa_{\kappa 2}}}-1}, \pi_{\kappa 2} = 4,5205$	0,8658	0,8661
47. Температура повітря на вході в КВТ $T_{1.2}$, К	$T_{1.2} = T_{2.1}$	486,70	486,70

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.03.ПЗ	Арк.
						45

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
48. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{\kappa 2}$, К	$\frac{T_{1.2} \cdot (\pi_{\kappa 2}^{\frac{\kappa_{\kappa 2}-1}{\kappa_{\kappa 2}}} - 1)}{\eta_{\kappa 2}}$	289,50	284,77
49. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1.2} + \Delta T_{\kappa 2}$	776,19	771,47
50. Середня температура повітря в процесі підвищення тиску в КВТ $T_{cp.\kappa 2}$, К	$T_{1.2} + \Delta T_{\kappa 2} \eta_{\kappa 2} / 2$	612,02	610,02
51. Масова ізобарна теплоємність повітря для процесу в КВТ $c_{pв.\kappa 2}$, кДж/(кг · К)	$c_{pв.\kappa 2} = f(T_{cp.\kappa 2})$	1,0540	1,0535
52. Масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в КВТ $c_{pп.\kappa 2}$, кДж/(кг · К)	$c_{pп.\kappa 2} = f(T_{cp.\kappa 2})$	2,0283	2,0271
53. Масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесу в КВТ $c_{p.\kappa 2}$, кДж/(кг · К)	$c_{pв.\kappa 2} \cdot (1 - d_{п.к}) + c_{pп.\kappa 2} \cdot d_{п.к}$	1,0601	1,0596
54. Показник ізоентропа для процесу підвищення тиску в КВТ $\kappa_{\theta_{\kappa 2}}$	$c_{p.\kappa 2} / (c_{p.\kappa 2} - R_{г.к})$	1,3732	1,3734
55. Тиск на вході в КВТ $P_{1.2}$, МПа	$P_{2.1} \cdot \nu_{\kappa}$	0,5214	—
56. Тиск на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1.2} \cdot \pi_{\kappa 2}$	2,3568	—
57. Задаємося в першому наближенні величиною відносної паропроодуктивності УПГ по перегрітому пару g_n	(0,14...0,18)	0,1887	—
58. Коефіцієнт витрати КЗ по повітрю $\alpha_{\kappa 3}$	$\alpha_{\kappa 2} - (0,02...0,03)$	0,970	—
59. Середні температури процесів в КЗ	$T_{cp.\kappa c1} = (T_3 + 293)/2$ $T_{cp.\kappa c2} = (T_2 + 293)/2$	904,0 532,23	—
60. Масова ізобарна теплоємність повітря для процесів в КЗ	$c_{pв.\kappa c1} = f(T_{cp.\kappa c1})$ – за діаграмою для повітря; $c_{pв.\kappa c2} = f(T_{cp.\kappa c2})$ – за діаграмою для повітря.	1,1221 1,0363	—
61. Масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесів в КЗ	$c_{pп.\kappa c1} = f(T_{cp.\kappa c1})$ – за діаграмою для водяної пари; $c_{pп.\kappa c2} = f(T_{cp.\kappa c2})$ – за діаграмою для водяної пари;	2,2231 1,9819	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.03.ПЗ	Арк.
						46

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
62. Масова ізобарна теплоємність вологого повітря для процесів в КЗ	$c_{p,в1} \Big _{293}^{T_3} = c_{pв,ксл} \cdot (1 - d_{п,к}) + c_{pн,ксл} \cdot d_{п,к}$ $c_{p,в1} \Big _{293}^{T_2} = c_{pв,ксл2} \cdot (1 - d_{п,к}) + c_{pн,ксл2} \cdot d_{п,к}$	1,1221 1,0363	—
63. Масова ізобарна теплоємність чистих продуктів згоряння процесів в КЗ	$c_{pчп} = f(T_{ср.ксл}; \alpha = 1)$ – за діаграмою для відпрацьованих газів;	1,2952	—
64. Ентальпії водяної пари для процесів в КЗ	$h_{3n} = f(T_3) \text{ – по (h – T) [1];}$ $h_{пп} = f(T_{пп}) \text{ – по (h – T) [1].}$	3260,45 1337,06	—
65. Відносна витрата палива на КЗ g_m	$\frac{c_{p,в1} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{p,в1} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293) + g_m \cdot (h_{3n} - h_{пп}) / \alpha_{ксл}}{H_U \cdot \eta_{ксл} - [c_{p,вп} \Big _{293}^{T_3} (L_0 + 1) - c_{p,в1} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0] \cdot (T_3 - 293)}$	0,0280	—
66. Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ α	$\frac{1}{g_T \cdot L_0}$	2,0759	—
67. Тиск в сепараторі пари УПГ P_{yn2} , Па	$P_2 / \nu_{пн}$	2,5072	—
68. Коефіцієнт витрати для ТВТ β_{m1}	$\frac{(1 + g_m) \cdot \alpha_{ксл} + g_{пн}}{\alpha_{к2}}$	1,1979	—
69. Оцінка числа рядів охолоджуваних лопаток в ТВТ	$n_{ox,1} = \text{целое} \frac{2 \cdot \lg(T_{д}/T_3)}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ст} \right]} =$	2	—
70. Відносна витрата повітря на охолодження ТВТ g_{ox1}	$0,7088 \cdot g_s \cdot \beta_{m1} \cdot \frac{(n_{ox,1} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_o)}{(T_o - T_{10})} \cdot \left(\frac{T_3}{T_{10}} \right)^{0,25}$	0,0254	—
71. Відносний паровміст в потоці перед ТВТ d_{n1}	$d_{n1} = \frac{g_{пн}}{\beta_{m1} \cdot \alpha_{к2}}$	0,1591	—
72. Відносний газовміст в потоці перед ТВТ d_{z1}	$1 - d_{n1}$	0,8409	—
73. Оціночна теоретична температура газопарові суміші за ТВТ $T_{4.1}$, К	$T_3 - 0,8 \cdot \Delta T_{к2} / \eta_{т1}$	1262,43	—
74. Середня температура суміші в процесі зниження тиску в ТВТ $T_{ср.т1}$, К	$(T_3 + T_{4.1}) / 2$	1388,72	1422,53
75. Масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ТВТ	$c_{pг.т1} = f(T_{ср.т1}; \alpha)$ – за діаграмою для продуктів згоряння.	1,3106	1,3173
76. Масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в ТВТ	$c_{pп.т1} = f(T_{ср.т1})$ – за діаграмою для водяної пари.	2,5571	2,5776
77. Масова ізобарна теплоємність газопарові суміші для процесу в ТВТ $c_{p,zn1}$	$c_{pг.м1} \cdot d_{z1} + c_{пн.м1} \cdot d_{n1}$	1,5089	1,5178

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

						ДП.142.6231м.06.03.ПЗ	Арк.
							47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
78. Газова стала газопарові суміші для процесу в ТВТ R_{zn1}	$R_z \cdot d_{z1} + R_n \cdot d_{n1}$ $R_F = 0,288 \text{ кДж/кг/К}$ – газова стала продуктів згоряння.	0,3155	0,3155
79. Показник ізоентропи для процесу розширення в ТВТ k_{m1}	$\frac{c_{p,zn1}}{c_{p,zn1} - R_{zn1}}$	1,2644	1,2624
80. Коефіцієнт балансу потужності для ТКВТ C_1	$\frac{c_{pв.к2}}{c_{p,zn1} \cdot \beta_{m1} \cdot \eta_{m1}}$ де: $\eta_{m1} = \eta_m$.	0,5858	0,5824
81. Дійсний температурний перепад в ТВТ ΔT_{m1}	$C_1 \cdot \Delta T_{к2}$	16681	165,84
82. Температура кінця теоретичного процесу розширення суміші в ТВТ $T_{4.1r}$	$T_3 - \Delta T_{T1} / \eta_{T1}$	1330,06	1331,14
83. Температура кінця процесу в ТВТ без урахування ефекту «захолажування» потоку $T_{4.1п}$, К	$T_3 - \Delta T_{T1}$	1349,16	—
84. Масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу змішування за ТВТ	$c_{pz.4.1} = f(T_{4.1п}; \alpha)$ – за діаграмою для продуктів згоряння	1,3029	—
85. Масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу змішування за ТВТ	$c_{pn.4.1} = f(T_{4.1п})$ – за діаграмою для водяної пари	2,5324	—
86. Масова ізобарна теплоємність газопарової суміші для процесу змішування за ТВТ $c_{p,zn4.1}$	$c_{pz.4.1} \cdot d_{z1} + c_{pn.4.1} \cdot d_{п1}$	1,4986	—
87. Температура охолоджуючої пари при скиданні в проточну частину ГТД T_{ox}	$T_{10} + 0.4 \cdot (T_d - T_{10}) =$	738,38	—
88. Масова ізобарна теплоємність повітря при скиданні в проточну частину ГТД	$c_{pв.ox} = f(T_{ox})$ – за діаграмою для повітря	2,1088	—
89. Дійсна температура суміші за ТВТ з урахуванням ефекту «захолажування» потоку $T_{4.1}$	$\frac{\beta_{T1} \cdot \alpha_{к2} \cdot T_{4.1п}}{(\beta_{T1} \cdot \alpha_{к2} + g_{ox1})} + \frac{c_{pв.ox} \cdot g_{ox1} \cdot T_{ox}}{c_{p,zn4.1} \cdot (\beta_{T1} \cdot \alpha_{к2} + g_{ox1})}$	1342,67	—
90. Міра зниження тиску ТВТ π_{m1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{m1}}{T_3 \cdot \eta_{m1} - \Delta T_{m1}} \right)^{\frac{k_{m1}}{(k_{m1}-1)}}$	1,8633	—
91. Тиск суміші перед ТВТ P_3	$P_2 \cdot v_{кк}$	2,2625	—
92. Тиск суміші за ТВТ $P_{4.1}$	$\frac{P_3}{\pi_{m1}}$	1,2143	—
93. Коефіцієнт витрати для ТНТ β_{m2}	$\beta_{m1} \cdot \alpha_{к2} + g_{n,ox1} + (0,003 \dots 0,006)$	1,2143	—

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

ДП.142.6231м.06.03.ПЗ

Арк.

48

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
94. Оцінка числа рядів охолоджуваних лопаток в ТНТ	$n_{ox,2} = \frac{2 \cdot \lg \frac{T_{\theta}}{T_{4,1}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{cm} \right]}$	2	—
95. Відносна витрата сухої насиченої пари на охолодження ТВТ	$g_{n,ox,2} = 0,7088 \cdot g_s \cdot \beta_{r,2} \cdot \frac{(n_{ox,2} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_{3,2} - T_a)}{(T_a - T_{10})} \cdot \left(\frac{T_{3,2}}{T_{10}} \right)^{0,25} =$	0,0146	—
96. Відносний паровміст в потоці перед ТНТ	$d_{n2} = \frac{g_{nm} + g_{n,ox1}}{\beta_{m2}} =$	0,1763	—
97. Відносне газовміст в потоці перед ТНТ	$d_{r2} = 1 - d_{n2} =$	0,8237	—
98. Оціночна теоретична температура суміші за ТНТ	$T_{4,2t} = T_{3,2} - 0,8 \cdot \Delta T_{k1} / \eta_{T2} =$	1166,44	—
99. Середня температура суміші в процесі зниження тиску в ТНТ	$T_{cp,m2} = \frac{T_{3,2} + T_{4,2t}}{2} =$	1254,55	1280,96
100. Масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу змішування за ТНТ	$c_{p,r,T2} = f(T_{cp,T2}; \alpha)$	1,2851	1,2900
101. Масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в ТНТ	$c_{p,r,T2} = f(T_{cp,T2})$	2,4704	2,4881
102. Масова ізобарна теплоємність газопарові суміші для процесу в ТНТ	$c_{p,r,T2} = c_{p,r,T2} \cdot d_{r2} + c_{p,r,T2} \cdot d_{n2} =$	1,4941	1,5013
103. Газова постійна газопарові суміші для процесу в ТНТ	$R_{r,T2} = R_r \cdot d_{r2} + R_n \cdot d_{n2} =$	0,3185	0,3185
104. Показник ізоентропа для процесу розширення в ТНТ	$\kappa_{r,T2} = \frac{c_{p,r,T2}}{c_{p,r,T2} - R_{r,T2}} =$	1,2709	1,2693
105. Коефіцієнт балансу потужності для ТНТ	$C_2 = \frac{c_{p,r,k1}}{c_{p,r,T2} \cdot \beta_{T2} \cdot \eta_{m2}} =$	0,5602	0,5575
106. Дійсний температурний перепад в ТНТ	$\Delta T_{T2} = C_2 \cdot \Delta T_{k1} =$	111,31	110,78
107. Температура кінця теоретичного процесу розширення суміші в ТНТ	$T_{4,2t} = T_{3,2} - \Delta T_{T2} / \eta_{T2} =$	1219,26	1219,85
108. Температура кінця процесу розширення в ТНТ без урахуванням ефекту «захолаживання» потоку	$T_{4,2n} = T_{3,2} - \Delta T_{T2} =$	1231,89	—

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

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
109. Масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу змішування за ТНТ	$c_{pg.4.2} = f(T_{4.2п}; \alpha)$	1,2809	—
110. Масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу змішування за ТНТ	$c_{pp.4.2} = f(T_{4.2п})$	2,4555	—
111. Масова ізобарна теплоємність газопарові суміші для процесу змішування за ТНТ	$c_{p.гп4.2} = c_{pg.4.2} \cdot d_{r2} + c_{pp.4.2} \cdot d_{л2} =$	1,4986	—
112. Температура суміші за ТНТ з урахуванням ефекту «захолаживання» потоку	$T_{4.2} = \frac{\beta_{r2} \cdot T_{4.2п}}{(\beta_{r2} + g_{п.ox2})} + \frac{c_{p.п.ox} \cdot g_{п.ox} \cdot T_{п.ox}}{c_{p.гп4.2} \cdot (\beta_{r2} + g_{п.ox2})} =$	1229,60	—
113. Міра зниження тиску ТНТ	$\pi_{r2} = \left(\frac{T_{3.2} \cdot \eta_{r2}}{T_{3.2} \cdot \eta_{r2} - \Delta T_{r2}} \right)^{\frac{\kappa_{r2}}{(\kappa_{r2} - 1)}} =$	1,5717	—
114. Тиск суміші перед ТНТ	$P_{3.2} = P_{4.1} \cdot v_{r1} =$	1,2143	—
115. Тиск суміші за ТНТ	$P_{4.2} = \frac{P_{3.2}}{\pi_{r2}} =$	0,7726	—
116. Оцінка числа рядів охолоджуваних лопаток в ТГ $n_{ox.2}$	$циле \frac{2 \cdot \lg \frac{T_o}{T_{4.1}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{cm} \right]}$	2	—
117. Тиск суміші перед ТГ $P_{3.3}$, Па	$P_{4.2} \cdot v_{m2}$	0,7687	—
118. Тиск суміші за ТГ P_4 , Па	$\frac{P_n}{v_{zo} \cdot v_{yng} \cdot v_{znk}}$	0,1099	—
119. Міра зниження тиску ТГ π_{m3}	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	6,9971	—
120. Відносний паровміст в потоці перед ТГ d_{n3}	$\frac{g_{nn} + g_{n.ox1} + g_{n.ox2}}{\beta_{m3}}$	0,1858	—
121. Відносний газовміст в потоці перед ТГ d_{e3}	$1 - d_{n3}$	0,8142	—
122. Оціночна теоретична температура суміші за ТГ T_{4r} , К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{\kappa1} + \Delta T_{\kappa2}}{2\eta_{r3}}$	966,84	802,73
123. Середня температура суміші в процесі зниження тиску в ТГ $T_{cp.m3}$	$\frac{T_{3.3} + T_{4r}}{2}$	1098,22	1016,16
124. Масова ізобарна теплоємність продуктів згоряння для процесу в ТГ	$c_{pg.m3} = f(T_{cp.m3}; \alpha)$ — за діаграмою для продуктів згоряння	1,2550	1,2368

