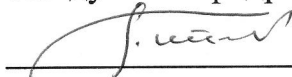


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



" 14 " 06 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: *Проект газотурбінного агрегату простої схеми номінальною
споживаною потужністю 20000 кВт для блокової електростанції*

Виконав:

студент групи 2237ст

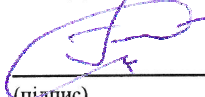


(підпис)

Ключко Р.О.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Козловський А.В.

Миколаїв – 2023 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

"10" _____ 2023 р.

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

Студенту _____ Ключко Р.О. _____

1. Тема роботи: **"Проект газотурбінного агрегату простої схеми номінальною споживаною потужністю 20000 кВт для блокової електростанції"**

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2023 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегату: **20 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1450 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка **паливної системи** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці.

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

- 4.1. Інформаційний пошук.
- 4.2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА.
- 4.3. Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання.
- 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **одноступінчастої турбіни низького тиску ГТА**.
- 4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.6. Аналіз системи вентиляції контейнера ГТД.
- 5. Перелік презентаційних матеріалів
 - 5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.
 - 5.2. Поздовжній переріз **турбіни низького тиску ГТА**.
 - 5.3. Схема **паливної системи** газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2023	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2023	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	01.05.2023	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА	15.05.2023	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2023	
6	Розробка заходів з охорони праці.	01.06.2023	
7	Підготовка презентаційних креслень	08.06.2023	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2023	

Студент


 (підпис)

Ключко Р.О.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проектування газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 20 МВт для блокової електростанції. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату; габаритний розрахунок газотурбінного агрегату та його компонування; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегату, які містили в собі: розробку конструкції турбіни низького тиску; розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску; перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність; розробку паливної системи газотурбінного двигуна; охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

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

ABSTRACT

The work has designed a simple cycle gas turbine unit with a capacity of 20 MW for a block power plant. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and the gas turbine unit scheme; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermogasodynamic calculation on the average diameter of a single-stage low-pressure turbine; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine unit, which included: development of the design of the low-pressure turbine; calculation of the twist of the low-pressure turbine blades; verification calculation of the working blades of the low-pressure turbine for strength; development of the fuel system of the gas turbine engine; labor protection at the facility where the gas turbine unit is located.

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

					КР.142.2237ст.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3MIST

Вступ.....	5
1. Патентно-інформаційний пошук.....	6
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА.....	18
2.1. Оптимізація параметрів циклу ГТА.....	19
2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА.....	25
3. Габаритно-компонувальний розрахунок ГТД.....	32
3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД.....	33
3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД.....	38
3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД.....	39
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску.....	45
5. Конструювання та конструктивні розрахунки.....	54
5.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску.....	55
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску.....	57
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність.....	61
5.4. Розробка паливної системи ГТА.....	70
5.4.1 Призначення і склад системи.....	70
5.4.2 Робота паливної системи.....	71
6. Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА.....	73
6.1. Загальні питання.....	74
6.2. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі електростанції.....	76
Висновки.....	80
Список використаних джерел.....	82

[illegible]

ВСТУП

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

Метою роботи є проєктування газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 20 МВт для блокової електростанції.

Відповідно до поставленої мети **вирішені такі завдання:**

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату;
- габаритний розрахунок газотурбінного агрегату та його компоновання;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегату, які містили в собі:
 - розробку конструкції турбіни низького тиску;
 - розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску;
 - перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність;
 - розробку паливної системи газотурбінного двигуна;
- охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

Об'єктом дослідження є система вироблення електричної енергії.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегату, який є приводом генератору електричного струму на електростанції, та його окремих елементів.

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності газотурбінного агрегату та його окремих частин.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	ДР.142.2237ст.01.ВС.ПЗ	Арк.
						5

[illegible]

РОЗДІЛ 1 ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

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 [1], [2].

Прототипом для розрахунків обрано двигун Двигун UGT 25000

Газотурбінний двигун UGT 25000 (рис.1.1) є першим двигуном 4-го покоління НВКГ "Зоря"-Машпроект" і найбільш потужним та економічним із уніфікованого ряду газотурбінних двигунів UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000, призначених для приводу нагнітачів природного газу, електрогенераторів і суднових рушіїв.

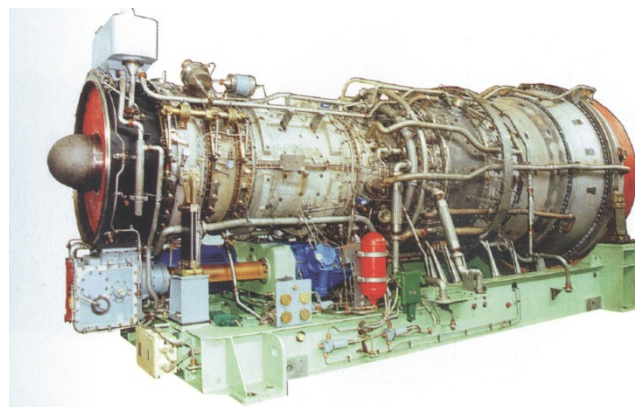


Рисунок 1.1 - Двигун UGT 25000

У конструкції UGT 25000 збережена традиційна схема – модульний двигун простого циклу з двокаскадним газогенератором і вільною силовою турбіною.

Основні переваги двигуна:

- високий ККД простого циклу;
- можливість роботи на рідкому і газоподібному паливі;
- змінювана частота обертання силової турбіни;

Інв. № подл.	Підпис і дата					КР.142.2237ст.01.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			7

- високий ККД при часткових навантаженнях;
- швидкий запуск і навантаження;
- компактна модульна конструкція;
- можливість роботи в будь-яких кліматичних умовах;
- простота обслуговування в експлуатації.

UGT 25000 пристосований для роботи в установках з утилізацією тепла газів, а також для спільної роботи з дизелями, газовими і паровими турбінами.

Малі габарити і маса полегшують транспортування і монтаж двигуна на місці.

UGT 25000 оснащений засобами діагностичного контролю для раннього попередження відмовлень і несправностей. За допомогою бороскопів можна ретельно обстежувати стан проточної частини двигуна без розбирання.

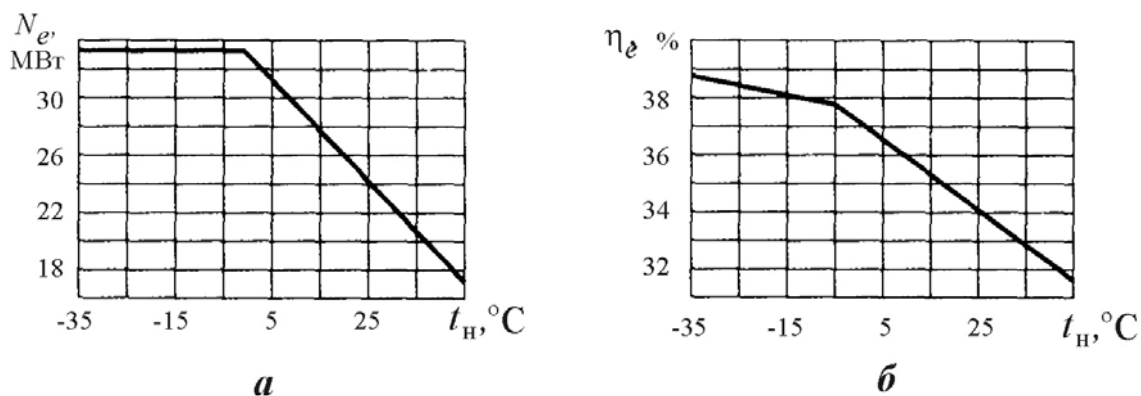


Рисунок 1.2 - Залежність потужності (a) та ККД (b) UGT 25000 від температури повітря на вході

Модульна конструкція забезпечує заміну вузлів в умовах експлуатації. Можлива заміна напівних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресорів низького тиску, силової турбіни. Для зручності обслуговування основні і допоміжні агрегати встановлені в доступних місцях.

При проектуванні UGT 25000 максимально враховувався досвід розробки й експлуатації газотурбінних двигунів третього покоління, застосовуваних на флоті з 1972 р. Це компактні двигуни, що відрізняються високою економічністю, маневреністю, великим ресурсом, надійною роботою в морській і запиленій атмосфері. Експлуатація двигунів третього покоління на флоті до моменту створення UGT 25000 перевищила 200 тис. год.

Серійний випуск двигуна ведеться з 1995 р.

					КР.142.2237ст.01.01.ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Основні технічні характеристики UGT 25000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.1, експлуатаційні характеристики – на рис.1.2.

