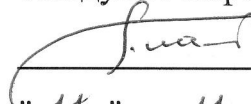


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри


" 11 " 11 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Дослідження контактного газотурбінного агрегату з
теплотилізаційним контуром потужністю 110 МВт для приводу
генератора електричного струму*

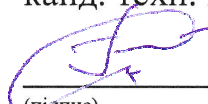
Виконав:

студент групи 6231м Олійник В.Р.


(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

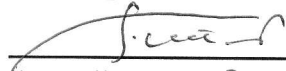

(підпис) Козловський А.В.

Миколаїв – 2022 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми


" 5 " 09 2022 р.

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

Студенту _____ Олійнику Віктору Руслановичу _____

1. Тема роботи:

" Дослідження контактного газотурбінного агрегату з теплотилізаційним контуром потужністю 110 МВт для приводу генератора електричного струму "

Керівник роботи: _____ канд. техн. наук, доцент Козловський А.В. _____

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2022 року

2. Термін подання роботи: _____ 20.11.2022 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) Потужність установки $N_e=110$ МВт, $T_3=1503$ К

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

- 4.1. Обґрунтування вибору теплової схеми ГТА.
- 4.2. Розрахунки турбіни.
- 4.3. Термодинамічні та газодинамічні розрахунки.
- 4.4. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.5. Заходи по техніці безпеки, та охороні праці.
- 4.6. Техніко-економічне обґрунтування розробки.

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання 05.09.2022

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Вибір теплової схеми та обґрунтування термодинамічних параметрів агрегату	5.09.2022	
2	Розрахунок теплової схеми агрегату на номінальному режимі роботи	16.09.2022	
3	Визначення габаритних розмірів основних елементів агрегату	21.09.2022	
4	Газодинамічний розрахунок турбомашин	28.09.2022	
5	Міцнісні розрахунки	05.10.2022	
6	Визначення осьових зусиль на роторі турбіни, розрахунок опорних та упорних підшипників	12.10.2022	
7	Розрахунки турбіни.	19.10.2022	
8	Розробка заходів по техніці безпеки, та охороні праці	03.11.2022	
9	Виконання техніко-економічного обґрунтування розробки	10.11.2022	
10	Оформлення пояснювальної записки, та подання її до захисту	20.11.2022	

Студент


 (підпис)

Олійник В. Р.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі проведено дослідження контактної газотурбінної установки з теплотилізаційним контуром потужністю 110 МВт для приводу генератора електричного струму. Послідовно освітлені наступні питання: вибір теплової схеми і її детальний тепловий розрахунок; визначення габаритів елементів агрегату і термогазодинамічні розрахунки турбін; розробка конструкції турбіни двигуна; розрахунок робочої лопатки та диска 1-го ступеня на міцність; розробка системи охолодження; аналіз небезпечних і шкідливих факторів у машинному залі та розробка системи штучного освітлення; визначення економічного ефекту проекрованої установки.

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

ABSTRACT

The work studies a contact gas turbine unit with a heat utilization circuit with a capacity of 110 MW for driving an electric current generator. The following issues are consistently covered: the choice of a thermal scheme and its detailed thermal calculation; determination of the dimensions of the unit elements and thermogasodynamic calculations of turbines; development of the engine turbine design; calculation of the working blade and disk of the 1st stage for strength; development of a cooling system; analysis of dangerous and harmful factors in the engine room and development of an artificial lighting system; determination of the economic effect of the designed installation.

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

					КР.142.6231м.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Пояснювальна записка.....	2
Завдання.....	3
Анотація.....	8
Список прийнятих скорочень.....	9
Вступ.....	11
1 Термо- і газодинамічні розрахунки	12
1.1 Інформаційно патентний пошук.....	13
1.2 Вибір теплової схеми	22
1.3 Оптимізація параметрів циклу КГТА	24
1.4 Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА.....	27
1.5 Визначення габаритних розмірів основних елементів КГТА	30
1.5.1 Габаритно-компоновочний розрахунок ГТД та побудова ескізу його ме- ридіонального перетину	30
1.5.2 Габаритний розрахунок ПГК.....	39
1.5.3 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора.....	44
1.6 Термодинамічний розрахунок турбіни	50
2 Конструювання та конструктивні розрахунки	54
2.1 Описання будови проектуємого газотурбінного агрегата	55
2.2 Розрахунок закрутки лопатки першого ступеня.....	60
2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня.....	64
2.4 Визначення запасу міцності диску першого ступеня.....	66
2.5 Розрахунок опорного підшипника.....	70
2.6 Система охолодження.....	71
3 Охорона праці	77
3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів в машинному залі електростанції (ЕС)	79
3.2 Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції ...	85
3.3 Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних	87
4 Охорона навколишнього середовища	89

Підпис і дата		1.5.3 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора..... 44				
Інв. № дубл.		1.6 Термодинамічний розрахунок турбіни 50				
Взам. інв. №		2 Конструювання та конструктивні розрахунки 54				
Підпис і дата		2.1 Описання будови проектуемого газотурбінного агрегата 55				
Інв. № подл.		2.2 Розрахунок закрутки лопатки першого ступеня 60				
		2.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня..... 64				
		2.4 Визначення запасу міцності диску першого ступеня..... 66				
		2.5 Розрахунок опорного підшипника..... 70				
		2.6 Система охолодження..... 71				
		3 Охорона праці 77				
		3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів в машинному залі електростанції (ЕС) 79				
		3.2 Вибір та розрахунок системи освітлення машинного залу електростанції ... 85				
		3.3 Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних 87				
		4 Охорона навколишнього середовища 89				
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.3.ПЗ.	Арк.
						5

4.1 Аналіз шкідливого впливу вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище	90
4.2 Методи зменшення викидів токсичних компонентів вихлопних газів	93
4.3 Заходи, застосовані до проектного двигуна щодо зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище.....	95
5 Техніко-економічний аналіз показників проектного устаткування	97
5.1 Порівняння характеристик базового і проектного ГТА	99
5.2 Розрахунок економічного ефекту від створення і використання проектного устаткування.....	101
Висновки	107
Список використаної літератури	109

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.3.ПЗ. 6

СПИСОК ПРИЙНЯТИХ СКОРОЧЕНЬ

ВП — випарна поверхня, випарник

ГТЗА — головний турбозубчатий агрегат

ГТА — газотурбінний агрегат

ГТД — газотурбінний двигун

ПГУ — парогазова установка

ГЦН — головний циркуляційний насос

ДІВ — джерела іонізуючого випромінювання

ДП НВКГ — Державне підприємство Науково-виробничий комплекс газотур-
бінобудування

ЖВ — живильна вода

ЖН — живильний насос

ЗІЗ — засоби індивідуального захисту

ЗІП — запасні частини і приладдя

ЕП — економайзерна поверхня, економайзер

КВПТ — коефіцієнт відновлення повного тиску

КН — конденсатный насос

ККД — коефіцієнт корисної дії

КЗ — камера згоряння

КСК — комплекс систем керування

МКВ — машинно-котельне відділення

МЗ — машинне зала

НВВ — нафтовмісні води

ОВ — опорний вінець

ПК — паровый конденсатор

ПП — пароперегрівна поверхня, пароперегрівник

СА — сопловый аппарат

САК — система автоматизованого керування

СДАК — система дистанційного автоматизованого керування і контролю

СЦК — система централізованого контролю

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КВПТ — коефіцієнт відновлення повного тиску КН — конденсатний насос ККД — коефіцієнт корисної дії КЗ — камера згоряння КСК — комплекс систем керування МКВ — машинно-котельне відділення МЗ — машинне зала НВВ — нафтовмісні води ОВ — опорний вінець ПК — паровий конденсатор ПП — пароперегрівна поверхня, пароперегрівник СА — сопловий апарат САК — система автоматизованого керування СДАК — система дистанційного автоматизованого керування і контролю СЦК — система централізованого контролю
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.СС.ПЗ.

ТГ — турбіна генератора
ТЗ — технічні засоби
ТКВТ — турбокомпресор високого тиску
ТКБ — турбокомпресорний блок
ТКНТ — турбокомпресор низького тиску
ТОА — теплообмінний апарат
ТУК — теплоутилізаційний контур
ТЯ — теплий ящик
УК — утилізаційний котел
УПГ — утилізаційний парогенератор
ЦО — цивільна оборона

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.СС.ПЗ.					Арк.
										10

Вступ

Потреби в електричній енергії у світі постійно ростуть, і від того яким способом ця енергія буде добуватися багато в чому залежить майбутнє людства. Газотурбінні установки знаходять усе більше застосування в енергетиці. Поряд з використанням ГТУ для транспортування природного газу, їх все частіше встановлюють на електростанції для покриття пікових і напівпікових навантажень, або використовують як резервні двигуни. Це пояснюється рядом переваг ГТУ в порівнянні з іншими установками, у числі яких:

- мала питома маса;
- компактність;
- висока агрегатна потужність одного двигуна;
- високий ступінь автоматизації;
- можливість швидкої агрегатної заміни, що сприяє зменшенню трудомісткості при ремонті.

Але незважаючи на масу достоїнств, ГТД мають і недоліки, головний з яких - це велика витрата палива, у порівнянні з іншими двигунами (дизелі, парові турбіни). Прямий шлях підвищення економічності - це повернення частини використаної теплоти газів, що відходять, назад у цикл. Це використовується в контактних ГТУ, у яких пара, що генерує в утилізаційному парогенераторі, використовується замість частини вторинного повітря. У такий спосіб знижується потужність компресора, і підвищується питома потужність всієї установки.

У кваліфікаційній роботі розглянутий контактний ГТА з ТУК потужністю 110 МВт для електростанції.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.Вс.ПЗ.	Арк.
						11

[illegible]

1.1 Інформаційно патентний пошук.

Газотурбінний двигун ГТД 110 (рис.1.1) призначений для використання в складі парогазових установок потужністю 325 і 170 МВт із метою вироблення електричної і теплової енергії в базовому, напівпіковому і піковому режимах застосування. На базі ГТД 110 за вимогою замовника може бути створена однорухова установка ГТЭ-110 з електрогенератором.



Рисунок 1.1 - Газотурбінний двигун ГТД 110

По своїх техніко-економічних характеристиках ГТД 110 відповідає кращим світовим зразкам і є першою установкою такого класу, створеної в країнах колишнього Радянського Союзу, що має температуру газів на вході в турбіну 1210 С, КПД – 36%, концентрацію NO_x у газах, що відходять - менш 50 мг/м³.

Маса двигуна в 1,5-2 рази менше, а вартість майже на 30% нижче світових зразків. По технічних і екологічних параметрах ГТД 110 відповідає вимогам ДСТ 29328 і міжнародному стандарту API-616 на промислові газові турбіни.

Відмінною рисою двигуна ГТД 110 є його малі габарити і маса, що не перевищує 50 тонн. Це дозволяє здійснювати постачання двигуна на місце експлуатації в цілком зібраному і випробуваному виді єдиним модулем на рамі в тепло і звукоізолюючому контейнері. Перед відправленням замовникові кожен зразок двигуна ГТД 110 проходить здавальні іспити з перевіркою його характеристик на номінальній потужності і пред'являється замовникові на відповідність параметрів, заданих у технічних умовах. Такий метод приймання газотурбінних двигунів і установок прийнятий в авіаційній і суднобудівній промисловості і дозволяє різко знизити вартість і час монтажних і пусконаладжувальних робіт з порівняння з традиційними енергетичними паротурбінними блоками. Загальний час монтажу і пусконаладжувальних робіт двигуна оцінюється приблизно в 1-1,5 місяця.

Привабливою особливістю ГТД 110 є можливість його установки на вже діючі електростанції.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.				Арк. 13

У процесі експлуатації забезпечується сервісне обслуговування. Капітальний ремонт виробляється на заводі-виготовлювачі.

Даний двигун створений у результаті виробничої кооперації з російською компанією НПО "Сатурн". Розробка велася за замовленням РАО "Єдині енергетичні системи Росії". Перший досвідчений двигун був виготовлений у 1998 р. По 2000-й рік він відробив чотири дослідно-доводочних цикли на дизельному і газоподібному паливі. Испиту на заводському стенді НПКГ "Зоря"- "Машпроект" показали повну відповідність експериментальних характеристик ГТД 110 їхнім проектним значенням і підтвердили правильність закладених у конструкцію рішень.

Другий двигун, зібраний у серпні 2001 р., після заводських іспитів був установлений на Іванівській ГРЕС (Росія) і проходить подальші іспити в складі стенда ГТЕ-110 з видачею електричної потужності в енергосистему. Проведений перший етап іспитів підтвердив надійність усіх систем станції.

Після завершення іспитів аналогічні установки намічається поставити на Конаківську, Щекінську і Краснодарську ГРЕС, Калінінградську ТЕЦ-2, Північно-Західну ТЕЦ ("Лененерго"), Элистинську ГРЕС і деякі інші об'єкти РАО ЄЕС. Орієнтований попит на ГТД 110 за експертними оцінками на найближчі десять років складає близько 100 шт.

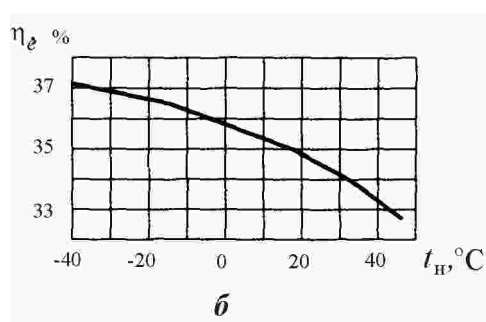
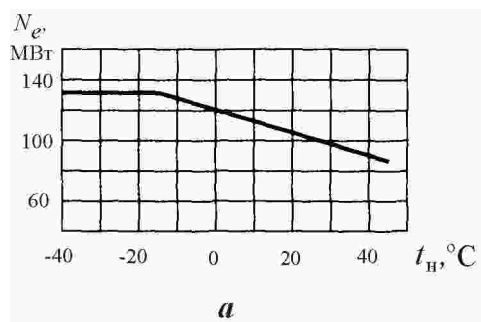


Рисунок 1.2 – Залежність потужності (а) і КПД (б) ГТД 110 від температури повітря на вході

Основні технічні характеристики ГТД 110 (в умовах ISO 2314) представлені в табл.1.1, експлуатаційні характеристики – на рис.1.2.

					КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.
						14
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 - Основні технічні характеристики ГТД 110

Параметр	Базовий режим	Піковий режим
Номінальна потужність, МВт	114,5	125
КПД, %	36	36,5
Витрата повітря, кг/с	357	357
Ступінь підвищення тиску	14,7	15,0
Температура газу перед турбіною, С	1210	1268
Витрата паливного газу ($H_u = 50090$ кДж/кг), кг/год.	22510	24220
Температура газу за ГТД, С	517	547
Частота обертання ротора ГТД, об/хв.	3000	3000
Ресурс до капітального ремонту, ч	25000 при числі пусків не більш 300	4000 при числі пусків не більш 1000
Ресурс до списання, ч	100000 при числі пусків не більш 1000	16000 при числі пусків не більш 5000
Зміст NO_x , (при 15% PRO_2), не більш, мг/нм ³	50	—
Довжина x ширина x висота, м, не більш	5,7 x 3,7 x 4,0	
Маса, т	50	

Російська сторона відносить створення ГТД 110 до числа пріоритетних розробок, упровадження яких дозволить ліквідувати наявне технологічне відставання електроенергетичного комплексу Росії від промислово розвинених країн. Передбачається, що двигун ГТД 110 стане основою гами двигунів потужністю від 60 до 160 МВт, застосовуваних у парогазових і енергетичних установках у діапазоні потужностей від 90 до 500 МВт із КПД від 55 до 58%.

Газотурбінний двигун ГТД 110 (рис.1.3) виконаний однокаскадним із двохопорним ротором, з добором потужності з боку компресора.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.
						15

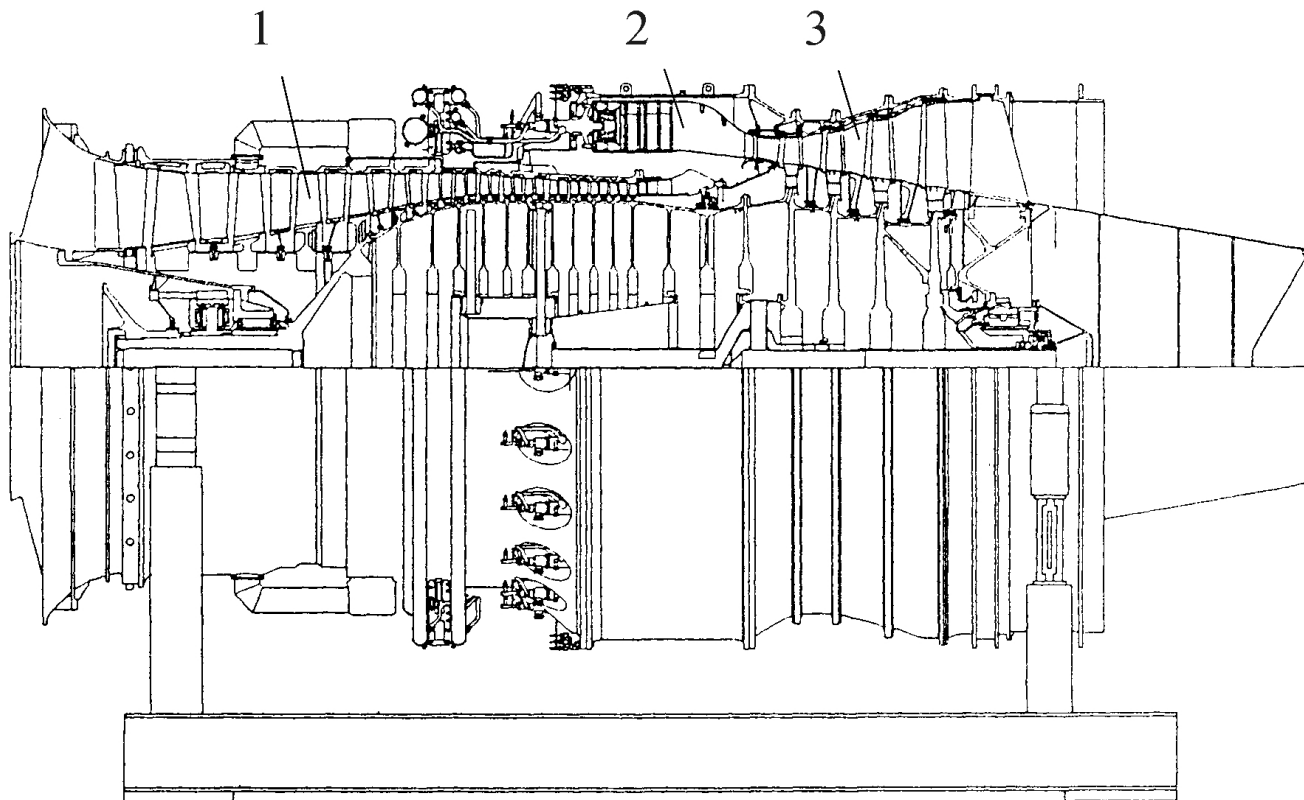


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема ГТД 110:
1 – компресор; 2 – камера згоряння; 3 – турбіна

Компресор (рис.1.4) – осьовий, має 15 ступенів. У ньому передбачене керування кутом установки лопаток поворотного входного направляючого апарата за допомогою електропривода.

Передній корпус компресора 1 є одним з елементів силової схеми двигуна. Через передній корпус передаються радіальні й осьові навантаження, що виникають при обертанні ротора, на передню опору двигуна 8. Передній корпус виконаний у виді профільованих обичайок, з'єднаних між собою профільними стійками. У проточній частині між зовнішньою і внутрішньою стінками здійснюється плавний поворот повітря від радіального напрямку до осьового.

У передньому корпусі розміщена передня опора ротора, входний направляючий апарат 2, на зовнішній обичайці змонтований механізм повороту входного направляючого апарата.

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

КР.142.6231м.04.01.ПЗ.

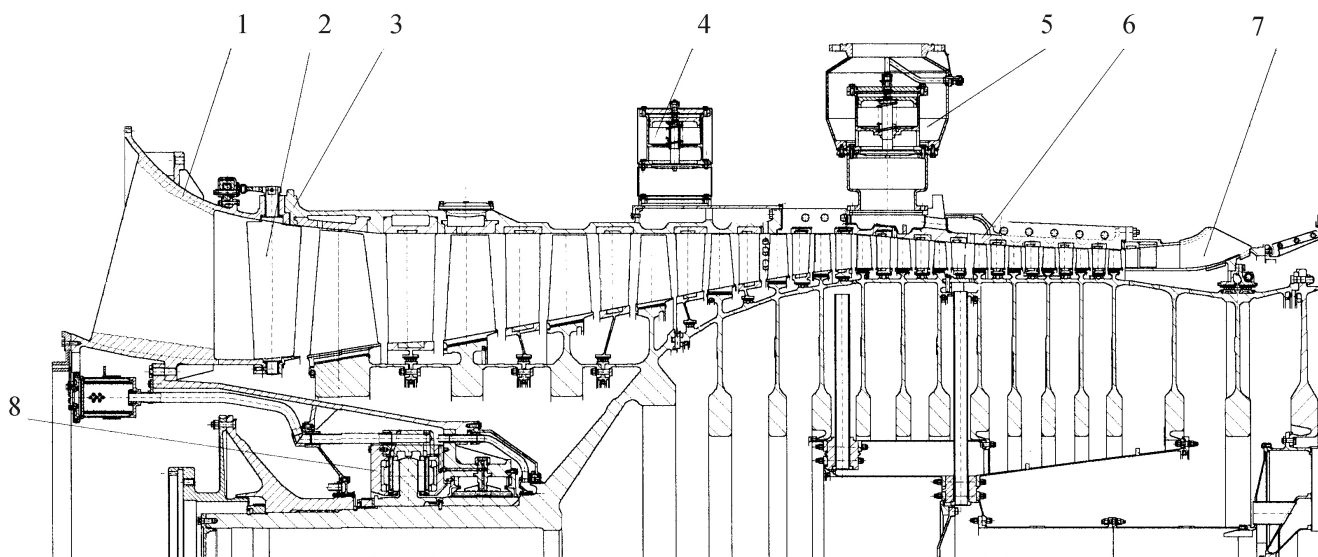


Рисунок 1.4 – Компресор двигуна ГТД 110:

1 – передній корпус; 2 – вхідний напрямний апарат; 3 – корпус 1-5-го ступенів; 4 – клапан перепуску; 5 – клапан перепуску з компенсатором; 6 – корпус 6-14-го ступенів; 7 – дифузор; 8 – передня опора

Передня опора складається з двох підшипників ковзання – опорного і упорного. Опорний підшипник ковзання складається з корпусу і п'яти самоустановлювальних сегментів. Сегменти на поверхні, що стикається з передньою цапфою ротора, мають антифрикційний шар. З азотованою поверхнею корпусу опори контактує криволінійна поверхня сегментів, що дозволяє їм самовстановлюватися щодо цапфи ротора.

Упорний підшипник ковзання – двосторонній, складається з 28 колодок і завзятого гребеня. Колодки розташовані по 14 штук з кожної сторони гребеня і з боку гребеня мають антифрикційний шар, із протилежної ж сторони в них уставлений сферичний упор з азотованої сталі, що спирається на пружні пластини. Сферичні упори дозволяють колодкам самовстановлюватися щодо завзятого гребеня, а пружні пластини, що прогинаються під дією осьової сили, компенсують перекіс завзятого гребеня. Змащення й охолодження деталей підшипника здійснюється струминною подачею олії з форсунок, установлених між колодками, і з отворів, що повідомляють масляні канали корпусу підшипника з його внутрішньою порожниною.

Корпус 1-5-й ступенів компресора 3 призначений для розміщення п'яти направляючих апаратів. Над робочими лопатками 1-й і 2-й ступенів організовані антизри-

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.			Арк.
								17

вні пристрої, виконані в корпусі компресора у виді кільцевих камер, у які повітря попадає через щілинні кільця.

Направляючі апарати виконані у виді зовнішнього і внутрішнього півкільця, з'єднаних між собою направляючими лопатками. Кожна лопатка в зовнішнє кільце установлюється хвостовиком типу "ласточкин хвіст", у внутрішнє кільце – призматичним хвостовиком. В внутрішніх кільцях лопатки фіксуються штифтовкою.

Корпус компресора – зварений, складається з двох половин з горизонтальним розніманням. За направляючим апаратом 5-го ступеня організований добір повітря при запуску ГТД. Корпус 6-14-х ступенів 6 містить у собі направляючі апарати 6-14-й ступенів. По своїй конструкції і матеріалові корпус і направляючі апарати аналогічні корпусові компресора і напрямним апаратам 1-5-й ступінь.