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.03.ПЗ	Арк.
						50

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
125. Масова ізобарна теплоємність водяної пари для процесу в ТГ	$c_{pn.m3} = f(T_{cp.m3})$ – за діаграмою для водяної пари	2,3618	2,3032
126. Масова ізобарна теплоємність газопарової суміші для процесу в ТГ $c_{p.en3}$	$c_{p2.m3} \cdot d_{23} + c_{pn.m3} \cdot d_{n3}$	1,4606	1,4349
127. Газова стала газопарової суміші для процесу в ТГ R_{en3}	$R_2 \cdot d_{23} + R_n \cdot d_{n3}$	0,3201	0,3201
128. Показник ізоентропи для процесу розширення в ТГ k_{en3}	$\frac{c_{p.en3}}{c_{p.en3} - R_{en3}}$	1,2807	1,2872
129. Дійсний температурний перепад в ТГ ΔT_{m3} , К	$T_{3.3} \cdot \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{en3}-1}{\pi_{m3}}} \right) \cdot \eta_{m3}$	392,72	398,33
130. Теоретична температура суміші за ТГ T_{4t} , К	$T_{3.3} - \Delta T_{T3} / \eta_{T3}$	796,63	—
131. Дійсна температура суміші за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{T3}$	831,27	—
132. Коефіцієнт витрати для газівідвідного пристрою β_{20}	$\beta_{m3} + (0,001...0,003)$	1,2329	—
133. Відносний паровміст в потоці на вході в УПГ d_{n4}	$(g_n) / \beta_{ro}$	0,1820	—
134. Відносний газовміст в потоці перед УПГ	$d_{r4} = 1 - d_{n4} =$	0,8180	—
135. Температура суміші за випаровувальною поверхнею нагріву УПГ T_{un} , К	$T'_g + \Delta T_{un}$	513,3	—
136. Параметри води і водяної пари для процесів у УПГ	$T'_b = f(P_{упг})$ – температура води на лінії насичення - за таблицями Вукаловича; $h'_b = f(P_{упг})$ – ентальпія води на лінії насичення - за таблицями Вукаловича; $h_{п} = f(P_{упг}, T_{пп})$ – ентальпія перегрітої пари за таблицями Вукаловича.	497,3 962,7 3300	—
137. Середня температура суміші для процесів в ПП і ВП УПГ T_{cp4} , К	$\frac{T_4 + T_{un}}{2}$	672,29	—
138. Масова ізобарна теплоємність газу для процесу в ПП і ВП УПГ	$c_{p24} = f(T_{cp4}; \alpha)$ – за діаграмою для продуктів згоряння.	1,1450	—
139. Масова ізобарна теплоємність пара для процесу в ПП і ВП УПГ	$c_{pn4} = f(T_{cp4})$ – за діаграмою для водяної пари	2,0658	—

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

									Арк.
									51
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.03.ПЗ				

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
140. Масова ізобарна теплоємність суміші для процесу в ПП і ВП УПГ $c_{p,zn4}$	$c_{pz4} \cdot d_{z4} + c_{pn4} \cdot d_{n4}$	1,3125	—
141. Відносна паропродуктивність УПГ за перегрітою парою g_n	$\frac{\beta_{ro} \cdot c_{p,zn4} \cdot (T_4 - T_{un}) - (g_{n,ox1} + g_{n,ox2}) \cdot (h_{i0} - h_e)}{(h_{gs} - h_e)}$	0,1887	—
142. Задаємося в першому наближенні величиною температури суміші за УПГ T_6 , К	(420...460)	460,0	—
143. Середня температура суміші для процесів в економайзері УПГ T_{cp5}	$(T_6 + T_{un})/2$	486,65	488,54
144. Масова ізобарна теплоємність газу для процесу в економайзері УПГ	$c_{pz6} = f(T_{cp5}; \alpha)$ – за діаграмою для продуктів згоряння	1,0946	1,0951
145. Масова ізобарна теплоємність пари для процесу в економайзері УПГ	$c_{pn6} = f(T_{cp5})$ – за діаграмою для водяної пари	1,9572	1,9582
146. Масова ізобарна теплоємність суміші для процесу в економайзері УПГ $c_{p,zn6}$	$c_{pz6} \cdot d_{z4} + c_{pn6} \cdot d_{n4}$	1,2516	1,2521
147. Температура суміші за УПГ T_6 , К	$T_{un} - \frac{(g_{n,ox1} + g_{n,ox2}) \cdot (h_e - h_{ne})}{\beta_{co} \cdot c_{p,zn5}}$ де: $h_{пв}$ – ентальпія живильної води, визначається при $T_{пв}$.	463,78	463,81
148. Питома потужність ГТА N_{yd}	$\beta_{m3} \cdot c_{p,zn3} \cdot \Delta T_{m3} \cdot \eta_{m3} \cdot v_{ex}$	696,51	—
149. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{\kappa1, np}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{yd} \cdot \eta_p}$	35,89	—
150. Дійсна витрата повітря через КНТ $G_{\kappa1}$, кг/с	$G_{\kappa1, np} \cdot v_{bx} \cdot \alpha_{\kappa2}$	35,71	—
151. Дійсна витрата повітря через КВТ $G_{\kappa2}$, кг/с	$G_{\kappa1} \cdot \alpha_{\kappa2}$	35,36	—
152. Дійсна витрата повітря через КЗ, G_{nK3} кг/с	$G_{\kappa1} \cdot \alpha_{K3}$	34,64	—
153. Годинна витрата палива на ГТД $G_{Пал, год}$	$g_{t_2} \cdot G_{nK3} \cdot 3600$	3496,79	—
154. Паропродуктивність УПГ за перегрітою парою G_{nn}	$g_n \cdot G_{\kappa1}$	6,7388	—
155. Витрата суміші через ТВТ G_{m1}	$G_{\kappa1} \cdot \beta_{m1}$	42,78	—
156. Витрата суміші через ТНТ G_{m2}	$G_{\kappa1} \cdot \beta_{m2}$	43,37	—

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

ДП.142.6231м.06.03.ПЗ

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
157. Витрата суміші через ТГ G_{m3}	$G_{\kappa 1} \cdot \beta_{m2}$	43,96	—
158. Витрата суміші через УПГ G_{zo}	$G_{\kappa 1} \cdot \beta_{zo}$	44,03	—
159. Питома витрата палива на ГТА C_{Ne}	$G_{m.ч} / Ne$	0,1399	—
160. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{Ne} \cdot H_U}$	0,5144	—
161. Температура суміші на виході з ГПК T_8	$T_{3.6} + \Delta T_{зпк}$	300,0	—
162. Відносний паровміст в потоці за ГПК $d_{зп.к2}$	$\frac{R_z}{R_n \cdot \left(\frac{P_n}{v_{zo} \cdot P_{n2}} - 1 \right) + R_z}$	0,0217	—
163. Кількість води, що виділилася в КЗ при спалюванні, поданого туди палива	- для дизельного палива $G_{в.топ} = 1,2613 \cdot \frac{G_{m.ч}}{3600}$ - для природного газу $G_{в.топ} = 2,530 \cdot \frac{G_{m.ч}}{3600}$	2,4575	—
164. Кількість води, що надійшла в КГТА із зовнішнім повітрям $G_{в.в}$	$d_{п.к} \cdot G_{\kappa 1}$	0,2247	—
165. Загальна кількість води в газопаровому потоці перед ГПК $G_{в\Sigma}$	$G_n + G_{пн} + G_{в.в} + G_{в.топ}$	9,421	—
166. Кількість води, що втрачається в циклі, з газами, що відходять $G_{в.ух}$	$\frac{d_{зпк2} \cdot (G_{zo} - G_{в\Sigma})}{(1 - d_{зпк2})}$	0,766	—
167. Кількість води, що повертається в цикл з ГПК $G_{кон}$	$G_{в\Sigma} - G_{в.ух}$	8,6549	—
168. Баланс по живильній воді в циклі КГТА ΔG_v	$G_{кон} - G_{пн} - G_n$	1,9162	—
169. Середня температура суміші для процесу охолодження суміші в ГПК $T_{ср.зпк}$	$(T_6 + T_8)/2$	381,90	—
170. Масова ізобарна теплоємність газу в процесі охолодження суміші в ГПК	$c_{p28} = f(T_{ср.зпк}; \alpha)$ - за діаграмою для продуктів згоряння	1,0735	—
171. Масова ізобарна теплоємність пари в процесі охолодження суміші в ГПК	$c_{p18} = f(T_{ср.зпк})$ - за діаграмою для водяної пари	1,9065	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.03.ПЗ	Арк.
						53

Продовж. табл. 3.1.

1	2	3	4
172. Масова ізобарна теплоємність суміші в процесі її охолодження в ГПК $c_{p,гнк}$	$c_{p,г8} \cdot d_{г4} + c_{p,г8} \cdot d_{г4}$	1,2251	—
173. Газова стала газопарові суміші для процесу її охолодження в ГПК $R_{гн4}$	$R_{г2} \cdot d_{г4} + R_{гн} \cdot d_{г4}$	0,3195	—
174. Парціальний тиск водяної пари в суміші перед ГПК, МПа $P_{г6}$	$\frac{P_{г4} \cdot d_{г4} \cdot R_{гн}}{v_{гн2} \cdot R_{гн4}}$	2,9737	—
175. Параметри води і водяної пари для процесів в ГПК	$h_{в8} = f(T_{г8})$ – ентальпія води на виході з конденсатора; $h_{п6} = f(P_{п6}; T_{г6})$ – ентальпія пари за таблицями стану для водяної пари.	112,6 2860	—
176. Витрата охолоджуючої води, що прокачується через ГПК $G_{з,в}$	$\frac{(G_{г0} - G_{г8}) \cdot c_{p,гнк} \cdot (T_{г6} - T_{г8}) + G_{гон} \cdot (h_{п6} - h_{г8})}{c_{p,в} \cdot \Delta T_{в}}$ де: $c_{p,зв} = 3,9356 \frac{кДж}{кг \cdot K}$ – для морської води; $c_{p,зв} = 4,1868 \frac{кДж}{кг \cdot K}$ – для прісної води.	917,31	—
177. Потужність, що витрачається на привід головного циркуляційного насоса ГПК $N_{гцн}$	$\frac{1,00125 \cdot G_{зв} \cdot \Delta P_{гцн}}{\eta_{гцн}}$ де: $\Delta P_{гцн} = (0,09 \dots 0,10)$ МПа – напір ГЦН; $\eta_{гцн} = (0,6 \dots 0,70)$ – ККД гідравлічної частини ГЦН.	131,21	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.03.ПЗ	Арк.
						54

РОЗДІЛ 4

ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ПОБУДОВА ЕСКІЗУ ЙОГО МЕРИДІОНАЛЬНОГО ПЕРЕРІЗУ

При розрахунку теплової схеми газотурбінного агрегату, отримані значення параметрів повітря і газу, що дозволяють визначити розміри проектного агрегату і викреслити меридіональний переріз проточної частини ГТД, а також ескізи, ПК. Але для цього необхідно знати габаритні розміри компресорів, камери згоряння, турбін, ПК.

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].

4.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

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.

Розрахунок компресора багато в чому пов'язаний з характеристиками турбіни, що його приводить. Тому що прийнята окружна швидкість визначає частоту обертання турбокомпресорного блоку, що у свою чергу визначає середній діаметр облопачування турбіни.

Розрахунок ведеться за стандартною методикою визначення габаритних розмірів ГТД, запропонованою кафедрою «Турбін» НУК та [3].

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						56

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

					ДП.142.6231м.06.04.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

Арк.
57

Таблиця 4.2 – Визначення габаритних розмірів компресорів

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1	2	3	4
1. Колова швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{н1}$, м/с	Приймається [4] 250...350 – для КНТ 240...340 – для КВТ	300	300
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{C}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,5	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор C_{a1} , м/с	$\bar{C}_{a1} \cdot u_{н1}$	150	135
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1 , k_{pn1}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3988	1,3876
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{C_{a1}}$	$\frac{C_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,4831	0,3350
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	0,5046
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a1}})}}$	0,2156	0,0736
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{вт}$	Приймається [4] 0,4...0,65 – для КНТ 0,7...0,85 – для КВТ	0,5	0,75
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{з1}$, м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{вт}^2)}}$	0,6050	0,4627
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{вт} \cdot D_{з1}$	0,3025	0,3471
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{с1}$, м	$\frac{1}{2}(D_{з1} + D_{в1})$	0,4538	0,4049
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$\frac{(D_{з1} - D_{в1})}{2}$	0,1513	0,0578
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв.	$\frac{60 \cdot u_{з1}}{\pi \cdot D_{з1}}$	9470	12382
14. Матеріал лопаток компресора (марка сталі)	Приймається[4]	ВТ3-1	ЭИ696
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{МК}$, кг/м ³	Приймається[4]	4540	7900

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						58

Продовж. табл. 4.2

1	2	3	4
16. Межа тривалої міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається[4]	970	950
17. Напруга розтягу в корені лопатки 1-го ступеня σ_{k1} , МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{mk}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	109,6	110,55
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{міц1}$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k1}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	8,85	8,59
19. Осьова швидкість на виході з компресора C_{a2} , м/с	$(0,9 \div 0,94) C_{a1}$	135	121,5
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2 , k_{22}	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3876	1,3565
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,3350	0,2407
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5046	0,3720
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{C_{a2}})}}$	0,0739	0,0280
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається		$D_3 = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,6050	$D_B = \text{const}$
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,5214	
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,5632	
	$D_{B2} = D_{B1}$	0,3471	0,3471
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$		0,3951
	$D_{C2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$		0,3711
25. Висота останньої лопатки компресора l_{k2} , м	$\frac{D_{32} - D_{B2}}{2}$	0,0418	0,0240
26. Міра підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається	5,1986	4,5205
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{cm_k}	Приймається[4] 1.22...1.24 – для КНТ 1.15...1.17 – для КВТ	1,22	1,17