Таблиця 1.1 - Основні технічні характеристики UGT 25000

Параметр	Модифікації двигуна		
	ДГ80	ДН80	ДА80
Потужність, МВт	27,5	26,5	28,7
ККД, %	36	36	37
Витрата повітря, кг/с	87	86	93
Міра підвищення тиску	21,8	21,8	23,6
Початкова температура газу, К	1518	1518	1548
Температура газу за ГТД, К	758	748	773
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/3600	3700/4670	3270
Довжина x ширина x висота, м	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7
Маса, т	16	16	16
Ресурс до капітального ремонту, год	25000	25000	20000
Призначений ресурс, год	100000	100000	60000

Конструктивні особливості

До складу двигуна UGT 25000 (рис.1.3) входять два осьових компресори низького 2 і високого 3 тисків, що приводяться в обертання двома турбінами, відповідно, низького 6 і високого 5 тисків, трубчасто-кільцева протиточна камера згоряння 4 із віяловим розташуванням жарових труб, силова турбіна 7. Двигун встановлений на рамі 9 і закритий теплозвукоізолюючим кожухом. Приведення начіпних агрегатів, а також приведення стартерів для запуску ГТД здійснюється за допомогою коробок приводів, кінематично пов'язаних із ротором компресора низького тиску. ГТД має пристрої, що забезпечують прокручування компресорів непрацюючого двигуна.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.2237ст.01.01.ПЗ					Арк.
										9
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

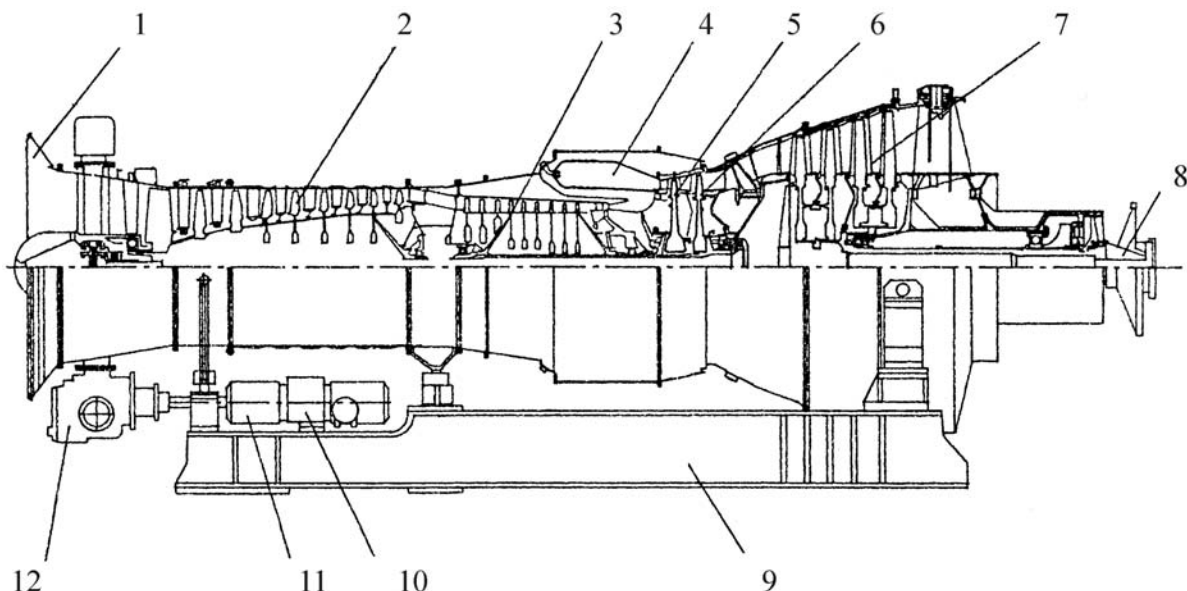


Рисунок 1.3 - Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

1 – вхідний пристрій; 2 – компресор низького тиску; 3 – компресор високого тиску; 4 – камера згоряння; 5 – турбіна високого тиску; 6 – турбіна низького тиску; 7 – силова турбіна; 8 – пружна муфта; 9 – рама; 10 – виносна коробка приводів; 11 – електростартер; 12 – нижня коробка приводів

Компресор низького тиску (рис.1.4) – осьовий, дев'ятиступінчастий, складається із вхідного пристрою 1, переднього корпуса 2, корпуса поворотних апаратів 8, корпуса КНТ 12, ротора КНТ 10.

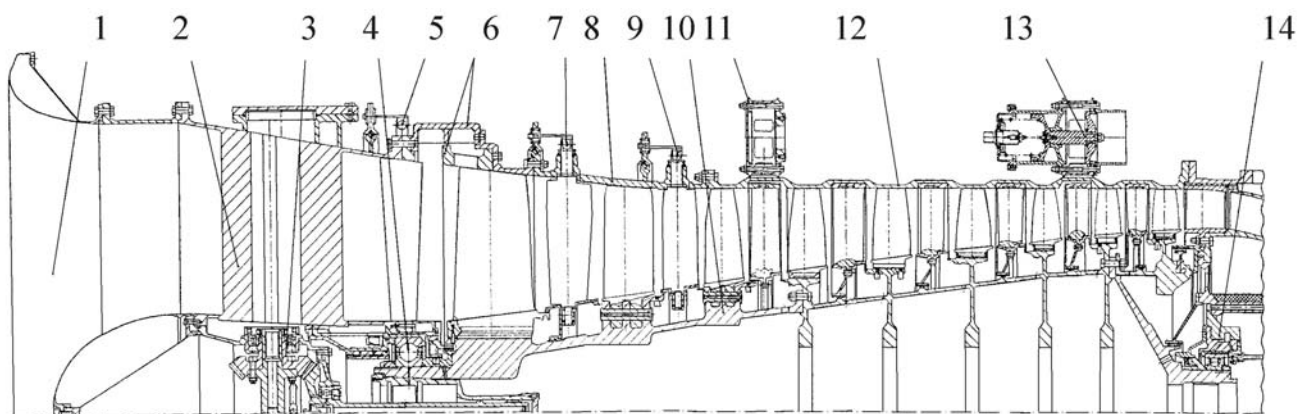


Рисунок 1.4 - Компресор низького тиску:

1 – вхідний пристрій; 2 – передній корпус; 3 – привод; 4 – передня опора; 5 – вхідний напрямний апарат; 6 – антзривний пристрій; 7 – напрямний апарат нульового ступеня; 8 – корпус поворотних апаратів; 9 – напрямний апарат першого ступеня; 10 – ротор КНТ; 11 – відбір повітря на охолодження турбіни; 12 – корпус КНТ; 13 – клапан перепуску; 14 – задня опора КНТ

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

					КР.142.2237ст.01.01.ПЗ	Арк.
						10
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення повітря в компресор і складається із зовнішнього і внутрішнього обтічників. Кільцевий канал між обтічниками є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус 2 призначений для розміщення поворотного вхідного напрямного апарата 5, передньої опори 4, привода 3.

Корпус поворотних апаратів 8 призначений для встановлення механізмів повороту напрямних апаратів нульового 7 і першого 9 ступенів. Корпус КНТ 12 виконаний у вигляді порожнього циліндра із фланцями вертикального і горизонтального рознімання. На зовнішній поверхні корпуса розташовані два повітрозбірники (на верхній і нижній половинах).

Через повітрозбірник 11 відбирається повітря з другого ступеня компресора на охолодження зовнішніх корпусів силової турбіни. У циліндричних проточках корпуса КНТ встановлюються напрямні апарати.

Ротор КНТ 10 складається з цапфи-диска нульового-другого ступенів, дисків, робочих лопаток, задньої цапфи. Ротор встановлений на двох гнучких опорах: передній 4 і задній, розташований в перехіднику. Гнучкі опори виконані з масляними демпферами, що зменшують динамічні навантаження на підшипники і рівень корпусної вібрації.

Для забезпечення тривалої роботи в заданому діапазоні режимів і при запуску компресор низького тиску має три поворотні напрямні апарати: вхідний 5, нульового ступеня 7 і першого ступеня 9, лопатки яких синхронно повертаються спільним механізмом залежно від статичного тиску повітря в проточній частині на виході з КВТ. З метою збільшення запасів стійкості КНТ на малих режимах у нульовому ступені застосований антизривний пристрій 6, для цієї ж мети за шостим ступенем встановлені два клапани 13 випуску повітря з проточної частини в атмосферу. Застосування цих пристроїв забезпечує необхідний запас стійкості турбокомпресора низького тиску.

Привод 3 призначений для передачі крутного моменту від електростартерів до ротора КНТ при запуску і для приводу всіх начіпних механізмів під час роботи двигуна.

Інв. № подл.	Підпис і дата					КР.142.2237ст.01.01.ПЗ Арк. 11
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Компресор високого тиску (рис.1.5) – дев'яноступінчастий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, силового корпусу 3, заднього корпусу 5, ротора турбокомпресора 6.

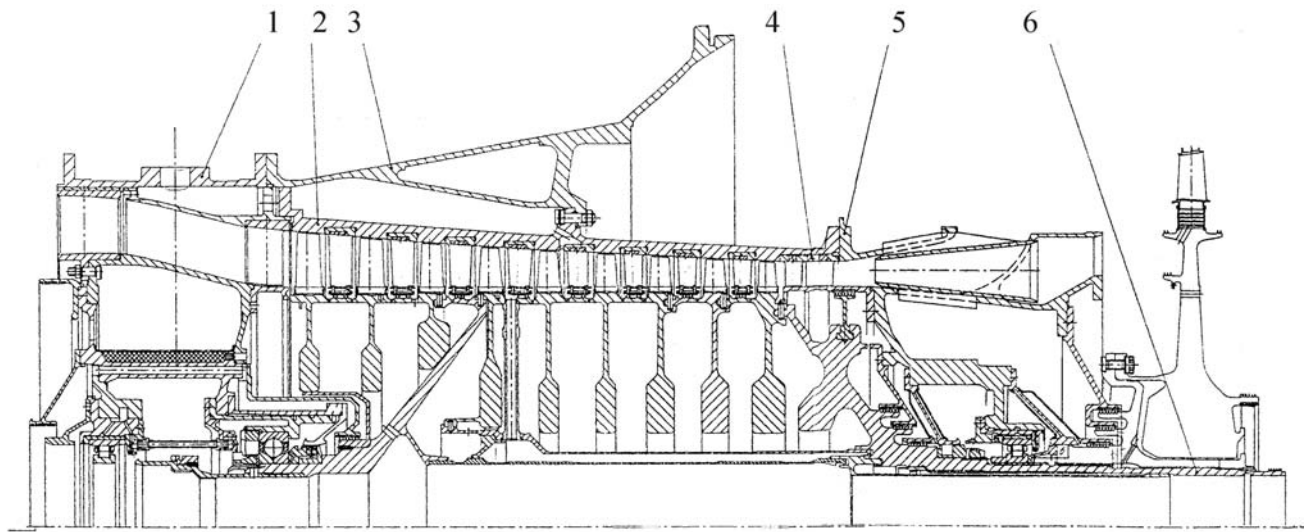


Рисунок 1.5 - Компресор високого тиску:

1 – перехідник; 2 – корпус КВТ; 3 – силовий корпус; 4 – випрямний апарат на виході з КВТ; 5 – задній корпус; 6 – ротор турбокомпресора високого тиску

Перехідник 1 призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску і розміщення напрямного апарата на виході з КНТ, задньої опори КНТ, передньої опори турбокомпресора високого тиску, вхідного напрямного апарата.