На корпусі 6 виконані добори повітря за 8-м ступенем на охолодження корпусів і соплових лопаток турбіни і добір повітря за 10-м ступенем, з якого через п'ять клапанів 5 здійснюється перепуск повітря в атмосферу для забезпечення усталеної роботи двигуна при запуску. Через 10-й ступінь через антиобледенілий клапан також виробляється добір повітря на антиобльодянілу систему.

Ротор компресора – дисково-барабанної конструкції, складається з трьох начіпних дисків (1-3-го ступенів), диска-цапфи 4-го ступеня, двох барабанів (5-10-го ступенів і 11-15-го ступенів), робочих лопаток.

Барабани з'єднані між собою і диском-цапфою за допомогою штифтів. Начіпні диски з'єднані між собою через лабіринтові втулки стяжними болтами. Робочі лопатки встановлені в пазах дисків замковою частиною типу "ласточкин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками.

За 7-м і 10-м ступенями за допомогою радіально встановлених труб організовані добори повітря в порожнину ротора. Добір за 7-м ступенем призначений для охолодження дисків компресора, а за 10-й – для охолодження ротора турбіни.

На 17-м диску компресора встановлений двохпоясний розвантажувальний лабіринт. На цьому ж диску мається фланець для з'єднання ротора компресора з ротором турбіни за допомогою призонних болтів.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	кож виробляється добір повітря на антиобльодянілу систему. Ротор компресора – дисково-барабанної конструкції, складається з трьох начіпних дисків (1-3-го ступенів), диска-цапфи 4-го ступеня, двох барабанів (5-10-го ступенів і 11-15-го ступенів), робочих лопаток. Барабани з'єднані між собою і диском-цапфою за допомогою штифтів. Начіпні диски з'єднані між собою через лабіринтові втулки стяжними болтами. Робочі лопатки встановлені в пазах дисків замковою частиною типу "ласточкин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками. За 7-м і 10-м ступенями за допомогою радіально встановлених труб організовані добори повітря в порожнину ротора. Добір за 7-м ступенем призначений для охолодження дисків компресора, а за 10-й – для охолодження ротора турбіни. На 17-м диску компресора встановлений двохпоясний розвантажувальний лабіринт. На цьому ж диску мається фланець для з'єднання ротора компресора з ротором турбіни за допомогою призонних болтів.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ. 18

Камера згоряння (рис.1.5) – протитокова, трубчасто-кільцевого типу, має двадцять жарових труб, що забезпечують роботу на двох видах палива – газоподібному і рідкому.

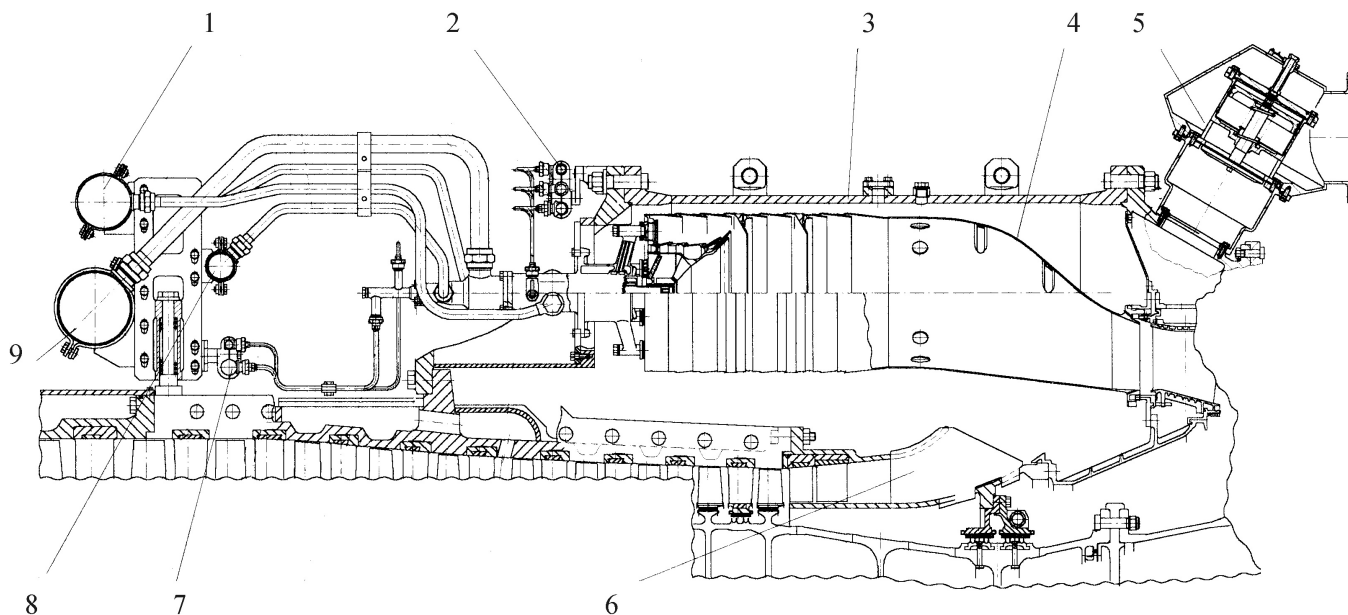


Рисунок 1.5. - Камера згоряння двигуна ГТД 110:

1 – газовий колектор форсунок пілотної зони; 2 – колектори рідкого палива форсунок пілотної зони; 3 – кожух камери згоряння; 4 – жарова труба; 5 – клапан перепуску повітря; 6 – дифузор; 7 – колектори рідкого палива основної форсунки; 8 – газовий колектор дифузійної зони; 9 – газовий колектор гомогенної зони

Жарові труби 4 складаються з двох частин: кільцевої головної частини й основної труби. Дві частини жарової труби утворюють дві зони горіння при роботі двигуна. Кожна кільцева частина має фронтову дошку з вісьма осерадіальними завихрювачами з передкамерою. Внутрішня стінка кільцевої частини виконана у виді циліндра із системою конвективно-загороджувального охолодження. Зовнішня стінка кільцевої частини й основної труби виготовлена двошарової, "черепичного" типу із системою конвективно-загороджувального охолодження.

Зовнішня стінка жарової труби складається з трьох сегментних частин, з'єднаних у циліндр. Кожен сегмент стінки складений з набору сегментних уставок, закріплених на зовнішньому корпусі за допомогою зачепів і заклепок.

У центрі головної частини жарової труби розташовується двох'ярусний завихрювач. Внутрішній ярус складається з лопаткового осерадіального завихрювача, що має 12 лопаток, з передкамерою. Зовнішній ярус складається з лопаткового осераді-

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ. Арк. 19

ального завихрювача, що також має 12 лопаток. Двох'ярусний завихрювач має 12 трубок підведення газоподібного палива.

Змішувач жарової труби виконаний у виді конфузорного (по газі) патрубка з конвективною і конвективно-загороджувальною системою охолодження. Роботу конвективної системи охолодження забезпечує повітря, що виходить з осерадіального дифузора 6, при обтіканні змішувача по поверхні з боку внутрішнього діаметра камери згоряння і бічних поверхонь.

Обойма жарової труби забезпечує газоплотне телескопічне з'єднання жарової труби з одним сопловим апаратом турбіни по чотирьох поверхнях. Крім закріплення жарової труби в сопловому апараті кожна жарова труба в районі головної частини кріпиться до силового корпусу двома фіксаторами.

Паливні форсунки – комбіновані, для подачі газоподібного і рідкого палива. Для запалення палива при запуску в камері згоряння передбачені плазменні запальники – два для газоподібного палива і два для рідкого палива.

Кожух 3 обмежує кільцевий канал камери згоряння по зовнішньому діаметрі і є елементом силової схеми двигуна. На ньому мають місце для установки запальників. Кожух складається з двох частин і має горизонтальне рознімання, що складається з фланцевого з'єднання і стяжної планки.

Турбіна двигуна (рис.1.6) – осьова, чотирьохступінчата, складається із соплових апаратів зі своїми зовнішніми корпусами, ротора 5, опорного вінця 6. Корпус турбіни має тільки вертикальні рознімання, корпус соплового апарата 2-го ступеня має горизонтальне рознімання, що забезпечує можливість демонтажу і заміни робочих лопаток 1-го і 2-го ступенів і соплових лопаток 2-го ступеня без розбирання інших корпусів двигуна.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					Арк.
										20

показниками необхідно використовувати, де це можливо, ускладнені схеми ГТД із задаванням більш високих початкових параметрів робочого тіла.

Одним з таких варіантів є контактна газопарова схема двигуна з вприском пари в камеру згоряння і уловлюванням води в циклі. Розроблена технологія дозволяє виділити пару з вихлопних газів та повернути її конденсат в цикл, що скорочує витрати на підготовку живильної води.

Теплоутилізаційний контур дозволяє отримати додаткову кількість тепла у вигляді пари чи гарячої води, які можуть бути використані в технологічних процесах теплопостачання.

В контактному конденсаторі відбувається охолодження вихлопних газів, що виходять з котла, та конденсація присутньої в них пари за рахунок впорскування в потік розпиленої охолоджуючої води із наступним її виділенням в суміші з конденсатом. Зібраний конденсат відводиться в систему очистки і охолодження циркуляційної води та конденсату і після видалення домішок знов подається в котел-утилізатор. Застосування контактних конденсаторів виключає винесення відпрацьованої енергетичної пари разом із вихлопними газами і скорочує втрати котлової води.

Крім того, установка здатна генерувати достатню кількість прісної води, яка утворюється внаслідок хімічної реакції окислення вуглеводневого палива при спалюванні в камері згоряння.

Завдяки високим енергетичним та економічним показникам установка найбільш перспективна для застосування в маловодних регіонах та в екологічно чистих районах, де існують жорсткі обмеження на кількість шкідливих викидів і водяної пари у складі вихлопних газів.

При підвищенні температури навколишнього середовища вище розрахункової потужність установки може бути збільшена за рахунок вприскування води на вхід двигуна (в КНТ)– так зване "вологе стиснення". При цьому забезпечується збереження номінальної потужності ГТД при різних температурах атмосферного повітря.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					

1.3 Оптимізація параметрів циклу ГТА.

З використанням прикладного програмного забезпечення з бібліотеки навчальних програм кафедри «Турбін» здійснюємо оптимізаційне параметричне дослідження заданого об'єкта: термодинамічного циклу КГТА з ТУК, одноступінчатої чи багатоступінчатої газової турбіни, процесів горіння в КС ГТД і т.д.

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1 СК [25]. Значення вихідних параметрів приведені в табл. 1.2

Таблиця 1.2 - Вихідні параметри

T_3, K	T_H, K	T_0, K	g_e	η_{ak}	η_{at}	η_{m_i}	η_{kc}
1520	288	1090	0,0220	0,900	0,900	0,990	0,9950

Задаємося інтервалом зміни параметра π_Σ від 10 до 36 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних

C:\STUDENT\GRUP5\isgta1ck.dat

і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми

C:\STUDENT\SPARTA\gta1ck.exe

За результатами розрахунку (табл. 1.3.2.), що знаходиться у файлі

C:\STUDENT\GRUP5\rzgta1ck.dat

будуємо графік – рис. 1.7 (Залежність ефективного ККД циклу КГТА з ТУК та $N_{eуд}$ від загального ступеня підвищення тиску в циклі).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.				Арк.
									24

Таблица 1.3 – Оптимізація параметрів циклу КГТА

ОПТИМИЗАЦИЯ ПАРАМЕТРОВ ЦИКЛА КГТА

СТУДЕНТ: гр. 6231м Олійник В.Р.

01. ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА, IRT (1-ГАЗОТУРБИННОЕ; 2-ПРИРОДН.ГАЗ)	2
02. ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД, ТЗН, К	1520.0
03. ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, ТН, К	288.0
04. ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, ТД, К	1090.0
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.	18.0
08. К.П.Д. РЕДУКТОРА, UR	1.0000
09. К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА, UAK	0.9000
10. К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ, UAT	0.9000
11. К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, UKS	0.9950
12. МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТУРБИН, UMT	0.9900
13. НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, QKN	10.00
14. КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, QKK	36.00
15. ШАГ ИЗМЕНЕНИЯ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ, DQK	1.00
16. К.В.П.Д. ПЕРЕХОДНИКА КОМПРЕССОРА, НК	1.0000
17. К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА, НВХ	0.9850
18. К.В.П.Д. ТРАКТА ПОДВОДА ПАРА В КС, НРР	0.9600
19. К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ, НКС	0.9600
20. К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ, НТ	1.0000
21. К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА, ННО	0.9850
22. К.В.П.Д. УПГ, НУРН	0.9750
23. К.В.П.Д. ПГК, НРНК	0.9750
24. ЭТАЛОН. ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ. РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА, OGE	0.0220
25. ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ, ТРВ, К	312.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ЦИКЛА КГТА

QKN UE NEYD T4 TRP T6 OGPP OGOX AL
КВТ/(КГ/С) К К К

10.0	0.4550	789.1	973.4	700.0	393.7	0.3169	0.1058	1.61
11.0	0.4671	777.6	954.8	700.0	396.9	0.2919	0.1021	1.68
12.0	0.4774	765.6	937.9	700.0	400.3	0.2703	0.0988	1.75
13.0	0.4856	758.4	924.6	700.0	403.5	0.2580	0.0902	1.79
14.0	0.4944	751.0	911.0	700.0	406.9	0.2447	0.0836	1.84
15.0	0.5013	738.2	897.6	700.0	410.2	0.2292	0.0814	1.90
16.0	0.5073	725.5	885.0	700.0	413.6	0.2152	0.0794	1.96
17.0	0.5127	713.0	873.3	700.0	416.9	0.2026	0.0774	2.01
18.0	0.5175	700.7	862.3	700.0	420.2	0.1911	0.0756	2.07
19.0	0.5217	688.6	851.8	700.0	423.5	0.1805	0.0739	2.12
20.0	0.5254	676.6	842.0	700.0	426.8	0.1707	0.0723	2.17
21.0	0.5287	664.9	832.6	700.0	430.0	0.1617	0.0707	2.23
22.0	0.5315	653.4	823.7	700.0	433.2	0.1533	0.0692	2.28
23.0	0.5348	644.7	815.4	700.0	436.5	0.1471	0.0657	2.32
24.0	0.5369	633.5	807.2	700.0	439.7	0.1396	0.0645	2.37
25.0	0.5388	622.3	799.4	700.0	442.8	0.1325	0.0634	2.42
26.0	0.5404	611.3	791.9	700.0	445.9	0.1258	0.0622	2.47
27.0	0.5412	603.8	785.7	700.0	449.0	0.1230	0.0575	2.51
28.0	0.5423	593.2	778.7	700.0	452.1	0.1169	0.0566	2.56
29.0	0.5433	582.8	772.0	700.0	455.1	0.1112	0.0557	2.61
30.0	0.5440	572.5	765.5	700.0	458.1	0.1056	0.0549	2.66
31.0	0.5448	562.3	759.2	700.0	461.1	0.1004	0.0540	2.71
32.0	0.5452	553.6	753.2	700.0	464.1	0.0959	0.0526	2.76
33.0	0.5453	543.6	747.3	700.0	467.0	0.0910	0.0519	2.81
34.0	0.5453	533.8	741.6	700.0	469.9	0.0863	0.0513	2.86
35.0	0.5449	524.9	736.2	696.2	472.6	0.0822	0.0507	2.91
36.0	0.5445	516.4	730.9	690.9	475.2	0.0784	0.0501	2.95

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										25
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					

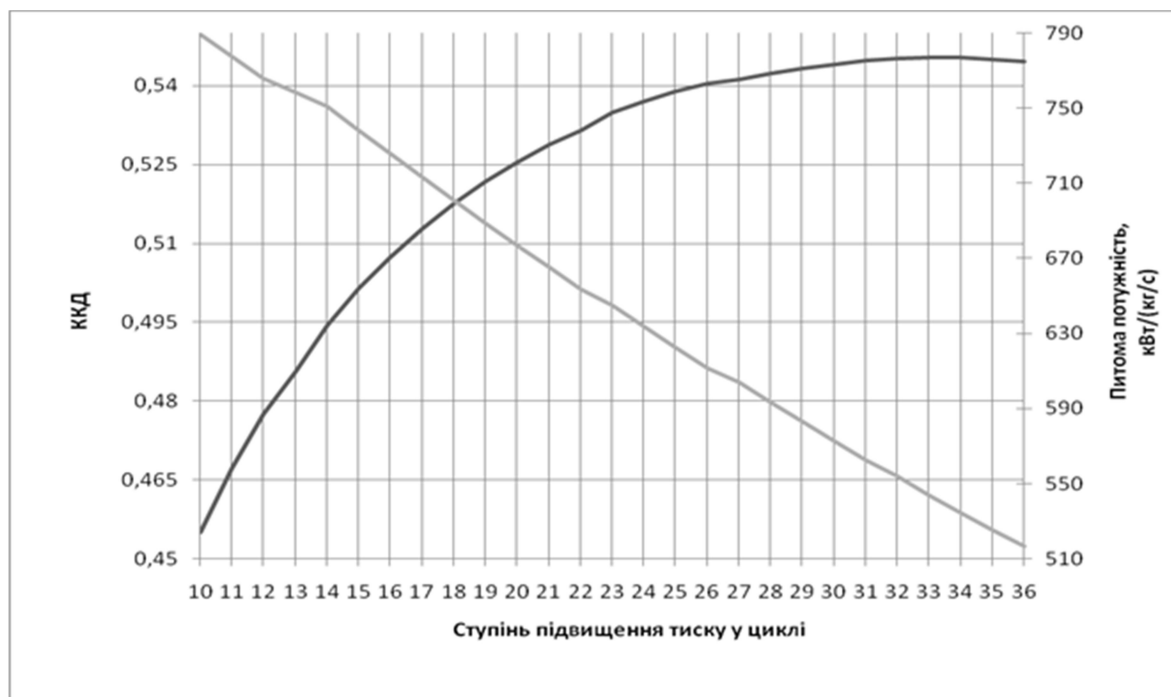


Рисунок 1.7 – Залежність ефективного ККД циклу КГТА з ТУК та $N_{eуд}$ від загального ступеня підвищення тиску в циклі

За результатами оптимізації циклу будуються графіки залежності ефективного ККД циклу КГТА з ТУК та $N_{eуд}$ від загального ступеня підвищення тиску в циклі. З графіку видно, що питома потужність зростає з ростом π_k , а потім плавно зменшується. Максимальний ККД досягається при $\pi_k = 33$, $\eta_e = 0,5453$. у зв'язку з тим, що в інтервалі $15 \dots 20 \pi_k$ не виявляє великого впливу на ККД циклу, проте помітно зростають масогабаритні показники металоємкості і вартості виготовлення двигуна, то π_k приймається рівною 18. при цьому $\eta_e = 0,5175$, $N_{y\partial} = 700,7$ кг/(кВт с). ККД усього на 0,12 % менший максимального при даних вихідних параметрах, а π_k на 50% нижча ніж π_k при максимальному ККД. приведені в табл. 1.3 в покроковій залежності від π_{Σ} (QK) – загального ступеня підвищення тиску в циклі.

Результати розрахунку:

- η_e (UTE) – ефективний КПД циклу ГТА;
- $N_{y\partial}$ (HU) – питома потужність у циклі ГТА кг/(кВт с),
- T_2 (T2) – температура повітря перед КЗ, К;
- T_4 (T4) – температура газу за турбіною, К;
- n_{ox} (NOX) – число охолоджуваних вінців турбіни;
- g_{ox} (GOX) – відносна витрата охолоджуваного повітря;
- α_o (ALO) – коефіцієнт надлишку повітря,

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					Арк.
										26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

1.4 Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА

Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА на режимі повної потужності виконується з метою визначення параметрів повітря, газу по тракці ГТД, їхніх масових витрат, параметрів і витрат пари і води в теплоутилізаційному контурі. Уточнюється економічність ГТА, оцінюються витрати енергії на власні потреби.

Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА проведено за допомогою програми "GTA2CK" [25] з використанням результатів, отриманих при оптимізації параметрів циклу КГТА. Список застосованих в програмі ідентифікаторів вихідних даних представлено в табл. 1.4.

Таблиця 1.4 - Список застосованих в програмі ідентифікаторів

Ідентифікатор	Назва параметра	Розмірність
Qk	Ступінь підвищення тиску в компресорі	
Gk	Витрата повітря в компресорі	кг/с
Uk	ККД. компресора	
T1	Температура повітря на вході в компресор	К
T2	Температура повітря на виході з компресора	К
DTk	Підігрів повітря в компресорі	К
P1	Тиск повітря на вході в компресор	МПа
P2	Тиск повітря на виході з компресора	МПа
CPB	Теплоємність повітря	кДж/(кг·К)
KB	Показник ізоентропи для повітря	
T1KS	Температура на вході в камеру згоряння	К
T2KS	Температура на виході з камери згоряння	К
P1KS	Тиск на вході в камеру згоряння	МПа
P2KS	Тиск на виході з камери згоряння	МПа
AL	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ	кг/с
GPKS	Витрата пари крізь камеру згоряння	кг/с
GBKS	Витрата повітря крізь камеру згоряння	кг/с
GTH	Годинна витрата палива	кг/год.
QT	Ступінь попереднього розширення в турбіні	
GT	Витрата газу в турбіні	кг/с
UT	ККД турбіни	
T3	Температура газу перед турбіною	К
T4	Температура газу за турбіною	К
DTT	Температурний перепад в турбіні	К
P3	Тиск газу перед турбіною	МПа

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.
						27

Продовж. табл. 1.4

Ідентифікатор	Назва параметра	Розмірність
СРРН	Теплоємність газопарової суміші	кДж/(кг·К)
КРН	Показник ізоентропи суміші	
ОХ	Кількість охолоджуваних вінців	
ОГОХ	Відносна витрата охолоджуючого повітря	
ВЕТ	Коефіцієнт витрати турбіни	
ОДР	Паровміст газопарової суміші	

Таблиця 1.5 - Детальний тепловий розрахунок схеми КГТА
ДЕТАЛЬНЫЙ ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ СХЕМЫ КГТА
СТУДЕНТ гр.6231м Олійник В.Р.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	01.ПРИЗНАК ТИПА ТОПЛИВА,ІРТ	2
				02.ЧИСЛО КОМПРЕССОРОВ,ІК	1
				03.ЧИСЛО ТУРБИН,ІТ	1
				04.ТЕМПЕРАТУРА СМЕСИ ПЕРЕД ТВД,ТЗН,К	1520.0
				05.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,ТН,К	288.0
				06.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,ТД,К	1090.0
				07.МАКСИМАЛЬНАЯ ТЕМПЕРАТУРА ПАРОПЕРЕГРЕВА,ТРРМ,К	700.0
				08.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПП УПГ,ДТРР,ГРАД.	40.0
				09.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ИП УПГ,ДТИР,ГРАД.	18.0
				10.ДАВЛЕНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,РН,МПА	0.1013
				11.ОТНОСИТЕЛЬНОЕ ВЛАГОСОДЕРЖАНИЕ НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,FIО	0.6000
				12.К.П.Д. РЕДУКТОРА,UR	1.0000
				13.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА,UAK	0.9000
				14.К.П.Д. ЭЛЕМЕНТАРНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ,UAT	0.9000
				15.К.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,UKS	0.9900
				16.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТВД,UM1	0.9950
				17.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТНД,UM2	1.0000
				18.МЕХАНИЧЕСКИЙ К.П.Д. ТВ,UM3	1.0000
				19.К.П.Д. ТВД,UT1	0.9100
				20.К.П.Д. ТНД,UT2	1.0000
				21.К.П.Д. ТВ,UT3	1.0000
				22.ПРИЗНАК РАСПРЕДЕЛЕНИЯ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,ХЕЕ	1.0000
				23.РАСЧЕТНОЕ ЗНАЧЕНИЕ ОБЩЕЙ СТЕПЕНИ ПОВЫШЕНИЯ ДАВЛЕНИЯ,QKH	18.00
				24.К.В.П.Д. ПЕРЕХОДНИКА КОМПРЕССОРА,НК	1.0000
				25.К.В.П.Д. ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА,НВХ	0.9800
				26.К.В.П.Д. ТРАКТА ПОДВОДА ПАРА В КС,НРР	0.9600
				27.К.В.П.Д. КАМЕРЫ СГОРАНИЯ,НКС	0.9500
				28.К.В.П.Д. ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОПОРНОГО ВЕНЦА ТУРБИНЫ,НТ	1.0000
				29.К.В.П.Д. ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА ,ННО	0.9700
				30.К.В.П.Д. УПГ,НУРН	0.9700
				31.К.В.П.Д. ПГК,НРНК	0.9700
				32.КОЭФФИЦИЕНТ РАСХОДА КОМПРЕССОРА,ALK2	1.0000
				33.ЭТАЛОН.ЗНАЧЕНИЕ КОЭФ.РАСХОДА ОХЛ. ВОЗДУХА,OGE	0.0220
				34.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ,НЕ,КВТ	110000
				35.МИНИМАЛЬНЫЙ ТЕМПЕРАТУРНЫЙ НАПОР ЗА ПГК,DTZB,ГРАД.	15
				36.К.П.Д. ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК,UGCN	0.6000
				37.К.П.Д. ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ,USNK	0.6000
				38.К.П.Д. ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ,UPNK	0.6000
				39.ТЕМПЕРАТУРА ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ,ТРВ,К	312.0
				40.ТЕМПЕРАТУРА ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ,TZB,ГРАД.	288.0
РЕЗУЛЬТАТЫ ДЕТАЛЬНОГО ТЕПЛОВОГО РАСЧЕТА СХЕМЫ СУДОВОГО КГТА С ТУК И ВПРЫСКОМ ПАРА В КС ГТД НА РЕЖИМЕ ПОЛНОЙ МОЩНОСТИ ПАРАМЕТРЫ ГТД					
Инв. № подл.					Арк. 28
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	