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						59

Продовж. табл. 4.2

1	2	3	4
28. Число ступенів компресора z_k	$\text{Ціле} \frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{k_{\text{ст}}}}$	9	10
РОЗРАХУНОК СЕРЕДНЬОГО РОЗРАХУНКОВОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРІВ			
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{\text{ск}}, \text{м}^2$	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,1448	0,0508
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається		$D_3 = \text{const}$
	$D_{3\text{с}} = D_{32}$	0,605	
	$D_{\text{BC}} = \sqrt{D_{3\text{с}}^2 - \frac{4F_{\text{ск}}}{\pi}}$	0,4263	
	$D_{\text{CC}} = \frac{D_{3\text{с}} + D_{\text{BC}}}{2}$	0,5156	
		$D_{\text{BC}} = D_{\text{B2}}$	0,3471
		$D_{3\text{с}} = \sqrt{D_{\text{BC}}^2 - \frac{4F_{\text{ск}}}{\pi}}$	0,4303
		$D_{\text{CC}} = \frac{D_{3\text{с}} + D_{\text{BC}}}{2}$	0,3887
31. Висота останньої лопатки компресора $l_{\text{кс}}, \text{м}$	$\frac{D_{3\text{с}} - D_{\text{BC}}}{2}$	0,0894	0,0416
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $\varrho_{\text{с}}$	$\frac{D_{\text{CC}}}{l_{\text{кс}}}$	5,769	9,342
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стк}}$	$0,087353 + 0,02604 \sqrt{v_{\text{лс}}} + 0,00092 \times v_{\text{лс}}^2 + 0,00004 v_{\text{лс}}^3$	1,062	1,23
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стк}}, \text{м}$	$l_{\text{кс}} \cdot \bar{L}_{\text{стк}}$	0,0949	0,0512
38. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{к}}, \text{м}$	$L_{\text{стк}} \cdot z_k$	0,8543	0,5116
39. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{в.п.}}, \text{м}$	$0,22 \cdot D_{31}$	0,109	—
40. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{п.к.к.}}, \text{м}$	$0,45 \cdot D_{31}$	0,272	—
41. Довжина перехідника компресора $L_{\text{п.к.}}, \text{м}$	$0,34 \cdot D_{32}$	0,212	—

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

					ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						60
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

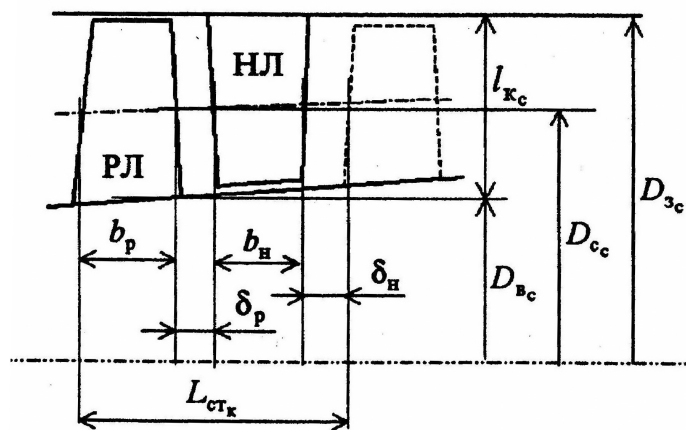


Рис. 4.1. Ескіз проточної частини середнього розрахункового ступеня осьового компресора

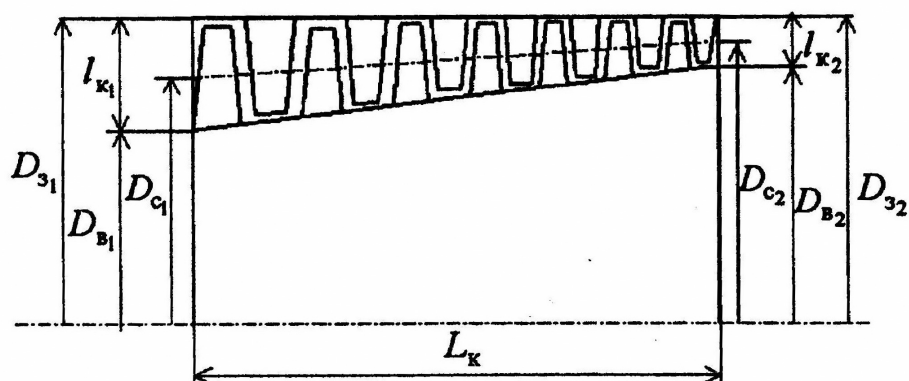


Рис. 4.2. Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						61

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 природній 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	2356800
2.Годинна витрата палива	$G_{\text{пг}}$	кг/год	3496,79
3.Витрата повітря на виході з кільцевого дифузора	$G_{\text{п.диф.}}$	кг/с	34,64
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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ					Арк.
										62

Таблиця 4.4 - Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
1. Тиск повітря на вході в КЗ $p_1^{КЗ}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$2,3568 \cdot 10^6$		
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[1]	1100		
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал.200} H_u \cdot \eta_{КЗ}) / (Q_v \cdot p_1^{КЗ})$	0,0671		
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[5]	10	12	14
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.} \cdot 10^{-3}$	6,7	5,6	4,8
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[1]	0,7		
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,0		
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,160	0,150	0,143
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,479	0,451	0,428
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,2 \cdot d_{ж.т.}$	0,032	0,030	0,029
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с.кз.}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,620	0,697	0,770
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_Γ	Приймається (1.10...1.8)	1,4		
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал.200} \cdot \alpha_\Gamma \cdot L_0) / 3600$	23,36		
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал.диф} - G_{п1}$	11,28		
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз.ж.т.}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,200	0,213	0,224
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,3 \cdot F_{кз.ж.т.}$	0,461	0,489	0,515
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з.кз.}$, м	$D_{с.кз.} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	0,857	0,920	0,557
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в.кз.}$, м	$D_{с.кз.} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с.кз.}}$	0,384	0,473	0,983
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,56 \cdot D_{с2.кз.т.}$	0,2078		
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{ц.кз.}$, м	$l_{ж.тр.} / b$	0,551	0,518	0,492
21. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,420	0,695	0,376

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

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						63

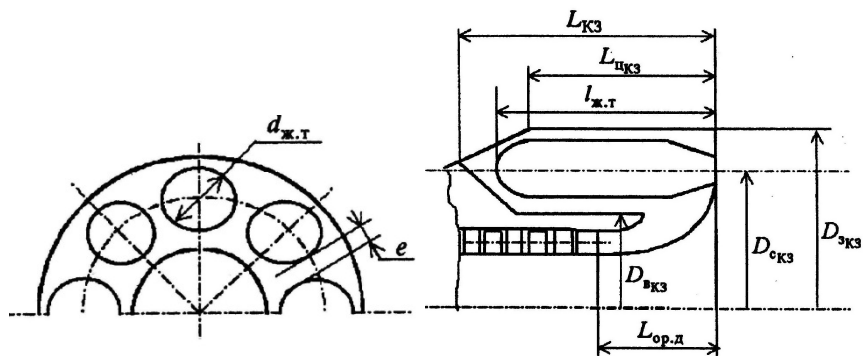


Рис. 4.3. Схема трубчато-кільцевої протитокової камери згоряння

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 обумовлено 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. Силевий розрахунок силової ТГ проводиться лише після оціночного газодинамічного розрахунку турбіни для аналізу залежності вихідної потужності і частоти обертання турбіни від середнього діаметра $D_{сз}$, 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 $N_e = 25$ МВт продиктовано вимогами замовника (технічним завданням).

В прийнятій тепловій схемі КГТА передбачається висока температура газу і перед турбінами: 1515 К перед ТВТ, 1342,7 К перед ТНТ та 1276,4 К перед силовою турбіною. Що вимагає вискоєфективних схем охолодження соплових робочих лопаток, застосування корозійностійкого покриття лопаток. Для захисту лопаток від корозії застосовується покриття системи $Me \cdot Co \cdot Cr \cdot Al \cdot Y$.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
ДП.142.6231м.06.04.ПЗ					Арк.
					64

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	Позна-чення	Розмір-ність	Числове значення		
			ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Витрата газу через турбіну	$G_{гп}$	кг/с	42,78	43,37	43,95
2. Температура газу на вході в турбіну	T_3	К	1515,0	1342,7	1229,6
3. Температура газу на виході з турбіни	T_4	К	1342,7	1229,6	831,3
4. Тиск газу на вході в турбіну	P_3	МПа	2,2625	1,2143	0,7687
5. Тиск газу на виході з турбіни	P_4	МПа	1,2143	0,7726	0,1099
6. Частота обертання турбіни	n_T	об/хв	12382	9470	3000
7. Кут виходу газу з соплової решітки	α_{11}	град	16	20	25

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ					Арк.
										65

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	1	5
2. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_{\text{ад}}^*$, кДж/кг	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{рп}} \cdot \Delta T_T}{\eta_T}$	252,9	164,7	571,1
3. Віяловість ступеня у першому наближенні ϑ_T	Приймається $\frac{D_c}{l_p} = 10 \dots 25$	15	10	15
4. Реактивність біля кореня лопатки ρ_k	Приймається $0 \dots 0,2$	0,25	0,1	0,00
5. Реактивність на серед- ньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2\vartheta_T - 1}{\vartheta_T^2} < 0,5$	0,3789	0,2900	0,1289
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	543,68	473,88	437,15
7. Газодинамічна функція швидкості λ_{c1}	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{k_r}{k_r + 1} \cdot T_3 \cdot R_{\text{гп}}}}$	0,7790	0,7201	0,6934
8. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c1})$	$\lambda_{c1} \left[\frac{k_r + 1}{2} \left(1 - \frac{k_r - 1}{k_r + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_r - 1}}$	0,9434	0,9089	0,8906
9. Кільцева площа на виході з соплового апарату першо- го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_r}{R_r} \left(\frac{2}{k_r + 1} \right)^{\frac{k_r + 1}{k_r - 1}} \cdot P_3 \cdot q(\lambda_{c1}) \sin \alpha_{11}}}$	0,0715	0,1063	0,1362
10. Середній діаметр на вході в турбіну D_{c3} , м	Приймається	0,6967	0,6967	0,8000
11. Висота соплової лопат- ки першого ступеня l_{c1} , м	$\frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,0327	0,0486	0,0542
12. Висота робочої лопатки першого ступеня l_{p1} , м	$(1 \dots 1,08) \cdot l_{c1}$	0,0343	0,0510	0,0569
13. Дійсна віяловість сту- пеня ϑ_{T1}	$\frac{D_{c3}}{l_{p1}}$	20,32	13,66	14,06

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						66

Продовж. табл. 4.6.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове 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 $v_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,7738	0,6618	0,5202
16. Окружна швидкість на середньому діаметрі u_3 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_{\text{т}}}{60}$	451,66	345,45	125,67
17. Дійсне значення (u/c_1) для першого ступеня v_d	$\frac{u_3}{c_1}$	0,8307	0,7290	0,2875
18. Похибка значень (u/c_1) δ_v , %	$\delta v = \frac{ v_d - v_{\text{опт}} }{v_{\text{опт}}} < 15\%$	0,9315	0,9078	1,5096
19. Зовнішній діаметр на виході з СА D_{33} , м	$D_{c3} + l_{c1}$	0,7293	0,7452	0,8542
20. Внутрішній діаметр на виході з СА $D_{в3}$, м	$D_{c3} - l_{c1}$	0,664	0,6481	0,7458
21. Запас міцності матеріалу робочої лопатки першого ступеня $K_{\text{пр3}}$	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{\text{доп}}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{м}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{т}}^2 \cdot F_{3\text{с}}} \geq (1,5 \dots 2,0)$	1,76	2,02	25,97
Розрахунок габаритів вихідного перетину турбіни				
1. Осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,1 \dots 1,35) \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11}$	175,33	194,49	221,7
2. Газодинамічна функція швидкості $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_{\text{г}}}{k_{\text{г}} + 1} \cdot T_4 \cdot R_{\text{гп}}}}$	0,2664	0,3085	0,4256
3. Газодинамічна функція витрати $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{k_{\text{г}} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{k_{\text{г}} - 1}{k_{\text{г}} + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\text{г}} - 1}}$	0,4122	0,472	0,6254
4. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_{\text{т}} + G_{\text{ок}}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{\text{г}}}{R_{\text{гп}}} \left(\frac{2}{k_{\text{г}} + 1} \right)^{\frac{k_{\text{г}} + 1}{k_{\text{г}} - 1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,0816	0,1075	0,4661
5. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $K_{\text{пр4}}$	$\frac{\sigma_{20000}^{T_{\text{доп}}}}{9,8 \left(\frac{\rho_{\text{м}}}{7850} \right) \cdot n_{\text{т}}^2 \cdot F_4} \geq (1,5 \dots 2,0)$	1,5418	2,0006	14,73

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						67

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	$D_{B4} = D_{B3}$	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D}$	0,6594	0,6476	0,7458
8. Зовнішній діаметр вихідного перерізу D ₃₄ , м	$D_{34} = \sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D}$	0,7339	0,7458	1,0722
9. Середній діаметр вихідного перерізу D _{c4} , м	$D_{c4} = \frac{D_{H4} + D_{B4}}{2}$	$D_{c4} = D_{c3}$	0,6967	0,6967	0,9090
10. Висота робочої лопатки останнього ступеня І _{p4} , м	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$		0,0373	0,0491	0,1632
11.Віяловість останнього сту-пеня ϑ_{T4}	$\frac{D_{c4}}{l_{p4}} \geq 3,5$		18,69	14,19	5,57

Визначення осевого габариту турбіни

1. Кільцева площа ступеня на середньому перерізі F _{ст} , м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,0765	0,1069	0,3011	
2. Зовнішній діаметр ступеня на середньому перерізі D _{зс} , м	$D_{зс} = \sqrt{D_{вс}^2 + \frac{4 \cdot F_{ст}}{\pi}}$	$D_{зс} = D_{сс} + \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_c}$	0,7316	0,7455	0,9694
3. Внутрішній діаметр ступеня на середньому перерізі D _{вс} , м	$D_{вс} = D_{в3}$	$D_{вс} = D_{сс} - \frac{F_{ст}}{\pi \cdot D_c}$	0,6617	0,6478	0,7458
4. Середній діаметр ступеня на середньому перерізі D _{сс} , м	$D_{сс} = \frac{D_{зс} + D_{вс}}{2}$	$D_{сс} = D_{с3}$	0,6967	0,6967	0,8576
5. Висота лопатки середнього ступеня l _{рс} , м	$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$		0,0350	0,0488	0,1118
6. Довжина ступеня турбіни L _{стТ} , м	$l_{рс} \left[\left(\frac{b}{l} \right)_c + \left(\frac{\delta}{l} \right)_c + \left(\frac{b}{l} \right)_p + \left(\frac{\delta}{l} \right)_p \right]$		0,090	0,1265	0,0798
7. Довжина турбіни L _т , м	$L_{стТ} \cdot z_T$		0,090	0,1265	0,3989