Корпус КВТ 2 являє собою обичайку, що має горизонтальне рознімання і служить для установки напрямних апаратів КВТ. До середнього фланця корпусу кріпиться силовий корпус 3, до заднього – задній корпус 5. На виході з корпусу компресора встановлений випрямний апарат 4, призначений для часткового зниження швидкості потоку повітря і забезпечення його осьового виходу в дифузор.

Силовий корпус 3 призначений для посилення конструкції в самому гарячому місці двигуна, а також використовується для кріплення на ньому комунікацій заднього корпусу.

Задній корпус 5 являє собою кільцевий дифузор, у якому відбувається зниження швидкості повітря і підвищення тиску перед входом до камери згоряння.

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.01.ПЗ	Арк. 12
-----	------	----------	--------	------	------------------------	------------

У ньому розміщується задня опора турбокомпресора високого тиску, а також здійснюється відбір повітря на охолодження лопаток соплового апарата ТВТ.

У задньому корпусі за дев'ятим ступенем ротора розташована задня розвантажувальна порожнина КВТ, яка поєднана з порожниною перед диском турбіни високого тиску. Постановкою лабіринтових кришок різного діаметра досягається певна величина осьового зусилля на кульковий підшипник передньої опори КВТ.

Ротор 6 конструктивно поєднує ротори КВТ і ТВТ. Ротор КВТ – дисково-барабанний, складається із дисків, робочих лопаток, передньої цапфи, задньої цапфи. До ротора КВТ консольно прикріплений диск турбіни високого тиску. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шлицьове сполучення.

У компресорах на границях масляних і повітряних порожнин у районах опор встановлені радіально-торцеві контактні ущільнення, які дозволяють зменшити безповоротні втрати масла, що іде у проточну частину, і знизити температуру масла в районах опор за рахунок зменшення прориву гарячого повітря в масляну порожнину.

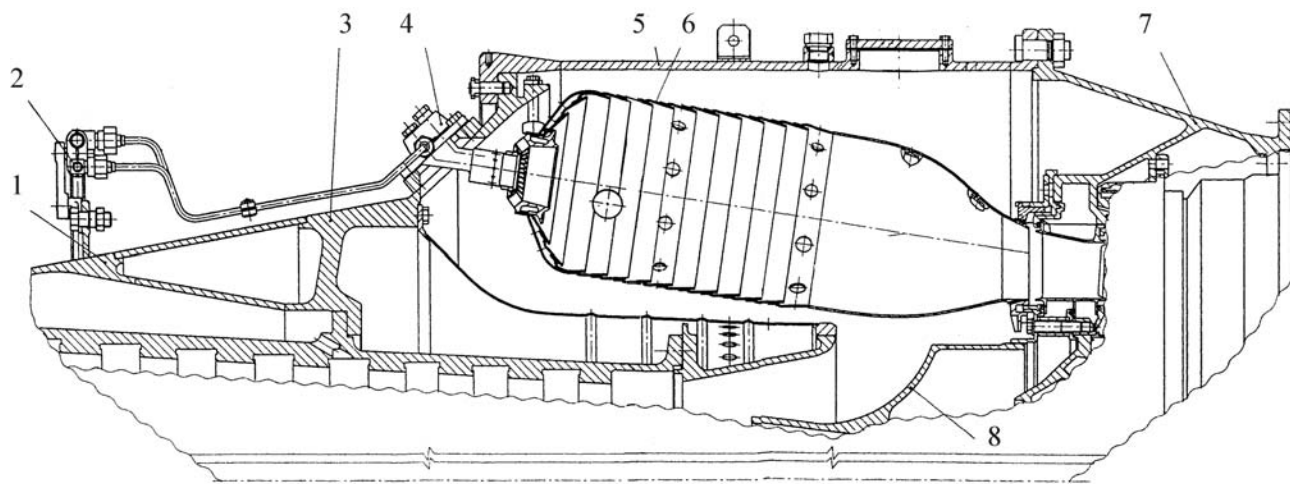


Рисунок 1.6 - Камера згоряння:

1 – підвіска; 2 – паливні колектори; 3 – корпус КВТ; 4 – форсунка; 5 – кожух камери згоряння; 6 – жарова труба; 7 – силовий корпус; 8 – дифузор

Камера згоряння (рис.1.6) – складається з кожуха камери згоряння 5, шістнадцяти жарових труб 6, розташованих у кільцевому просторі між зовнішнім і

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.2237ст.01.01.ПЗ					Арк.
										13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

внутрішнім кожухами камери згоряння з невеликим підйомом голівки, шістнадцяти форсунок 4, що кріпляться до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, паливних колекторів першого і другого ступеня 2, трубок підведення, запалювачів.

Внутрішній кожух камери згоряння виконує роль екрана і формує необхідне поле швидкостей повітряного потоку. Складається з тонкостінної оболонки і двох фланців. Переднім фланцем кожух кріпиться до корпусу КВТ, а заднім – спирається на зовнішню стінку корпусу заднього. На оболонці виконані кишені для проходу труб комунікацій задньої опори, розташованої під камерою згоряння.

Запалення палива в камері згоряння при запуску здійснюється двома запалювачами. Кожен запалювач забезпечує запалення паливоповітряної суміші в двох жарових трубах. Перекидання полум'я від однієї жарової труби до іншої здійснюється через полум'яперекидні патрубки жарових труб.

Подача і розпил палива здійснюються шістнадцятьма двосопловими двоканалними відцентровими форсунками 4. Застосування таких форсунок забезпечує якісний розпил палива у всьому діапазоні режимів роботи ГТД. Перший канал забезпечує запуск двигуна і роботу його на холостому ході. Інші режими роботи двигуна забезпечуються спільною роботою обох каналів.

Кожна жарова труба своєю хвостовою частиною (обоймою) телескопічно входить у проточки соплового апарата ТВТ. У головній частині втулкою завихровича вона спирається на ковпачок форсунки і двома фіксаторами кріпиться до козирка корпусу КВТ. Така схема кріплення жарових труб забезпечує незмінне взаємоположення торця ковпачка форсунки і торця завихровича жарової труби. Температурне подовження жарової труби компенсується телескопічним сполученням жарових труб і корпусу соплового апарата ТВТ.

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.01.ПЗ	Арк.
						14

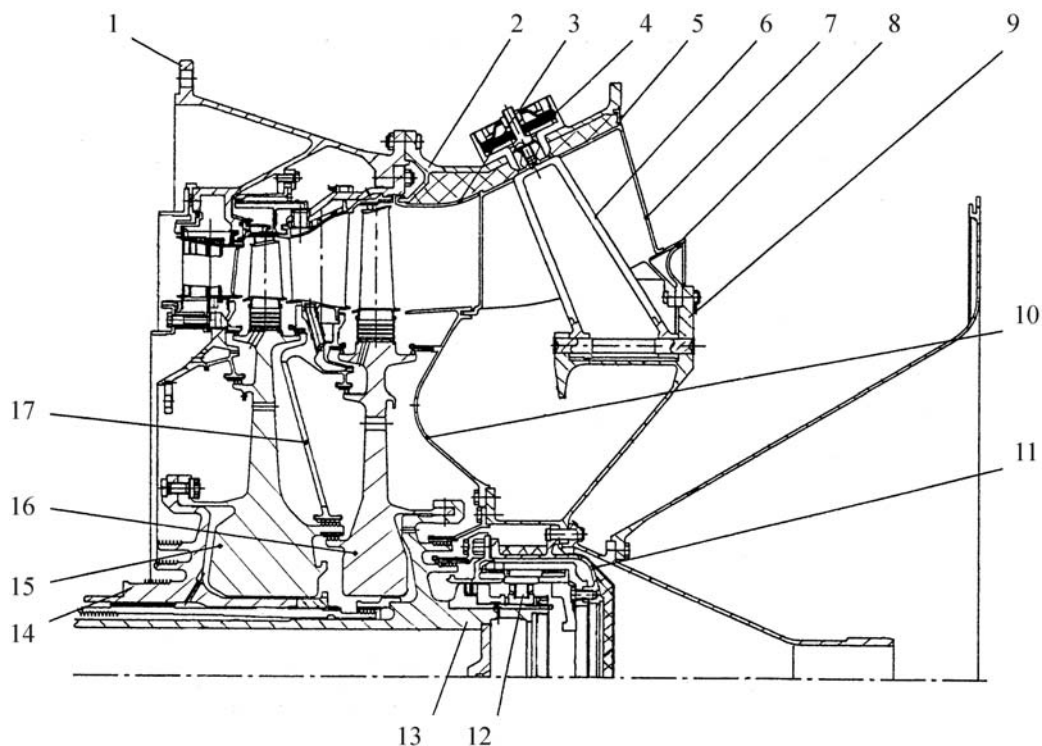


Рисунок 1.7 - Турбіни високого і низького тисків:

1 – силовий корпус; 2 – корпус опорного вінця ТНТ; 3, 5 – зовнішній кожух; 4 – компенсатор; 6 – стійка; 7 – обтічник; 8 – внутрішній кожух; 9 – корпус опори; 10 – передня стінка; 11 – корпус підшипника; 12 – роликовий підшипник; 13 – вал ТНТ; 14 – цапфа ТВТ; 15 – диск ТВТ; 16 – диск ТНТ; 17 – діафрагма

Турбіна високого тиску (рис.7) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат турбіни складається із силового корпусу 1, соплових лопаток, напрямного апарата.