Продовж. табл.1.5

КОМПРЕССОРНЫЙ БЛОК

QK GK UK T1 T2 DTK P1 P2 CPB KB
КГ/С К К ГРАД МПА МПА КДЖ/(КГ*К)
18.000 156.74 0.8549 288.0 708.7 420.7 0.0993 1.7869 1.032 1.390

КАМЕРА СГОРАНИЯ

T1KS T2KS P1KS P2KS OGT AL GPKS GBKS GTN
К К МПА МПА КГ/С КГ/С КГ/Ч
708.73 1520.00 1.7869 1.6976 0.02886 2.02 31.837 154.386 16040.9

ТУРБИНЫЙ БЛОК

QT GT UT T3 T4 DTT ODP
КГ/С КГ/С К К ГРАД.
15.295 190.556 0.9100 1520.00 904.55 611.90 0.1664

P3 P4 CRRH KPH BET ZOХ OGOX
МПА МПА КДЖ/(КГ*К)
1.6976 0.1110 1.4832 1.2725 1.2158 5 0.0536

ПАРАМЕТРЫ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА

ДАВЛЕНИЕ ПАРА В СЕПАРАТОРЕ УПГ,МПА	1.8614
ТЕМПЕРАТУРА ПЕРЕГРЕТОГО ПАРА,К	700.00
ПАРОПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО ПЕРЕГРЕТОМУ ПАРУ,КГ/С	31.8366
ТЕМПЕРАТУРА НАСЫЩЕННОГО ПАРА,К	482.57
ПАРОПРОИЗВОДИТ. УПГ ПО НАСЫЩЕННОМУ ПАРУ,КГ/С	16.8125
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,К	904.55
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,МПА	0.1110
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В УПГ,КГ/С	200.37
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ ЗА ИП УПГ,К	500.57
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ,К	408.73
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ УПГ,МПА	0.1077
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗОПАР. СМЕСИ В УПГ,КДЖ/(КГ*К)	1.3454
МОЩНОСТЬ ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА УПГ,КВТ	34.44
МОЩНОСТЬ ПИТАТЕЛЬНОГО НАСОСА УПГ,КВТ	142.89

ПАРАМЕТРЫ ПАРОГАЗОВОГО КОНДЕНСАТОРА

РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	200.3731
КОЛИЧЕСТВО ГАЗА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	139.3801
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КГ/С	60.9930
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,К	408.73
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,МПА	0.1077
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВХОДЕ В ПГК,КДЖ/КГ	2754.91
РАСХОД ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,кг/с	143.0141
КОЛИЧЕСТВО ПАРА В СОСТАВЕ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,КГ/С	3.6340
ЭНТАЛЬПИЯ ПАРА В СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,КДЖ/КГ	2556.66
ТЕМПЕРАТУРА ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,К	303.20
ДАВЛЕНИЕ ГАЗОПАРОВОЙ СМЕСИ НА ВЫХОДЕ ИЗ ПГК,МПА	0.1044
СРЕДНЯЯ ТЕПЛОЕМК. ГАЗА В СМЕСИ В ПГК,КДЖ/(КГ*К)	1.0197
КОЛИЧЕСТВО КОНДЕНСАТА НА ВЫХОДЕ ПГК,КГ/С	58.4297
РАСХОД ЗАБОРТНОЙ ВОДЫ ЧЕРЕЗ ПГК,кг/с	455.7614
МОЩНОСТЬ ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА ПГК,КВТ	76.06

ВЫХОДНЫЕ ПАРАМЕТРЫ КГТА

УДЕЛЬНАЯ МОЩНОСТЬ КГТА,КВТ/(КГ/С)	687.77
ЭФФЕКТИВНЫЙ К.П.Д. КГТА	0.4930
УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ТОПЛИВА КГТА,КГ/(КВТ*Ч)	0.1458
ТЕМПЕРАТУРА ОТХОДЯЩИХ ГАЗОВ ЗА КГТА,К	303.20
БАЛАНС ПИТАТЕЛЬНОЙ ВОДЫ КГТА,КГ/С	9.7806

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

					КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.
						29
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Оцінка числа ступенів і осьового габариту компресора

Побудова ескізу його меридіонального перерізу

Число ступіней

$$z_{\kappa} = 15,$$

Осьовий габарит

$$F_{cp_{\kappa}} = \frac{F_1 + F_2}{2} = 0,65907 \text{ м}^2.$$

Діаметрально-габаритні розміри середньої ступіні

$$D_{nc} = \frac{D_{n1} + D_{n2}}{2} = 1.6948 \text{ м.}$$

$$D_{cc} = \frac{D_{c1} + D_{c2}}{2} = 1.5517 \text{ м.}$$

$$D_{\kappa c} = \frac{D_{\kappa 1} + D_{\kappa 2}}{2} = 1.4086 \text{ м.}$$

$$l_{\kappa c} = \frac{l_{\kappa 1} + l_{\kappa 2}}{2} = 0.1431 \text{ м.}$$

Розрахункова модель ступені

Відносна висота лопатки компресорної ступені

$$g_{\kappa c} = \frac{D_{cc}}{l_{\kappa c}} = 10,8401$$

Відносна ширина рішита компресорної лопатки та відносний осьовий зазор

$$\left(\frac{b}{l}\right); \left(\frac{\delta}{l}\right) = A_0 + A_1 \cdot g_{\kappa c} + A_2 \cdot g_{\kappa c}^2 + A_3 \cdot g_{\kappa c}^3$$

Таблиця 1.6

Параметр	Інтервал	Рахунок
$\left(\frac{b}{l}\right)_p$	0,3...0,72	0,53923
$\left(\frac{b}{l}\right)_n$	0,28...0,7	0,47381
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_p$	0,1...0,35	0,19818
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_n$	0,09...0,32	0,18007

Осьовий габарит ступені компресора

$$L_{\kappa c 2} = l_{\kappa c} \cdot \left[\left(\frac{b}{l}\right)_p + \left(\frac{\delta}{l}\right)_p + \left(\frac{b}{l}\right)_n + \left(\frac{\delta}{l}\right)_n \right] = 0,1978 \text{ м.}$$

Довжина компресора

$$L_{\kappa 2} = L_{\kappa c 2} \cdot z_{\kappa 2} = 2,9681 \text{ м.}$$

Довжина лемніскати вхідного пристрою

$$L_{\kappa y} = (0,16...0,22) \cdot D_{n1} = 0,28813 \text{ м.}$$

Оцінка габаритів камери згоряння ГТД

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

					КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.
						32
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку КЗ:

$$P_{1\text{кc}} = 1,7960 \text{ МПа}; T_{1\text{кc}} = 708,7 \text{ К}; G_{\text{тч}} = 15744,1 \text{ кг/год}; G_{\text{вдиф}} = 154,293 \text{ кг/с};$$

$$\eta_{\text{кc}} = 0,995; H_u = 50056 \text{ кДж/кг}; L_o = 16,8 \text{ кг/кг}$$

Об'ємна теплонапруженість для жарових труб

$$Q_v = 900 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{ч} \cdot \text{Па}}.$$

Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ

$$V_{\text{кc}} = \frac{H_u \cdot G_{\text{тч}} \cdot \eta_{\text{кc}}}{Q_v \cdot P_{1\text{кc}}} = 0,48511 \text{ м}^3.$$

Кількість жарових труб

$$n_{\text{жт}} = 22.$$

Об'єм однієї жарової труби

$$g_{\text{жт}} = \frac{V_{\text{кc}}}{n_{\text{жт}}} = 0,02205 \text{ м}^3.$$

Діаметр однієї жарової труби

$$d_{\text{жт}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot g_{\text{жт}}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}} = 0,23734 \text{ м},$$

де $a = 0,7$; $\bar{l} = 3$

Довжина жарової труби

$$l_{\text{жт}} = d_{\text{жт}} \cdot \bar{l} = 0,71202 \text{ м}.$$

Зазор між жаровими трубами

$$e = 0,25 \cdot d_{\text{жт}} = 0,05933 \text{ м}.$$

Середній діаметр розміщення жарових труб

$$D_{\text{скc}} = \frac{d_{\text{жт}} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{\text{жт}}}} = 2,08464 \text{ м}.$$

$$D_{\text{скc}} \gg D_{\text{с2квт}}$$

Приймаємо протитокову камеру згоряння.

Витрата повітря через фронтів пристрої

$$G_{\text{вп}} = \frac{\alpha_{\text{п}} \cdot G_{\text{тч}} \cdot L_o}{3600} = 85,9627 \text{ кг/с},$$

де $\alpha_{\text{п}} = 1,17$.

Витрата повітря, що проходить поза жаровими трубами

$$G_{\text{вв}} = G_{\text{вд}} - G_{\text{вп}} = 68,3302 \text{ кг/с}.$$

Площа перерізу, яка зайнята жаровими трубами

$$F_{\text{кcжт}} = \frac{\pi d_{\text{жт}}^2}{4} \cdot n_{\text{жт}} = 0,97332 \text{ м}^2.$$

Сумарна площа кільцевого каналу

$$F_{\text{кcс}} = 2,35 \cdot F_{\text{кcжт}} = 2,28730 \text{ м}^2.$$

Діаметр зовнішнього кожуху КЗ

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					Арк.
										33

$$D_{\text{H}_{\text{KC}}} = D_{\text{c}_{\text{KC}}} + \frac{F_{\text{KC}_{\Sigma}}}{\pi \cdot D_{\text{c}_{\text{KC}}}} = 2,43389 \text{ m.}$$

Діаметр внутрішнього кожуху КЗ

$$D_{\text{B}_{\text{KC}}} = D_{\text{C}_{\text{KC}}} - \frac{F_{\text{KC}_{\Sigma}}}{\pi \cdot D_{\text{C}_{\text{KC}}}} = 1,73538 \text{ м.}$$

Довжина осерадіального дифузора

$$L_{\text{орд}} = (0,28 \dots 0,46) \cdot D_{\text{с}_{2\text{врт}}} = 0,46559 \text{ м.}$$

Довжина камери згоряння

$$L_{\kappa C} = (1,16...1,18) \cdot l_{\kappa T} = 0,67811 \text{ M.}$$

Визначення габаритних розмірів турбіни ГТД

Вихідні параметри та дані для габаритного розрахунку турбіни:

$$G_{\text{I}}=188,439 \text{ кг/с}; G_{\text{oxI}}=15,439 \text{ кг/с}; T_{3\text{I}}=1520 \text{ К}; T_{4\text{I}}=893,45 \text{ К}; P_{3\text{I}}=1,7242 \text{ МПа};$$
$$P_{41}=0,1082 \text{ МПа}; \eta_{T1}^* = 0,915; n_{T1}=3000 \text{ об/хв.}$$

Матеріал робочих лопаток: сплав ЧС88, щільність $\rho_M = 8100 \text{ кг/м}^3$ [24].

Тип проточної частини турбіни:

$$D_c = const;$$

$$D_{c3} < D_{c_{VC}}; \quad D_{c3} = 2,1\text{M}$$

Оцінка параметрів першої ступені турбіни та її габаритів

Кількість ступенів

$$Z_{T1} = \mu_{i\pi e} \frac{\lg T_{41} - \lg T_{31}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{cr}} \right]} = 4,$$

де $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{\text{ст}} = 0,12$. Приймаємо $Z_{\text{ТІ}} = 4$.

Ізоентропний теплоперепад на турбіну

$$H_{\text{ад}}^* = (1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{пр1}} \cdot \Delta T_{\text{т1}}}{\eta_{\text{т1}}^*} = 1032,8 \text{ Дж/кг},$$

де $\xi_{\text{aux}} = 0,03$; $c_{\text{prl}} = 1470,9$ Дж/кг; $\Delta T_{\text{Tl}} = 623,79$ К.

Відносна висота лопатки

$$\mathcal{G}_t = \frac{D_{ct}}{l_{nl}} = 26 \text{ Приймаємо у першому наближенні.}$$

Оптимальна величина реактивності

$$\rho_1 = \rho_\kappa + \frac{2g_t - 1}{g_t^2} = 0,12544 < 0,5,$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	$D_c = const;$ $D_{c3} < D_{c_{KC}}; \quad D_{c3} = 2,1\text{м}$ Оцінка параметрів першої ступені турбіни та її габаритів Кількість ступенів $Z_{T1} = \text{цїле} \frac{\lg T_{41} - \lg T_{31}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} \right]} = 4,$ де $\left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} = 0,12$. Приймаємо $Z_{T1} = 4$. Ізоентропний теплоперепад на турбіну $H_{\text{ад}}^* = (1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot \frac{c_{\text{пр1}} \cdot \Delta T_{\text{т1}}}{\eta_{\text{т1}}^*} = 1032,8 \text{ Дж/кг},$ де $\xi_{\text{вих}} = 0,03$; $c_{\text{пр1}} = 1470,9 \text{ Дж/кг}$; $\Delta T_{\text{т1}} = 623,79 \text{ К}$. Відносна висота лопатки $g_t = \frac{D_{\text{ст}}}{l_{\text{pt}}} = 26$ Приймаємо у першому наближені. Оптимальна величина реактивності $\rho_1 = \rho_{\kappa} + \frac{2g_t - 1}{g_t^2} = 0,12544 < 0,5,$															
					<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td></tr></table>											Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																
КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.																			
	34																			

де $\rho_k = 0,05$.

Швидкість газу на виході із соплової решітки першої ступені

$$c_1 = \varphi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{ad}^*}{Z_{T1}} \cdot (1 - \rho_1)} = 651,8 \text{ м/с},$$

де $\varphi_{c1} = 0,97$.

Коефіцієнт швидкості для вхідного перерізу

$$\lambda_{c1} = \frac{c_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{\kappa_{r3}}{\kappa_{r3} + 1} \cdot T_{31} \cdot R_r}} = 0,8749,$$

де $\kappa_{r3} = f(T_{31}; \alpha) = 1,39$.

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c1}) = \lambda_{c1} \cdot \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{r3} - 1}{\kappa_{r3} + 1} \cdot \lambda_{c1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}} = 0,9812$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу

$$F_{3c} = \frac{G_r \cdot \sqrt{T_{31}}}{\sqrt{\frac{\kappa_{r3}}{R_r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{r3} + 1} \right)^{\frac{\kappa_{r3} + 1}{\kappa_{r3} - 1}} \cdot P_{31} \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_{11}}} = 0,46568 \text{ м}^2$$

де $\alpha_{11} = 14^\circ$.

Висота соплової лопатки першої ступені

$$l_{c1} = \frac{F_{3c}}{\pi \cdot D_{c3}} = 0,07058 \text{ м}.$$

Висота робочої лопатки першої ступені

$$l_{p1} = 1,05 \cdot l_{c1} = 0,074116 \text{ м}.$$

Відносна висота лопатки

$$g_{t1} = \frac{D_{c3}}{l_{p1}} = 28,33.$$

Оптимальне значення u/c_1

$$v_{onm} = \frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)} = 0,5547.$$

Окружна швидкість на середньому діаметрі

$$u_3 = \frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_{T1}}{60} = 329,8 \text{ м/с}.$$

Дійсне значення

$$v_d = \frac{u_3}{c_1} = 0,506.$$

Перевіряємо

$$\delta v = \frac{|v_d - v_{\text{опт}}|}{v_{\text{опт}}} = 8,7 \% < 15\%.$$

Зовнішній діаметр

$$D_{n3} = D_{c3} + l_{c1} = 2,1705 \text{ м}.$$

Внутрішній діаметр

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					Арк.
										35
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$D_{e3} = D_{c3} - l_{c1} = 2,0294 \text{ м.}$$

Границя тривалої міцності

$\sigma_{3\tau}^{T_{m3}} = 195 \text{ МПа}$ Визначаємо по таблиці при температурі метала $T_{m3} = T_d$ і ресурсі $\tau = 10000 \text{ годин}$ [24].

Запас міцності робочої лопатки першої ступені

$$K_{np3} = \frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M3}}{7850} \right) \cdot n_{T1}^2 \cdot F_{3c}} = 4,6 > (1,5...2,0)$$

Розрахунок вихідного перерізу.

Осьова швидкість на виході з турбіни

$$c_{a4} = 1,2 \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_{11} = 189,2 \text{ М/с.}$$

Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу

$$\lambda_{c_{a4}} = \sqrt{\frac{c_{a4}}{2 \cdot \frac{\kappa_{r4}}{\kappa_{r4} + 1} \cdot T_{41} \cdot R_r}} = 0,33123,$$

де $\kappa_{\Gamma 4} = f(T_{41}; \alpha) = 1,391$.

Газодинамічна функція

$$q(\lambda_{c_{a4}}) = \lambda_{c_{a4}} \cdot \left[\frac{\kappa_{r4} + 1}{2} \cdot \left(1 - \frac{\kappa_{r4} - 1}{\kappa_{r4} + 1} \cdot \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{\kappa_{r4} - 1}} = 0,49936$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу

$$F_4 = \frac{(G_r + G_{ox1}) \cdot \sqrt{T_{41}}}{\sqrt{\frac{\kappa_{r4}}{R_r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{r4} + 1}\right)^{\frac{\kappa_{r4} + 1}{\kappa_{r4} - 1}} \cdot P_{41} \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}} = 2,9256 \text{ m}^2$$

Запас міцності робочої лопатки ступені

$$K_{np4} = \frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_{t1}^2 \cdot F_4} = 2,3,$$

де $\sigma_{4\tau}^{T_{M4}} = 615 \text{ МПа}$ [24].

Геометричні характеристики вихідного перерізу турбіни

$$D_c = \text{const};$$

$$D_{c4} = D_{c3} = 2,1;$$

$$D_{\text{в4}} = D_{\text{с4}} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{\text{с4}}} = 1,6565 \text{ м};$$

$$D_{\text{н4}} = D_{\text{с4}} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{\text{с4}}} = 2,5434 \text{ м.}$$

Висота робочої лопатки останнього ступеня

$$l_{p4} = \frac{D_{H4} - D_{B4}}{2} = 0,4434 \text{ м.}$$

Величина кільцевої площі вхідного перерізу	$F_4 = \frac{(G_r + G_{ox1}) \cdot \sqrt{T_{41}}}{\sqrt{\frac{\kappa_{r4}}{R_r} \cdot \left(\frac{2}{\kappa_{r4} + 1}\right)^{\frac{\kappa_{r4} + 1}{\kappa_{r4} - 1}} \cdot P_{41} \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}} = 2,9256 \text{ м}^2$				
Запас міцності робочої лопатки ступені	$K_{пр4} = \frac{\sigma_{4\tau}^{T_{м4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м4}}{7850}\right) \cdot n_{т1}^2 \cdot F_4} = 2,3,$ де $\sigma_{4\tau}^{T_{м4}} = 615 \text{ МПа}$ [24].				
Геометричні характеристики вихідного перерізу турбіни	$D_c = const;$ $D_{c4} = D_{c3} = 2,1;$ $D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}} = 1,6565 \text{ м};$ $D_{н4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}} = 2,5434 \text{ м}.$				
Висота робочої лопатки останнього ступеня	$l_{р4} = \frac{D_{н4} - D_{в4}}{2} = 0,4434 \text{ м}.$				
Інв. № подл.					КР.142.6231м.04.01.ПЗ. Арк. 36
Підпис і дата					
Взам. інв. №					
Інв. № дубл.					
Підпис і дата					

Відносна висота лопатки

$$g_{t4} = \frac{D_{c4}}{l_{p4}} = 4,73 > 3,5.$$

Середня кільцева площа

$$F_{ct} = \frac{F_{3c} + F_4}{2} = 1,6956 \text{ м}^2.$$

Розмір середньої ступені

$$\begin{aligned} D_{cc} &= 2,1 \text{ м}; \\ D_{bc} &= D_{cc} - \frac{F_{ct}}{\pi \cdot D_{cc}} = 1,8429 \text{ м}; \\ D_{nc} &= D_{cc} + \frac{F_{ct}}{\pi \cdot D_{cc}} = 2,357 \text{ м}; \\ l_{pc} &= \frac{D_{nc} - D_{bc}}{2} = 0,257 \text{ м}. \end{aligned}$$

Осьовий габарит проточної частини турбіни

Відносна висота лопатки

$$g_{ct} = \frac{D_{cc}}{l_{pc}} = 9,17 > 3,5$$

Відносна ширина рішати компресорної лопатки та відносний осьовий зазор

$$\left(\frac{b}{l}\right); \left(\frac{\delta}{l}\right) = A_0 + A_1 \cdot g_{ct} + A_2 \cdot g_{ct}^2 + A_3 \cdot g_{ct}^3$$

Таблиця 1.7

Пара-метр	Інтервал	Рахунок
$\left(\frac{b}{l}\right)_p$	0,16...1,0	0.33647
$\left(\frac{b}{l}\right)_n$	0,15...0,67	0.44408
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_p$	0,065...0,3	0.10686
$\left(\frac{\delta}{l}\right)_n$	0,055...0,21	0.13169

Осьовий габарит ступеня

$$L_{ct.t3} = l_{pc} \cdot \left[\left(\frac{b}{l}\right)_c + \left(\frac{\delta}{l}\right)_c + \left(\frac{b}{l}\right)_p + \left(\frac{\delta}{l}\right)_p \right] = 0,2619 \text{ м}.$$

Довжина турбіни

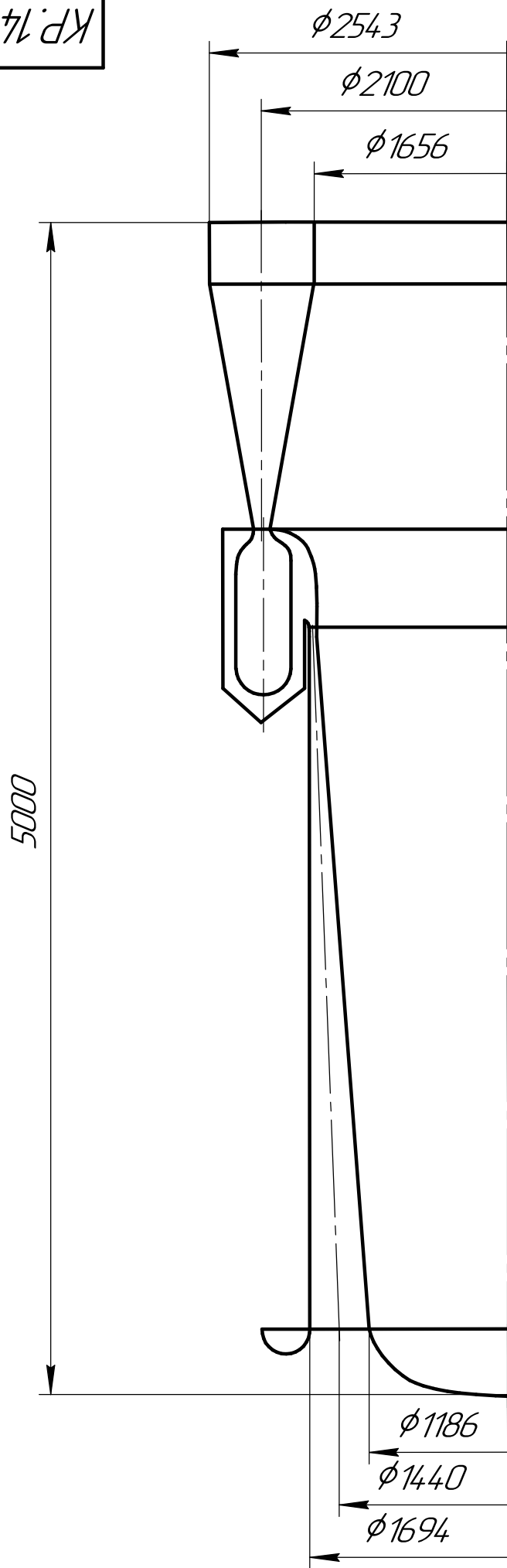
$$L_{t3} = L_{ct.t3} \cdot z_{t3} = 1,04775 \text{ м}$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					Арк.
										37

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.04.01.ПЗ.