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

										Арк.
										68
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ					

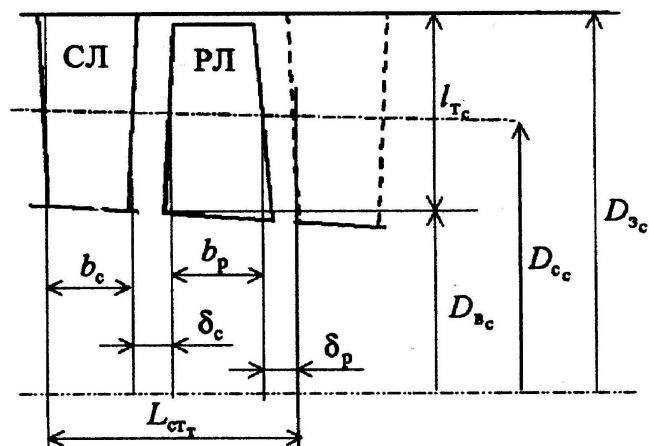


Рис. 4.4. Середній ступінь осьової турбіни

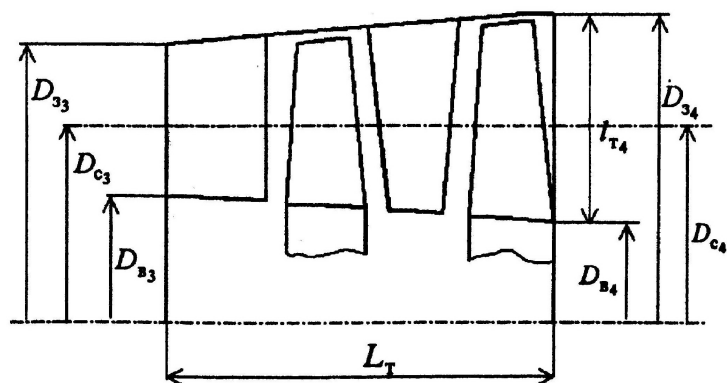
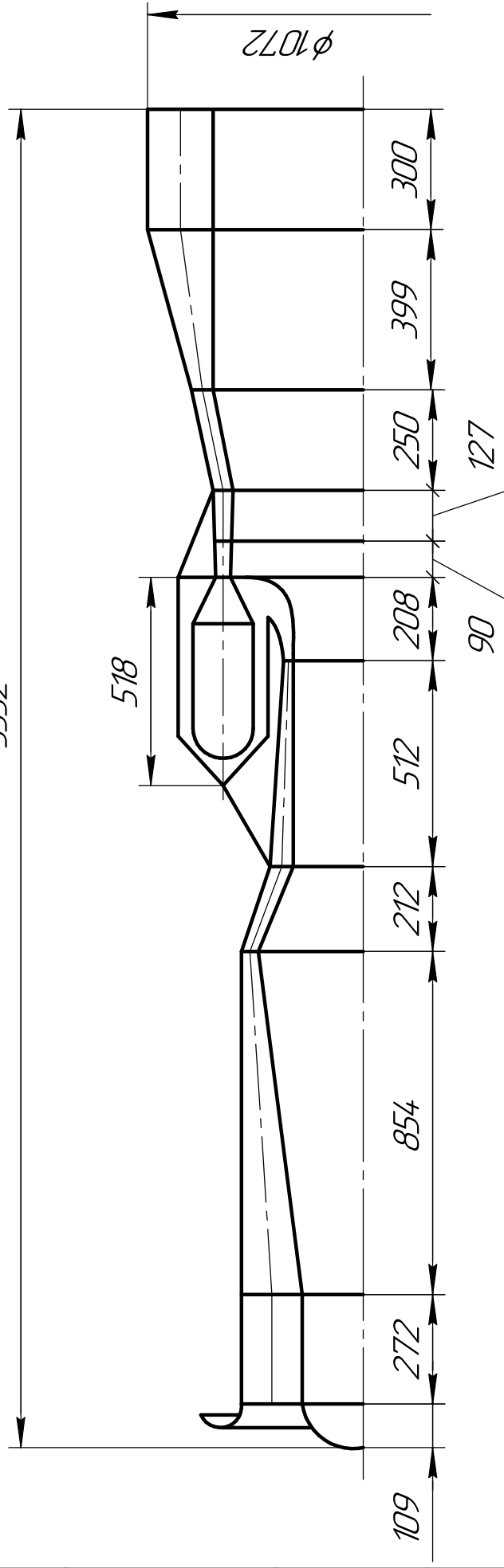


Рис. 4.5. Меридіанний переріз проточної частини турбіни

За результатами габаритно-компоновочного розрахунку основних елементів ГТД будується ескіз його меридіанного перетину(рис. 4.6).

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						69



4.4. Визначення габаритних розмірів теплообмінних апаратів ГТД

4.4.1. Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора

Задачею розрахунку є визначення основних габаритних розмірів УПГ для оцінки габаритів усього агрегату і його вдалого компоновання.

Розрахунок проводиться з метою визначення габаритних розмірів, а також вибору оптимальної компоновки УПГ. Розрахунок ведеться за методикою, розробленою на кафедрі СЕОТ НУК. Вихідними даними для розрахунку УПГ є дані з детального теплового розрахунку схеми КГТА з ТУК.

Вихідні дані

Тиск пари в сепараторі P_{KV} , МПа	2,5072
Температура перегрітої пари T_{III} , К	700,00
Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі G_{III} , кг/с	6,3788
Температура насиченої пари T_{III} , К	509,20
Температура газопарової суміші на вході в УПГ T_4 , К	831,27
Тиск газопарової суміші на вході в УПГ $P_{УПГ}^{вх}$, МПа	0,1099
Температура суміші за ВП УПГ $T_{ВП}$, К	513,30
Температура газопарової суміші на виході з УПГ T_6 , К	463,81
Тиск газопарової суміші на виході з УПГ $P_{УПГ}^{вих}$, МПа	0,0297
Середня теплоємність газопарової суміші на вході в УПГ $C_{рIII}$, кДж/(кг·К)	1,3125
Витрата газопарової суміші на вході в УПГ $G_{УПГ}$, кг/с	44,03

Геометрія трубок

Відстань між ребрами S_p , м	0,008
Повздовжній крок трубок S_1 , м	0,062
Поперечний крок трубок S_2 , м	0,028
Товщина ребра δ_p , м	0,001
Діаметр ребра D_p , м	0,038
Зовнішній діаметр трубки d_s , м	0,022

Розрахунок утилізаційного парогенератора

1. Тепловий потік для кожного трубного пучка,
- для пароперегрівача

$$Q_{III} = 3600 \cdot G_{III} \cdot (i_{III} - i_{III}) = 11151000 \text{ кДж/год.}$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										71
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ

де, $i_{III} = f(T_{III}, P_{KV}) = 3299,8$ кДж/кг – ентальпія перегрітої пари;

$$i_{\text{III}} = f(T_{\text{III}}, P_{\text{KV}}) = 2840,1 \text{ кДж/кг} - \text{ентальпія насиченої пари.}$$

- для випарника

$$Q_{BI} = 3600 \cdot G_{VII} \cdot C_{vII} \cdot (T_5 - T_{BI}) = 66153000 \text{ кДж/год}$$

$$\text{де, } T_5 = T_4 - \frac{Q_{III}}{G_{III} \cdot C_{pIII}} = 831,27 \text{ К.}$$

- для экономайзера

$$Q_{EK} = 3600 \cdot G_{III} \cdot C_{vII} \cdot (T_{BI} - T_6) = 10297000 \text{ кДж/год.}$$

2. Середньологаріфмічний напір по трубних пучках, град

- для пароперегрівача

$$\Delta t_{III} = \frac{(T_5 - T_{III}) - (T_4 - T_{III})}{\ln \frac{T_5 - T_{III}}{T_4 - T_{III}}} = 212,59 \text{ K},$$

- для випарника

$$\Delta t_{BII} = \frac{(T_5 - T_6) - (T_{BII} - T_{HII})}{\ln \frac{T_5 - T_6}{T_{BII} - T_{HII}}} = 80,83 \text{ K},$$

- для экономайзера

$$\Delta t_{EK} = \frac{(T_6 - T_{1EK}) - (T_{BII} - T_B)}{\ln \frac{T_6 - T_{1EK}}{T_{BII} - T_B}} = 144,01 \text{ K},$$

де $T_{1EK} = \frac{i_{1EK}}{4,187 \cdot (1,0002 + 0,006 \cdot P_{1EK})} + 273 = 378,7 \text{ К}$ – температура води на вході в економайзер;

$$P_{1EK} = P_{KV} / \nu_{EK} = 2,6117 \text{ МПа};$$

$\nu_{EK} = 0,96$ – коефіцієнт втрат тиску в економайзері;

$$i_{1EK} = \frac{i_{IB}}{k_1} + \frac{k_1 - 1}{k_1} \cdot i_{сП} = 449,58 \text{ кДж/кг} - \text{ентальпія води на вході в економайзер};$$

де, $i_{ссп} = f(T_{ггп}, P_{кв}) = 1018,74$ кДж/кг – ентальпія води в сепараторі;

 $k_1 = 1,5$ – кратність циркуляції, прийнято;
$$i_{IR} = 165 \text{ кДж/кг} - \text{ентальпія живильної води на вході в економайзер};$$

3. Величина коефіцієнтів теплопередачі по пучках,

					ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

9. Повна площа поверхні нагріву однієї трубки,

$$f_{mp} = \frac{\pi \cdot B}{S_p} \cdot [d_3 \cdot (S_p - \delta_p) + 0,5 \cdot (D_p^2 - d_3^2)] + \delta_p \cdot D_p = 0,7817 \text{ м}^2$$

10. Кількість рядів трубок по висоті трубного пучка

- для пароперегрівача

$$Z_{III} = \frac{F_{III}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 6,02 \approx 6;$$

- для випарника

$$Z_{ВП} = \frac{F_{ВП}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 61,71 \approx 62;$$