Лопатки соплового апарата – охолоджувані. Охолодження вхідної крайки соплових лопаток плівкове, охолодження середньої частини лопаток і вихідної крайки використовує вихрову матрицю. Охолодне повітря до лопаток підводиться знизу. Напрямний апарат підводить охолодне повітря до робочих лопаток турбіни.

Ротор ТВТ складається з диска 15, поєднаного болтами із цапфою 14. Цапфа з диском 15 встановлюється на цапфу компресора високого тиску і затягується гайкою. У пазах диска встановлені робочі лопатки турбіни.

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчата, складається із соплового апарата, ротора ТНТ і опорного вінця. Сопловий апарат турбіни складається з корпусу соплового апарата, блоків лопаток, діафрагми 17.

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.01.ПЗ				Арк.
									15

Блоки лопаток – охолоджувані, консольні, зібрані по три лопатки в одному блоці. Система охолодження профільної частини блоків лопаток формується вихровою матрицею. Охолодне повітря до блоків лопаток підводиться через п'ятий ступінь КВТ зверху. Частина охолодного повітря проходить через лопатки і надходить у напрямний апарат для підведення до робочих лопаток турбіни.

Ротор ТНТ складається з диска 16, вала 13, робочих лопаток. Вал з диском поєднані штифтами. У пазах диска встановлені робочі лопатки.

Опорний вінець призначений для розміщення задньої опори ротора й утворює проточну частину між ТНТ і силовою турбіною. Він складається з корпусу 2 і дев'яти обтічників 7. Через шість з дев'яти обтічників проходять силові стійки 6, пов'язані з корпусом за допомогою компенсаторів 4 теплових розширень, через три інших обтічники проходять: труба підведення повітря, труба підведення масла і труба зливу масла.

Силова турбіна (рис.1.8) – осьова, чотирьохступінчаста, складається із соплових апаратів, ротора й опорного вінця.

Ротор турбіни – консольного типу, складається з вала 10, до якого кріпляться попарно диски 1-4-го ступенів. У ялинкові пази, виконані на ободах дисків, вставлені робочі лопатки. Консольність силової турбіни поліпшує модульність конструкції двигуна, оскільки дозволяє в експлуатації при необхідності змінювати тільки газогенератор, не демонтуючи силову турбіну.

Опорами ротора служать роликовий підшипник 11, кульковий підшипник 7 і упорний підшипник ковзання 8. На кінці ротора розташована пружна муфта 9, призначена для передачі крутного моменту від вала силової турбіни до споживача, а також для компенсації зламів і неспіввісності валів.

Опорний вінець турбіни складається з корпусу 2, компенсатора 3, дев'яти стійок-обтічників 5, внутрішнього кожуха і корпусу підшипників, у якому розташовані опори ротора.

Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий.

Високу готовність до дії двигуна забезпечують:

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Ротор турбіни – консольного типу, складається з вала 10, до якого кріпляться попарно диски 1-4-го ступенів. У ялинкові пази, виконані на ободах дисків, вставлені робочі лопатки. Консольність силової турбіни поліпшує модульність конструкції двигуна, оскільки дозволяє в експлуатації при необхідності змінювати тільки газогенератор, не демонтуючи силову турбіну. Опорами ротора служать роликовий підшипник 11, кульковий підшипник 7 і упорний підшипник ковзання 8. На кінці ротора розташована пружна муфта 9, призначена для передачі крутного моменту від вала силової турбіни до споживача, а також для компенсації зламів і неспіввісності валів. Опорний вінець турбіни складається з корпусу 2, компенсатора 3, дев'яти стійок-обтічників 5, внутрішнього кожуха і корпусу підшипників, у якому розташовані опори ротора. Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий. Високу готовність до дії двигуна забезпечують:	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.01.ПЗ	Арк. 16

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



Арк.
17

1 – внутрішній кожух; 2 – корпус опорного вінця; 3 – компенсатор; 4, 6 – труба підведення повітря; 5 – стійка-обтічник; 7 – кульковий підшипник; 8 – упорний підшипник ковзання; 9 – пружна муфта; 10 – вал;
11 – роликовий підшипник

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
Зм.		Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ				
Студент.		Ключко Р.О.				Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА		Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.							18	31
Консульт.								НУК		
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.								

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_e}, c_{p_g}, k_e, k_g$. Перевірка необхідності здійснювати охолодження турбін ГТД виконується блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінків турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язуваних методом Ньютона рівнянь (21) або (26). Якщо задана точність розв'язку ϵ_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{O_{i+1}}$ або $K_{D_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4. [2]

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл. 2.1 [2]

Таблиця 2.1 – Список основних ідентифікаторів програми «GTA1CC»

Ідентифікатор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД	α_0	—
BD	Недогрів газу в КЗПП	Δ_d	град
BO	Недоохолодження повітря в ППО	Δ_o	град
EGE	Питома витрата охолоджуючого повітря	g_e	—

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.2237ст.01.02.ПЗ Арк. 20				

Продовж. табл. 2.1

Ідентифіка- тор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця ви- мірювання
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	ν_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	ν_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	ν_{z6}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	ν_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	ν_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	ν_{kzpt}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	ν_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	ν_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	ν_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{nut}	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	—
KO	Параметр розподілу роботи компресора	K_o	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	—
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\bar{N}_{пт}$	—
QK	Загальний ступінь підвищення тиску у циклі (ЗСПТ)	π_k	—
QKH	Початкове значення ЗСПТ	π_{k_n}	—
QKK	Кінцеве значення ЗСПТ	π_{k_k}	—
R	Ступінь регенерації	r	—
SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_k$	—
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	η_{cz}	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_m}	

#

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
						21

Продовж. табл. 2.1

Ідентифіка- тор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця ви- мірювання
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nm}	

Для проведення розрахунків за програмою "GTA1CC" студенту необхідно підготувати комплект початкових даних.

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файла `isgtalcc.dat`, що знаходиться в директорії `GRUP5`, розміщених в каталозі `STUDENT`, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файлу `isgtalcc.dat` здійснюється екранним редактором. Редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл `watfor77.exe`, що знаходиться в директорії компілятора [2].

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом `gtalcc.exe`, розміщеним в директорії `SAPRTA`, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі `STUDENT`. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файла `isgtalcc.dat`, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построчно для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл `rzgtalcc.dat`, який також розміщується в директорії `GRUP5`. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних `D:\STUDENT\GRUP5\isgtalcc.dat` і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми `D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe`. За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі `D:\STUDENT\GRUP5\rzgtalcc.dat` будуємо графіки (рис.2.2, рис.2.3) - залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від ступеня підвищення тиску в циклі [2]. Оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску в циклі $\pi_{Kopt} = 20$

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построчно для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщується в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GRUP5\isgtalcc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe. За результатами розрахунку ,що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GRUP5\rzgtalcc.dat будуємо графіки (рис.2.2, рис.2.3) - залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від ступеня підвищення тиску в циклі [2]. Оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску в циклі $\pi_{Konm} = 20$
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ Арк. 22

Таблиця 2.2 - Оптимізація параметрів циклу ГТА

УЧБОВО-ДОСЛІДНИЦЬКА ПІДПРОГРАМА GTA1CC
РОЗРАХУНОК ОПТИМАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛУ

ВИХІДНІ ДАНІ ДО РОЗРАХУНКУ
Студент гр.2237ст. Ключко Р.О.