масштаб 1:25

Рисунок 1.8 – Ескіз меридіонального перетину ГТД

КР.14.2.6231М.04.01.ПЗ.

Лист
38

1.5.2 Габаритний розрахунок ПГК

Габаритний розрахунок парогазового конденсатора (ПГК) або ще відомого в літературі, як контактний конденсатор (КК), ведеться за методикою, складеною на кафедрі турбін НУК. Вихідними даними служать результати детального теплового розрахунку схеми КГТА (п. 1.4).

Зроблені оптимізаційні розрахунки для визначення такого сполучення кількісних характеристик процесу переносу тепла і плинну теплоносія в каналах матриці, а також основних розмірів теплопередаючої матриці охолоджувача і конденсатора, що дозволяє одержати оптимальний варіант компонування контактного конденсатора при заданих параметрах і витратах теплоносіїв.

Результат розрахунку представлено в таблиці 1.8

Габаритний ескіз контактного ПГК показано на рис. 1.9

Таблиця 1.8 - Габаритний розрахунок парогазового конденсатора

1. Вихідні дані для розрахунку		
1.1 Витрата газопарової суміші на вході G_{zn} , кг/с		198,163
1.2 Відносний паровміст суміші на вході, d_n		0,0854
1.3 Температура газопарової суміші на вході T_{12n} , К		414,89
1.4 Температура газопарової суміші на виході T_{12k} , К		303,20
1.5 Тиск суміші на вході P_{12} , Па		105500
1.6 Швидкість суміші на вході w_{12} , м/с		4,5
1.7 Температура зрошуваної води перед насадкою T_{1n} , К		288
1.8 Температура зрошуваної води за насадкою T_{1k} , К		313

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.
						39

Продовж. табл. 1.8

1.9 Геометричні поверхні і тип компоновки насадки

1.9.1 Діаметр проволонки сітчастої насадки d_n , м		0,00017
1.9.2 Діаметр трубки сітчастої насадки d , м		0,006
1.9.3 Коефіцієнт загромадження сітчастої насадки σ , м		0965
1.9.4 Питома кількість трубок в одиниці поверхні поперечного перерізу насадки, т		11500
1.9.5 Коефіцієнт використання поверхні трубок, К		0,7

2. Розрахунок ділянки з трубчасто-сітчастою насадкою

2.1 Витрата пари на вході G_n , кг/с	$G_{zn} \cdot d_n$	58.68
2.2 Витрата газу на вході G_z , кг/с	$G_{zn} - G_n$	139.47
2.3 Газова стала суміші на вході R_{zn} , Дж/(кг*К)	$R_n \cdot d_n + R_z \cdot d_z$ $R_n = 461 \quad R_z = 288$ $d_z = 1 - d_n$	314.3
2.4 Питома масова ізобарна теплоємність суміші $C_{p_{zn}}$, Дж/(кг*К)		1,0197
2.5 Вологовміст суміші перед сітчастою насадкою d_{12}	G_n / G_z	0,4207
2.6 Щільність газопарової суміші перед сітчастою насадкою ρ_{12} , кг/м ³	$\frac{P_{12}}{R_{zn} \cdot T_{12n}}$	0,8162
2.7 Коефіцієнт кінематичної в'язкості суміші перед сітчастою насадкою ν_{12} , м ² /с	$\frac{\nu_n \cdot \nu_z \cdot (0,622 + d_{12})}{0,622 \cdot \nu_n + d_{12} \cdot \nu_z}$ $\nu_n = 1,887 \cdot 10^{-5}$ $\nu_z = 3,089 \cdot 10^{-5}$	$2,457 \cdot 10^{-5}$

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

					КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.
						40
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 1.8

2.8 Відносний паровміст суміші за сітчасною насадкою d_{13}	$\frac{R_z}{R_n \cdot \left(\frac{1,1 \cdot 10^5}{P_{n2}} - 1 \right) + R_z}$ $P_{n2} = 4,2405 \cdot 10^3$	0,0244
2.9 Кількість пари, що викидається в атмосферу $G_{n.вiдх.}$, кг/с	$\frac{d_{13} \cdot G_z}{1 - d_{13}}$	3,488
2.10 Кількість води, що сконденсувалася в насадці $G_{n.конд}$, кг/с	$G_n - G_{n.вiдх.}$	55,192
2.11 Кількість теплоти, відданої у процесі охолодження і конденсації Q , Вт	$G_{zn} \cdot Cp_{zn} \cdot (T_{12n} - T_{12k}) + r \cdot 10^3 \cdot G_{n.конд}$ $r = 2,43 \cdot 10^3 \text{ кДж/кг}$	$2,1969 \cdot 10^7$
2.12 Середній температурний напір насадки, Δt К/с	$\frac{(T_{12n} - T_{1k}) - (T_{12k} - T_{1n})}{\ln \left(\frac{T_{12n} - T_{1k}}{T_{12k} - T_{1n}} \right)}$	249,37
2.13 Площина поперечного перерізу насадки S , m^2	$\frac{G_{zn}}{\rho_{12} \cdot \sigma \cdot w_{12}}$	62,89
2.14 Ширина сітчастої насадки B , м	$\sqrt{S}$	7,93
2.15 Число Рейнольдса Re	$\frac{w_{12} \cdot d_n}{\nu_{12}}$	27,676
2.16 Число Прандля Pr	$\frac{Cp_{zn} \cdot \rho_{12} \cdot \nu_{12}}{\lambda_{zn}}$ $\lambda_{zn} = 0,03217$	0,6357
2.17 Коефіцієнт тепловіддачі насадки, α $Bm / m^2 \cdot K$	$\frac{\lambda_{zn} \cdot 0,19 \cdot Re^{0,66} \cdot Pr^{0,33}}{d_n}$	277,08
2.18 Розрахункова теплопередаюча поверхня насадки F , m^2	$\frac{Q}{\alpha \cdot \Delta t}$	317,91
2.19 Висота насадки L_2 , м	$\frac{F \cdot \sin(\phi \cdot \text{deg})}{2 \cdot \pi \cdot d \cdot m \cdot K \cdot S}$	0,0163
3. Розрахунок габаритів конденсатозбірників		
3.1 Діаметр конденсатозбірника D_1 , м	$D_1 = B$	7,93
3.2 Висота конденсатозбірника L_1 , м	$0,2 \cdot D_1$	1,586

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

КР.142.6231м.04.01.ПЗ.

Арк.

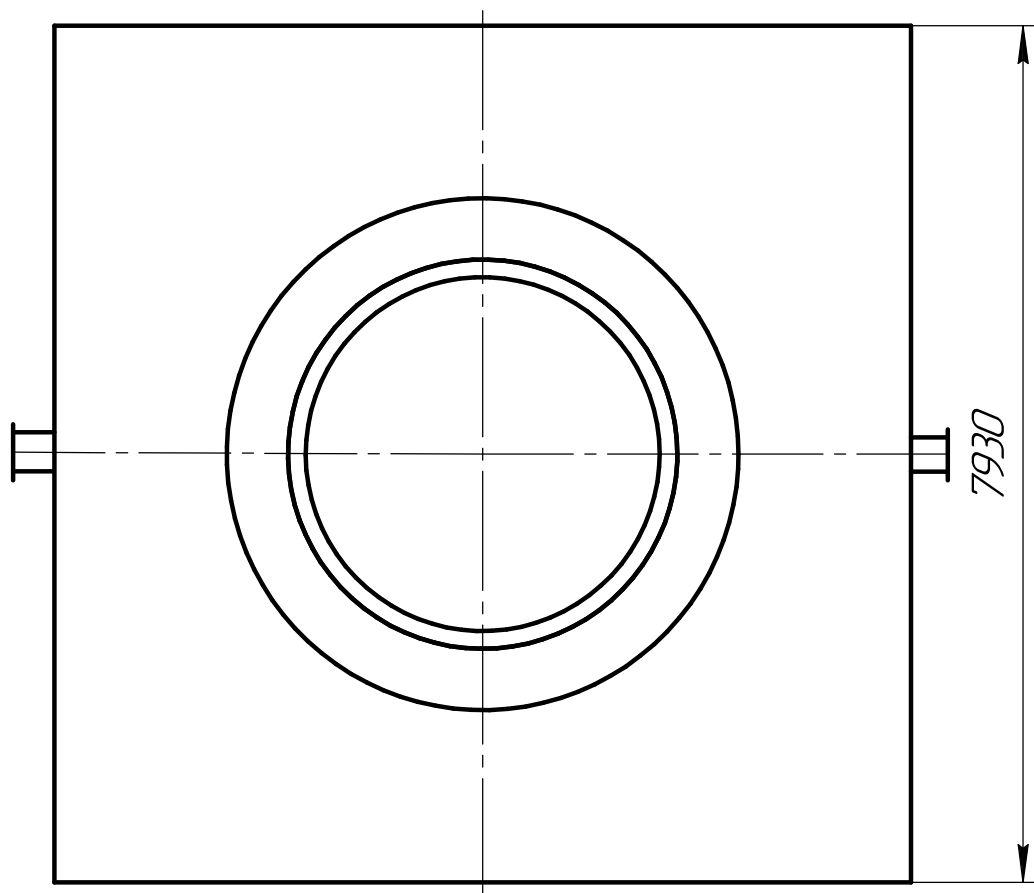
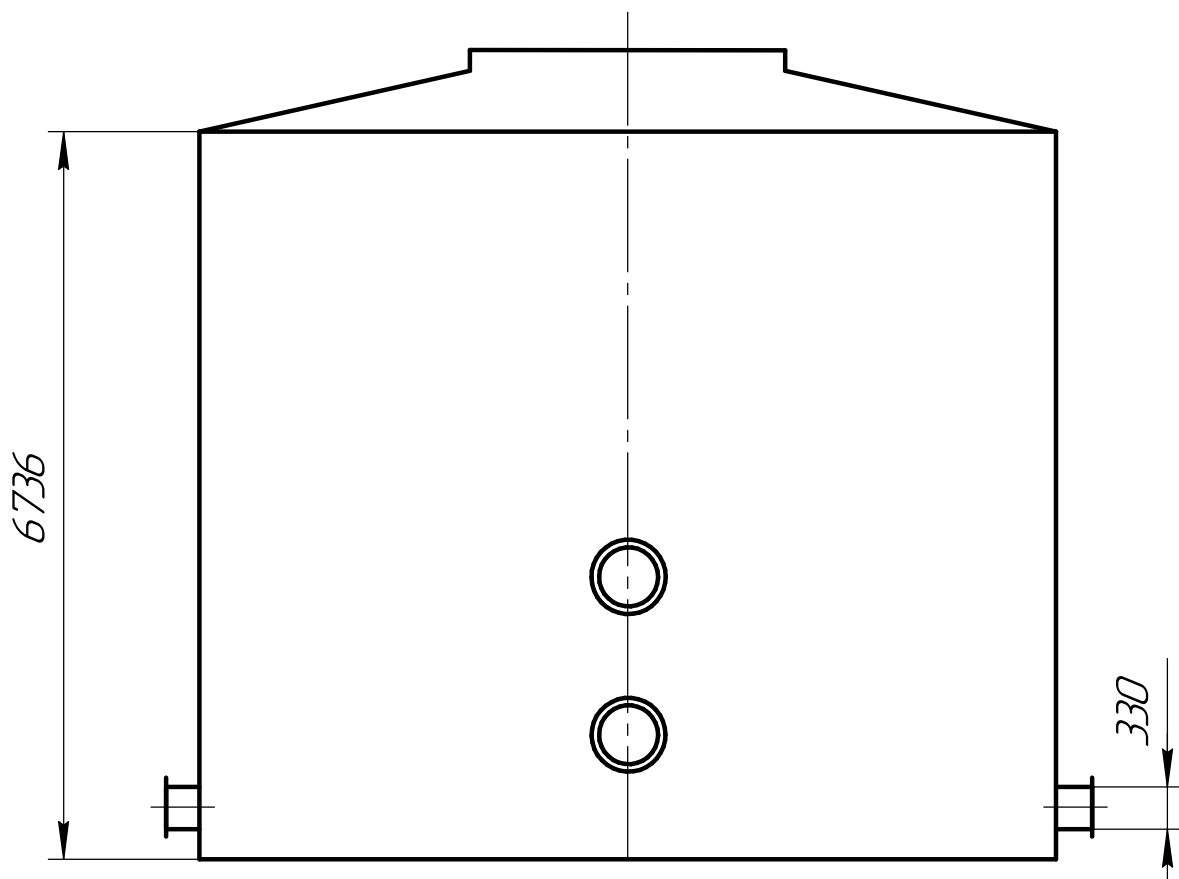
41

Продовж. табл. 1.8

4. Розрахунок зрошувальної установки		
4.1 Витрата упорскуваної води $G_{вод}$, кг/с	$6 \cdot G_{zn}$	1188,96
4.2 Висота зрошувальної установки L_3 , м	$\frac{\left(\frac{B}{2}\right) - 0,001}{\tan(60 \cdot \text{deg})}$	2,2826
4.3 Допоміжний габарит для розміщення форсунок L_4 , м	$0,9 \cdot L_3$	2,0597
5. Жалюзійний водовіддільник L_5 , м	$0,1 \cdot B$	0,793
6. Загальна висота конденсатора $L_{зтк}$, м	$L_1 + L_2 + L_3 + L_4 + L_5$	6,7366

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.						Арк.
										42
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					

КР.14.2.6231М.04.01.ПЗ.



М 1:70

Рисунок 1.9 – Габаритный эскиз контактного ПГК

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дудл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.04.01.ПЗ.

Лист 43

Копировал Формат А4

1.5.3 Габаритний розрахунок утилізаційного парогенератора

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

Вихідні дані

Тиск пари в сепараторі P_{KV} , МПа	1,8709
Температура перегрітої пари T_{III} , К	700,00
Паропродуктивність УПГ по перегрітій парі G_{III} , кг/с	29,918
Температура насиченої пари T_{III} , К	482,83
Паропродуктивність УПГ по насиченій парі G_{III} , кг/с	16,630
Температура газопарової суміші на вході в УПГ T_4 , К	893,45
Тиск газопарової суміші на вході в УПГ $P_{УПГ}^{вх}$, МПа	0,1082
Температура суміші за ВП УПГ $T_{ВП}$, К	500,83
Температура газопарової суміші на виході з УПГ T_6 , К	411,25
Тиск газопарової суміші на виході з УПГ $P_{УПГ}^{вих}$, МПа	0,1055
Середня теплоємність газопарової суміші на вході в УПГ $C_{рПГ}$, кДж/(кг·К)	1,3351
Потужність живильного насоса $N_{ЖН}$, кВт	137,46
Витрата газопарової суміші на вході в УПГ $G_{УПГ}$, кг/с	198,16

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_3 , м	0,022

Розрахунок утилізаційного парогенератора

1. Тепловий потік для кожного трубного пучка:

- для пароперегрівача

$$Q_{III} = 3600 \cdot G_{III} \cdot (i_{III} - i_{III}) = 56314546 \text{ кДж/год.}$$

де, $i_{III} = f(T_{III}, P_{KV}) = 3319 \text{ кДж/кг}$ – ентальпія перегрітої пари;

$$i_{III} = f(T_{III}, P_{KV}) = 2796,6 \text{ кДж/кг}$$
 – ентальпія насиченої пари.

- для випарника

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					Арк.
										44
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

$K_{EK} = 300 \dots 444$, приймаємо $K_{EK} = 300 \text{ кДж}/(\text{м}^2 \cdot \text{год} \cdot \text{К})$;

4. Площа тепло передаючої поверхні трубних пучків УПГ:

- для пароперегрівача

$$F_{III} = \frac{Q_{III}}{K_{III} \cdot \Delta t_{III}} = 967,33 \text{ м}^2$$

- для випарника

$$F_{BII} = \frac{Q_{BII}}{K_{BII} \cdot \Delta t_{BII}} = 7367,567 \text{ м}^2$$

- для економайзера

$$F_{EK} = \frac{Q_{EK}}{K_{EK} \cdot \Delta t_{EK}} = 2849,65 \text{ м}^2$$

5. Ширина трубного пучка, м

$$B = \sqrt{\frac{G_{УПГ} \cdot S_p \cdot S_1}{\rho_{cp} \cdot W_{\Gamma} \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_s) - \delta_p \cdot (D_p - d_s)]}} = 4,992 \text{ м, приймаємо } B = 4,99 \text{ м,}$$

де, $W_{\Gamma} = 25 \text{ м/с}$ – середня швидкість газу в трубному пучку;

$$\rho_{cp} = \frac{P_{cp}}{T_{cp} \cdot R_{III}} = 0,5211 \text{ кг/м}^3 \text{ – середня густина суміші;}$$

$$P_{cp} = 0,5 \cdot (P_{УПГ}^{ex} + P_{УПГ}^{вих}) = 0,10685 \text{ МПа – середній тиск суміші в УПГ;}$$

$$T_{cp} = 0,5 \cdot (T_4 + T_6) = 652,35 \text{ К – середня температура суміші в УПГ;}$$

$$R_{III} = R_{II} \cdot d_{II} + R_{\Gamma} \cdot (1 - d_{II}) = 314 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К}) \text{ – газова стала для паро газової суміші;}$$

де, $d_{II} = 0,1608$ – паровміст газопарової суміші.

6. Площа перерізу УПГ, м^2

$$F_{УПГ} = B^2 = 24,92$$

7. Кількість трубок в ряду для трубного пучка, шт.

$$Z_1 = \frac{G_{УПГ} \cdot S_p}{\rho_{cp} \cdot W_{\Gamma} \cdot B \cdot [S_p \cdot (S_1 - d_s) - \delta_p \cdot (D_p - d_s)]} = 80,27 \approx 80$$

8. Довжина трубного пучка, м

$$L = Z_1 \cdot S_1 + D_p = 4,998$$

9. Повна площа поверхні нагріву однієї трубки, м^2

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.					Арк.
										46

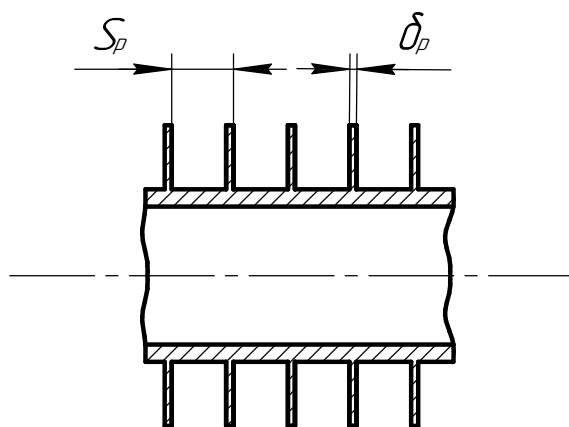
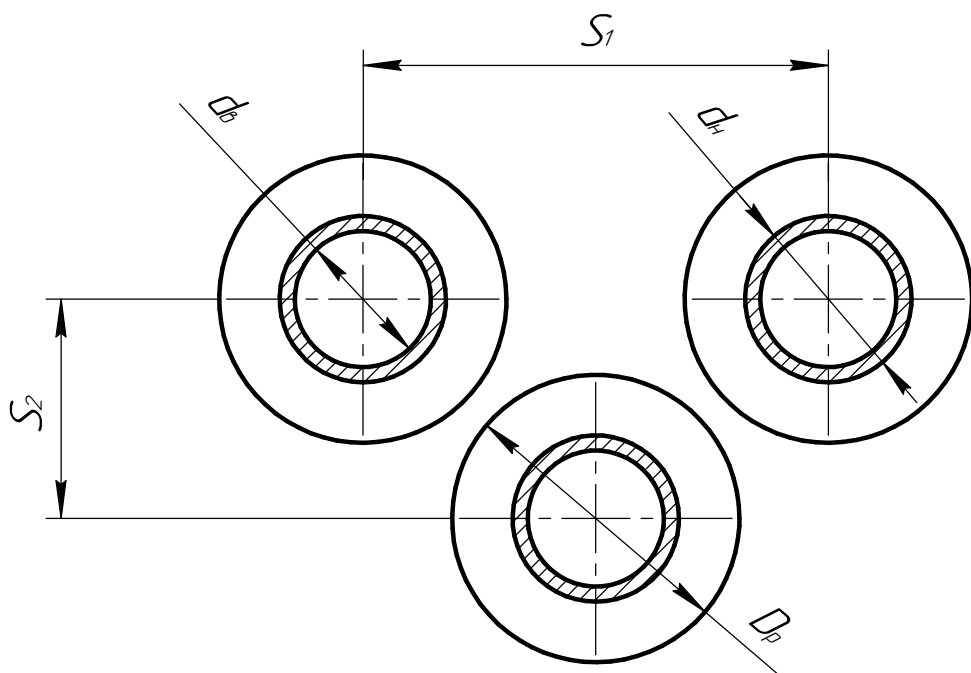
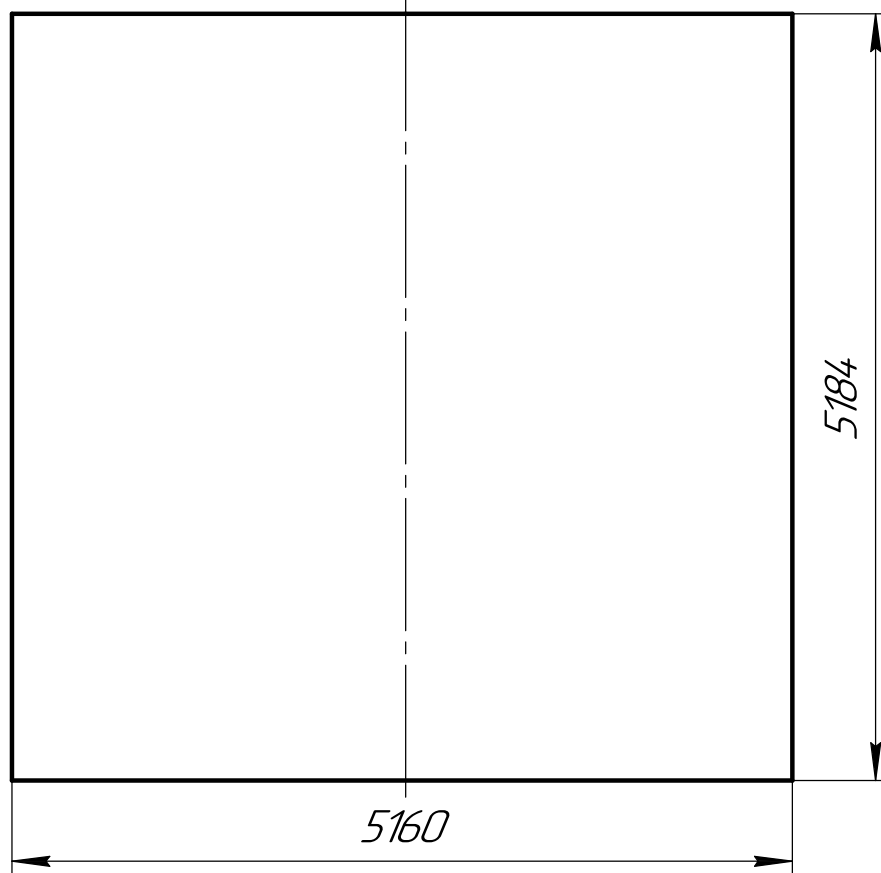
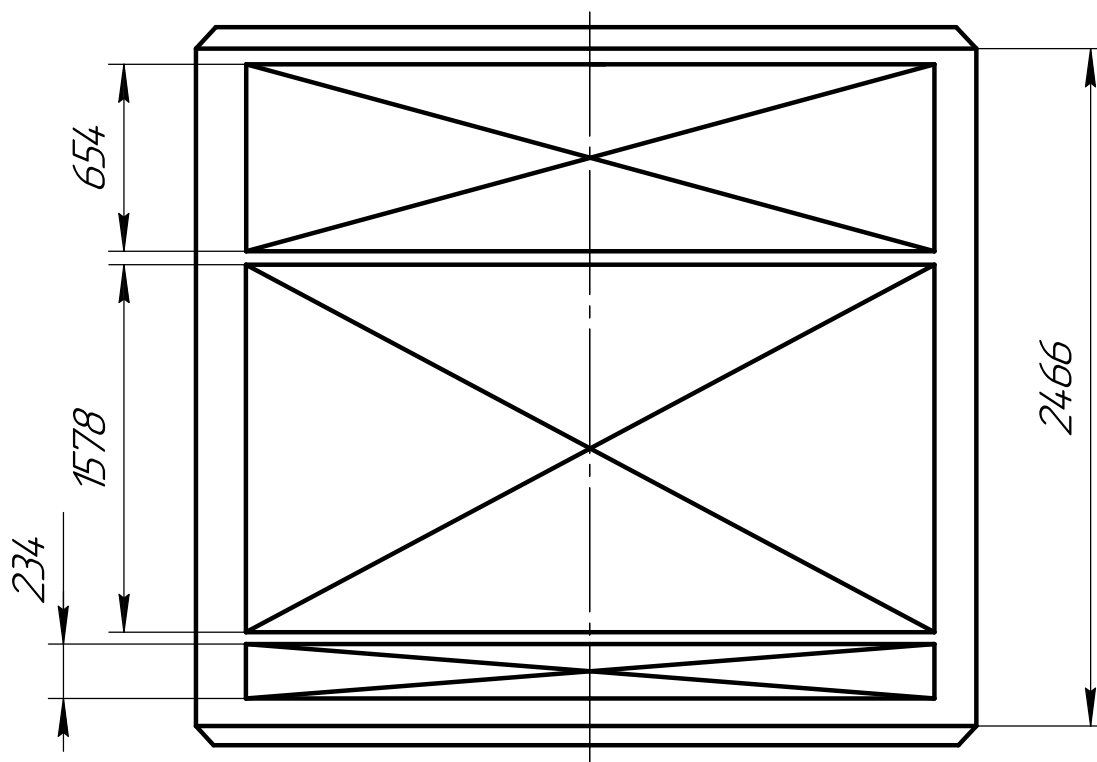


Рисунок 1.10 – Схема розташування труб в УПГ.

Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. инв. №	Інв. № дідл.	Подп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата



М 1:50

Рисунок 1.11 – Схема компоновання УПГ

Инд. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инд. № дудл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231м.04.01.ПЗ.

1.6 Термодинамічний розрахунок турбіни

Термогазодинамічний розрахунок турбіни виконується на ПЕВМ з використанням учбової програми GTA5OT [25]. Алгоритм та програма, яка реалізує цей алгоритм, дозволяє розрахувати: основні параметри турбіни, параметри потоку по ступенях, характеристики ступенів, витрату охолоджуючого повітря, елементи трикутників швидкостей, геометричні характеристики кільцевих решіток і вихідні характеристики ступенів.

Список ідентифікаторів програми термогазодинамічного розрахунку осьової газової турбіни(табл. 1.9).

Таблиця 1.9 – Список ідентифікаторів

№ п/п	Найменування параметра	Од. виміру	Назва	Ідентифікатор
1	Витрата газу через турбіну	кг/с	G_T	G11
2	Частота обертання турбіни	хв^{-1}	n_T	NT
3	Середній діаметр на вході	м	D_{c1}	D11
4	Тиск на вході	МПа	P_3	P03
5	Температура на вході	К	T_3	T03
6	Тиск на виході	МПа	P_4	P23
7	Температура на виході	К		T23
8	Температура насиченої пари	К	$T_{\text{нп}}$	TBB
9	Механічний ККД турбіни	-	η_m	UM
10	Теплоємність газу	кДж/(кгК)	C_p	CP
11	Газова стала	кДж/(кгК)	$R_{\text{гп}}$	R
12	Кут входу потоку в СА в абсолютному русі	град	α_{01}	A01
13	Кут виходу потоку із СА першої ст.	град	α_{11}	A11
14	Кут розкриття ПЧ	град	γ	GAP
15	Швидкісний коефіцієнт СА	-	ϕ_i	PFI(2)
16	Швидкісний коефіцієнт РР	-	ψ_i	PCI(2)
17	Коренева реактивність	-	ρ_k	ROK(2)
18	Температура металу СЛ	К	T_0	TDC(2)
19	Допустима температура РЛ	К	T_d	TDP(2)
20	Ізоентропійний теплоперепад	кДж/кг	h_a	HAD
21	Відносна швидкість	-	λ_{c1}	LAMC1
22	Коефіцієнт ступеня дійсний	-	$\nu_{\text{опт}}$	HVD
23	Оптимальна характеристика ступеня	-	$g_{\text{охс}}$	HVOP
24	Відносна витрата ох. повітря через СА	кг/с	g_m	GOXC
25	Реактивність в середньому перерізі	-		ROM
26	Кут виходу потоку із СВ	град	α_1	A1

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.01.ПЗ.	Арк.
						50

Продовж. табл. 1.9

№ п/п	Найменування параметра	Од. виміру	Мат. назва	Ідентифікатор
27	Дійсна швидкість виходу потоку з СА	м/с	C ₁	C1
28	Кут входу потоку в РР	град	β ₁	B1
29	Відносна швидкість потоку на вході в РР	м/с	W ₁	W1
30	Колова швидкість на сер. діаметрі	м/с	U	U
31	Кут виходу потоку з РР	град	β ₂	B2
32	Відносна швидкість на виході	м/с	W ₂	W2
33	Кут виходу потоку з РР в абс. Русі	град	α ₂	A2
34	Абсолютна швидкість на виході зі ступеня	м/с	C ₂	C2
35	Середній діаметр на вході в ступінь	м	D _{c1}	DC1
36	Осьова ширина СЛ	м	B _c	BC1
37	Висота СЛ	м	l _c	LC1
38	Осьовий зазор	м	S _c	SC1
39	Кут установки СЛ	град	α _{u1}	AU1
40	Крок установки	м	t _c	TC1
41	Осьова ширина РЛ	м	b _p	BP1
42	Висота РЛ	м	l _p	LP1
43	Середній діаметр на виході зі ступеня	м	D _{c2}	DC2
44	Осьовий зазор	м	S _p	SP1
45	Кут установки РЛ	град	β _u	BU1
46	Крок установки РЛ	м	t _p	TA1
47	Кількість СЛ	шт	z _c	ZC
48	Кількість РЛ	шт	z _p	ZP
49	Внутрішній ККД ступеня	-	η _i	EI
50	Потужність одного ступеня	кВт	N _i	NI

Таблица 1.10 - Термогазодинамичний розрахунок турбіни

Термодинамический расчет осевой газовой турбины

студент: гр. 6231м Олійник В.Р.

Расчет: ТВ ГТД N=110000 MB

.....Z.....XC.....XR.....GH.....NT.....D11

кг/с об/мин м

4 3 2 188.439 3000.0 2.1000

.....P03.....T03.....P23.....T23.....TVB.....UM

МПа К МПа К К

1.7242 1520.0 0.1082 893.5 708.7 0.995

.....CP.....R.....A0I.....A1I.....GAK.....GAP

КДж/кг*К КДж/кг*К град град град град

1.4709 0.314 90.00 14.00 11.00 11.00

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПО СТУПЕНЯМ

.....1ст.....2ст.....3ст.....4ст.....5ст.....6ст.

A(Z) 0.98 1.10 1.06 0.86 1.00 0.00

PFI(Z) 0.980 0.980 0.980 0.980 0.980 0.000

PCI(Z) 0.970 0.970 0.970 0.970 0.970 0.000

TC(Z) 0.800 0.800 0.800 0.800 0.800 0.000

ROK(Z) 0.100 0.090 0.080 0.070 0.020 0.000

DR(Z) 0.004 0.004 0.004 0.004 0.002 0.000

TDC(Z) 1090.0 1090.0 1090.0 0.0 0.0 0.0

TDP(Z) 1090.0 1090.0 0.0 0.0 0.0 0.0

GEC(Z) 0.011 0.011 0.011 0.000 0.000 0.000

GEP(Z) 0.011 0.011 0.000 0.000 0.000 0.000

Арк.

КР.142.6231м.04.01.ПЗ.

51

Зм. Арк. № докум. Підпис Дата

Продовж. табл.1.10

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА ТУРБИНЫ

1.ИЗОЭНТРОПИЙНЫЙ ТЕПЛОПЕРАПАД ПО ПОЛНЫМ ПАРАМЕТРАМ,КДЖ/КГ	997.68
2.РАСПОЛАГАЕМЫЙ ТЕПЛОПЕРЕПАД,КДЖ/КГ	1026.92
3.ЭФФЕКТИВНАЯ МОЩНОСТЬ ТУРБИНЫ,КВТ	174823.60
4.ВНУТРЕННИЙ КПД ПО ЗАТОРМОЖЕННЫМ ПАРАМЕТРАМ	0.9080
5.РАСЧЕТНАЯ ЧАСТОТА ВРАЩЕНИЯ,ОБ/МИН	3047.7

ПАРАМЕТРЫ ПОТОКА ПО СТУПЕНЯМ

.....	...1ст....	...2ст...	3ст....	...4ст.....	.5ст..	6ст.
T0,К	1520.0	1341.5	1165.3	1007.4	0.0	0.0
P0,МПа	1.7242	1.0087	0.5076	0.2281	0.0000	0.0000
T1,К	1358.7	1185.5	1030.9	895.7	0.0	0.0
P1,МПа	1.0953	0.5719	0.2815	0.1284	0.0000	0.0000
T2,К	1334.9	1151.6	992.0	849.6	0.0	0.0
P2,МПа	0.9856	0.4801	0.2123	0.0967	0.0000	0.0000
T23,К	1341.5	1165.3	1007.4	870.5	0.0	0.0
P23,МПа	1.0087	0.5076	0.2281	0.1082	0.0000	0.0000

ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ,РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА

НАД,кДж/кг	251.60	282.40	272.14	247.98	0.00	0.00
LAMC1	0.8614	0.9575	0.9748	0.9634	0.0000	0.0000
HVD	0.5322	0.5097	0.5372	0.5845	0.0000	0.0000
HVOP	0.5913	0.6026	0.6401	0.6671	0.0000	0.0000
GOXC,кг/с	6.58	3.01	1.04	0.00	0.00	0.00
GOXP,кг/с	6.51	2.05	0.00	0.00	0.00	0.00
ROM	0.1796	0.2030	0.2554	0.3100	0.0000	0.0000

ЭЛЕМЕНТЫ ТРЕУГОЛЬНИКОВ СКОРОСТЕЙ

A1,ГРАД	14.00	16.15	17.61	22.99	0.00	0.00
C1,М/С	618.5	652.5	622.7	573.3	0.0	0.0
B1,ГРАД	29.45	31.89	36.09	49.29	0.00	0.00
W1,М/С	304.3	343.5	319.7	295.4	0.0	0.0
U1,М/С	335.1	335.1	335.1	335.1	0.0	0.0
B2,ГРАД	16.89	19.42	22.96	29.60	0.00	0.00
W2,М/С	420.3	483.4	476.4	476.2	0.0	0.0
A2,ГРАД	61.22	53.08	60.87	71.45	0.00	0.00
C2,М/С	139.3	201.0	212.8	248.1	0.0	0.0
U2,М/С	335.1	335.1	335.1	335.1	0.0	0.0

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК

DC0,М	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000
DC1,М	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000
BC1,М	0.0521	0.0767	0.1061	0.1285	0.0000	0.0000
LC1,М	0.0745	0.1095	0.1912	0.3079	0.0000	0.0000
SC1,М	0.0223	0.0329	0.0475	0.0466	0.0000	0.0000
AU1,ГРАД	49.57	49.33	54.36	51.21	0.00	0.00
TC1,М	0.0550	0.0805	0.1047	0.1319	0.0000	0.0000
BPI,М	0.0500	0.0742	0.1086	0.1184	0.0000	0.0000
LPI,М	0.1009	0.1486	0.2482	0.3684	0.0000	0.0000
DC2,М	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000
SPI,М	0.0179	0.0263	0.0380	0.0373	0.0000	0.0000
BU1,ГРАД	68.55	68.38	67.85	63.87	0.00	0.00
TRI,М	0.0388	0.0584	0.0825	0.0956	0.0000	0.0000
ZC	120	82	63	50	0	0
ZP	170	113	80	69	0	0

ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ

EU	0.8600	0.8782	0.8598	0.8198	0.0000	0.0000
EI	0.8529	0.8710	0.8522	0.8118	0.0000	0.0000
NI,КВТ	43028.8	50564.9	43481.5	37745.3	0.0	0.0

Підпис і дата		B1,ГРАД	29.43	31.89	36.09	49.29	0.00	0.00	
		W1,М/С	304.3	343.5	319.7	295.4	0.0	0.0	
		U1,М/С	335.1	335.1	335.1	335.1	0.0	0.0	
		B2,ГРАД	16.89	19.42	22.96	29.60	0.00	0.00	
		W2,М/С	420.3	483.4	476.4	476.2	0.0	0.0	
		A2,ГРАД	61.22	53.08	60.87	71.45	0.00	0.00	
		C2,М/С	139.3	201.0	212.8	248.1	0.0	0.0	
		U2,М/С	335.1	335.1	335.1	335.1	0.0	0.0	
Инв. № дубл.		ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ КОЛЬЦЕВЫХ РЕШЕТОК							
		DC0,М	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000	
		DC1,М	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000	
		BC1,М	0.0521	0.0767	0.1061	0.1285	0.0000	0.0000	
		LC1,М	0.0745	0.1095	0.1912	0.3079	0.0000	0.0000	
		SC1,М	0.0223	0.0329	0.0475	0.0466	0.0000	0.0000	
		AU1,ГРАД	49.57	49.33	54.36	51.21	0.00	0.00	
		TC1,М	0.0550	0.0805	0.1047	0.1319	0.0000	0.0000	
Взам. инв. №		BPI,М	0.0500	0.0742	0.1086	0.1184	0.0000	0.0000	
		LPI,М	0.1009	0.1486	0.2482	0.3684	0.0000	0.0000	
		DC2,М	2.1000	2.1000	2.1000	2.1000	0.0000	0.0000	
		SPI,М	0.0179	0.0263	0.0380	0.0373	0.0000	0.0000	
		BU1,ГРАД	68.55	68.38	67.85	63.87	0.00	0.00	
		TP1,М	0.0388	0.0584	0.0825	0.0956	0.0000	0.0000	
		ZC	120	82	63	50	0	0	
		ZP	170	113	80	69	0	0	
Підпис і дата		ВЫХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СТУПЕНЕЙ							
		EU	0.8600	0.8782	0.8598	0.8198	0.0000	0.0000	
		EI	0.8529	0.8710	0.8522	0.8118	0.0000	0.0000	
		NI,КВТ	43028.8	50564.9	43481.5	37745.3	0.0	0.0	
Инв. № подл.							КР.142.6231м.04.01.ПЗ.		Арк.
									52
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

И.Н.В. № подл.	Подп. и дата	Взам. И.Н.В. №	И.Н.В. № дубл.	Подп. и дата

КР.14.2.6231М.04.01ПЗ

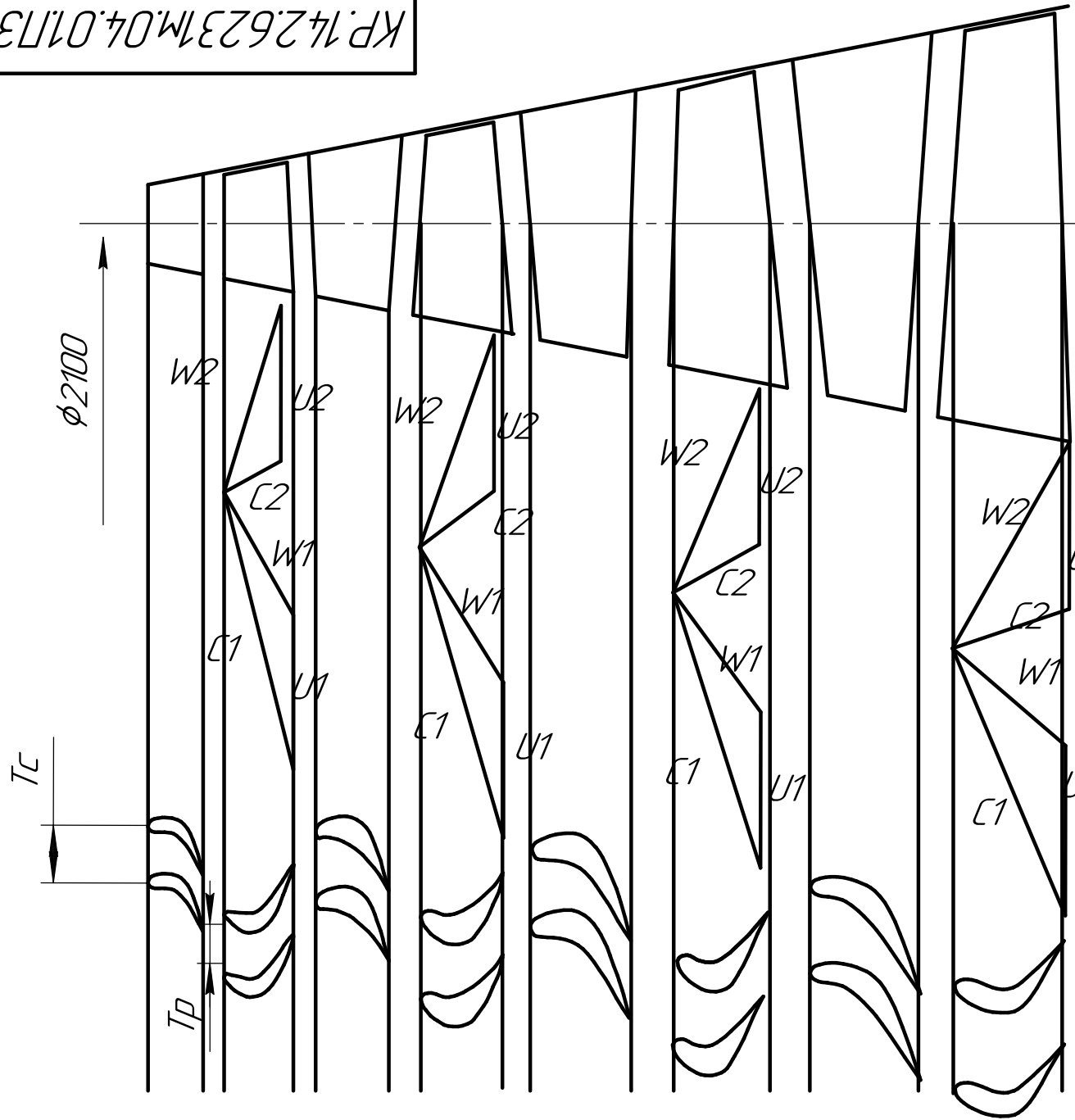


Рисунок 1.12 – Ескіз проточної частини турбіни М 1:2,5 масштаб швидкостей 1мм=10 м/с

Таблиця 1.11 – Елементи трикутників швидкостей

Величина	№ ступені			
	1	2	3	4
α1, град	14	16.1	17.6	22.9
с1, м/с	618	652	622	573
β1, град	29.4	31.8	36.1	49.3
W1, м/с	304	343	319	295
U1, м/с	335	335	335	335
α2, град	61.2	53.1	60.8	71.4
с2, м/с	139	201	212	24.8
β2, град	16.9	19.4	23	29.6
W2, м/с	420	483	476	476
U2, м/с	335	335	335	335
Tc, м	0.055	0.08	0.104	0.132
Zc	120	82	63	50
Tr, м	0.038	0.058	0.082	0.095
Zp	170	113	80	69

И.Н.В. № подл.	Подп. и дата	Взам. И.Н.В. №	И.Н.В. № дубл.	Подп. и дата

КР.14.2.6231М.04.01ПЗ

[illegible]

2.1 Описання будови проектованого газотурбінного агрегату

До складу ГТУ входять: газотурбінний двигун, теплоутилізаційний контур та генератор електричного струму.

Газотурбінний двигун складається з вхідного пристрою, осьового компресора, трубчасто-кільцевої камери згоряння, турбіни та газовідводу.

Компресор має 15 ступенів, ступінь утворена одним рядом робочих лопаток ротора та розташованим за ним рядом нерухомих спрямляючих лопаток, закріплених у корпусі.

Компресор складається з переднього корпуса (1-5 ступені), корпуса (6-15 ступені) та ротора. Корпус передній уявляє собою один з елементів силової схеми двигуна. Крізь передній корпус передаються радіальні та осьові навантаження, які з'являються при обертанні ротора турбокомпресора, на передню опору двигуна.

Передній корпус виконай у виді профільованих обичайок, з'єднаних між собою профільними стійками. У проточній частині між зовнішньою та внутрішньою стінками здійснюється плавний поворот повітря від радіального до осьового.

У передньому корпусі розміщена передня опора ротора турбокомпресора, вхідний направляючий апарат; на зовнішній обичайці змонтовано механізм повороту вхідного направляючого апарата.

Передня опора складається з двох підшипників ковзання - опорного та упорного. Опорний підшипник ковзання складається з корпуса, зробленого зі сталі ЄП609, та п'яти самовстановлюючихся сегментів. Сегменти зроблені зі сталі 40Х та на поверхні мають антифрикційний шар з бабіту Б83. З азотованою поверхнею корпуса опори контактує криволінійна поверхня сегментів, що дозволяє їм самовстановлюватися відносно цапфи ротора.

Упорний підшипник ковзання - двобокий, складається з 28 колодок та упорного гребеня. Колодки з червоної міді М2 розташовані 14 штук з кожного боку упорного гребеня, зробленого зі сталі 40ХН2МА. З боку упорного гребеня колодки мають антифрикційний шар з бабіту Б83, з протилежного боку в них встановлений сферичний упор з азотованої сталі, що спирається на пружні пластини. Сферичні упори дозволяють колодкам самовстановлюватися, відносно упорного гребеня, а

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.					Арк.
										55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

пружні пластини, що прогинаються під дією осьової сили, компенсують перекіс упорного гребеня. Змазка та охолодження деталей підшипника струменевим поливом масла з форсунок, встановлених між колодками, та з отворів, з'єднуючих масляні канали корпусу підшипника з його внутрішньою порожниною.

Корпус 1-5 ступенів компресора призначено для розташування спрямляючих апаратів. Над робочими лопатками 1-го та 2-го ступенів зроблено антиобривні прилади, виконані в корпусі компресора у вигляді кільцевих камер, в які повітря потрапляє скрізь щільові кільця.

Спрямляючі апарати викопані у вигляді зовнішнього та внутрішнього напів-кільця, з'єднані між собою спрямляючими лопатками. Кожна лопатка у зовнішнє кільце встановлюється хвостовиком типу «ластівкін хвіст», у внутрішнє кільце - призматичним хвостовиком. У внутрішніх кільцях лопатки фіксуються штифтовою.

Корпус компресора зварний, включає в себе дві половини з горизонтальним роз'ємом. Матеріал корпусу та кільця спрямляючих апаратів "ЄП609Ш". Спрямляючі апарати 1-го та 2-го ступенів зроблені литими з матеріалу ВНЛ5, лопатки 3 та 4 ступенів - зі сталі ЄП489Ш.

За спрямляючим апаратом 5-ї ступені є відбір повітря при запуску турбогенератора .

Корпус 6-15 - ї ступенів виконано відбір повітря за 8-м ступенем на охолодження корпусів та соплових апаратів 6-15 – ї ступенів. За своєю конструкцією та матеріалом корпус та спрямляючий апарат аналогічні корпусу та спрямляючим апаратам 1-5-го ступенів.

На корпусі 6-13-ї ступенів виконано відбір повітря за 8-м ступенем на охолодження корпусів та соплових лопаток турбіни та відбір повітря за 10-м ступенем, з якого робиться перепуск повітря в атмосферу для стійкої роботи двигуна при запуску.

Ротор компресора - барабанно-дискової конструкції, включає до себе 3 навесні диски, диск цапфу 4-ї ступені, два барабана та робочі лопатки. Барабани з'єднані між собою та диском-цапфою за допомогою штифтів. Навесні диски

Інв. № подл.	Підпис і дата				КР.142.6231м.04.02.ПЗ. Арк. 56
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
Підпис і дата					Зм. Арк. № докум. Підпис Дата
Інв. № подл.					
Взам. інв. №					

з'єднані між собою крізь лабіринтні втулки стяжними болтами. Робочі лопатки встановлені в пазах дисків замковою частиною типу ластівкин хвіст. Осьова фіксація лопаток виконується пластинчатими замками.

Робочі лопатки виконані з матеріалу Х17Н2(сталеві). Диски компресора та передня цапфа виконано зі сталі ЄИ609[23].

Камера згоряння для зменшення осьових габаритів двигуна розміщена над останніми ступенями компресора. За конструктивним виконанням вона є трубчато-кільцева. У кільцевому просторі, утвореному кожухом камери згоряння та корпусом компресора, розташовано 22 жарових труби. За схемою течії потоків повітря та продуктів згоряння КЗ є протитоковою. В камеру згоряння впорскується водяна пара, що генерується в УПГ за рахунок залишкового ресурсу тепла відхідних газів двигуна. У КЗ ГТД утворюється газопарова суміш. Пара, найчастіше перегріта, подається в КЗ замість частини вторинного повітря.