- для економайзера

$$Z_{ЕК} = \frac{F_{ЕК}}{f_{mp} \cdot Z_1} = 6,02 \approx 6.$$

11. Висота трубного пучка,

- для пароперегрівача

$$H_{III} = Z_{III} \cdot S_2 + D_p = 0,2066 \text{ м};$$

- для випарника

$$H_{ВП} = Z_{ВП} \cdot S_2 + D_p = 1,766 \text{ м};$$

- для економайзера

$$H_{ЕК} = Z_{ЕК} \cdot S_2 + D_p = 0,2066 \text{ м}$$

12. Висота УПГ,

$$H = H_{III} + H_{ВП} + H_{ЕК} + 1 = 3,1792 \text{ м}$$

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						74

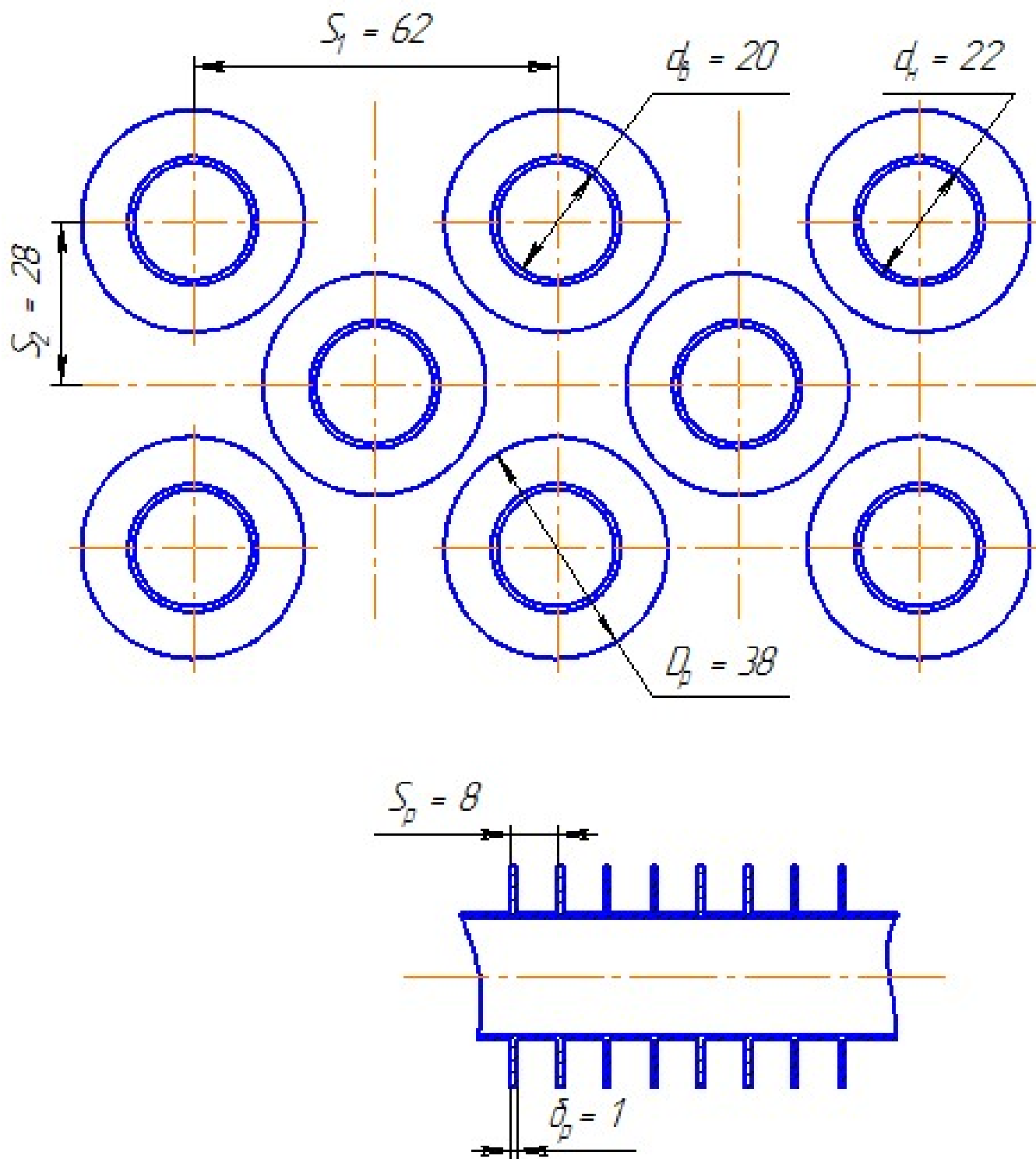


Рис.4.7. Геометрія трубного пучка

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

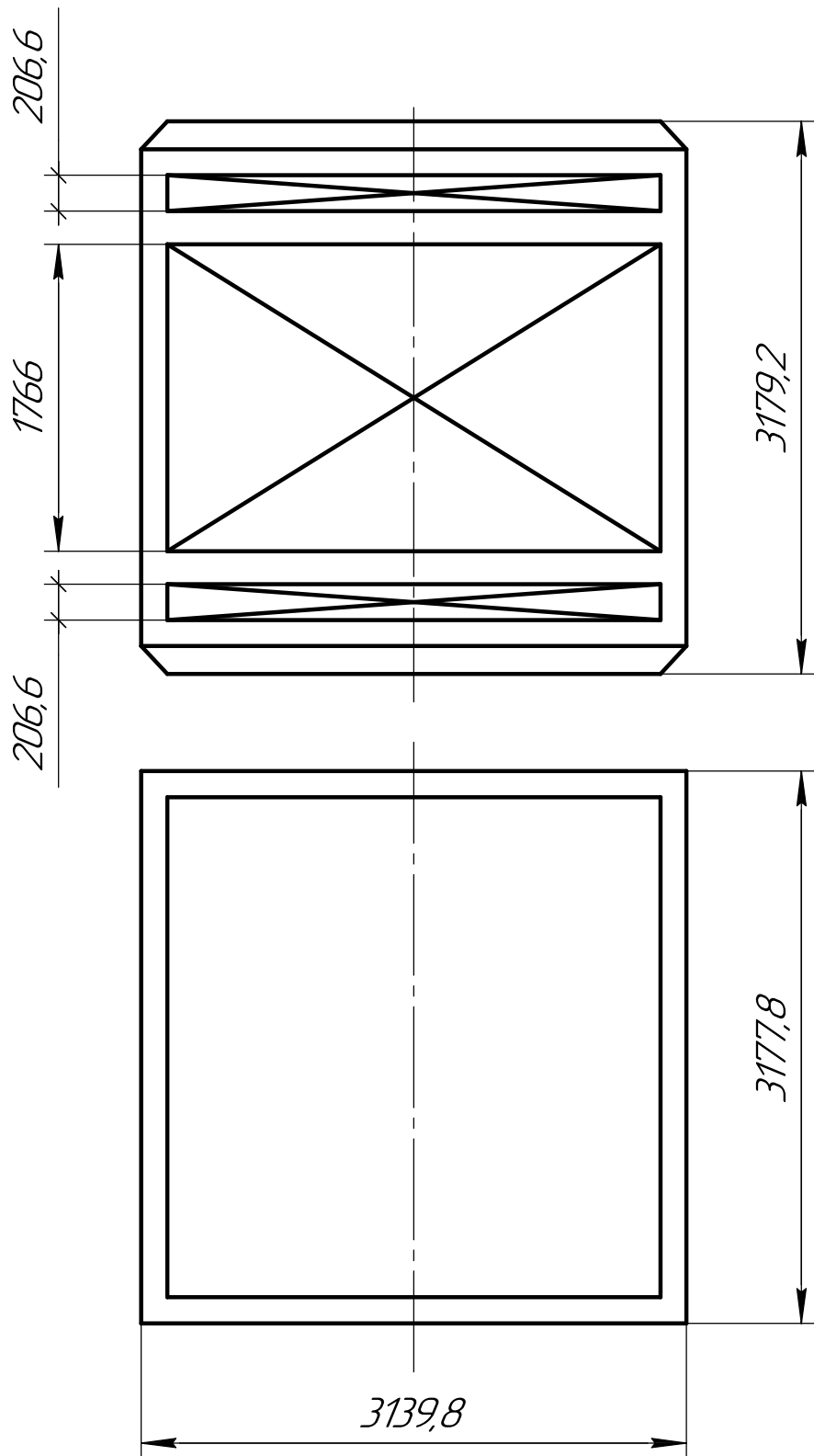


Рис. 4.8. Габаритно-компоновочный эскиз проточной части УПГ

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дѣл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

4.4.2 Габаритний розрахунок ПГК

Парогазовий конденсатор є теплообмінним апаратом, дозволяє виділяти воду з газопарової суміші за КГТА і повертати конденсат води для повторного використання в циклі. У ПГК, встановленому на вихлопному патрубку котла-утилізатора, за рахунок зрошення водою відбувається охолодження вихлопних газів до температури нижче точки роси водяної пари, висаджування води та збір конденсату. Зібрана вода надходить в бак-накопичувач, очищується від домішок і подається знову в котел-утилізатор. Задачею розрахунку є визначення основних габаритних розмірів ПГК для оцінки габаритів усього агрегату і його вдалого компонування. Вихідними даними для розрахунку ПГК є дані з детального теплового розрахунку схеми КГТА.

Вихідні дані:

Витрата газопарової суміші на вході $G_{гп}$, кг/с	44,03
Витрата газу в складі суміші на вході G_r , кг/с	34,64
Витрата пари в складі суміші на вході $G_{п}$, кг/с	6,74
Температура газопарової суміші на вході T_6 , К	463,81
Температура газопарової суміші на виході T_8 , К	300,0
Тиск газопарової суміші на вході P_6 , Па	109900
Швидкість газопарової суміші по фронту перед трубчатою насадкою ω_{12} , м/с	6
Температура охолоджуючої води на вході $t_{ох1}$, К	288
Температура охолоджуючої води на виході $t_{ох2}$, К	305
Діаметр проволочки в насадці d_e , м	$0,17 \cdot 10^{-3}$
Діаметр труби в насадці d_m , м	$6 \cdot 10^{-3}$
Коефіцієнт загромодження перерізу в насадці σ	0,96
Кількість конденсату на виході з ПГК $G_{кон}$, кг/с	8,6549
Середня теплоємність газу в суміші в ПГК $C_{Pz} \Big _{T_8}^{T_6}$, кДж/(кг·К)	1,0735
Ентальпія пара в суміші на вході в ПГК $h_{п6}$, кДж/кг	2860
Ентальпія пара в суміші на виході з ПГК $h_{п8}$, кДж/кг	2550

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ				Арк.
									77

Розрахунок парогазового конденсатора

1. Вологовміст газопарової суміші на вході в ПГК:

$$d_{\text{вп6}} = \frac{G_{\text{II}}}{G_{\text{I}}} = 0,1945;$$

2. Густина газопарової суміші на вході в насадки:

$$\rho_6 = \frac{(1 + d_{616}) \cdot P_6}{T_6 \cdot (R_{\Gamma} + d_{616} \cdot R_{II})} = 0,8232 \text{ кг/м}^3;$$

3. Кількість теплоти, відданої охолоджуючої води від газопарової суміші:

$$Q = G_{\Gamma} \cdot C_{P_2} \cdot \left. \frac{T_6}{T_8} \right| \cdot (T_6 - T_8) + (G_{\Pi} - G_{\text{конд}}) \cdot (h_{\Pi 6} - h_{\Pi 8}) + G_{\text{конд}} \cdot (h_{\Pi 6} - h_{\text{год}8}) = 6115,1 \text{ кВт};$$

4. Середньологарифмічний перепад температур в насадці:

$$\Delta t_{cn} = \frac{(T_6 - t_{ox2}) - (T_8 - t_{ox1})}{\ln \frac{(T_6 - t_{ox2})}{(T_8 - t_{ox1})}} = 56,84;$$

5. Площа поперечного перерізу насадки:

$$S_{\phi} = \frac{G_{\Gamma\Pi}}{\omega_{12} \cdot \sigma \cdot \rho_6} = 9,305 \text{ м}^2;$$

6. Еквівалентний діаметр сідчастої насадки:

$$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\phi}}{\pi}} = 3,442 \text{ м};$$

7. Розмір сторони газоходу квадратного перерізу:

$$B = H = \sqrt{S_{\phi}} = 3,442 \text{ м};$$

8. Приймаємо значення коефіцієнта тепловіддачі для трубчастосітчастої насадки:

$$\alpha = (300 \dots 320) = 310 \text{ B}_T / (\text{M}^2 \cdot \text{K});$$

9. Площа поверхні тепловіддачі трубчастої насадки:

$$F_{nac} = \frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t_{cn}} = 347,04 \text{ М}^2;$$

10. Приймаємо значення коефіцієнта використання поверхні трубчатої насадки:

$$k_{BII} = (0,7...0,8) = 0,75;$$

Підпис і дата		6. Еквівалентний діаметр сідчастої насадки:	$D_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{\phi}}{\pi}} = 3,442 \text{ м};$		
Інв. № дубл.		7. Розмір сторони газоходу квадратного перерізу:	$B = H = \sqrt{S_{\phi}} = 3,442 \text{ м};$		
Взам. інв. №		8. Приймаємо значення коефіцієнта тепловіддачі для трубчастосітчастої насадки:	$\alpha = (300...320) = 310 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К});$		
Підпис і дата		9. Площа поверхні тепловіддачі трубчастої насадки:	$F_{\text{нас}} = \frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = 347,04 \text{ м}^2;$		
Інв. № подл.		10. Приймаємо значення коефіцієнта використання поверхні трубчатої насадки:	$k_{\text{вп}} = (0,7...0,8) = 0,75 ;$		
		ДП.142.6231м.06.04.ПЗ			
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					78

11. Приймаємо питому кількість трубок в одиниці поверхні поперечного перерізу насадки:

$$m = (11500 \dots 12000) = 12000 \text{ при } d_m = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м;}$$

12. Довжина насадки:

$$L_{2P} = \frac{0,985 \cdot F_{nac}}{2 \cdot \pi \cdot d_m \cdot k_{BP} \cdot S_{\phi}} = 1,2993 \text{ м};$$

13. Конструктивний розмір ділянки насадки:

$$L_2 = 1,5 \cdot L_{2P} = 1,949 \text{ м};$$

14. Діаметр конденсатозбірника:

$$D_1 = D_2 = 3,442 \text{ M};$$

15. Довжина конденсаторника:

$$L_1 = 0,23 \cdot D_1 = 0,7917 \text{ м};$$

16. Діаметр ділянки зрошуючого пристрою:

$$D_3 = D_2 = 3,442 \text{ M};$$

17. Довжина ділянки зрошуючого пристрою:

$$L_3 = 0,15 \cdot D_3 = 0,5163 \text{ м};$$

18. Діаметр ділянки інерційних вологовідокремлювачів:

$$D_4 = D_2 = 3,442 \text{ M};$$

19. Довжина ділянки інерційних вологовідокремлювачів:

$$L_4 = 0,3 \cdot D_4 = 1,0326 \text{ м};$$

20. Висота парогазового конденсатора:

$$L_K = 1,12 \cdot (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) = 4,8043 \text{ м.}$$

Ескіз парогазового конденсатора показаний на рис. 4.9.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	$L_3 = 0,15 \cdot D_3 = 0,5163 \text{ м};$	
					18. Діаметр ділянки інерційних вологовідокремлювачів:	
					$D_4 = D_2 = 3,442 \text{ м};$	
					19. Довжина ділянки інерційних вологовідокремлювачів:	
					$L_4 = 0,3 \cdot D_4 = 1,0326 \text{ м};$	
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	20. Висота парогазового конденсатора:	
					$L_K = 1,12 \cdot (L_1 + L_2 + L_3 + L_4) = 4,8043 \text{ м}.$	
					Ескіз парогазового конденсатора показаний на рис. 4.9.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДП.142.6231м.06.04.ПЗ	Арк.
						79

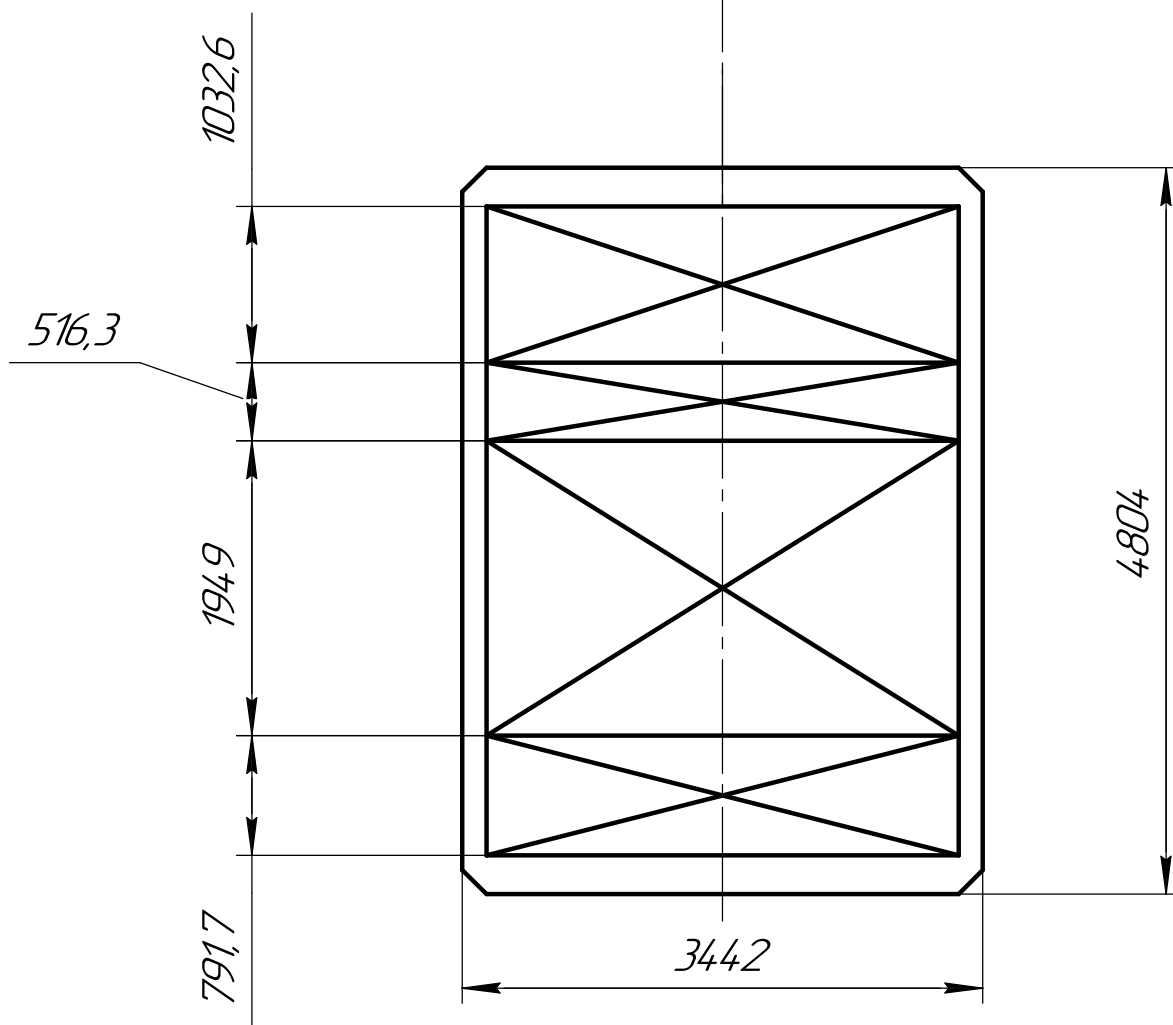
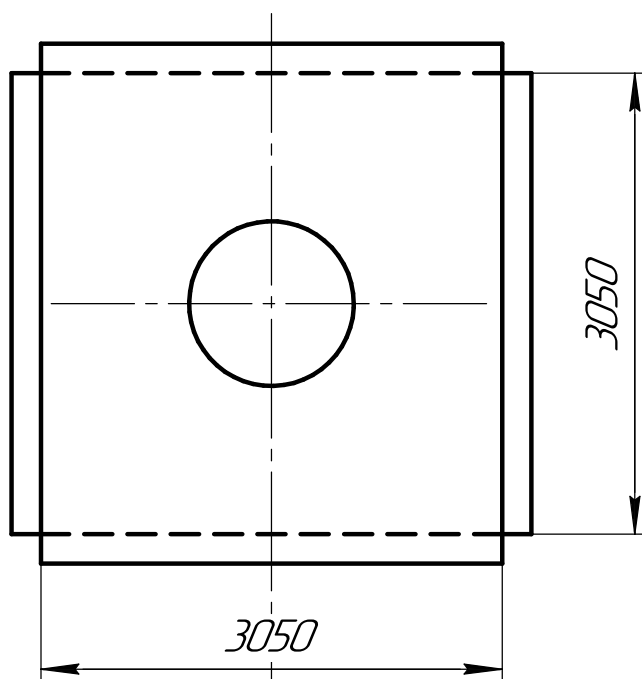


Рис.4.9 Габаритно-компоновочный эскиз ПГК

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

[illegible]

РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА ПРАЦІ

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

Основна задача охорони праці – звести до мінімуму можливість ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці.