01. ОЗНАКА ЦИКЛУ	1.0000
02. ТЕМПЕРАТУРА ГАЗУ ПЕРЕД ТВТ ГТД, К	1450.0
03. ТЕМПЕРАТУРА ЗОВНІШНЬОГО ПОВІТРЯ, К	288.0
04. ПРИПУСТИМА ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛУ ЛОПАТОК, К	1100.0
05. ККД ЕЛЕМЕНТАРНОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА	0.9000
06. ККД ЕЛЕМЕНТАРНОГО СТУПЕНЯ ТУРБИНИ	0.9000
07. МЕХАНІЧНИЙ ККД ГТА	0.9900
08. КОЕФІЦІЄНТ ПОВНОТИ ЗГОРЯННЯ КЗ	0.9900
09. ПОЧАТКОВЕ ЗНАЧЕННЯ QK	10.00
10. КІНЦЕВЕ ЗНАЧЕННЯ QK	30.00
11. КРОК СПУСКУ ПО QK	1.00
12. КВПТ ВХІДНОГО ПРИСТРОЮ	0.9850
13. КВПТ ПЕРЕХІДНИКІВ КОМПРЕСОРІВ	0.9950
14. КВПТ ОСНОВНОЇ КЗ	0.9600
15. КВПТ ОПОРНИХ ВІНЦІВ ТУРБІН	0.9950
16. КВПТ ГАЗОВІДВІДНОГО ПРИСТРОЮ	0.9850
17. ПИТОМА ВИТРАТА ОХОЛОДЖУВАЛЬНОГО ПОВІТРЯ	0.0220
18. КВПТ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19. СТУПІНЬ РЕГЕНЕРАЦІЇ	0.0000
20. КВПТ УТИЛІЗАЦІЙНОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21. ВНУТРІШНІЙ ККД УТИЛІЗАЦІЙНОЇ ПТ	0.0000
22. НЕДООХОЛОДЖЕННЯ ПОВІТРЯ У ППО, ГРАД.	0.00
23. КВПТ ДЛЯ ППО	1.0000
24. НЕДОГРІВ ГАЗУ У КЗПП, ГРАД.	0.00
25. КВПТ ДЛЯ КЗПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32911	317.7	0.000	0.000	590.8	903.1	0.000	3.3	0.0476	2.79
11.0	0.33801	319.9	0.000	0.000	607.9	884.0	0.000	3.3	0.0488	2.84
12.0	0.34570	321.0	0.000	0.000	623.9	866.8	0.000	3.3	0.0500	2.89
13.0	0.35237	321.3	0.000	0.000	638.8	851.2	0.000	3.3	0.0512	2.94
14.0	0.35819	320.8	0.000	0.000	653.0	837.0	0.000	3.3	0.0524	2.99
15.0	0.36327	319.9	0.000	0.000	666.3	823.9	0.000	3.3	0.0537	3.04
16.0	0.36772	318.4	0.000	0.000	679.1	811.8	0.000	3.3	0.0549	3.08
17.0	0.37161	316.6	0.000	0.000	691.2	800.6	0.000	3.3	0.0562	3.13
18.0	0.37503	314.5	0.000	0.000	702.8	790.1	0.000	3.3	0.0574	3.17
19.0	0.37801	312.2	0.000	0.000	713.9	780.3	0.000	3.3	0.0587	3.22
20.0	0.38060	309.6	0.000	0.000	724.6	771.1	0.000	3.3	0.0601	3.26
21.0	0.38284	306.8	0.000	0.000	734.8	762.4	0.000	3.3	0.0614	3.31
22.0	0.38476	303.9	0.000	0.000	744.7	754.2	0.000	3.3	0.0628	3.35
23.0	0.38639	300.8	0.000	0.000	754.3	746.5	0.000	3.3	0.0641	3.40
24.0	0.38774	297.6	0.000	0.000	763.5	739.1	0.000	3.3	0.0656	3.44
25.0	0.38884	294.3	0.000	0.000	772.5	732.0	0.000	3.3	0.0670	3.48
26.0	0.38970	291.0	0.000	0.000	781.2	725.3	0.000	3.3	0.0685	3.52
27.0	0.39034	287.5	0.000	0.000	789.6	718.9	0.000	3.3	0.0700	3.57
28.0	0.39077	283.9	0.000	0.000	797.8	712.8	0.000	3.3	0.0715	3.61
29.0	0.39100	280.3	0.000	0.000	805.7	706.9	0.000	3.3	0.0730	3.65
30.0	0.39103	276.7	0.000	0.000	813.5	701.3	0.000	3.3	0.0746	3.69

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
						23

За результатами оптимізації циклу будуються графіки залежностей $\eta_e = f(\pi_k)$ і $Ne_{y0} = f(\pi_k)$ - відповідно ККД і питома потужність від ступеня підвищення тиску в циклі. Графік залежності зображено на рис. 2.2.

Як видно з результату розрахунку питома потужність зменшується з ростом π_k , а ККД спочатку зростає до максимуму, а потім плавно зменшується. Максимальний ККД досягається при $\pi_{k\eta} = 30$, $\eta_e = 0.39103$ (табл. 2.2). Але проектне (розрахункове) значення π_k^{PO3} необхідно брати дещо меншим за величину. Зменшені значення π_k^{PO3} дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи компресорного блока. Для обраного значення $\pi_k^{PO3} < \pi_{k\eta}$ повинне виконуватись співвідношення:

$$\delta\eta_e = \frac{\eta_{e\max} - \eta_{ePO3}}{\eta_{e\max}} \leq 0,5...1,0\%$$

Згідно з перерахованими вище умовами міра підвищення тиску π_k^{PO3} приймається рівною $\pi_k^{PO3} = 20$, при цьому $\eta_e = 0.38060$, $Ne_{y0} = 300.6 \text{ кВт/(кг/с)}$.

Ефективний ККД, %

Питома потужність, кВт/(кг/с)

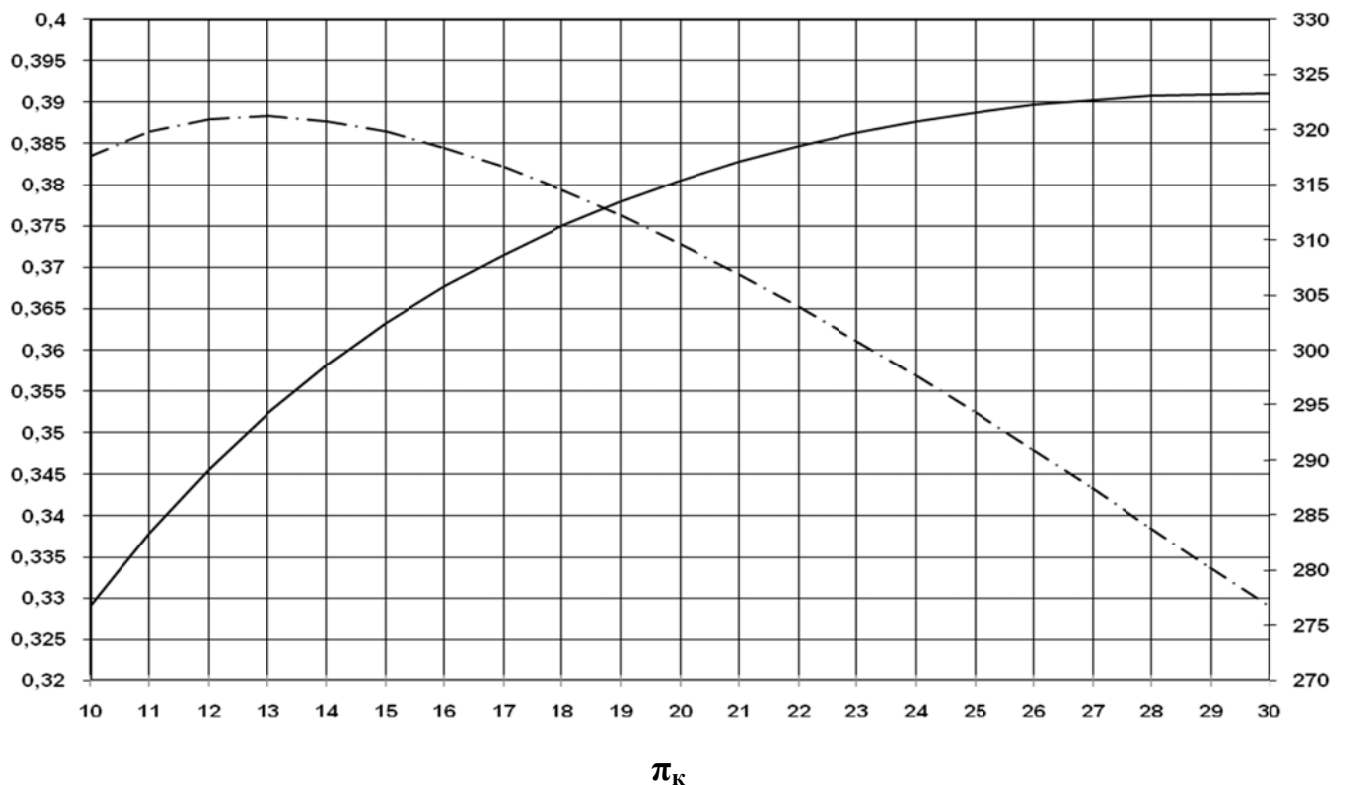


Рисунок 2.2 – Залежність ефективного ККД циклу ГТА та $Ne_{пит}$ від загальної міри підвищення тиску в циклі

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ					Арк.
										24
					Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

2.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 20000 кВт, початкова температура газу – 1450 К, базовий двигун – UGT 25000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 20.