Жарові труби розташовані горизонтально та складаються з двох частин: кільцевої жарової труби в головній частині та основної жарової труби. Дві частини жарової труби утворюють дві зони горіння під час роботи двигуна. Кожна кільцева жарова труба має фронтову дошку з восьми осерадіальними завихрювачами перед камерою. Внутрішня стінка кільцевої жарової труби у вигляді точеного циліндра з системою конвективно-загороджувального охолодження. Зовнішня стінка кільцевої жарової труби та основної жарової труби виконано двошаровою.

Зовнішня стінка жарової труби складається з трьох сегментних частин з'єднаних у циліндр. Кожний сегмент стінки складається з набору сегментних ставок, закріплених на зовнішньому корпусі за допомогою зачепів та заклепками.

У центрі головної частини жарової труби розташовано завихрювач, складається з лопаткового осерадіального завихрювача, лопаток, з передкамерою. Зовнішній складається з лопаткового завихрювача, який має 12 лопаток підводу газоподібного палива.

Змішувач жарової труби виконано у вигляді конфузрного патрубку з конвективною та конвективно-загороджувальною системою охолодження [23]. роботу конвективної системи охолодження забезпечує повітря, яке виходить з осерадіаль-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.					Арк.
										57

Ротор турбіни з'єднано з ротором компресора болтовим з'єднанням, складає єдине ціле - ротор двигуна. Диски перших 3-х ступенів з'єднано електро - променевою зваркою. Диск 4-го ступеня приєднано за допомогою болтів. Диски турбіни виконано з матеріалу ХН73МБТЮ(ЄІ698). Ротор крізь цапфу, котра кріпиться до

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Турбіна ГТД - чотирьохступінчата, складається з чотирьох соплових апаратів зі своїми зовнішніми корпусами, ротора турбіни та опорного вінця. Корпус турбіни має тільки вертикальні роз'єми, корпус соплового апарата 2-го ступеня має горизонтальний роз'єм,що забезпечує можливість заміни робочих лопаток 1-го та 2-го ступенів та соплових апаратів лопаток 2-го ступеня без розбору інших корпусів двигуна. Сопловий апарат 1-го ступеня має конвективно - плівкове охолодження вторинним повітрям. Охолодження соплових апаратів 2-го ступеня конвективне, конденсованим повітрям, відібраним за компресором. Матеріал лопаток турбіни ЧС88 зовнішні трактові поверхні соплових лопаток вкрито теплозахисним покриттям. Соплові лопатки ступенів відлито з матеріалу ЧС91. Ротор турбіни з'єднано з ротором компресора болтовим з'єднанням, складає єдине ціле - ротор двигуна. Диски перших 3-х ступенів з'єднано електро - променевою зваркою. Диск 4-го ступеня приєднано за допомогою болтів. Диски турбіни виконано з матеріалу ХН73МБТЮ(ЄІІ698). Ротор крізь цапфу, котра кріпиться до
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.
					Арк. 58

диска 4-го ступеня болтами, та втулку підшипника опирається крізь колодки опорного підшипника на статор. На роторі з боку диска 4-го ступеня навішано диск, несучий лабіринтні вставки для організації розвантажувальної порожнини. З боку диска 1-го ступеня на ротор навішано проміжний диск, який забезпечує підхід охолоджуючого повітря та несучий частину барабану ротора. Всередині ротора закріплено кожуха забезпечуючи підхід охолоджуючого повітря до робочих лопаток.

Робочі лопатки 1-ї ступені - литі, з конвективним охолодженням, без бандажної полки. Покриття внутрішньої порожнини лопаток - методом ГЦП (газоциркуляційне покриття) Co+Al, зовнішньої поверхні Co+Cr+Al+Y, та теплозахисним покриттям 200 мкм. На торці пера лопатки - наплав з зносостійкого матеріалу КБНХЛ.

Робочі лопатки 2-го ступеня - литі, з конвективним охолодженням, з бандажною полкою. Покриття лопаток таке ж, як 1-го ступеня.

В опорному венці турбіни розташовано опорний підшипник ковзання, який складається з п'яти самовстановлюючихся колодок. Підхід масла здійснюється крізь жиклери - колектора на цапфу ротора.

Вторинний корпус опорного вінця з'єднується з зовнішнім 12 стійками, які проходять крізь проточну частину турбіни.

У зовнішньому корпусі вінця встановлено 20 патрубків для встановлення термопар заміру температури газу на виході з турбіни. У районі горизонтальної площини розташовано дві опори для встановлення двигуна на раму. В конструкції опор передбачено цапфи для підйому двигуна краном.

Рама - балочної конструкції, складається з повздовжніх та поперечних двотаврів довжиною 6000 мм та максимальною шириною 3820 мм. Кріплення двигуна до рами виконується одною передньою та двома задніми опорами. Передня опора нерухома та уявляє собою жорсткий лист з ребрами. Задні опори кріпляться до цапфи опорного вінця турбіни та складаються з гнучких листів, встановлених у два яруси у взаємно перпендикулярному напрямку.

На боковій поверхні рами є чотири рима для підйому двигуна на рамі з кожухом.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Арк.
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ. 59

крізь жиклери - колектора на цапфу ротора.
Вторинний корпус опорного вінця з'єднується з зовнішнім 12 стійками, які проходять крізь проточну частину турбіни.
У зовнішньому корпусі вінця встановлено 20 патрубків для встановлення термопар заміру температури газу на виході з турбіни. У районі горизонтальної площини розташовано дві опори для встановлення двигуна на раму. В конструкції опор передбачено цапфи для підйому двигуна краном.
Рама - балочної конструкції, складається з повздовжніх та поперечних двотаврів довжиною 6000 мм та максимальною шириною 3820 мм. Кріплення двигуна до рами виконується одною передньою та двома задніми опорами. Передня опора нерухома та уявляє собою жорсткий лист з ребрами. Задні опори кріпляться до цапфи опорного вінця турбіни та складаються з гнучких листів, встановлених у два яруси у взаємно перпендикулярному напрямку.
На боковій поверхні рами є чотири рима для підйому двигуна на рамі з кожухом.

2.2 Розрахунок закрутки лопаток першого ступеня турбіни

У даному випадку як додаткову умову при інтегруванні рівняння радіальної рівноваги газу беруть

що відповідає рівномірному полю осьових швидкостей у зазорі між сопловими і робочими лопатками.

При закрученні лопаток за законом сталості циркуляції густина і тиск робочого тіла в міжвінцевому зазорі, а також реактивність ступеня інтенсивно зростають від кореня до периферії. Збільшуються від кореня до периферії вихідний кут соплових лопаток $\alpha_{1\text{геом}}$ і вхідний кут робочих лопаток $\beta_{1\text{геом}}$, причому α_1 може зростати в 1,3...2 рази, а β_1 - у 4...6 разів. Кут $\beta_{2\text{геом}}$ зменшується до периферії на кілька градусів.

У табл. 2.1 викладено порядок розрахунку закручення лопаток за законом сталості циркуляції, а на рис. 2.1 показано трикутники швидкостей ступені.

З термогазодинамічного розрахунку, зробленого в п.1.6., одержимо вихідні дані:

Підпис і дата		будь-якому перерізі лопаток залишається оптимальним, коли воно обране найвигіднішим в одному перерізі, оскільки збільшення u/c_1 зі зростанням радіусу відповідає підвищенню міри реактивності. Насправді при $C_{2\text{ср}}=0$ закручення потоку за робочим колесом відсутнє по всій довжині лопатки. При закрученні лопаток за законом сталості циркуляції густина і тиск робочого тіла в міжвінцевому зазорі, а також реактивність ступеня інтенсивно зростають від кореня до периферії. Збільшуються від кореня до периферії вихідний кут соплових лопаток α_1 геом і вхідний кут робочих лопаток β_1 геом, причому α_1 може зростати в 1,3...2 рази, а β_1 - у 4...6 разів. Кут β_2 геом зменшується до периферії на кілька градусів. У табл. 2.1 викладено порядок розрахунку закручення лопаток за законом сталості циркуляції, а на рис. 2.1 показано трикутники швидкостей ступені. З термогазодинамічного розрахунку, зробленого в п.1.6., одержимо вихідні дані:				
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.	Арк.
						60

$$D_{cp} = 2,1\text{м}; \quad (u/c_1)_{cp} = 0,5913;$$

$$l_p = 0,1009\text{м}; \quad \alpha_{2cp} = 61,22^\circ;$$

$$u_{2cp} = 335,1\text{м/с}; \quad c_{2cp} = 139,3\text{м/с};$$

$$\alpha_{1cp} = 14^\circ; \quad \beta_{2cp} = 17,91^\circ;$$

$$c_{1cp} = 618,5\text{м/с}; \quad w_{2cp} = 420,3\text{ м/с};$$

$$\varphi = 0,98; \quad \psi = 0,97;$$

Таблиця 2.1 - Розрахунок закручення лопаток за законом сталості циркуляції

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		Біля кореня	На серед діаметрі	На периферії
1.Радіус перерізу r , м	За вихідними даними D_{cp} і l_p	0,9995	1,05	1,1004
2.Відносний радіус $\frac{r}{\bar{r}}$	$\frac{2r}{D_{cp}}$	0,952	1	1,048
3.Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \cdot \bar{r}$	318,98	335,1	351,2
4.Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{r} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \cdot \sin^2 \alpha_{1cp}}$	647,96	618,5	591,84
5.Кут виходу потоку із соплового апарата α_1 , град	$\arctan(\bar{r} \cdot \tan \alpha_{1cp})$	13,35	14	14,64
6.Характеристика ступеня u/c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,537	0,591	0,648
7.Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctan \frac{\bar{r} \cdot \tan \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	27,92	32,55	38,32

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

					КР.142.6231м.04.02.ПЗ.	Арк.
						61
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 2.1

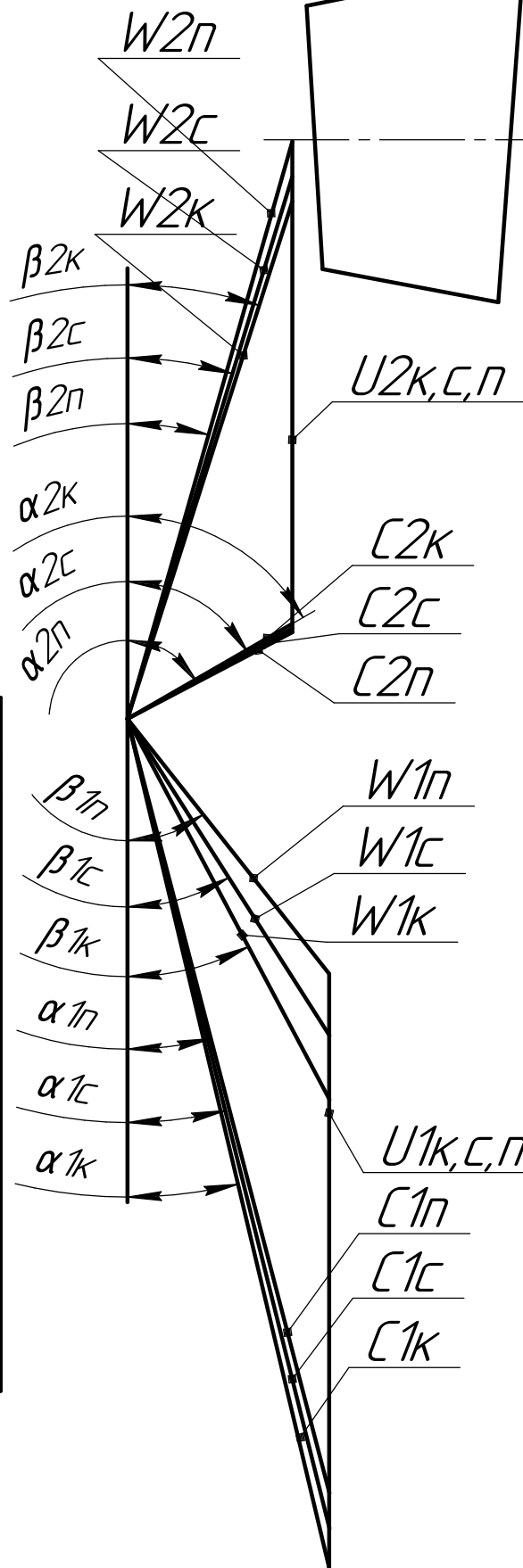
8.Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \cdot \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	319,5	278,09	241,31
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctan \frac{c_{2cp} \cdot \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} \cdot u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cdot \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	17,4	16,9	16,38
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \cdot \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	408,2	420,35	432,84
11.Кут виходу потоку зі ступені α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $\arctan(\bar{r} \tan \alpha_{2cp})$; При $\alpha_{2cp} > 90^\circ$ $180^\circ - \arctan(\bar{r} \tan \alpha_{2cp})$;	60,01	61,22	62,34
12.Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \cdot \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	140,98	139,32	137,87
13.Реактивність ступені по висоті ρ	$\rho = \frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,146	0,217	0,279

За результатами розрахунків виконується побудова профілювання ступеня (рис.2.1).

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

					КР.142.6231м.04.02.ПЗ.	Арк.
						62
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1мм = 5 м/с



Таблиця 2.2

Величина	переріз		
	к	с	п
r	0.99	1.05	1.10
U	318	358	351
C_1	647	618	592
α_1	13.3	14	14.6
β_1	27.9	32.5	38.3
W_1	319	278	241
β_2	17.4	16.9	16.4
W_2	402	420	433
α_2	60	61.2	62.3
C_2	141	139	137

Рисунок 2.1 – Ескіз першого ступеня і трикутники швидкостей М 1:2

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Таблиця 2.3 - Вихідні дані

Найменування параметру	Мат. модель	Величина	Од. виміру
Витрата газу	G_r	188,44	м/с
Швидкість виходу потоку із СА	c_1	618,5	м/с
Швидкість виходу потоку зі ступеня	c_2	139,3	м/с
Кут виходу потоку із СА	α_1	14,0	град
Кут виходу потоку зі ступеня	α_2	61,22	град
Температура потоку перед ступенем	T_0	1520,0	К
Температура потоку за ступенем	T_2	1358,0	К
Тиск потоку за ступенем	P_2	0,9856	МПа
Кут встановлення профілю	β_y	68,55	град
Висота підйому середньої лінії профілю	h	0,025	м
Хорда профілю	b	0,07	м
Найбільша товщина профілю	σ	0,028	м
Число лопаток	Z_p	170	-

1. Кут розходження осей:

$$\alpha = 90 - \beta_y = 21,45 \text{ град}$$

2. Моменти опору кореневого перерізу, м^3 :

$$W_{\eta A} = W_{\eta c} = -0,053 \frac{b \cdot \delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{l}{\delta} \right)^2 \right] = -5,8546 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\eta B} = 0,084 \cdot b \cdot \delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \left(\frac{h}{\delta} \right)} = 5,8728 \cdot 10^{-6}$$

$$W_{\zeta A} = -0,088 b^2 \delta = -1,2073 \cdot 10^{-5}$$

$$W_{\zeta B} = -\infty$$

$$W_{\zeta C} = 0,066 b^2 \delta = 9,0552 \cdot 10^{-6}$$

3. Визначення газодинамічного навантаження, Н:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 - c_2 \cos \alpha_2) = 75,388$$

$$P_A = \frac{G}{z} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{cp}}{z} \cdot l \cdot (P_1 - P_2) = 432,6656$$

$$P_\xi = P_A \cdot \sin \alpha + P_u \cdot \cos \alpha = 228,3883$$

$$P_\eta = P_A \cdot \cos \alpha - P_u \cdot \sin \alpha = 375,1290$$

4. Напряга від газодинамічних сил:

$$\sigma_{no}^r = \frac{P_\eta \cdot \frac{l}{2}}{W_{\zeta i}} + \frac{P_\xi \cdot \frac{l}{2}}{W_{\eta i}} \text{ МПа}$$

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

					КР.142.6231м.04.02.ПЗ.	Арк.
						65
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4

Точки	A	B	C
σ_{no}^r	5,6300	-3,1639	0,10121

Максимальна напруга від газодинамічних сил у точці А.

5. Напруга від розтягнення центробіжними силами:

$$\sigma_{PO} = \frac{\rho \cdot \omega^2}{2} \cdot (R_n - r_0) \cdot \frac{(m + \mu)}{m + 1} = 6,6933 \text{ МПа}$$

6. Границя тривалої міцності:

$$\sigma_{TP} = 195 \text{ МПа [24]}$$

$$\tau = 20000 \text{ ч}$$

$$T_m = 1090 \text{ К}$$

7. Коефіцієнт запасу міцності:

$$n = \frac{\sigma_{TP}}{\sigma_{\Sigma}^{MAX}} = 2$$

2.4 Визначення запасу міцності диска першого ступеня

Розрахунок диска на міцність ведеться відповідно до методики визначення запасу міцності диска по оборотах, що руйнують. Для задовільно працюючих дисків запаси по оборотах, що руйнують, складають $k_{\sigma}^o = \frac{n_{разд}}{n} = 1,4 \dots 1,6$. Оскільки відцентрові сили пропорційні квадрату числа обертів, запас диска по граничному навантаженню дорівнює квадрату запасу по граничних обертах: $k_{\sigma} = (k_{\sigma}^o)^2 = 1,4^2 + 1,6^2 = 2 \dots 3$.

Розрахунок ведеться в табличній формі (табл. 2.4.1.). Радіус перетину і товщина диска в цьому перетині приведені на рис. 2.4.1.

Диск турбіни має найбільшу температуру в периферії і температури по радіусу диска можна представити у вигляді:

$$T = T_2 + (T_1 - T_2) \left(\frac{R}{R_1} \right)^2, K$$

Де T_2 – температура в центрі диска дорівнює 600 К

$T_1 = T_{л} - \Delta T_2 = 1090 - 130 = 960 \text{ К}$ – температура диска на периферії, де

$T_{л} = 1090 \text{ К}$ – температура лопатки

$\Delta T_2 = 130 \text{ К}$ – температура опору замка

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.					Арк.
										66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

R – поточний радіус диска

$R_1 = 0,9403$ м – зовнішній радіус диска.

Для розрахунку таблиці також потрібно зробити розрахунок комплексів $\sigma_a h_a r_a$
також $\rho \omega^2$

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_\Sigma}{2\pi}, \text{ де}$$

$C_\Sigma = z \cdot C_0 + C_{кр}$ - навантаження від лопаток та елементів кріплення

$$C_{кр} = 2 \cdot \pi \cdot \rho_{кр} \cdot \omega^2 \cdot h_{кр} (R_0^3 - R_1^3) / 3$$

Матеріал диску – ЕИ437Б

$$\rho_\delta = 8200 \text{ кг/м}^3$$

Матеріал лопатки – ЧС88

$$\rho_\lambda = 8100 \text{ кг/м}^3$$

$$\rho_{кр} = \frac{\rho_\delta + \rho_\lambda}{2} = 8260 \text{ кг/м}^3$$

Колова швидкість

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1197 \text{ с}^{-1}$$

$h_{кр} = 0,003$ м – ширина диска на периферії

$R_0 = 0,9502$ м – радіус від осі обертання ротора до підставки лопатки

$R_1 = 0,9403$ м – зовнішній радіус диска

$$C_{кр} = 2\pi \cdot 8260 \cdot 1197^2 \cdot 0,03(0,9502^3 - 0,9403^3) / 3 = 1,7 \cdot 10^6 \text{ Н}$$

$$C_0 = \sigma_{po} \cdot F_0 = 3332,6 \text{ Н}, \text{ де}$$

σ_{po} - напруга розтягнення від відцентрових сил

F_0 – площа перетину в кореневому перетині лопатки

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	$\rho_{кр} = \frac{\rho_{\delta} + \rho_{\lambda}}{2} = 8260 \text{ кг/м}^3$ Колова швидкість $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = 1197 \text{ с}^{-1}$ $h_{кр} = 0,003 \text{ м}$ – ширина диска на периферії $R_0 = 0,9502 \text{ м}$ – радіус від осі обертання ротора до підставки лопатки $R_1 = 0,9403 \text{ м}$ – зовнішній радіус диска $C_{кр} = 2\pi \cdot 8260 \cdot 1197^2 \cdot 0,03(0,9502^3 - 0,9403^3) / 3 = 1,7 \cdot 10^6 \text{ Н}$ $C_0 = \sigma_{po} \cdot F_0 = 3332,6 \text{ Н}$, де σ_{po} - напруга розтягнення від відцентрових сил F_0 – площа перетину в кореновому перетині лопатки	
					КР.142.6231м.04.02.ПЗ.	Арк.
						67
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_{\Sigma} = 133 \cdot 3332,6 + 1,7 \cdot 10^6 = 1,9 \cdot 10^6 \text{ H}$$

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{1,9 \cdot 10^6}{2\pi} = 0,3 \cdot 10^6$$

$$\rho \omega^2 = 8200 \cdot 1197^2 = 11,8 \cdot 10^9$$

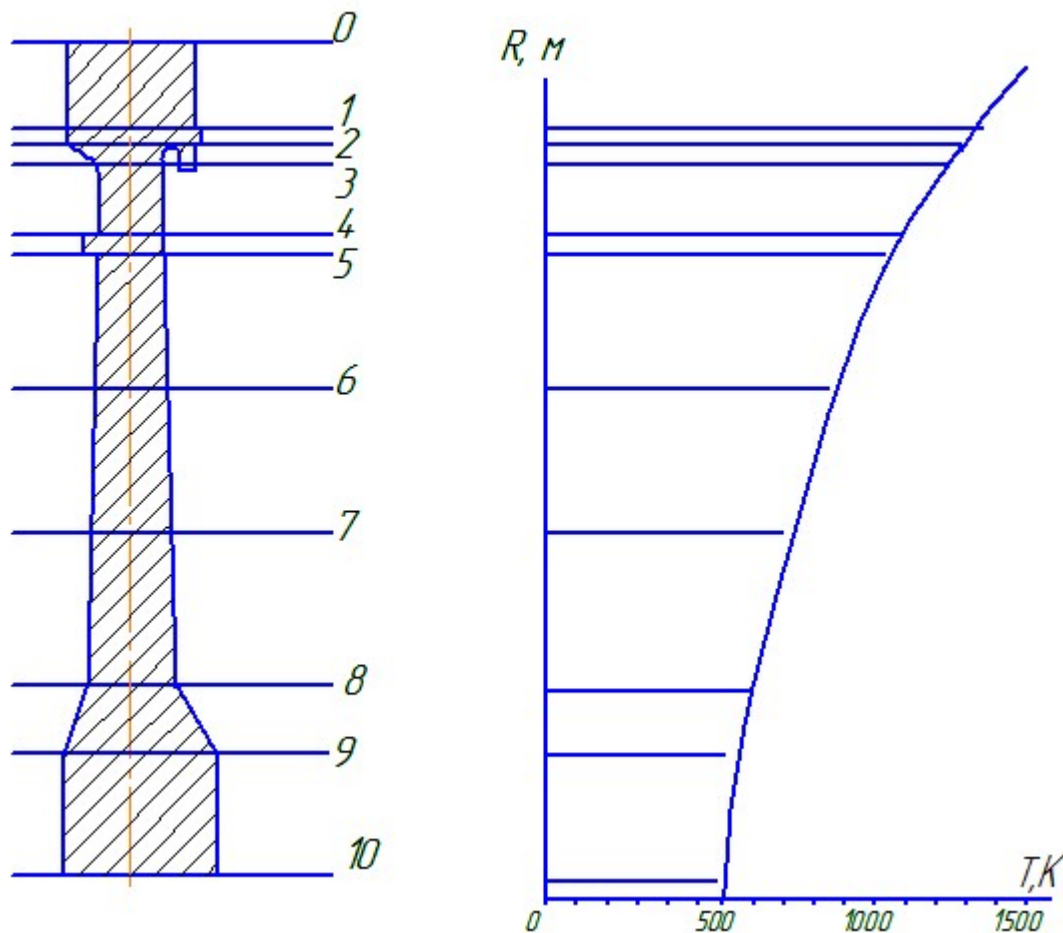


Рисунок 2.3 - Профіль диску першого ступеня турбіни з розрахунковими перетинами

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
-----	------	----------	--------	------

КР.142.6231м.04.02.ПЗ.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.6231м.04.02.ПЗ.