Охорона праці включає в себе виробничу санітарію, техніку безпеки, пожежну та вибухову безпеку, законодавство про охорону праці.

Виробнича санітарія – це система організаційних та технічних заходів, які запобігають або зменшують вплив на працюючих шкідливих виробничих факторів.

Техніка безпеки – це система організаційних та технічних заходів, які запобігають впливу на працюючих небезпечних виробничих факторів.

Пожежна та вибухова безпека – це система організаційних і технічних засобів, які направлені на профілактику та ліквідацію пожеж та вибухів, обмеження їх наслідків.

Законодавство про охорону праці – це частина трудового законодавства.

Значення охорони праці давно вийшло за рамки соціальної сфери. Вона починає значно впливати на економічні показники підприємства, що в умовах ринку значно важливо. Погані умови труда – це причина зниження працездатності і підвищення втомлюваності людини, зріст браку, що значно знижує економічні показники підприємства.

5.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в приміщенні електростанції

Небезпечний виробничий фактор – це фактор, вплив якого на працюючого, в певних умовах, призводить до травми або до іншого різкого погіршення здоров'я.

Шкідливий виробничий фактор – це фактор, вплив, якого на працюючого, в певних умовах, призводить до захворювань або до зниження працездатності.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.05.ПЗ	Арк.
						82

В приміщенні електростанції мають місце наступні небезпечні і шкідливі виробничі фактори (ГОСТ 12.0.003-74):

- підвищена температура поверхні обладнання;
- підвищений рівень шуму;
- підвищений рівень вібрації;
- небезпека враження електричним струмом;
- підвищена вибухова небезпека;
- вміст в повітрі робочої зони газу.

В газотурбінному двигуні, як і в будь-якому тепловому двигуні, не все тепло, що підводиться, перетворюється в корисну роботу, частина відводиться з циклу у вигляді втрат, (5 - 6)% котрих складають втрати від випромінювання корпусу і трубопроводів газотурбінної установки.

В приміщеннях електростанції оптимальними мікрокліматичними умовами є:

- температура повітря в холодну пору року (20...30)⁰С, в теплий період (22...25)⁰С;
- оптимальна вологість повітря (60 – 40)%;
- швидкість руху повітря (0,2...0,5) м/с.

Також важливим недоліком газотурбінної установки є виробничий шум. При роботі установки виникає шум з частотою понад 2000 Гц та рівня звукового тиску понад 140 дБ. Основними джерелами шуму в газотурбінному агрегаті є: вхідний тракт осьового компресора, вихідний тракт турбіни, корпус газотурбінної установки і камери згорання, нагнітач з патрубками, теплообмінні апарати газотурбінного агрегату, насоси, вентилятори, трубопроводи, рама-маслобак. В табл. 5.1 приведені допустимі рівні шуму на робочому місці (ГОСТ 12.1.003-83).

Таблиця 5.1 - Допустимі рівні шуму на робочому місці

Тип приміщення	Частота октавних полос, Гц								Рівень шуму
	63	125	250	500	1000	2000	4000	5000	
Робоча зона	Рівень звукового тиску, дБ								85
	99	92	86	83	80	78	76	74	

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
					КР.142.6231м.06.05.ПЗ					83
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

В процесі роботи газотурбінної установки виникає вібрація, головною причиною якої є неврівноважений силовий вплив. При роботі газотурбінного двигуна всі його деталі і вузли здійснюють резонансні і вимушені коливання механічного та аеродинамічного характеру. Вібрація виникає при роботі ротора, передач приводних механізмів та підшипників. Ця вібрація передається крізь корпус газотурбінного двигуна на раму. Вібрація, яка виникає, негативно впливає на навколишнє середовище і людину.

Згідно ГОСТ 12.1.012 – 90 параметрами для нормування при оцінюванні вібрації є середньоквадратичні значення швидкості та їх логарифмічні рівні в октавних полосах середньо геометричних частот. Норми обмеження загальної вібрації приведені в табл. 5.2

Таблиця 5.2 - Норми обмеження загальної вібрації

Тип приміщення	Середньоквадратичне значення віброшвидкості, м/с					
	1,3	0,45	0,22	0,2	0,2	0,2
	Октавні полоси середньологарифмічних частот, Гц					
	2	4	8	16	31,5	63
	Логарифмічні рівні швидкості, дБ					
	108	99	93	92	92	92

В зв'язку з використанням різноманітного електричного обладнання при роботі газотурбінного двигуна виникає небезпека ураження обслуговуючого персоналу електричним струмом. Тому необхідно передбачити, щоб обладнання було заземлене, а також видати працюючим засоби індивідуального захисту від ураження електричним струмом (діелектричні рукавиці, резинові килимки).

Під час роботи газотурбінного агрегату спостерігаються високі тиски палива, масла та повітря, в зв'язку з чим існує небезпека руйнування апаратів, що знаходяться під тиском.

Специфікою роботи електростанції є те, що робочим тілом служить природний газ. Цей газ не має ні кольору ні запаху, тому важко встановити його наявність в приміщенні електростанції. Для виявлення газу, а також теплоносіїв, в газопровідні комунікації вводять сильнопахнучі речовини – адоранти. Гранично допустима концентрація газів в приміщенні електростанції не повинна перевищувати 0,05 мг/м³ (ГОСТ 12.1.005- 88).

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.06.05.ПЗ	Арк.
						84
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.2 Система пожежогасіння

Причини виникнення пожеж в приміщенні електростанції:

- несправність газоходів вихлопних колекторів;
- порушення правил збереження палива та масла;
- витоки палива та масла;
- несправність електропроводки і електрообладнання (коротке замикання,

пере навантаження та великі перехідні опори);

- недотримання графіка планового ремонту, знос і корозія обладнання;
- несправність запірної арматури і відсутність заглушок на апаратах та

трубопроводах, що ремонтуються або законсервовані.

Для попередження пожеж в машинному відділенні електростанції передбачені наступні заходи:

- організаційні - передбачають правильну експлуатацію обладнання, протипожежний інструктаж працюючих;

- технічні – це дотримання протипожежних правил та норм при устрою електропроводів та обладнання, опалення, вентиляції, освітлення, правильне розміщення обладнання; забезпечення надійного захисту електропроводки ізоляцією; легко запальні матеріали вкриваються вогнетривкою фарбою;

- режимного характеру – це заборона паління і відкритого вогню в машинному відділенні, в місцях, які для цього непризначені, здійснення зварювальних робіт в пожежонебезпечних приміщеннях;

- експлуатаційні – це своєчасні профілактичні огляди та ремонти обладнання.

Приміщення машинного відділення електростанції повинно бути оснащено протипожежною сигналізацією, системою пожежогасіння, а також вуглекислотними та пінними вогнегасниками і пожежним щитом. Для гасіння пожежі використовується вуглекислотна система пожежогасіння (рис.5.1).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.05.ПЗ	Арк.
						85

Таблиця 5.3 - Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

Назва приміщення	Об'єм приміщення $V, \text{м}^3$	Коефіцієнт φ	Кількість вуглекислого газу		Кількість балонів $n, \text{шт.}$	Діаметр магістралі $d_2, \text{м}$	Діаметр трубопроводів $d_{\text{в}}, \text{м}$	Кількість сопел $n_3, \text{шт.}$	Час випуску $T, \text{с}$
Блок ГТА	300	0,35	Розрахункове	Прийняте	8	0,85	0,028	5	78,34
			187,9	200					

Продовження розрахунку наведено в таблиці 5.4

Таблиця 5.4 - Розрахунок системи вуглекислотного пожежогасіння

№	Назва величини	Позначення	Умовний прохід	
			90	30
1.	Зовнішній діаметр, мм	d	100	34
2.	Розрахунковий тиск, МПа	P	12,5	5
3.	Розрахункова товщина стінки, мм	S_0	6,04	1,5
4.	Коефіцієнт, враховуючий утоньшення стінки	b	0,967	0,240
5.	Припуск на корозію, мм	c	0,3	0,3
6.	Найменш допустима товщина по ГОСТу, мм	S_p	7,0	2,0
7.	Приймаєма товщина стінки, мм	S_n	8,5	8,5
8.	Зовнішній діаметр, мм	d_n	98,5	35

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

					КР.142.6231м.06.05.ПЗ	Арк.
						88
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4 Розробка заходів щодо зменшення впливу небезпечних та шкідливих факторів

Так як в приміщенні електростанції підвищена температура робочої зони, то для оздоровлення повітряного середовища використовують вентиляцію, котра видаляє нагріте повітря з приміщення і подає в нього свіже; застосовують дистанційне керування при роботі обладнання. Велике значення для оздоровлення повітряного середовища має надійна герметизація обладнання, зокрема, газопроводів, насосів, компресорів.

Для зниження рівня шуму газотурбінного агрегату застосовують наступні заходи:

- заміняють, коли це можливо, підшипники кочення на підшипники ковзання, це знижує шум на (10 – 14) дБ;
- при виборі металу для виготовлення деталей необхідно враховувати, що внутрішнє тертя в різних металах не однакове, хромування турбінних лопаток зменшує їх звучність;
- застосування примусового змащування тертьових поверхонь в зчленуваннях;
- застосовування балансування обертових елементів;
- використовувати прокладочні матеріали та пружні вставки в з'єднаннях;
- зменшення шуму на шляху його розповсюдження за рахунок використання звукоізолюючих огорожень і кожухів, екранів і кабін;
- акустична обробка приміщень;
- зміна напрямку випромінювання шуму, наприклад, отвір повітрязаборної шахти треба бути розташувати так, щоб максимум випромінювального шуму було направлено в протилежну сторону від робочих місць.

Для зменшення шуму, що виникає при роботі газотурбінного двигуна, використовують звукопоглинання і звукоізолюючі матеріали в різних шумоподавляючих пристроях, а також шляхом вдосконалення обладнання (покращення аеродинамічних характеристик міцної частини двигуна).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	- застосування примусового змащування тертьових поверхонь в зчленуваннях;									
					- застосовування балансування обертових елементів;									
					- використовувати прокладочні матеріали та пружні вставки в з'єднаннях;									
					- зменшення шуму на шляху його розповсюдження за рахунок використання звукоізолюючих огорожень і кожухів, екранів і кабін;									
					- акустична обробка приміщень;									
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	- зміна напрямку випромінювання шуму, наприклад, отвір повітрязаборної шахти треба бути розташувати так, щоб максимум випромінювального шуму було направлено в протилежну сторону від робочих місць.									
					Для зменшення шуму, що виникає при роботі газотурбінного двигуна, використовують звукопоглинання і звукоізолюючі матеріали в різних шумоподавляючих пристроях, а також шляхом вдосконалення обладнання (покращення аеродинамічних характеристик міцної частини двигуна).									
					КР.142.6231м.06.05.ПЗ									
										Арк.				
										89				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										

Розглянемо більш детально заходи щодо зниження шуму в кожному із перерахованих джерел. Найбільш сильне джерело шуму – це повітрязабірний пристрій. Для зниження рівня шуму використовують акустичну обробку вхідного та вихідного патрубків (покриття зсередини звукопоглинаючим матеріалом), що дозволяє знизити рівень шуму до 10 дБ; встановлюють в трактах забору повітря і зкидання димових газів глушники.

Для зниження шуму корпусу турбоагрегату використовують суцільний герметичний звукоізолюючий кожух та облицювання приміщення електростанції звукоізолюючим матеріалом.

Для зменшення шуму нагнітача природного газу використовують покриття звукопоглинаючим матеріалом патрубків, корпусу, кришки.

Для виключення передачі шуму на раму – маслобак використовують амортизаційні прокладки.

Для боротьби з вібрацією використовують наступні заходи:

вібродемпфування та віброізоляція. Так за допомогою вібродемпфування, енергія механічних коливань перетворюється в теплову енергію. Вібродемпфування використовується для зниження вібрацій, які визвані коливаннями металевих поверхонь. Встановлення віброізоляторів дозволяє послабити передачу коливань від джерела коливань до суміжних елементів.

Для зниження вібрації в приміщенні електростанції, турбокомпресорний блок встановлюють на фундамент, який не пов'язаний з фундаментом будівлі (ГОСТ 12.1.012. – 90).

Для виключення можливості руйнування апаратів, котрі знаходяться під тиском, на них встановлюють аварійні клапани, котрі при спрацьовуванні знижують тиск, запобігаючи тим самим їх руйнування.

Так як газотурбінний агрегат встановлено в індивідуальному боксі, то в приміщенні відсутнє природне освітлення. Для забезпечення роботи станції необхідно розробити систему штучного освітлення (норма освітленості в приміщенні компресорної станції згідно нормативним документам – 150 лю).

Инов. № подл.	Підпис і дата				
	Инов. № дубл.				
	Взам. инов. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.05.ПЗ 90
Арк. 90					

[illegible]

РОЗДІЛ 6 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Людство постійно пов'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.

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 науковоо-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.

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

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.

З сторони газотурбінної установки найбільш значними факторами, що впливають на навколишнє середовище є викиди тепла і шкідливих речовин в атмосферу, в яких присутні: продукти повного згорання оксидів азоту (IV) NO_2 і оксидів сірки

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.06.ПЗ	Арк.
						92

(IV) SO_2 ; продукти неповного згорання C , CO , C_xH_y ; оксиди азоту NO_x , двооксид 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 встановлено середньодобові граничнодопустимі концентрації компонентів в атмосферному повітрі населених пунктів: $\text{CO}=1\text{мг/м}^3$; вуглеводні $\text{C}_{20}\text{H}_{12}=2,5\text{ мг/м}^3$; $\text{NO}_x=0,085\text{ мг/м}^3$. Граничнодопустимі концентрації в повітрі робочої зони приведені в ГОСТ 12.1.005-88 і регламентовано санітарними нормами.