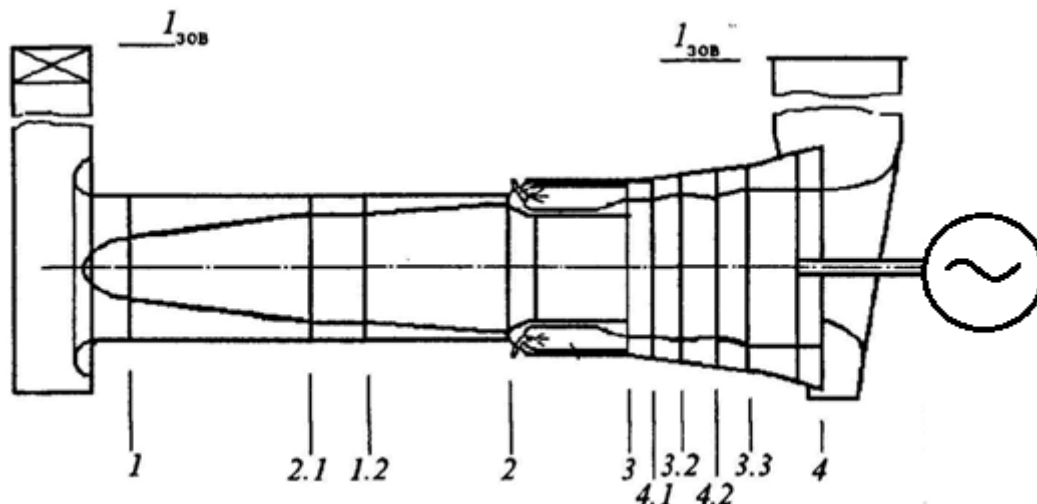


Рисунок 2.3 – Конструктивна схема і розрахункові перерізи ГТА

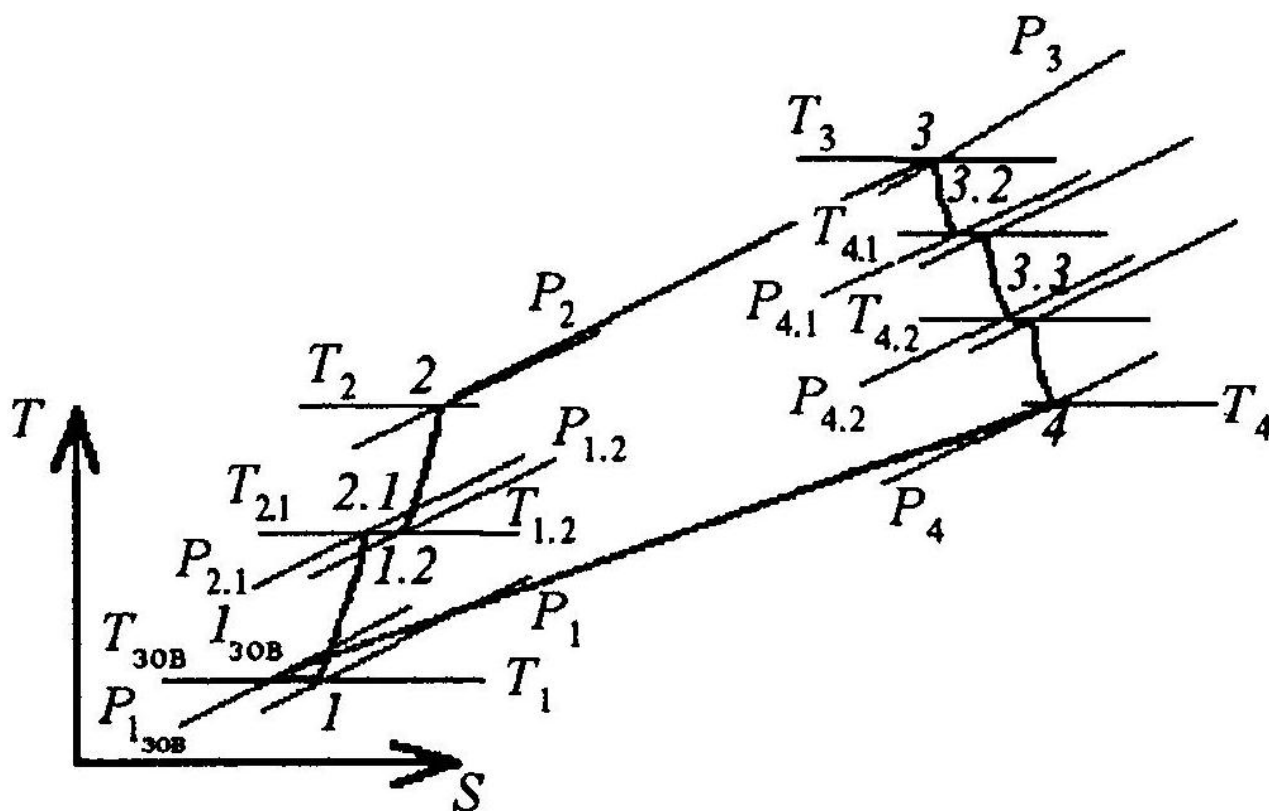


Рисунок 2.4 – Термодинамічний цикл двокаскадного ГТД з вільною ТГ

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
						25

Таблиця 2.3 – Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА простого циклу

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається[1]	20	
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1450	
3. Температура зовнішнього повітря $T_{\text{зов}}$, К	Приймається[1]	288,0	
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{\text{зов}}$, МПа	Приймається[1]	0,1013	
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається[1]	1080,0	
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{\text{ак}}$	Приймається[1]	0,8950	
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{\text{кз}}$	Приймається[1]	0,9950	
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{\text{вх}}$	Приймається[1]	0,9850	
9. КВПТ у переходнику компресора $v_{\text{к}}$	Приймається[1]	0,9950	
10. КВПТ у камері згоряння $v_{\text{кз}}$	Приймається[1]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{\text{т2}}$	Приймається[1]	1,0000	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{\text{т3}}$	Приймається[1]	1,0000	
13. КВПТ газовідводу $v_{\text{гв}}$	Приймається[1]	0,9850	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{\text{т1}}$	Приймається[1]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{\text{т2}}$	Приймається[1]	0,9100	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{\text{т3}}$	Приймається[1]	0,9250	
17. Механічний ККД турбін $\eta_{\text{мі}}$	Приймається[1]	0,9750	
18. Внутрішній ККД редуктора $\eta_{\text{р}}$	Приймається[1]	1,0000	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\text{к2}}$	Приймається[1]	0,9850	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря $g_{\text{е}}$	Приймається[1]	0,0235	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива $H_{\text{н}}$, кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури[1]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури[1]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТА $N_{\text{е}}$, кВт	Задається завданням	20000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\text{к2}}$	Приймається[1]	4,472	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\text{к1}}$	$\pi_{\kappa\Sigma} / \pi_{\text{к2}}$	4,4372	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{\text{п1}}$	$\frac{c_{\text{рп1}}}{c_{\text{рп1}} - R_{\text{п}}}$	1,4000	
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\text{к1}}$	$\frac{\pi_{\text{к1}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1}{\pi_{\text{к1}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1}$ $\pi_{\text{к1}}^{\frac{k_{\text{п1}}-1}{k_{\text{п1}}}} - 1$	0,8712	0,8713

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
						26

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{к1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{к1}}$	176,58	175,26
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{к1}$	464,58	463,26
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{к1} \cdot \eta_{к1}}{2}$	364,91	364,35
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,011	1,010
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3964	1,3967
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{306} \cdot \nu_{вх}$	0,0998	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{к1}$	0,4990	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,3800	1,3774
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{к2}$	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}} \eta_{ак}} - 1}$	0,8721	0,8722
37. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	271,97	269,54
38. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	736,55	732,81
39. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	583,17	580,81
40. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,0470	1,0470
41. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,3774	1,3777
42. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$	0,444	
43. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	1,986	
44. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $c_{p\Gamma\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,2850	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
						27

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
45. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{pp} _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}})$	1,1150	
46. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{pp} _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.кз}}^{\text{вх}})$	1,0330	
47. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{\text{пал}}$	$\frac{c_{pp} _{293}^{T_3}(T_3 - 293) - c_{pp} _{293}^{T_2}(T_2 - 293)}{Q_p^u \cdot \eta_{\text{кз}} - [c_{p\gamma\alpha=1} _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{pp} _{293}^{T_3} \cdot L_0] \cdot (T_3 - 293)}$	0,0186	
48. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{\text{пал}} L_0}$	3,127	
49. Тиск на виході з КЗ Р ₃ , МПа	$P_2 \cdot \nu_{\text{кз}}$	1,906	
50. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$	Приймається [1]	2	
51. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_d \leq 100 \text{ К}$	1,4000	
52. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток $k_{\text{т}}$	Приймається 1,05...1,10	1,0500	
53. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t1}	Приймається 0,96...0,97	0,9200	
54. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ $g_{\text{ох1}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_{\text{е}} \frac{(n_{\text{ох1}} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_3}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t1}$	0,0700	
55. Оціночна температура перед ТНТ $T_{3,2}$	$T_3 - 0,91 \cdot \Delta T_{\text{к2}}$	1204,7	
56. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) $n_{\text{ох1}}$	Приймається [1]	1	
57. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТНТ $g_{\text{ох2}}$	$a \cdot k_{\text{т.л}} \cdot g_{\text{е}} \frac{(n_{\text{ох2}} + 1)}{2} \frac{(T_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{\text{ох}})} \left(\frac{T_{3,2}}{T_{\text{ох}}} \right)^{0,25} \cdot \beta'_{t2}$	0,0138	
58. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{\text{кз}}$	$\alpha_{\text{к2}} - g_{\text{ох1}} - g_{\text{ох2}} - 0,011$	0,9000	
59. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{\text{пал}}) \cdot \alpha_{\text{кз}}}{\alpha_{\text{к2}}}$	0,9310	
60. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{\text{кз}} + g_{\text{ох1}} + 0,010$	0,9830	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{\text{ох2}} + 0,004$	1,0008	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{\text{св}}$	$\beta_{t3} + 0,012$	1,0048	
63. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{\text{сер.т1}}$, К	$T_3 - \frac{0,9 \Delta T_{\text{к2}}}{2 \cdot \eta_{m1}}$	1327,4	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
						28