№ розрахункових ділянок											
Найменування	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
r, м	0,990	0,870	0,850	0,825	0,745	0,705	0,595	0480	0,345	0,265	0,112
H, м	0,030	0,032	0,018	0,019	0,022	0,063	0,078	0,071	0,071	0,072	0,068
T⁰₁, К	950	920	910	855	765	725	670	670	660	655	650
σ_В МПа	280	335	335	460	675	715	815	815	845	855	865
σ_В xh	8,4	10,72	6,03	8,740	14,85	45,045	63,57	57,685	59,995	61,56	58,82
2(σ_В h)_{ср}=(σ_В h)_{f-1}+(σ_В h)_f	-	19,12	16,75	14,77	23,59	59,895	108,615	121,435	117,86	121,555	120,38
r/Δr = ½(r_{f-1}-r_f)	-	0,0035	0,0015	0,0125	0,0125	0,0100	0,0165	0,0000	0,0050	0,0045	0,0015
(σ_В h)_{ср}Δr	-	0,0669	0,0251	0,1846	0,2949	0,5990	1,7921	0,0000	0,5893	0,5470	0,1806
∫_r σ_Вhd	0	0,0669	0,0920	0,2769	0,5715	1,1705	2,9626	2,9626	3,5519	4,0989	4,2795
r²	0,0506	0,0475	0,0462	0,0361	0,0272	0,0210	0,0125	0,0125	0,0104	0,0088	0,0081
r²h	1,5188	1,5208	0,8321	0,6859	0,5990	1,3246	0,9784	0,8906	0,7387	0,6227	0,5508
2(r²h)_{ср}	-	3,0395	2,3528	1,518	1,285	1,924	2,303	1,869	1,629	1,361	1,174
(r²h)_{ср}Δr	-	10,638	3,529	18,97416,	16,061	19,235	38,000	0,0000	8,147	6,126	1,760
I[*]	0	10,6383	14,1675	33,142	49,203	68,438	106,437	106,437	114,584	120,710	122,471
ρω²I[*]	0	124913,8	166353,5	389148,3	577730,2	803588,2	1249775	1249775	1345430	1417385	1438034
σ_аh_аr_а+ ρω²I[*]	304652	429565	471005	693800	882382	1108240	1554427	1554427	1850082	1722017	1742688
σ[*] h r[*]	1890000	2336960	1296450	1660600	2450250	6531525	7119840	6480880	8119490	5725080	5293800
(∫σ_Вhdr+∫ σ[*] h r[*])	1890000	2403880	1388495	1937270	3021795	7702020	10082483	9443523	9671433	9824020	9573310
(k_В)²	6,20	5,60	2,95	2,79	3,425	6,950	6,486	6,075	5,861	5,705	5,493
k_В	3,491	3,366	2,717	2,167	2,851	3,636	3,547	3,465	3,421	3,389	3,344
k_В^{min}				2,167							

2.5 Розрахунок опорного підшипника

Довговічність, економічність, надійність, а в багатьох випадках і габаритні розміри машин залежать від конструкції опор тертя. Тому до підшипникових вузлів висуваються підвищені вимоги, які обумовлені збільшенням частот обертання, статичних та динамічних навантажень і необхідністю підвищення надійності підшипникових вузлів. В останній час найбільш широкое розповсюдження отримали підшипники ковзання.

Діаметр цапфи валу – $d=220$ мм

Радіальне навантаження на підшипник – 64кН

Число обертів в хв. – 3000 об/мин

Довжина підшипника – 133 мм

1. Окружна швидкість цапфи.

$$U = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = 34,64 \text{ м/с}$$

2. Умовний тиск в підшипнику

$$p = \frac{F_m}{d \cdot l} = 1,0458 \text{ МПа}$$

3. Комплекс «PV»

$$PV = 1,0458 \cdot 23,23 = 24,29 \text{ Па} \cdot \text{м/с}$$

Приймаємо матеріал вкладиша – сталь із заливкою бабітом Б16.

4. Відносний зазор

$$S = \psi \cdot d = 0,00131 \cdot 120 = 0,194 \text{ мм}$$

5. Вибираємо посадку:

Де ψ - середнє значення відносного зазору

$$\psi = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot \nu^{0,25} = 0,6 \cdot 10^{-3} \cdot 23,29^{0,25} = 0,00131$$

Вал $d = 120-125-58$ мм

Отвір $D = 1200+120$ мм

Зазори $S_{\min} = 0,21$ мм, $S_{\max} = 0,49$ мм, $S_{\text{сер}} = 0,35$ мм

6. Визначення розрахункових зазорів, викликаючи малоїмовірні значення ,за допомогою теорії вірогідності

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.					Арк.
										70
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

$$S = S_{cp} = 0,35 \text{ мм}$$

$$TD = 0,14 \text{ мм}$$

$$Td = -0,21 + 0,35 = 0,14 \text{ мм}$$

Приймаємо $(P(t) = 0,98)$, знаходимо $C = 0,34$

$$Sp_{min} = 0,35 \text{ мм}$$

$$Sp_{max} = 0,35 \text{ мм}$$

7. Граничні ймовірні значення відносного зазору

$$\psi_{p \min} = \frac{Sp \min}{D} = \frac{0,28268}{120} = 0,8314 \cdot 10^{-3}$$

$$\psi_{p \max} = \frac{Sp \max}{D} = \frac{0,41732}{120} = 1,2274 \cdot 10^{-3}$$

8. Вибираємо масло турбінне Тп-22 с ТУ38.101 821-83, призначаємо максимально допустиму температуру $t = 70^\circ \text{C}$, при цьому в'язкість масла буде рівна $\mu = 0,01 \cdot 10^{-6} \text{ Мпа}$

9. Коефіцієнт навантаження підшипника

$$\Phi_{p \min} = \frac{P \cdot \psi_{p \min}^2}{\mu \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}} = 0,2301$$

$$\Phi_{p \max} = \frac{P \cdot \psi_{p \max}^2}{\mu \cdot \frac{\pi \cdot n}{30}} = 5,01 \cdot 10^{11}$$

10. Відносний ексцентриситет

$$X = f(\Phi p, l / d)$$

$$X_{msn} = 0,42$$

$$X_{max} = 0,785$$

11. Товщина масляного шару

$$h_{max} = 0,5 \cdot S_{p \min} \cdot (1 - X_{min}) = 0,1015 \text{ мм}$$

$$h_{min} = 0,5 \cdot S_{p \max} \cdot (1 - X_{max}) = 0,037 \text{ мм}$$

12. Критичне значення товщини шару при якому порушується режим радіального тертя

$$h_{kp} = R_{z1} + R_{z2} = 0,003 + 0,006 = 0,009 \text{ мм}$$

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.					Арк.
										71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

де R_{z1} , R_{z2} – шорсткість поверхні цапфи і поверхні вкладиша відносно приймаємо по ГОСТ 2789 – 73 в межах 6,3 ... 0,2 мкм

13. Коефіцієнт запасу надійності по товщині масляного шару

$$Sh_{\min} = \frac{h_{\min}}{h_{kp}} = 11,27$$

$$Sh_{\max} = \frac{h_{\max}}{h_{kp}} = 4,180$$

Коефіцієнт запасу надійності враховує можливі відхилення розрахункових умов від експлуатаційних (поточності виготовлення , завантаженості, температурному режиму і т.п.)

Чим більше цей коефіцієнт, тим менше небезпека переходу роботи підшипника в область на пів рідкого мастила, коли сполучність масляного шару порушена і поверхні підшипника і валу стикаються своїми мікро нерівностями на ділянках більшої , або меншої протяжності, і яка супроводжується зносом поверхні що труть, навіть без попадання зовнішніх абразивних часток.

В цьому розрахунку температура масла вибрана орієнтовано. Фактично вона може бути іншою, іншою буде і в'язкість масла, а також вантажопідйомність підшипника , товщина масляного шару.

14. Вибираємо спосіб мастила і охолодження.

$$\sqrt{p \cdot v^3} = \sqrt{1,0458 \cdot 23,23^3} = 114,4 \cdot 10^3$$

Оскільки $114,4 \cdot 10^3 < 32 \cdot 10^3$, то необхідна примусова циркуляція масла.

2.6 Опис паливної системи ГТД

Система паливна (рис. 2.3) призначена для здійснення автоматичного запуску, подачі палива до двигуна, його дозування по сигналах САУ й припинення подачі палива по команді оператора або при спрацьовуванні захистів. [24]

Паливна система виконує наступні функції:

- виконання заданої програми пуску двигуна й автоматичний вивід його на холостий хід генератора;

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										72
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.					

Подається напруга на клапани електромагнітні 2.1.1 і 2.1.2 стоп-крани 2.1 блоку кранів 2. Стоп-кран 2.1 відкривається й газ надходить до клапанів регулюючої 7 і 14. По сигналі мікровимикача відкритого положення стоп-крана напруга з електромагнітного клапана 2.1.1 знімається, а на електромагнітному клапані 2.1.2 переводиться на знижене.

Після відкриття стоп-крана 2.1 подається команда відкриття регулювального клапана 7 на задану величину. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на пальникових пристроях першого каналу, що забезпечує запалення паливного газу та полум'я перекидку по жарових трубах. Після цього система запалення й електромагнітний клапан 2.5.1 відключаються.

Подальше дозування паливного газу на запуску й вихід на холостий хід здійснює САУ за допомогою керування спочатку тільки клапаном регулюючої 7.

Вимір величини тиску газу до й після клапана регулюючого здійснюється перетворювачами тиску 6, 8. Якщо перепад тисків паливного газу й тиск повітря за компресором у момент відкриття регулювального клапана 7 перевищить припустиму величину або не відбулося запалення газу протягом необхідного проміжку часу від моменту відкриття стоп-крана 2.1, САУ формує сигнал на аварійну зупинку двигуна.

Термообмежування в процесі запуску забезпечує САУ шляхом впливу на регулювальний клапан 7. У випадку спрацювання системи термозахисту забезпечується аварійна зупинка ГТД шляхом закриття стоп-крана 2.1 і регулювального клапана 7.

Після прогріву двигуна на холостому ходу відбувається його вивід на режим. Вивід на режим виконується САУ шляхом впливу регулятора САУ на регулювальний клапан 7. Подальше збільшення режиму відбувається за рахунок відкриття регулювального клапана 14.

При зниженні режиму двигуна або нормальній зупинці відбувається по чергове припинення подачі газу до пальникового пристроїв другого, а потім першого каналів.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.	Арк. 74
тиму величину або не відбулося запалення газу протягом необхідного проміжку часу від моменту відкриття стоп-крана 2.1, САУ формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Термообмежування в процесі запуску забезпечує САУ шляхом впливу на регулювальний клапан 7. У випадку спрацьовування системи термозахисту забезпечується аварійна зупинка ГТД шляхом закриття стоп-крана 2.1 і регулювального клапана 7. Після прогріву двигуна на холостому ході відбувається його вивід на режим. Вивід на режим виконується САУ шляхом впливу регулятора САУ на регулювальний клапан 7. Подальше збільшення режиму відбувається за рахунок відкриття регулювального клапана 14. При зниженні режиму двигуна або нормальній зупинці відбувається почергове припинення подачі газу до пальникового пристроїв другого, а потім першого каналів.											

Зниження режиму двигуна відбувається за рахунок впливу електронної системи на клапан регулюючий 14, з наступною подачею напруги на електромагнітний клапан 12.1.2 вибухобезпечні газові маніпулятори 12.1. Стоп-кран 12 закривається й перекриває подачу газу в другий канал пальникових пристроїв камери згоряння. По сигналі мікровимикача закритого положення стоп-крана 12 напруга з електромагнітного клапана 12.1.2 знімається. Закривається клапан регулюючий 14.

Потім, шляхом впливу на регулювальний клапан 7, режим двигуна знижується до режиму охолодження.

Після команди оператора на зупинку двигуна подається команда на закриття регулювального клапана 7, подається напруга на електромагнітні клапани 10.2 і 2.3.2 і знімається - з електромагнітного клапана 2.1.2.

Стоп-крани 2.1 і 9 закриваються, а дренажний кран 2.6 відкривається. Тим самим припиняється подача газу в перший канал пальникових пристроїв камери згоряння, а газ, що перебуває в трубопроводах, дренажується у свічку.

При перевищенні частоти обертання двигуна або температури газів за турбіною вище припустимих значень електронна система автоматичного регулювання видає сигнал на аварійну зупинку двигуна. Напруга з електромагнітного клапана 2.1.2 знімається, стоп-кран 2.1 закривається й припиняє подачу газу у двигун.

Подається напруга на електромагнітні клапани 2.3.2, 10.2, 12.1.1. Стоп-крани 9 і 12 закриваються, а кран дренажний 2.6 відкривається.

Клапани регулюючі 7 і 14 закриваються, двигун зупиняється.

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата	
	Взам. інв. №						
	Інв. № дубл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.02.ПЗ.		Арк.
							75

[illegible]

Вступ

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

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

Забезпечення здорових та безпечних умов праці покладається на адміністрацію підприємств (установ). Адміністрація зобов'язана впроваджувати сучасні засоби техніки безпеки, які попереджують виробничий травматизм, а також забезпечувати санітарно-гігієнічні умови, що запобігають виникненню професійних захворювань робітників та службовців. Крім того, адміністрація підприємств (установ) повинна здійснювати організаційну роботу щодо забезпечення небезпечних і здорових умов праці, а саме: планування та фінансування різних заходів з охорони праці, проведення інструктажу робітників та службовців з техніки безпеки і виробничої санітарії та ін.[13].

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.03.ПЗ.		
					Арк.		
					78		

3.1 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі електростанції (ЕС)

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, теплови-ділення, випаровування масла і технічних рідин. Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводнів – метану CH_4 , етану C_2H_6 , пропану C_3H_8 , бутану C_4H_{10} і пентану C_5H_{12} . Суміші природного паливного газу і повітря в певному спів-відношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу токсичні [4].

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

Повітря робочої зони. Шкідливі речовини проникають в організм людини го-ловним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки виявляють токсичну дію на організм людини. Ці речовини добре розчинюються в біологічних середовищах і здатні вступати з ними до взаємодії, що викликає пору-шення нормальної життєдіяльності. В результаті у людини виникає хворобливий стан, небезпека якого залежить від тривалості дії, концентрації та виду речовини [13].

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

Згідно з ГОСТ 12.1.005-76 „Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги“ встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.3.1) [4].

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.03.ПЗ.	Арк.
						79

Таблиця 3.1 - Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вуглецю СО	Аль- дегід СН ₂ О	Бензпі- рен С ₂₀ Н ₁₂	Ок- сид Азоту NO ₂	З'єднання сірки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично до- пустима кон- центрація, мг/м ³	—	4	20	0,5	0,00015	5	—	1

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

На підставі цього ГОСТом 12.1.005-76 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.3.2) [4].

Таблиця 3.2 - Допустимі норми температури, вологості та швидкості руху повітря

Період року	Температура повітря, °С	Відносна вологість повітря, %, не більше	Швидкість руху повітря, м/с, не більше	Температура повітря поза постійних робочих місць, °С
холодний і перехідний	18-20	60-40	0,2	13-24
теплий	21-23	60-20	0,3	Не більше ніж на 5°С вище за середню температуру зовнішнього повітря найспекотнішого місяця о 13 год., але не більше 33°С

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

					КР.142.6231м.04.03.ПЗ.	Арк.
						80
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Згідно з нормами ДБН В.2.2-28 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.3.3) [4,22].

Таблиця 3.3 - Рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь

Приміщення і поверхні	Мінімальна освітленість E_{min} , лк	
	При комбінованому освітленні	При загальному освітленні
Машинні приміщення: З постійним чергуванням персоналу без постійного чергування персоналу	— —	150 100
Котельні приміщення: Площадки обслуговування котлів Приміщення димососів, вентиляторів Конденсаторна, хімводоочищення, деаератора, бойлерна	100 — —	100 100 100
Диспетчерські, пульти операторів, контрольно-вимірювальні прилади	200	100
Сходи службових і допоміжних приміщень	50	20

Виробнича вібрація. Систематичний вплив загальних вібрацій може бути причиною вібраційної хвороби – стійких порушень фізіологічних функцій організму, що обумовлені переважно дією вібрацій на центральну нервову систему. Ці порушення виявляються у вигляді головних болей, запаморочень, поганого сну, зниженої працездатності, поганого самопочуття, порушень серцевої діяльності. Вібрація може не викликати больових відчуттів, але утруднить проведення виробничих процесів.

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

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

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

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

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

Ив. № подл.	Підпис і дата					
	Ив. № дубл.					
	Взам. ив. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.03.ПЗ.	Арк.
						82

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

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

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

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

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 "Шум. Загальні вимоги безпеки" встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (для широкополосного шуму) (табл.3.4) [4].

Таблиця 3.4 - Допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.03.ПЗ.	Арк. 83

Компресорна станція магістрального газопроводу, як і більшість підприємств машинобудівної промисловості, характеризується підвищеною вибухо - пожежною небезпекою через значну кількість легкозаймистих та горючих рідин і газів, розгалужену мережу трубопроводів із запірною-пусковою та регулюючою арматурою.

Аналіз зареєстрованих крупних пожеж на машинобудівних підприємствах показав, що при пожежах на цих підприємствах виникає складна обстановка для пожежогасіння, тому потрібна розробка комплексу заходів щодо протипожежного захисту. Цей комплекс включає заходи профілактичного характеру та влаштування систем пожежогасіння і вибухозахисту [13].

Инов. № подл.	Підпис і дата				Инов. № дубл.	Підпис і дата
	Взам. інов. №					
	Инов. №					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.03.ПЗ. 84	

За табл.22,26 [22]: $\rho_n=50$;

$\rho_c=30;$

$\rho_p=10.$

$$i = AB/h(A+B) = 45 \cdot 30 / 26(45+30) = 0,7,$$

де A -довжина приміщення;

В-ширина приміщення;

h-висота приміщення;

тоді, $\eta=0,2$.

Отже, прийнято 310 світильники. Їх розташування здійснюється з урахуванням розміщення обладнання і може бути в шаховому порядку або рядами. Необхідно максимально уникнути виникнення тіней від стаціонарного обладнання, а також забезпечити стабілізацію світлового потоку газорозрядних ламп, що досягається використанням двох- та трьохфазного вмикання в мережу або баластного, ємнісного чи індукційного опору.

Ивв. № подл.	Підпис і дата	Взам. івв. №	Івв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.04.03.ПЗ.				Арк.
				86

3.3 Розробка заходів щодо зниження впливу шкідливих та небезпечних факторів

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.03.ПЗ.	Арк.
						87

механізмів треба усунути неврівноваженість мас, що обертаються, шляхом балансування. Також дуже часто віброгасіння здійснюють шляхом встановлення агрегатів на фундаменти. Крім того, виключити контакт з вібруючими об'єктами можна використанням огорож, сигналізації.

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

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.03.ПЗ.	Арк.
						88

[illegible]

4.1 Аналіз шкідливого впливу вихлопних газів ГТД на навколишнє середовище

Процес горіння палива, що лежить в основі робочого процесу ГТД, супроводжується викидами в атмосферу вихлопних газів. Ці гази являють собою суміш продуктів згоряння з надлишковим повітрям.

Складові компоненти вихлопних газів звичайно класифікують за такими групами:

1. Продукти повного згоряння:

- вуглекислий газ CO_2 ;
- водяні пари H_2O ;
- оксиди сірки SO_2 і SO_3 ;

2. Газоподібні продукти неповного згоряння:

- оксид вуглецю CO ;
- вуглеводні C_xH_y ;

3. Оксиди азоту NO_x :

- оксид NO ;
- діоксид NO_2 ;

4. Альдегіди RCHO ;

5. Сажисті частинки (вільний вуглець C);

6. Золіві частинки;

7. Азот та кисень.

Склад відпрацьованих газів залежить від типу ГТУ, режиму її роботи, технічного стану, якості і виду палива і т.д.

Діючими в Україні санітарно-гігієнічними нормами встановлено гранично допустимі концентрації (ГДК) завислих (пилових) частинок в атмосферному повітрі (табл.4.1).

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.04.04.ПЗ. Арк. 90									

Таблиця 4.1 - Гранично допустимі концентрації (ГДК) завислих (пилових) частинок

Токсичні компоненти	Пил	Сажа (С)	Оксид вуглецю (СО)	Вуглеводні бензпирен $C_{20}H_{12}$	Альдегіди		Оксиди азоту		З'єднання сірки	
					CH ₂ O	H ₂ CO	NO	NO ₂	SO ₂	H ₂ SO ₄
ГДК, мг/м ³ (в повітрі населених пунктів)	0,15	0,05	1	0,000001	003	0,012	—	0,085	0,05	0,1

ГТУ звичайно менш токсичні в порівнянні з поршневими двигунами, однак оскільки витрати робочого тіла дуже значні, то викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами можуть привести до істотних локальних забруднень повітря (у районах теплових і компресорних станцій, у зонах аеропортів, у портах, на автомагістралях тощо).

Так, димність (вихлопні гази будь-якого забарвлення) викликана вмістом у продуктах згоряння сажистих і зольних частинок, що надають вихлопним газам чорного кольору. Димність підсилює також газоподібний діоксид азоту, який має бурий колір. Димність приводить до зменшення сонячного випромінювання на поверхні, а також до погіршення видимості через поглинання і розсіювання світла завислими частинками.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його з'єднанні з гемоглобіном зменшується спроможність крові переносити кисень.

Оксиди азоту дуже токсичні. Попадаючи в організм людини і з'єднуючись із водою, вони утворюють азотну кислоту, що руйнує легеневу тканину, дратує слизові оболонки, викликає необоротні зміни в серцево-судинній системі.

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ.

Незгорілі вуглеводні при влученні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
КР.142.6231м.04.04.ПЗ.				
Арк.				
91				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Велику небезпеку для стратосфери становлять наступні викиди ГТД:

- водяна пара і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері ”парникового“ ефекту;
- з’єднання сірки, що викликають утворення в атмосфері твердих часток, які не пропускають сонячне випромінювання;
- оксиди азоту через небезпеку руйнації озонового шару і збільшення в результаті цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Особливістю продуктів згоряння є те, що вони являють собою суміш із декількох одночасно присутніх токсичних компонентів. Тому поряд із ГДК додатково вводять норми гранично допустимих викидів (ГДВ), що виражають в одиницях маси забруднювача на одиницю витрати палива.

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

- для CO (ГОСТ 21204-97) 300 мг/нм³;
- для NO_x 150 мг/нм³ при об’ємній концентрації кисню 15% у сухій пробі про-

дуктів згоряння, приведеної до стандартних атмосферних умов (ГОСТ 28775-90).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.04.ПЗ.	Арк.
						92

4.2 Методи зменшення викидів токсичних компонентів вихлопних газів

Заходи для зменшення емісії CO і C_xH_y збігаються з використовуваними заходами для підвищення повноти згоряння палива і зводяться до наступного [16,17]:

1. Підтримка в реакційному об'ємі досить високого температурного рівня. З погляду зменшення емісії продуктів недопалу на часткових режимах кращими є камери з дифузійним методом сумішоутворення, який сприяє підтримці стабільно високої температури в зоні реакції.
2. Поліпшення якості розпилювання рідкого палива, що дозволяє прискорити процеси його випаровування і сприяє створенню гомогенної горючої суміші. Для цього застосовують багатоступінчасті і багатосоплові форсунки, а також форсунки з перепуском палива, які дозволяють підняти тиск впрыскування.
3. Зменшення часу існування крапель рідкого палива за рахунок його попереднього підігріву (особливо при використанні залишкових палив).
4. Перерозподіл витрати повітря в первинній зоні камери згоряння, що дозволяє підтримувати значення коефіцієнтів надлишку повітря $\alpha_T=1,30\dots1,45$, при яких викиди газоподібних продуктів неповного згоряння мінімальні.
5. Використання конструкційних матеріалів-каталізаторів горіння, що дозволяє знизити середню ефективну температуру горіння, зменшити розміри зони хімічного реагування, скоротити час перебування газів у зоні високих температур. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.
6. Введення спеціальних присадок у паливо, що перешкоджають утворенню NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так, добавки 0,3% кобальту або міді в паливо знижують викиди оксидів азоту на 20...25%.
7. Впрыскування водяної пари (води) у зону первинного сумішоутворення або використання водопаливної суміші. При цьому відбувається охолодження зони горіння і значне (на 30...40%) зменшення емісії оксидів азоту.
8. Циркуляція продуктів згоряння. У цьому випадку продукти згоряння виступають інертним розріджувачем суміші.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.04.ПЗ.	Арк.
						93

Процес утворення сажі, яка є причиною *димності* вихлопних газів, має дві стадії: утворення зародків і зростання часток. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням вмісту в паливі водню, який гальмує збільшення часток.

Методами зменшення димності є:

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

Ці засоби реалізуються шляхом:

- зменшення об'єму перезбагачених паливом високотемпературних зон (ЗЗТ), якщо це не супроводжується зниженням стійкості горіння;
- застосування багатофорсункових фронткових пристроїв камер згоряння;
- поліпшення якості розпилювання палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі барію або магнію);
- застосування водопаливних емульсій і впорскуванню води.