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:

1. Для теплозабезпечення у вигляді гарячої води або повітря та використання для обігріву і вентиляції, як приміщення самої електростанції, так і житлових приміщень і службових приміщень, селища обслуговуючого персоналу, теплично-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 тепло забезпечення 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 газу, що транспортується або для зниження температури повітря в циклі газотурбінної установки.

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

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

Инов. № подл.	Підпис і дата					КР.142.6231м.06.06.ПЗ Арк. 93
	Взам. інв. №					
	Инв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата						

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

- продукти повного згорання палива, котрі сприяють виникненню кислотних дощів і “парникового ефекту”; SO_2 – впливає на верхні дихальні шляхи, викликаючи здавлення і руйнуючі дії, а також призводить до утворення сірчаної кислоти;
- окис вуглецю (II) CO , з’єднуючись з гемоглобіном крові, зменшує її здатність переносити кисень, а також негативно впливає на центральну нервову систему людини та тварин;
- оксиди азоту (II) і (IV) NO , NO_2 сприяють утворенню азотної і азотистої кислот, котрі роз’їдають слизисті оболонки, руйнують м’язову тканину, викликають незворотні перетворення серцево-судинної системи;
- 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;
- альдегіди та формальдегіди мають алергенний вплив;
- сажа.

6.2 Розробка заходів щодо зменшення шкідливих викидів газотурбінних установок електростанцій

На цей час в стаціонарних установках використовують, в якості палива, природний газ і спостерігаються високі температури газу перед турбіною високого тиску.

1. Заходи по зниженню емісій CO і C_xH_y зводяться до підтримання в реакційному об’єму достатньо високого температурного рівня. З точки зору зменшення емісій продуктів не згорання палива перевага надається камерам згорання з дифузійним методом сумішоутворення, котрі підтримують стабільний температурний рівень в зоні реакції. Цей метод вимагає інтенсифікації перемішування палива з повітрям. Для покращення процесу сумішоутворення використовують багатоступінчасті та багатосоплові форсунки, котрі працюють на перепаді тиску повітря у фронтівому пристрої камери згорання, застосовують пневматичний розпил палива.

Ивв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.06.06.ПЗ	Арк. 94
	Ивв. № дубл.					
	Взам. ивв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

При розробці нових газотурбінних двигунів проблемі емісій шкідливих речовин приділяється особлива увага, а у старих типів двигунів вміст шкідливих речовин в продуктах згорання дуже високий і не відповідає постійно зростаючим обмеженням по їх вмісту, що не дає можливості виходу на зовнішній ринок з цією продукцією. Тому для зниження викидів шкідливих речовин необхідно проводити модернізацію таких двигунів.

Існує декілька способів досягнення цієї мети, більшість з них не потребує значних змін конструкції камери згорання, системи палива та системи управління агрегатом.

В основу екологічної модернізації камер згорання двигуна покладено зміна процесу горіння в жаровій трубі. Ця зміна повинна бути виконана в двох напрямках:

- зниження температури факелу в первинній зоні жарової труби;
- зменшення часу перебування газів в зоні високих температур.

Поставлені задачі екологічної досконалості камер згорання вирішуються за рахунок об'єднання паливо-повітряної суміші в зоні горіння і роздроблення факелу на складові частини. Це дозволяє зменшити температуру факелу в первинній зоні жарової труби та зменшити час перебування газів в зоні високих температур.

Подальша модернізація передбачає: додатково до об'єднання паливо-повітряної суміші, введення попереднього змішування палива з повітрям поза зоною горіння. Газ подається крізь отвори і змішується з повітрям в між лопатковому каналі.

Ефективним методом зниження СО є також заміна плівкового охолодження жарових труб на конвективне.

Ивв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.06.06.ПЗ Арк. 96
	Ивв. № дубл.				
	Взам. ивв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

[illegible]

РОЗДІЛ 7 ЦИВІЛЬНИЙ ЗАХИСТ

7.1 Мета та основні завдання цивільного захисту

Цивільний захист України є державною системою органів управління, сил і засобів, що створюється для організації і забезпечення захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій техногенного, екологічного, природного та воєнного характеру.

Цивільний захист – це система організаційних, інженерно-технічних, санітарно-гігієнічних, протиепідемічних та інших заходів, які здійснюються центральними та 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 НС, які загрожують життю та здоров'ю людей, завдають матеріальних збитків у мирний час і в особливий період.

З метою забезпечення реалізації державної політики у сфері цивільного захисту населення і територій від НС в Україні відповідно до Закону "Про захист населення і територій від НС техногенного та природного характеру" створена Єдина державна система цивільного захисту населення і територій (ЄДС ЦЗ) - сукупність органів управління, сил та засобів центральних і місцевих органів виконавчої влади, органів місцевого самоврядування, на які покладається реалізація державної політики у сфері ЦЗ. Вона є складовою національної безпеки, а виконання її завдань – важливим обов'язком органів виконавчої влади всіх рівнів. Структуру ЄДС ЦЗ становлять центральні та місцеві органи виконавчої влади, органи місцевого самоврядування і створювані ними функціональні та територіальні підсистеми ЄДС ЦЗ (як складові частини ЄДС).

Державними органами управління у сфері захисту населення та територій від надзвичайних ситуацій техногенного та природного характеру є:

- Кабінет Міністрів України;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ	Арк.
						98

- спеціально уповноважений центральний орган виконавчої влади, до компетенції якого віднесено питання захисту населення і територій від НС техногенного та природного характеру;

- інші спеціально уповноважені центральні органи виконавчої влади;

- місцеві органи виконавчої влади в межах повноважень, визначених законом;

- органи місцевого самоврядування в межах повноважень, визначених законом.

Основною метою створення єдиної державної системи є забезпечення реалізації державної політики у сфері запобігання і реагування на надзвичайні ситуації, цивільного захисту населення.

Завданнями єдиної державної системи є:

- розроблення нормативно-правових актів, а також норм, правил та стандартів з питань запобігання надзвичайним ситуаціям та забезпечення захисту населення і територій від їх наслідків;

- забезпечення готовності центральних та місцевих органів виконавчої влади, виконавчих органів рад, підпорядкованих їм сил і засобів до дій, спрямованих на запобігання і реагування на надзвичайні ситуації;

- забезпечення реалізації заходів щодо запобігання виникненню надзвичайних ситуацій;

- навчання населення щодо поведінки та дій у разі виникнення надзвичайної ситуації;

- виконання цільових і науково-технічних програм, спрямованих на запобігання надзвичайним ситуаціям, забезпечення сталого функціонування підприємств, установ та організацій, зменшення можливих матеріальних втрат;

- збирання і аналітичне опрацювання інформації про надзвичайні ситуації, видання інформаційних матеріалів з питань захисту населення і територій від наслідків надзвичайних ситуацій;

- прогнозування і оцінка соціально-економічних наслідків надзвичайних ситуацій, визначення на основі прогнозу потреби в силах, засобах, матеріальних та фінансових ресурсах;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ	Арк.
						99

- створення, раціональне збереження і використання резерву матеріальних та фінансових ресурсів, необхідних для запобігання і реагування на надзвичайні ситуації;
- проведення державної експертизи, забезпечення нагляду за дотриманням вимог щодо захисту населення і територій від надзвичайних ситуацій (у межах повноважень центральних та місцевих органів виконавчої влади);
- оповіщення населення про загрозу та виникнення надзвичайних ситуацій, своєчасне та достовірне його інформування про фактичну обстановку і вжиті заходи;
- захист населення у разі виникнення надзвичайних ситуацій;
- проведення рятувальних та інших невідкладних робіт щодо ліквідації надзвичайних ситуацій, організація життєзабезпечення постраждалого населення;
- пом'якшення можливих наслідків надзвичайних ситуацій у разі їх виникнення;
- здійснення заходів щодо соціального захисту постраждалого населення, проведення гуманітарних акцій;
- реалізація визначених законодавством прав у сфері захисту населення від наслідків надзвичайних ситуацій, в тому числі осіб (чи їх сімей), що брали безпосередню участь у ліквідації цих ситуацій;
- участь у міжнародному співробітництві у сфері цивільного захисту населення.

Надзвичайні ситуації в Україні та їх класифікація

Надзвичайна ситуація - порушення нормальних умов життя і діяльності людей на об'єкті або території, спричинене аварією, катастрофою, стихійним лихом, епідемією, епізоотією, епіфітотією, великою пожежею, застосуванням засобів ураження, що призвели або можуть призвести до людських і матеріальних втрат.

Надзвичайні ситуації класифікують за характером походження, ступенем поширення, розміром людських втрат і матеріальних збитків.

Ив. № подл.	Підпис і дата					Арк. 100
	Взам. инв. №					
	Инв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ	

Види надзвичайних ситуацій (залежно від характеру походження, що можуть зумовити виникнення НС на території України): техногенного, природного, соціального та воєнного характерів.

Надзвичайна ситуація техногенного характеру – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об’єкті на ній або на водному об’єкті внаслідок транспортної аварії (катастрофи) пожежі, вибуху, аварії з викиданням (загрозою викидання) небезпечних хімічних, радіоактивних та біологічно небезпечних речовин, руйнування споруд тощо.

Надзвичайна ситуація природного характеру – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об’єкті на ній або на водному об’єкті, пов’язане з небезпечним геофізичним, геологічним чи гідрологічним явищем, деградацією ґрунтів чи надр, пожежею у природних екологічних системах, зміною стану повітряного басейну, інфекційною захворюваністю та отруєнням людей, інфекційним захворюванням свійських тварин, масовою загибеллю диких тварин, ураженням сільськогосподарських рослин хворобами та шкідниками тощо.

Надзвичайна ситуація соціального характеру – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об’єкті на ній або на водному об’єкті спричинене протиправними діями терористичного і антиконституційного спрямування, або пов’язане із зникненням (викраденням) зброї та небезпечних речовин, нещасними випадками з людьми тощо.

Надзвичайна ситуація воєнного характеру – це порушення нормальних умов життя і діяльності людей на окремій території чи об’єкті на ній або на водному об’єкті спричинене застосуванням звичайної зброї або зброї масового ураження, під час якого виникають вторинні чинники ураження населення, що визначаються окремими нормативними документами.

Инов. № подл.	Підпис і дата				
	Инв. № дубл.				
	Взам. инв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ 101

7.2 Обґрунтування необхідності дослідження стійкості об'єктів господарської діяльності

Під стійкістю об'єкту господарської діяльності (ОГД) розуміють можливість виконувати свої функції (випускати продукцію, надавати послуги тощо) в умовах надзвичайних ситуацій, а також пристосованість даного об'єкта до швидкого відновлення після пошкодження.

Зниження рівня ризику виникнення НС техногенно-екологічного характеру на об'єктах господарської діяльності досягається завчасним проведенням організаційних, інженерно-технічних та інших заходів. Ці заходи плануються і здійснюються начальником цивільної оборони об'єкта.

Заходи, що здійснюються для зменшення ймовірності виникнення надзвичайних ситуацій:

- систематичні перевірки посадовими особами району (об'єкта) і державними інспекторами стану будинків, споруд, технологічного обладнання, електрогосподарства, газо- і нафтопроводів, теплових трас;
- перевірка утримання та готовності системи виявлення витoku НХР, оповіщення працюючого персоналу і населення;
- перевірка ефективності вентиляційних, в тому числі і аварійних, систем, надійності герметизації ємностей, які працюють під тиском;
- перевірка працездатності контрольно-вимірювальної, захисної та блокувальної апаратури;
- створення безпечних умов праці для виробничого персоналу;
- Забезпечення працюючого персоналу правилами, стандартами, нормами, інструкціями та іншими нормативними документами з техніки безпеки та охорони праці;
- здійснення профілактичних протипожежних заходів;
- контроль за справністю пожежного зв'язку, сигналізації, початкових засобів пожежогасіння, стану шляхів і під'їздів до об'єктів, справністю джерел протипожежного водопостачання;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ	Арк.
						102

- підготовка фонду захисних споруд, створення запасів засобів індивідуального захисту;
- нанесення на виробниче обладнання і комунікацію розпізнавальних знаків безпеки відповідно до вимог;
- перевірка відповідності технологічних процесів машин, механізмів, обладнання вимогам нормативних документів щодо безаварійної експлуатації, техніки безпеки та охорони праці;
- розробка і вдосконалення системи планів попереджувальних оглядів та ремонтів техніки;
- розробка і впровадження формулярів на кожний агрегат для відображення технічного стану обладнання з метою вдосконалення профілактичних заходів;
- розробка планів ліквідації аварійних ситуацій.

Закон **"Про цивільну оборону України"** гарантує громадянам України право на захист свого життя і здоров'я від наслідків аварій, катастроф, значних пожеж, стихійного лиха. Держава, як гарант цього права, створила систему цивільної оборони (ЦО), основною метою якої є захист населення від небезпечних наслідків надзвичайних ситуацій, що можуть виникнути як у мирний так і у воєнний час.

Згідно **статті 2** Закону "Про цивільну оборону України" завданням Цивільної оборони України є: запобігання виникненню надзвичайних ситуацій техногенного походження і запровадження заходів щодо зменшення збитків та втрат у разі аварій, катастроф, вибухів, великих пожеж та стихійного лиха.

Стійка робота об'єктів досягається:

- підвищенням надійності роботи та створенням дублюючих джерел енерго-, газо- та водопостачання, а також створенням запасів сировини, палива, комплектуючих деталей, обладнання та матеріалів;
- вдосконаленням технологічних процесів виробництва, забезпеченням автоматичного відключення при виході з ладу установок;
- будівництвом та обладнанням сховищ на підприємствах для робітників та службовців (для цього можуть бути використані шахти та інші виробітки);

Инов. № подл.	Підпис і дата					Арк. 103
	Взам. инв. №					
	Инв. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ	

- підготовкою в заміській зоні баз для розміщення науково-дослідних, конструкторських відділів та інших невиробничих підрозділів об'єкта;
- створенням на об'єктах захисних споруд для пунктів керування;
- постійною готовністю аварійно-рятувальних формувань до проведення рятувальних та невідкладних аварійних робіт;
- проведенням організаційних та інженерно-технічних заходів щодо підготовки об'єкта до особливого режиму роботи.

7.3 Аналіз видів, наслідків і критичності відмов (АВНKB) при функціонуванні електростанції

Згідно міждержавному стандарту “Аналіз видів, наслідків і критичності відмов” (УДК 62-192.001 від 01.01.1997), який встановлює порядок проведення та загальні методичні принципи аналізу видів, наслідків та критичності відмов:

Аналіз видів, наслідків і критичності відмов (АВНKB) - формалізована, контрольована процедура якісного аналізу проекту, технології виготовлення, правил експлуатації і зберігання, системи технічного обслуговування та ремонту виробу, що полягає у виготовленні на деякому рівні розширення його структури можливих відмов різного виду, а також простежуванні причинно-наслідкових зв'язків, що обумовлюють їх виникнення, і можливих (спостерігаємих) наслідків цих відмов на даному і вищестоящому рівнях, а також у якісній оцінці і ранжируванні відмов за рівнем важливості їх наслідків.