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
64. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т1}, \alpha)$	1,2640	
65. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{т1}$	$\frac{c_{p21}}{c_{p21} - R_{г}}$	1,2937	
66. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{p22}}{\beta_{т1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$	0,9126	
67. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	245,99	
68. Оціночна температура за ТВТ $T'_{4,1}$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1204	
69. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,2420	
70. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*)$	1,1760	
71. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодженого повітря $T_{4,1}$, К	$\frac{\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1}}{(\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{т1}) + \frac{c_{pp} \Big _{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} \Big _{T_{4,1}^*} (\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} \cdot T$	1172,6	
72. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{т1}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{т1}}{T_3 \cdot \eta_{т1} - \Delta T_{т1}} \right)^{\frac{k_{с1}}{k_{с1}-1}}$	2,568	
73. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{к3}$	1,906	
74. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$	0,742	
75. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$, К	$T_{3,2} = T_{4,1}$	1201,2	
76. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{к1}}{2 \cdot \eta_{м2}}$	1114,9	
77. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,205	
78. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_{г}}$	1,3126	
79. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pp1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{м2} \cdot \beta_{т2}}$	0,8629	
80. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{т2}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{к1}$	151,23	
81. Оціночна температура за ТНТ $T'_{4,2}$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{т2}$	1021	
82. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} \Big _{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*)$	1,1450	

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
						29

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
83. Телоемність повітря для процесу змішування $c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,207	
84. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{p1} \Big _{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1016,8	
85. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2} - 1}}$	1,9168	
86. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot v_{t1}$	0,8071	
87. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$	0,4004	
88. Тиск газу перед турбіною гвинта $P_{3,3}$, МПа	$P_{4,2} \cdot v_{t2}$	0,397	
89. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К	$T_{3,3} = T_{4,2}$	1027	
90. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{3,3}}{v_{t3}}$	0,1030	
91. Міра розширення газу в ТГ π_{t3}	$\frac{P_{3,3}}{P_4}$	3,765	
92. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	905,62	
93. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{pг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,1800	1,1420
94. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$	$\frac{c_{pг3}}{c_{pг3} - R_{г}}$	1,3210	1,3360
95. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К	$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$	259,18	266,46
96. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3,3} - \Delta T_{т3}$	757,64	750,36
97. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$	888,43	
98. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	292,52	
99. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	68,37	

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

						КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
							30
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

Продовж. табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
100. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1np} \cdot \nu_{ex}$	67,346	
101. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	66,336	
102. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{кз}$	60,61	
103. Годинна витрата палива на двигун $G_{нал_{год}}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пкз} \cdot 3600$	4061	
104. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	61,378	
105. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ох1}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох1}$	4,058	
106. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	66,2	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ох2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ох2}$	0,913	
108. Витрата газу через ТГ $G_{т3}$, кг/с	$\beta_{т3} \cdot G_{к1}$	67,397	
109. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{гв}$, кг/с	$\beta_{гв} \cdot G_{к1}$	67,66	
110. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{год}} / N_e$	0,2030	
111. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3540	

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

					КР.142.2237ст.01.02.ПЗ	Арк.
						31
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 3 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

3.1 Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

КНТ: Тиск повітря на вході в КНТ $P_1=0,1013$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2=0,4460$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1=288$ К температура повітря за КНТ $T_2=464,58$ К; витрата повітря через КНТ $G_k=67,35$ кг/с.

КВТ: Тиск повітря на вході в КВТ $P_1=0,4440$ МПа; тиск повітря на виході з КВТ $P_2=1,986$ МПа; температура повітря перед КВТ $T_1=464,58$ К; температура повітря за КВТ $T_2=736,55$ К; витрата повітря через КВТ $G_k=66,34$ кг/с

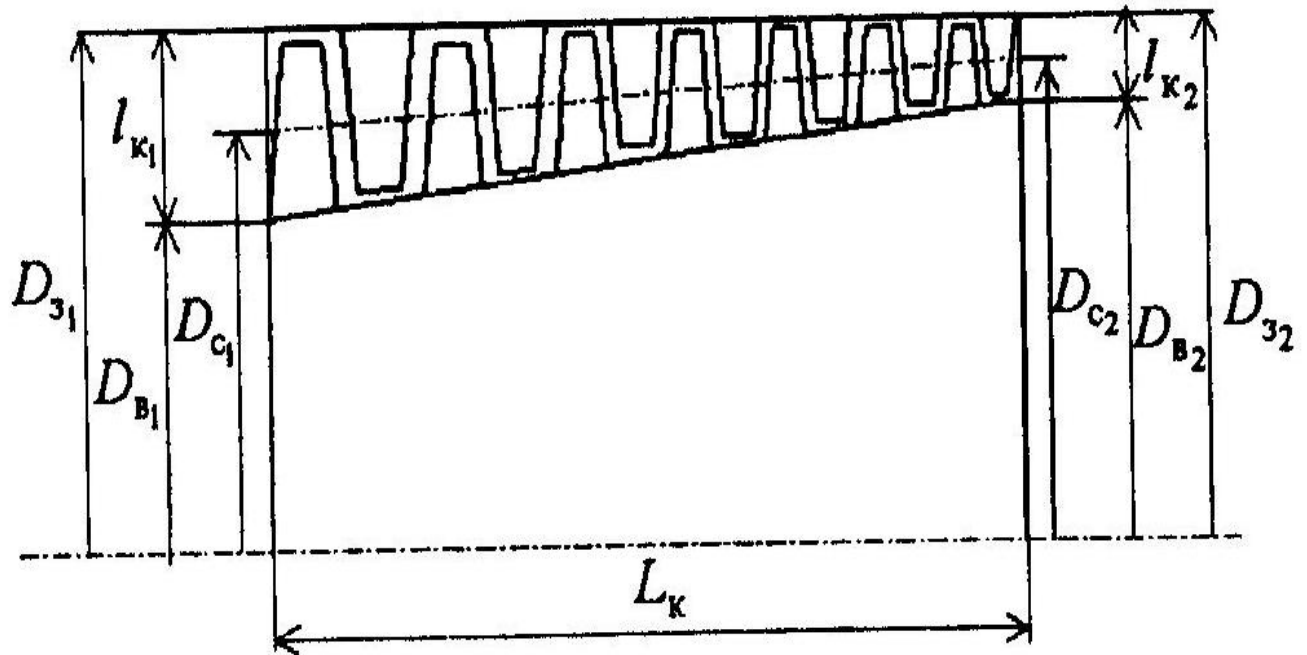


Рисунок 3.1 – Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

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

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

КР.142.4231.03.03.ПЗ

Таблиця 3.1 – Габаритний розрахунок осевих компресорів ГТД

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$, м/с	Приймається[1]	280	266
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,45	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$	126,00	119,7
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3990	1,390
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} R T_1}}$	0,4060	0,3040
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,5970	0,4620
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,4750	0,1730
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{вт}$	Приймається[1]	0,5000	0,7600
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор $D_{з1}$, м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{вт}^2)}}$	0,8980	0,7220
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{в1}$, м	$\bar{d}_{вт} \cdot D_{з1}$	0,4490	0,5490
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{с1}$, м	$\frac{1}{2}(D_{з1} + D_{в1})$	0,6730	0,6360
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{к1}$, м	$(D_{з1} - D_{в1}) / 2$	0,2240	0,0870
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{з1}}{\pi \cdot D_{з1}}$	5957	7034
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається[1]	ВТЗ-1	X17Н2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{МК}$, кг/м ³	Приймається[1]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається[1]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{к1}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{МК}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	95,47	83,91

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.03.03.ПЗ	Арк.
						34

Продовж. табл.3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{міц1}$	σ_K / σ_{K1}	10,16	11,32
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9 \div 1,0) c_{a1}$	119,7	107,73
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,3900	1,3600
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,304	0,218
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,4620	0,3390
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,1750	0,0670
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_6 = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$	0,898	
	$D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$	0,7640	
	$D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,8310	
	$D_{B2} = D_{B1}$		0,5490
	$D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$		0,6220
	$D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,5850
	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,0670	0,0360
25. Висота останньої лопатки компресора l_{K2} , м			
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі π_K	Приймається[1]	4,472	4,472
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{KCT}	Приймається[1]	1,22	1,17
28. Число ступенів компресора z_K	$\frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{KCT}}$	8	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{CK} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,3250	0,1200

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

Продовж. табл. 3.1

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{c1} = D_{cc}$ $D_{bc} = D_{cc} - \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{ck}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,7620	
	$D_{bc} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{bc} + D_{3c}) / 2$	0,6260 0,8980	0,5490 0,6740 0,6110
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{kc} , м	$(D_{3c} - D_{bc}) / 2$	0,1360	0,0620
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{лк}$	D_{cc} / l_{kc}	5,618	9,787
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cтк}$	$0,087353 + 0,02604 v_{лс} + 0,00092 \times v_{лс}^2 + 0,00004 v_{лс}^3$	1,056	1,254
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{cтк}$, м	$l_{kc} \cdot \bar{L}_{cтк}$	0,143	0,783
35. Осьовий габарит проточної частини L_k , м	$L_{cтк} \cdot z_k$	1,146	0,7830
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}$, м	$0,18 \cdot D_{31}$	0,1620	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{п.к.к.}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,4040	—
38. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}$, м	$0,35 \cdot D_{32}$	0,3140	—

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.03.03.ПЗ	Арк.
						36

3.2 Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз} = 60,61$ кг/с; Годинна витрата палива на двигун $G_{пал_{год}} = 4061$ кг/год; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,99$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$;