Зміна режиму роботи двигуна в сторону збільшення потужності приводить до зменшення викиду *незгорілих вуглеводнів* [16]. Це відбувається частково завдяки поліпшенню якості розпилювання палива за рахунок збільшення тиску впорскування, але в основному – через збільшення швидкості хімічних реакцій в первинній зоні камери згоряння в результаті підвищення тиску і температури повітря на вході.

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

Ив. № подл.	Підпис і дата				
	Ив. № дубл.				
	Взам. ив. №				
	Підпис і дата				
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.6231м.04.04.ПЗ. Арк. 94					

4.3 Заходи, застосовані до проектного двигуна щодо зменшення впливу шкідливих факторів на навколишнє середовище

Контактна газопаротурбінна установка (КГПТУ) з регенерацією води в циклі "Водолій" є екологічно чистою енергетичною установкою, що була спроектована і досліджена в НВКГ "Зоря"- "Машпроект". Це досягається завдяки:

- впорскуванню частини пари, яка отримується в утилізаційному парогенераторі, в камеру згоряння двигуна;
- застосуванню так званої системи "волого стиснення" повітря компресорів.

1. В КГПТУ "Водолій" пару прийнято розділяти на два потоки: екологічний та енергетичний. Перший (менша частина, ~15%) спрямовується безпосередньо в зону горіння камери згоряння (у первинний потік) і вирішує завдання поліпшення екологічних характеристик КГПТУ. Другий (більша частина, ~85%) – подається на виході з КЗ (у вторинний потік) і застосовується для поліпшення переважно економічних характеристик енергоустановки. Парогазова суміш, яка утворюється в камері згоряння, проходить турбіну компресора, силову турбіну, провий котел-утилізатор, де використовується як нагріваючий компонент для виробництва перегрітої пари. Далі парогазова суміш потрапляє в контактний конденсатор. В ньому конденсується не тільки подана в КЗ пара, але й частина водяної пари, що утворюється в результаті горіння вуглеводневого палива [3,14].

2. Система "волого стиснення" заснована на принципі ізотермірування (наближення до початкової температури) процесу стиснення повітря в компресорі. Це досягається шляхом змішування циклового повітря на вході в компресор з розпиленою охолоджуючою водою. Експериментальні дослідження ефективності подачі води на вхід компресора проводились на дослідницькому стенді НДДКР "Машпроект". В якості води, що вприскується, використовувалась котлова вода, яка за технологічним лабораторним аналізом відповідала дистилляту. В досліджах були використані жарові труби без заходів щодо зниження емісії оксидів азоту. Всі отримані дані перераховувались на сухі гази із 15% кисню. Дослідження показали, що подача води на вхід КНТ призводить до значного зменшення шкідливих викидів. Найбільший ефект до-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.04.ПЗ.	Арк.
						95

сягається на режимах, близьких до номінального. Отже, установки "Водолій" мають переваги в маловодних регіонах завдяки високим енергетичним параметрам та економічності, а також в екологічно чистих районах, де існують жорсткі обмеження на кількість шкідливих викидів і водяні пари у складі вихлопних газів.

[illegible]

Інв. № подл.	Підпис і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
					КР.142.6231м.04.05.ПЗ.			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент.	Олійник В.Р.							
Керівник	Козловський А.В.							
Консульт.					Техніко-економічний аналіз показників проектованої установки	Літ.	Арк.	Аркушів
Зав.кафедр	Патлайчук В.М.						97	106
						НУК		

Вступ

Головною задачею цього розділу є економічне обґрунтування доцільності виробництва та експлуатації проектованої газотурбінної установки. У розділі проводиться техніко-економічний аналіз показників проектового двигуна по зрівнянню з базовим, та визначається величина економічного ефекту від впровадження проектового двигуна за весь строк його служби.

За основу вибору базового двигуна покладено було наступне: для ГТУ однаковий тип та призначення турбіни, режим роботи, близькі параметри робочого тіла, однакова конструктивно-кінематична схема. За базовий обрано двигун ГТД - 110 для електростанції (Характеристики за даними НПП „Машпроект“). Базовий двигун являє собою установку, яка працює за звичайним циклом, з одним компресором та турбіною, розташованими на одному валі, протитокової камери згоряння, приводом генератора зі сторони компресора. У проектованого двигуна, крім всього цього, організовано підведення пару у камеру згоряння, в установці реалізується комбінований газопаровий цикл. Пар, який підводиться в камеру згоряння, генерується в утилізаційному парогенераторі за рахунок теплоти газів, які відходять. Відпрацьована газопарова суміш охолоджується у контактному конденсаторі, а вода, сконденсована з суміші, надходить знову в цикл. Застосування упорскування пари дозволило значно знизити питому витрату палива та зменшити габарити двигуна.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	лізаційному парогенераторі за рахунок теплоти газів, які відходять. Відпрацьована газопарова суміш охолоджується у контактному конденсаторі, а вода, сконденсована з суміші, надходить знову в цикл. Застосування упорскування пари дозволило значно знизити питому витрату палива та зменшити габарити двигуна.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.05.ПЗ.
					Арк. 98

Таблиця 5.1 - Техніко-економічні показники та характеристики порівнюваних ГТА

Показники та параметри	Базова уста- новка	Проектowana установка
Номінальна потужність N_e , кВт	110000	110000
Коефіцієнт корисної дії, %	43,44	49,3
Питома витрата палива C_{NE} , кг/(кВт год.)	0,2046	0,1458
Вид палива	Природний газ	Природний газ
Початкова температура робочого тіла T_3 , К	1483	1520
Ступінь підвищення тиску в циклі π_k	14,7	18
Частота обертання ТС n , об/хв.	3000	3000
Кількість турбін в ГТД, шт.	1	1
Кількість УПГ на двигуні, шт.	1	1
Кількість контактних конденсаторів на двигуні, шт.	1	1
Ресурс установки, год.	100000	100000

Ивв. № подл.	Підпис і дата				Взам. івв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.05.ПЗ.			Арк.
								100

5.2 Розрахунок економічного ефекту від створення і використання проекто- вної установки

Основним показником економічної ефективності нової техніки є економічний ефект від її застосування. Економічний ефект представляє собою економію всіх виробничих ресурсів, одержувану в результаті виробництва і впровадження нової техніки. Так, для проектової установки корисний ефект вимірюється продуктивністю станції, капіталовкладеннями, експлуатаційними витратами.

За даними НВКГ „Зоря”-„Машпроект” вартість двигуна простого циклу потужністю 100...125МВт складає 20 \$/кВт. За даними Національного Банку України (НБУ) вартість одного долара США на 20.09.2022р. складає 37 грн.

1.Ціна утилізаційного парогенератора

$$Ц'_{УПГ}=28F_{УПГ}=28(F_{ЕК}+F_{ВП}+F_{ПП}) \text{ при } F_{УПГ} \geq 400 \text{ м}^2, [7]$$

де $F_{ЕК}$ — площа поверхні економайзера, м^2 ;

$F_{ВП}$ — площа поверхні випарника, м^2 ;

$F_{ПП}$ — площа поверхні пароперегрівача, м^2 ;

$F_{УПГ}$ - поверхня теплообміну утилізаційного котла, м^2 ;

- базової установки

$$Ц'_{УПГб}=28(268+1178+1926)=94\,416 \text{ грн.};$$

- проектової установки

$$Ц'_{УПГпр}=28(242+787+245,5)=35\,686 \text{ грн.}$$

2.Ціна сепаратора

$$Ц'_{С}=0,4 \cdot D_{УПГ} \text{ при } D_{УПГ} \geq 5000 \text{ кг/год.}, [7]$$

де $D_{УПГ}=D'_{УПГ} \cdot 3600$ —продуктивність УПГ по перегрітій парі, кг/год;

- базової установки

$$Ц'_{Сб}=0,4 \cdot 8,1 \cdot 3600=11\,664 \text{ грн.};$$

- проектової установки

$$Ц'_{Спр}=0,4 \cdot 3,5204 \cdot 3600=5069 \text{ грн.}$$

3.Ціна контактного конденсатора

$$Ц'_{КК}=28(F_{ox}+F_{к}), [7]$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.05.ПЗ.				Арк.
									101

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	$C'_{ТУК\bar{o}}=94\,416+11\,664+22\,680+12\,876=141\,636$ грн.;
					- проектованої установки
					$C'_{ТУКnp}=35\,686+5069+16\,163+5692=62\,610$ грн.
					Для уточнення розрахунку цін елементів теплоутилізаційного контуру визна- чається індекс росту цін. В зв'язку з тим, що в останні роки замовлення на промисл- лові турбіни зростають найбільш швидко, можна прийняти, що величина індексу становить 8,8[7]. Ціна елементів теплоутилізаційного контуру при цьому припущен- ні складає:
					$C_{ТУК}=8,8\cdot C'_{ТУК};[7]$
					- базової установки
					$C_{ТУК\bar{o}}=8,8\cdot 141\,636=1\,246\,397$ грн.;
					- проектованої установки
					$C_{ТУКnp}=8,8\cdot 62\,610=550\,968$ грн.
					Загальна ціна ГТУ
					$C=C_{ГТД}+C_{ТУК};$
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.6231м.04.05.ПЗ.

Арк. 102

- базової установки

$$C_{\delta}=17\,575\,800+1\,246\,397=18\,822\,197 \text{ грн.};$$

- проектованої установки

$$C_{np}=17\,575\,800+550\,968=18\,126\,768 \text{ грн.}$$

Розрахунок економічного ефекту від створення і використання проектованої установки зведено до табл. 6.2.

Таблиця 6.2 - Розрахунок економічного ефекту від створення і використання проектованої установки

Показник	Спосіб визначення	Значення	
		Базова ГТУ	Проектована ГТУ
1.Номінальна потужність установки N_e , кВт		110000	110000
2.Річний експлуатаційний період T_e , діб.	За даними заводу-виробника	330	330
3.Строк придатності T_c , років	За даними заводу-виробника	10	10
4.Коефіцієнт капітальних вкладень E_n		0,15	0,15
5.Повні витрати на виготовлення установки (її ціна) Z , млн. грн.	Див. вище	18,822	18,127
6.Продуктивність станції за експлуатаційний період Q , МВт/рік	$Q=24 \cdot T_e \cdot N_e$	871200	871200
7.Витрата палива на станцію за добу $G_{нал}$, кг/добу	$G_{нал}=24 \cdot C_{NE} \cdot N_e$	540144	384912
8.Витрата палива за рік $g_{пал}$, тонн	$g_{пал}=(24 \cdot C_{NE} \cdot N_e \cdot T_e)/1000$	178247,5	127020,9
9.Витрата масла за рік g_m , тонн	$g_m=3,6 \cdot 10^{-6} \cdot N_e \cdot T_e$	130,68	130,68
10.Вартість палива $C_{нал}$, грн. за тонну		3323,4	3323,4

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

					КР.142.6231м.04.05.ПЗ.	Арк.
						103
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл.6.2

Показник	Спосіб визначення	Значення	
		Базова ГТУ	Проектована ГТУ
11.Вартість масла Π_m , грн. за тону		12542,5	12542,5
12.Річні витрати на паливо і масло $U_{нал.м}$, млн. грн.	$U_{нал.м} = (g_{пал} \cdot \Pi_{пал} + g_m \cdot \Pi_m)$	594,03	423,78
13.Витрати на капітальний ремонт $U_{КР}$, млн. грн.	$U_{КР} = (K_{КР} \cdot 3) / T_c$, де $K_{КР} = 0,3$ [27]	0,565	0,544
14.Витрати на поточний ремонт $U_{ТР}$, млн. грн.	$U_{ТР} = K_{ТР} \cdot 3$, де $K_{ТР} = 0,02$ [27]	0,376	0,362
15.Витрати на утримання машинної команди $U_{МК}$, млн. грн.	$U_{МК} = Nnp \cdot C_{ЗП} \cdot T_e$, де $Nnp = 30$ -кількість працівників; $C_{ЗП} = 100$ грн./доб - середньодобова зарплата працівника	0,99	0,99
16.Питомий коефіцієнт росту виробничості двигуна в порівнянні із базовим $K_{П}$	$K_{П} = Q_2 / Q_1$	—	1
17.Економія експлуатаційних витрат споживача ΔU , млн. грн.	$\Delta U = \Sigma [U_{1j} (Q_2 / Q_1) - U_{2j}]$	—	170,285
18. Об'єм будівлі для розміщення установки $V_{зд}$, м ³		2000	3500
20.Капітальні вкладення споживача в оборот K_2 , млн. грн.	$K_2 = K_T + K_M$, де $K_T = G_{пал} \cdot 10 \cdot \Pi_{пал}$ -запас палива на 10 діб; $K_M = 3,6 \cdot 10^{-6} \cdot 180 \cdot N_e \cdot \Pi_m$ -запас масла на 180 діб.	18,844 17,95	13,684 12,79
21.Витрати на освоєння установки K_3 , млн. грн.	$K_3 = \alpha_e \cdot 3$, де $\alpha_e = 0,05$ [27]	0,941	0,906
22.Витрати на НДДКР K_4 , млн. грн.	$K_4 = \alpha_n \cdot 3$, де $\alpha_n = 0,04$ [27]	0,753	0,725

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.05.ПЗ.	Арк.
						104

Продовж. табл. 6.2.

Показник	Спосіб визначення	Значення	
		Базова ГТУ	Проектована ГТУ
23.Супутні капіталовкладення K' , млн. грн.	$K'=\Sigma K_i$	21,538	17,065
24.Економія супутніх капіталовкладень ΔK , млн. грн.	$\Delta K=K'_1 \cdot (Q_2/Q_1) - K'_2$	—	4,473
25.Економія споживача на поточних витратах на експлуатацію, відрахуваннях від супутніх капіталовкладень за весь строк служби установки E_{II} , млн. грн.	$E_{II}=(\Delta U+E_n \cdot \Delta K)/P \cdot T_c$, де $P=1$, $T_c=0,1$	-	1709,55
26. Економічний ефект від виробництва та використання нової установки E_g , млн. грн.	$E_g=3_1-3_2+E_{II}$	-	1710,25

Инов. № подл.	Підпис і дата					Инов. № дубл.	Взам. інов. №	Підпис і дата	Инов. № подл.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.05.ПЗ. 105				

Висновки

В результаті проведеного техніко-економічного аналізу проектованої установ-
ки встановлено наступне:

1. Очікуваний економічний ефект на одну станцію за 10 років експлуатації складе суму в 1,71025 млрд. грн.;
2. За один рік експлуатації установки споживач одержить економію експлуатаційних витрат при використанні нової установки в розмірі 171,025 млн. грн.;
3. Економія споживача на поточних витратах на експлуатацію становитиме 1,70955 млрд. грн.. Експлуатаційні витрати за термін служби складають витрати на паливно-мастильні матеріали, утримання виробничого персоналу, ремонт та технічне обслуговування. Ці витрати є непостійними у часі. Враховуючи динаміку цін на паливно-мастильні матеріали, а саме, їх зростання, можна сказати, що в таких умовах доцільним буде використання найбільш економічного варіанта, тобто проектованої установки. Це пояснюється більш економічним споживанням палива та масла новим агрегатом, що, в свою чергу, пов'язано з конструктивними рішеннями щодо підвищення економічності установки.
4. Економія супутніх капіталовкладень складатиме суму в 4,473 млн. грн.
5. Поліпшення економічних показників проектованої установки досягнуто за рахунок її технічного вдосконалення, а саме: підвищення рівня ККД установки, що в свою чергу обумовлене підвищенням ступеня стиснення в циклі, підвищенням початкової температури газів та підвищенням параметрі пари в циклі. Це, в свою чергу, вимагало додаткових заходів щодо збереження ресурсу роботи агрегату, а значить і додаткових капітальних вкладень. Однак це компенсується більшою економічністю установки в порівнянні із базовою, а отже і меншою ціною самої установки.

Ив. № подл.	Підпис і дата					Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Підпис і дата	підвищення економічності установки. 4. Економія супутніх капіталовкладень складатиме суму в 4,473 млн. грн. 5. Поліпшення економічних показників проектованої установки досягнуто за рахунок її технічного вдосконалення, а саме: підвищення рівня ККД установки, що в свою чергу обумовлене підвищенням ступеня стиснення в циклі, підвищенням початкової температури газів та підвищенням параметрі пари в циклі. Це, в свою чергу, вимагало додаткових заходів щодо збереження ресурсу роботи агрегату, а значить і додаткових капітальних вкладень. Однак це компенсується більшою економічністю установки в порівнянні із базовою, а отже і меншою ціною самої установки.
						КР.142.6231м.04.05.ПЗ.			Арк.
					106				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

Висновки

За завданням кафедри турбін розроблено контактну газотурбінну установку (КГТА) потужністю $N_e = 110$ МВт для приводу генератора електростанції.

Виконано оптимізацію ефективних показників, термо і газодинамічні розрахунки газотурбінного двигуна, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів установки: максимальної температури в циклі (T_3), розрахункового ступеня підвищення тиску в циклі ($\pi_{k\Sigma}$). В результаті розрахунку циклу на режимі повної потужності при розрахунковому ступені стиснення $\pi_{k\Sigma} = 18$ отримано наступні параметри: ефективний ККД установки $\eta_e = 0,5004$, питома потужність $N_{e\text{ уд}} = 683,47$ кВт/(кг/с), питома витрата палива $C_{N_e} = 0,1478$ кг/(кВт год), температура газів на виході з установки $T_{yx} = 304,2$ К.

В ході габаритних розрахунків отримано габаритні характеристики основних елементів ГТД, габарити утилізаційного котла та парогазового конденсатора.

При габаритно-компоновочному розрахунку ГТД розраховувалися його елементи (турбокомпресорний блок, камера згоряння та силова турбіна). Компресор має 15 ступенів. Камера згоряння протитокова трубчасто-кільцева, має 22 жарових труби. Для змішування газу з повітрям та подачі в камеру служить горілочний пристрій. Передбачено додаткові пристрої для подачі екологічної та енергетичної пари в камеру згоряння. Турбіна має чотири ступеня.

Утилізаційний парогенератор одного тиску, оребреного типу, із продуктивністю по перегрітій парі $D_{y\text{III}} = 33,3070$ кг/с, температура перегрітої пари $T_{\text{III}} = 700$ К.

Отримано габаритні і термодинамічні показники контактного конденсатора, що встановлюється за УПГ та служить для уловлювання води із газопарової суміші та повернення її в конденсатно-живильну систему для багатократного використання в циклі.

Конструктивні розрахунки в проєкті містять розрахунок на міцність робочої лопатки першої ступені, розрахунок на міцність диску, розрахунок на довговічність підшипника. Виконано розрахунок закрутки робочої лопатки першої ступені.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
Інв. № дубл.	Підпис і дата				
Взам. інв. №	Інв. № дубл.				
Підпис і дата	Взам. інв. №				
Інв. № подл.	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.В.ПЗ.
					Арк. 107

В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів в машинному залі, розроблено заходи щодо їх зниження. Розраховано систему освітлення в приміщенні машинного залу.

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

Крім того, проведено техніко-економічний аналіз спроектованої установки з метою обґрунтування доцільності капіталовкладень у виробництво та експлуатацію агрегату, а також визначення економічного ефекту за встановлений експлуатаційний період від використання спроектованої установки на електростанції.

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк.	
	Інв. № дубл.						
	Взам. інв. №						
	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.6231м.04.В.ПЗ.		108

Список використаних джерел

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т.1.-5-е изд., перераб. и доп.-М: Машиностроение, 1980.-728с., ил.
2. Воскресенский В.А., Дьяков В.И. Расчет и проектирование опор скольжения: Справочник.-М: Машиностроение, 1979.-158с., ил.
3. Газотурбинные установки с энергетическим впрыском пара/ В.Беляев, А.Маркелов// Газотурбинные технологии.-июль-август 2002.-с.20-24.
4. Долин П.А. Справочник по технике безопасности.-6-е изд., перераб. и доп.-М: Энергоиздат, 1984.-824с.,ил.
5. Журавлев В.Н., Николаева О.И. Машиностроительные стали. Справочник. Изд. 3-е, перераб. и доп.-М: Машиностроение, 1981.-391с., ил.
6. Закон України про Цивільну оборону України від 3 лютого 1993р. №2974-XII.
7. Захаров Ю.В., Шостак В.П., Марченко С.Г. Техничко-економічне обґрунтування технічних рішень в судовій енергетиці: Учебное пособие.-Николаев: НКИ, 1975.-93с.
8. Защита объектов народного хозяйства от оружия массового поражения: Справочник/ Под ред. Демиденко Г.П.-К.:Вища шк. Головное изд-во, 1987.-256с.
9. Изменение характеристик ГТД при впрыске воды на вход в компрессор/ В.И. Романов, Н.А. Дикий, О.Г. Жирицкий и др.// Известия академии инженерных наук Украины.-1999.-№1.-с.126-133.
- 10.Комбини́рованная газотурбинная установка мощностью 16-25 МВт с утилиза́цией теплоты отходящих газов и регенера́цией воды из парогазового потока/ В.И. Романов, В.А. Кривуца// Пром. Теплотехника.-1995.-№6.-с.89-96.
- 11.Нефедов Н.А., Осипов К.А. Сборник задач и примеров по резанию металлов и режущему инструменту. Издание 3-е. - М.: Машиностроение, 1976.
- 12.Михайлюк В.О., Пінін В.Г. Методичні вказівки до виконання практичних і розрахунково-графічних робіт за темою "Оцінка хімічної обстановки на хімічно небезпечних об'єктах, транспорті і застосуванні хімічної зброї"-Миколаїв: УДМТУ, 2002.-32с.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	8. Защита объектов народного хозяйства от оружия массового поражения: Справочник/ Под ред. Демиденко Г.П.-К.:Вища шк. Головное изд-во, 1987.-256с.		
					9. Изменение характеристик ГТД при впрыске воды на вход в компрессор/ В.И. Романов, Н.А. Дикий, О.Г. Жирицкий и др.// Известия академии инженерных наук Украины.-1999.-№1.-с.126-133.		
					10.Комбинированная газотурбинная установка мощностью 16-25 МВт с утилизацией теплоты отходящих газов и регенерацией воды из парогазового потока/ В.И. Романов, В.А. Кривуца// Пром. Теплотехника.-1995.-№6.-с.89-96.		
					11.Нефедов Н.А., Осипов К.А. Сборник задач и примеров по резанию металлов и режущему инструменту. Издание 3-е. - М.: Машиностроение, 1976.		
					12.Михайлюк В.О., Пінін В.Г. Методичні вказівки до виконання практичних і розрахунково-графічних робіт за темою "Оцінка хімічної обстановки на хімічно небезпечних об'єктах, транспорті і застосуванні хімічної зброї"-Миколаїв: УДМТУ, 2002.-32с.		
						КР.142.6231м.04.Л.ПЗ.	Арк.
							109
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

13. Охрана труда в машиностроении: Учебник для машиностроительных вузов/Под ред. Е.Я. Юдина, С.В. Белова-2-е изд., перераб. и доп.-М: Машиностроение, 1983.-432с., ил.
14. Підвищення ефективності функціонування утилізаційного контуру КГПТУ "Водолій"/ В.І. Романов, В.М. Коломєєв, М.О. Дикий та ін.// Нафт. і газова пром-сть.-2000.-№6.-с.43-46.
15. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ, 2002.-292с.
16. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ, 2002.-84с.
17. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ, 2000.-259с., іл.
18. Сербін С.І. Маркетинг у турбінобудуванні: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ, 2003.-72с.
19. Сербін С.І., Седько М.П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ, 1999.-52с.
20. Ансеров М.А. Приспособления для металлорежущих станков. – М.: Машниз, 1960.
21. Балабанов А.Н. Краткий справочник технолога-машиностроителя. – М.: Издательство стандартов, 1992. – 464 с.
22. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: Навчальний посібник.-Миколаїв: УДМТУ, 2001.-84с.
23. Допуски и посадки: Справочник в 2-х ч. Ч. 1 / Под ред. В.Д. Мягкова. – 5-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979 – 544 с., ил.
24. Допуски и посадки: Справочник в 2-х ч. Ч. 2 / Под ред. В.Д. Мягкова. – 5-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1979 – 545 - 1032 с., ил.
25. Ващиленко Н.В. Теплові расчёты газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ.-Учебное пособие. Николаев НКИ, 1987-46с.
26. Ващиленко Н.В. Выбор оптимальных термодинамических параметров судовых ГТУ с использованием ЕС ЭВМ.- Учебное пособие. Николаев НКИ, 1985-42с.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										110
					КР.142.6231м.04.Л.ПЗ.					
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