АВНKB проводять з метою обґрунтування, перевірки достатності, оцінки ефективності і контролю за реалізацією керуючих рішень, що направлені на вдосконалення конструкцій, технологій виготовлення правил експлуатації, системи технічного обслуговування в ремонті об'єкту і забезпечуючих попередження виникнення та/або послаблення вагомості можливих наслідків його відмов, досягнення характеристик безпеки, екологічності, ефективності та надійності. Необхідність проведення АВНKB полягає в тому, що кількість аварій, котрі трапляються останнім часом на Україні, зростає внаслідок морального та фізичного старіння обладнання та техно-

Ивв. № подл.	Підпис і дата				
	Ивв. № дубл.				
	Взам. ивв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ Арк. 104

логій виготовлення цього обладнання. Необхідність проведення АВНКВ конкретного об'єкту визначають за домовленістю зацікавлених сторін при вироблені вимог до програми забезпечення його надійності, що включається у контрактні документи (технічне завдання, договір та інше).

Рекомендується передбачувати проведення АВНКВ для таких об'єктів:

- у яких можливі відмови, що є загрозою щодо безпеки людини, небезпечного забруднення навколишньої середовища, значної економічної або іншої шкоди;
- пряме експериментальне підтвердження відповідності яких встановленим вимогам безпеки й надійності технічно неможливо або економічно недоцільно і проводиться розрахунками або розрахунково-експериментальними методами.

Проведення АВНКВ повинно бути обов'язковим у випадку коли відсутні вихідні дані для застосування інших методів аналізу надійності об'єкту (розрахункових та інших) або їх об'єм та/або достовірність на періоді життєвого циклу, який розглядається, об'єкту визнані недостатніми.

У даному випадку, виходячи з вищезазначеного, для машинного відділення корабля необхідно провести або аналіз відмов і їх наслідків, або дослідження надійності комплектуючого обладнання.

Характеристика дослідного об'єкту

Газотурбінна Установка ГТУ потужністю 25 МВт яка має двокаскадну схему. Двигун призначений для обертання редуктора за допомогою валопроводу зі сторони компресора. Після редуктора знижується число оборотів до 3000 об/хв. Після чого двигун працює на електрогенератор який виробляє електроенергію. Частота обертання ротора силової турбіни генератора складає 3000 об/хв.

Газотурбінна установка є небезпечним виробничим об'єктом, на якому можуть виникнути небезпечні події (руйнування підшипників редуктора; прорив газопроводу, що підводить газ; замикання генератора; розрив трубопроводу з парою; надмірна вібрація у турбіні; розрив кожуху двигуна. і т.п.).

При експлуатації ГТУ особливу увагу необхідно звернути на:

- виникнення сильної вібрації, що свідчить про ушкодження проточної частини, прогину ротора, вильоту лопаток;

Ив. № подл.	Підпис і дата					Арк. 105
	Взам. ів. №					
	Ив. № дубл.					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ	

- поява диму з підшипника турбіни й генератора (підвищення температури підшипників до 75°C небезпечно);
- зниження рівня масла в баку нижче граничного;
- осьове зрушення турбіни вище граничного;
- зниження вакууму до аварійного значення й надмірне нагрівання вихлопної частини турбіни.

Мірами забезпечення безпеки є заходи попередження аварій. Для якісного аналізу небезпеки застосовується вищезазначений Міждержавний стандарт надійності в техніці «Аналіз видів, наслідків і критичності відмов». При цьому розглядається кожний апарат ГТУ (редуктор, кожух двигуна, газопровід турбіни, електрогенератор, турбіна, трубопровід.) на предмет того, як він став несправним (вид і причина відмови) і який буде вплив відмови на технічну систему.

7.3.1 Визначення наслідків відмов елементів системи ГТУ

Аналіз оцінки наслідків відмов проводимо за **структурним методом**. Загальна схема (алгоритм) АВНКВ структурного методу включає наступні основні операції:

1. У відповідності з планом аналізу встановлюють мінімальний рівень розукрупнення, з якого починають АВНКВ.
2. На основі функціональної блок - схеми об'єкту ідентифікують всі елементи обраного рівня розукрупнення.
3. Для кожного ідентифікованого елементу даного рівня на основі класифікаторів відмов що є, інженерного аналізу, апріорних даних, досвіду й знань дослідника складають перелік можливих видів відмов даного елементу.
4. Для кожного виду відмов обраного елемента визначають його можливі наслідки на розглядаємому й наступних рівнях структури об'єкту.
5. Для елементів, відмови яких зазначеного виду безпосередньо при водять до відмов об'єкту або зниженню якості його функціонування, оцінюють категорію важкості наслідків відмов.

6. Повторюють описані вище операції послідовного для елементів всіх вищестоящих рівнів розукрупнення. Наслідки відмов елементів нижчестоящего рівня, які

Инв. № подл.	Підпис і дата				Инв. № дубл.	Підпис і дата				
	Взам. инв. №					Инв. № дубл.				
	Підпис і дата					Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ					Арк. 106

не можуть бути виражені у вигляді впливу на функціонування елементів розглядаємого рівня, розглядають як самостійні види відмов на цьому рівні.

7. Виділяють відмови, категорія важкості наслідків або оцінки показників критичності яких перевищують межі, що встановлені планом аналізу, а елементи, відповідні цим відмовам, включають у перелік критичних елементів.

За структурним методом визначаємо наслідки, до яких призводять відмови визначених елементів системи ГТУ, заповнюємо робочий лист для проведення АВ-НКВ (табл. 7.1).

Критичність відмови C розраховують за формулою:

$$C = B_1 \cdot B_2 \cdot B_3,$$

де B_1, B_2, B_3 обираються з відповідних оціночних таблиць.

Таблиця 7.1 - Оцінки можливості відмов у балах

Види відмов по можливості виникнення за час експлуатації	Очікувана можливість відмов, оцінена експериментальним шляхом	Оцінка можливості відмови у балах B_1
Відмова практично не можлива	Менше 0,00005	1
Відмова мало вірогідна	Від 0,00005 до 0,001	2
Відмова має малу вірогідність, обумовлену точністю розрахунку	Від 0,001 до 0,005	3
Умірена можливість відмови		
Відмови можливі, але при іспитах не виявлялись	Від 0,005 до 0,01	4
Відмови можливі, виявлялись при іспитах	Від 0,001 до 0,005	5
Відмови можуть статись		
Висока вірогідність відмови	Від 0,001 до 0,005	6
Вірогідні повторні відмови		
	Від 0,005 до 0,01	7
	Від 0,01 до 0,10	8
	Більше 0,11	10

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

										Арк.
										107
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ					

Таблиця 7.2 – Оцінки послідовностей відмов

Опис наслідків відмов	Оцінка наслідків у балах B ₂
Відмова не приводить до помітних наслідків	1
Наслідки відмови незначні	2-3
Відмова призводить до помітного зниження експлуатаційних характеристик	4-6
Висока ступінь незадоволення споживача, але загроза від відмови не можлива	7-8
Відмова несе загрозу для людей або навколишнього середовища	9-10

Таблиця 7.3 – Оцінка можливості виявлення відмови до постачання виробу

Види відмов за можливістю знаходження до постачання	Вірогідність знаходження відмови, оцінена розрахунками або експертним шляхом	Оцінка вірогідності у балах B ₃
Дуже висока вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Більше 0,95	1
Висока вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Від 0,95 до 0,85	2-3
Помірна вірогідність виявлення відмови при контролі, зборці, випробуваннях	Від 0,85 до 0,45	4-6
Висока вірогідність постачання споживачу дефектного виробу	Від 0,45 до 0,25	7-8
Дуже висока вірогідність постачання споживачу дефектного виробу	Менше 0,25	9-10

Розрахунок критичності відмови: (редуктора, газопроводу турбіни, кожуху двигуна, електрогенератора, турбіни, трубопроводу).

- ## 1. Редуктор ГТУ

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=2 \cdot 1 \cdot 2=4 \text{ балів}$$

- ## 2. Газопровід турбіни.

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=4 \cdot 9 \cdot 4=144 \text{ балів}$$

- ### 3. Кожух двигуна

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=2 \cdot 3 \cdot 2=12 \text{ балів}$$

- #### 4. Электрогенератор

					КР.142.6231м.06.07.ПЗ	Арк.
						108
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=1 \cdot 9 \cdot 1=9 \text{ балів}$$

5. Турбіна

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=6 \cdot 7 \cdot 4=168 \text{ балів}$$

6. Трубопровід

$$C=B_1 \cdot B_2 \cdot B_3=2 \cdot 9 \cdot 3=54 \text{ балів}$$

Таблиця 7.4 - Робочий лист для проведення АВНKB ГТУ

На- ймену- вання елемен- та (фун- кції)	Вид (опис) відмови	Можливі причини відмови	Наслідки відмови				Рекоменда- ції по попе- редженню (зниженню) важкості наслідків відмови	Мож- ли- вість від- мови	Кри- тич- ність від- мови
			На рівні, який розг- лядається	На вище стоящому рівні	На рів- ні ви- робу (ГТУ)	Методи і засоби ви- явлення і локалізації відмови			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Газоп- ровід турбіни	1.Прорив	1. Погане ущільнен- ня (герме- тизація).	Витік газу. Пожежа.	Отруєння обслугову- ючого пер- соналу. Вибух.	Пош- код- ження ГТУ. Зни- ження потуж- ності устано- вки.	Вибухові попере- джувальні клапани. Проведення інструкта- жів для обслугову- ючого пер- соналу що- до дотри- мування ви- мог проти- пожежної безпеки й вибухобез- пеки.	Проведення паралельно- го (дублюю- чого) газоп- роводу. Встановлен- ня додатко- вих датчиків тиску. Зміц- нення газоп- роводу дода- тковими фланцями та муфтами	0,01	144
Кожух двигуна	1. Розрив	1. Ушко- дження при експ- луатації.	Розрив ко- рпусу	Миттєве зниження ефектив- ної поту- жності двигуна.	Вивід із ладу навіша- них агре- гатів. Зупинка усіх систем.	Автомат безпеки. Дотриман- ня інструк- ції по експ- луатації та технічному обслугову- ванню двигуна, що додається заводом- виробни- ком.	Перевірка цілісності кожуха дви- гуна перед кожним за- пуском. Ко- нтроль тер- модинаміч- них та віб- роакустич- них параме- трів робочо- го тіла, що контактує з кожухом. Зміцнення кожуха реб- рами жорст- кості та до- датковими переборками з металу	0,001	12

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

Продовж. табл. 7.4

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Електрогенератор	1.Замикання.	1.Порушення умов експлуатації.	Враження електричним струмом персоналу.	Вибух.	Виведення з лпду ГТУ. Аварійна зупинка установки.	Захисне відключення; Диференціальний захист генератора й двигуна	Удосконалення диференційного захисту.Щотижневий інструктаж з електробезпеки.	0.00005	9
Турбіна	1.Надмірна вібрація.	1.Ушкодження проточної частини; прогин ротора.	Ушкодження устаткування, травматизм персоналу.	Руйнування ГТД.	Пошкодження елементів ГТУ, та їх вихід з ладу.	Автомат безпеки. Система автоматичного пожежогашіння. Контроль за температурою, відключити турбіну. Дотримання правил експлуатації.	Встановлення додаткових датчиків контролю за обертами турбіни генератора та компресора; Використовувати чутливі термопари за контролем температури перед турбіною та на виході із турбіни; Проведення інструктажу за інструкцією по експлуатації кожні 7 днів.	0.005	168
Трубопровід	1.Розрив.	1.Перевищення тиску.	Опіки обслуговуючого персоналу. Розгерметизація системи.	Людські жертви Ушкодження механізмів.	Зовнішні ушкодження ГТУ..	Система аварійної сигналізації. Контроль за тиском	Використання найчутливіших термопар та датчиків тиску. При необхідності дублюючих.	0.001	54

Висновки

В результаті проведеного аналізу оцінки наслідків відмов за структурним методом щодо стійкості роботи елементів системи ГТУ яка працює на блоковій електростанції, були виявлені основні види відмов елементів системи ГТУ, які могли статися під час їх експлуатації. Були проаналізовані можливі причини відмов, а також наслідки цих відмов. На основі цього були вироблені рекомендації щодо попередження виникнення відмов і їх наслідків, а також конкретні заходи для запобігання відмов. Таким чином, в результаті проведеного аналізу щодо стійкості роботи елементів

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.06.07.ПЗ	Арк.
						110

Всі газові двигуни незалежно від варіанта місця їхні установки мають бути обладнані системою автоматичного пожежогасіння.

Инів. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.06.07.ПЗ				Арк.
				112

ВИСНОВКИ

1. В роботі, згідно із завданням кафедри турбін виконано розробку та дослідження вдосконаленого термодинамічного циклу й теплової схеми контактного ГТА з ТУК. На базі проведених досліджень розроблено перспективний контактний ГТА з ТУК потужністю 25 МВт для приводу генератора електричного струму на блоковій електростанції.

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

3. Аналізуючи отримані результати розрахункового дослідження можна зробити висновки, що, наприклад, використовуючи компресорний блок ГТД UGT15000 для сучасного та перспективного рівня температур газу перед турбінами ГТД (1500...1700) К цілком реально створити, наприклад енергетичний КГТА з пароводяним ТУК для електростанції, що буде мати ККД циклу від 52,8% до 55,3 %, а питому потужність 650...1050 кВт/(кг/с) відповідно.

4. Пропонується для детальної розробки перспективного контактного ГТА з ТУК для електростанції потужністю 25000 кВт прийняти наступні параметрами теплової схеми: $T_3 = 1515 \text{ К}$; $T_{\text{зов}} = 288 \text{ К}$; міра підвищення тиску в компресорі ГТД – 23,5.

5. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегату $\eta_e = 0,5144$, питома потужність $N_{\text{питГТД}} = 696,51$ кВт/(кг/с), питома витрата палива, без урахування рекуперації газів за ГТД, $C_{N_e} = 0,1399$ кг/(кВт·год).

6. Виконані розрахунки основних габаритних розмірів компресорної частини ГТА, камери згоряння, турбінної частини та проведено компонування ГТД.

7. Проведені заходи з техніки безпеки, та охорони праці, а також заходи по захисту навколишнього середовища, ЦЗ.

[illegible]

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Романовський, Г. Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів [Текст]: Навчальний посібник. / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
2. **Романов, В. И.** Николаевские газотурбинные двигатели и установки. История создания [Текст] / В. И. Романов // ГП НПКГ «Зоря»-«Машпроект», Центр НИОКР «Машпроект» - Николаев: Издательство «Юг-Информ», 2005. – 304 с.
3. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії [Текст]: Навчальний посібник / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук – Миколаїв: НУК, 2008. – 420с.
4. **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.
5. **Ващиленко, М. В.** Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування [Текст]: Навчальний посібник. / М. В. Ващиленко – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.

Інв. № подл.	5. Ващиленко, М. В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування [Текст]: Навчальний посібник. / М. В. Ващиленко – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.					
	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
					ДП.142.6231м.06.Л.ПЗ	Арк.
						114
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		