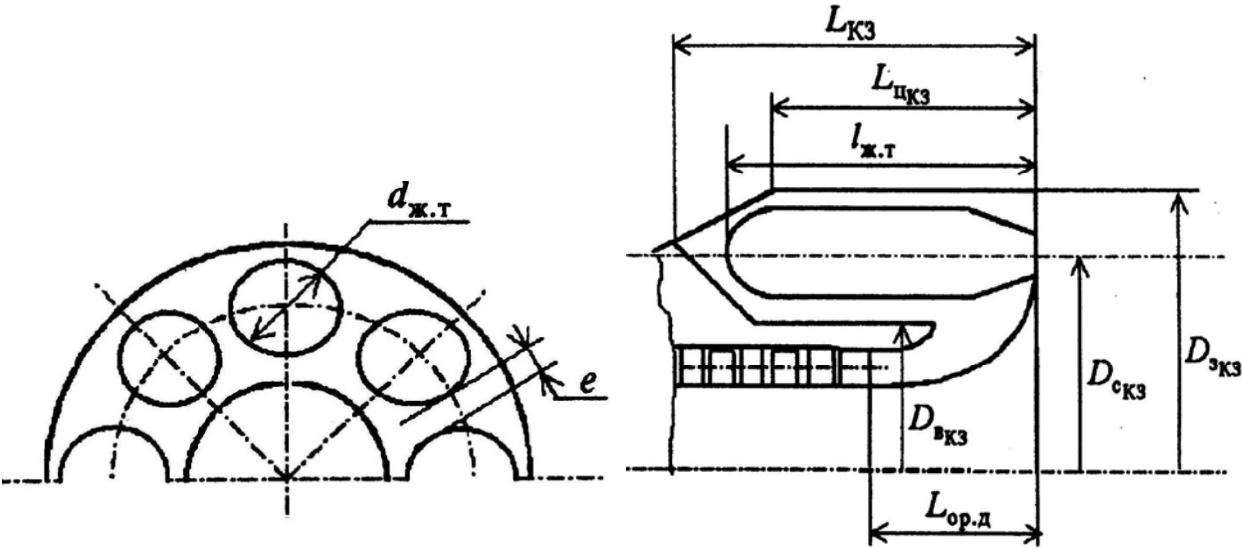


Рисунок 3.2 – Схема трубчато-кільцевої протитокової КЗ

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

					КР.142.4231.03.03.ПЗ	Арк.
						37
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.2 – Габаритний розрахунок протитокової камери згоряння

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	$1,986 \cdot 10^6$
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається[1]	1000
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,102
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається[5]	14
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	$7,273 \cdot 10^{-3}$
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається[1]	0,7
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,0
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,1640
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,492
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,041
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,921
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.8)	1,4
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	27,135
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	33,475
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{кз_{ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{ж.т.}^2}{4} \cdot n_{ж.т.}$	0,296
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{кз\Sigma}$, м ²	$2,3 \cdot F_{кз_{ж.т.}}$	0,68
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{з_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} + \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	1,156
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{в_{кз}}$, м	$D_{с_{кз}} - \frac{F_{кз\Sigma}}{\pi \cdot D_{с_{кз}}}$	0,686
19. Довжина радіального дифузора $L_{ор.д.}$, м	$0,56 \cdot D_{с_{2_{ком}}}$	0,328
20. Довжина циліндричної частини камери згоряння $L_{ц_{кз}}$, м	$l_{ж.тр.} / b$	0,432
21. Довжина камери згоряння $L_{кз\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{ж.т.}$	0,566

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.03.03.ПЗ	Арк.
						38

3.3 Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

Вихідні дані до розрахунку становили:

ТВТ: Витрата газу через ТВТ $G_T=61,74$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox}=4,058$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3=1450$ К; температура газу за ТВТ $T_4=1173$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3=1,906$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4=0,742$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T=0,88$.

ТНТ: Витрата газу через ТНТ $G_T=66,2$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox}=0,913$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3=1173$ К; температура газу за ТНТ $T_4=1017$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3=0,742$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4=0,387$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T=0,89$.

ТГ: Витрата газу через ТГ $G_T=67,397$ кг/с; температура газу перед ТГ $T_3=1017$ К; температура газу за ТГ $T_4=757,64$ К; тиск газу перед ТГ $P_3=0,387$ МПа; тиск газу за ТГ $P_4=0,103$ МПа; внутрішній ККД ТГ $\eta_T=0,92$.

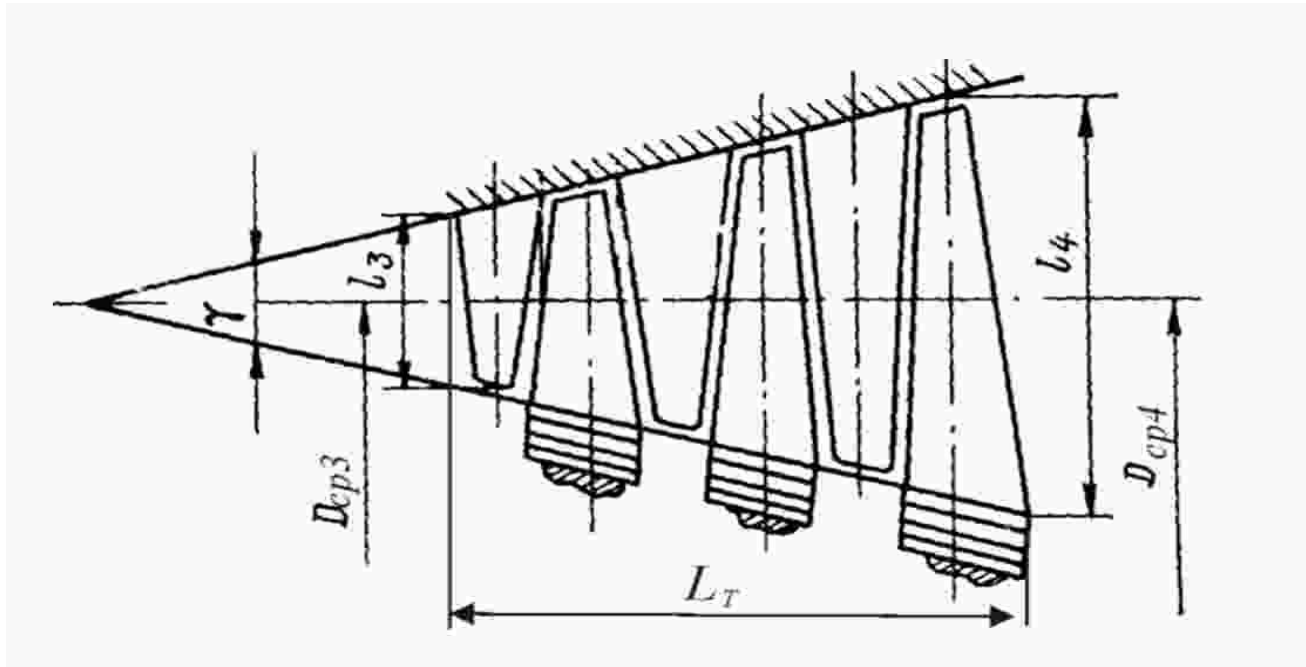


Рисунок 3.3 – Меридіанний переріз турбіни ГТД

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4231.03.03.ПЗ				Арк.
				39

Таблиця 3.3 – Габаритний розрахунок осьових турбін ГТД

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Число ступенів турбіни z_T	$\text{Ціле} \frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	1	1	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну $H_a^* \cdot 10^5$, кДж/кг	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p_2} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	3,709	2,116	3,568
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається[1]	9	15	30
5. Корнева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається[1]	0,15	0,1	0,05
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,3600	0,1550	0,11600
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,98	0,98	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	675,3	586,15	385,31
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	1,2870	1,3020	1,3120
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1r}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,9870	0,950	0,6690
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається[1]	16	20	18
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \cdot \left[\frac{\kappa_{T3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{T3} - 1)}{(\kappa_{T3} + 1)} (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{T3} - 1}}$	0,9990	0,9970	0,8720
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_T \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2 + 1} \right)^{\frac{k_2 + 1}{k_2 - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1r}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,1130	0,2260	0,5200
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	0,9210	0,9210	1,000
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,039	0,0780	0,1660
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,0410	0,0820	0,1740
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	22,47	11,23	5,75
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,7510	0,5560	0,5380

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.03.03.ПЗ	Арк.
						40

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	7034	5957	3000
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	339,2	287,33	157,08
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,5020	0,490	0,4080
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	1,104	0,106	1,064
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{cl}$	0,96	0,999	1,166
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B_3} , м	$D_{3c} - l_{cl}$	0,882	0,843	0,834
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається[1]	ЧС88	ЧС88	ЭП539
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{M_3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними[1]	8100	8100	8300
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{M_3} , К	Приймається $T_{M_3} = T_d$	1080	1080	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p_2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 70$			992
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[1]	195	195	330
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M_3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M_3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	3,448	2,403	6,805
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	217,78	24057	142,88
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_\Gamma}$	1,302	1,312	1,336
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,353	0,418	0,287
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,532	0,616	0,439
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_T + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,145	0,227	1,033
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{M4} , К	Приймається $T_{M4} = T_d$	1080	1080	
	$1,08 \cdot T_4$			818,25

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.4231.03.03.ПЗ

Арк.

41

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{M4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними[4]	195	195	640
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в кореневому перерізі $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4}$	2,694	2,394	6,642
38. Діаметри на виході з турбіни				
$D_c = const$	$D_{c4} = D_{c3}$ $D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$ $D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,9210 0,8710 0,9710	0,9210 0,8430 1,000	
$D_B = const$	$D_{4B} = D_{3B}$ $D_{43} = \sqrt{D_{4B}^2 + 4F_4 / \pi}$ $D_{4c} = (D_{4B} + D_{43}) / 2$			0,8340 1,418 1,126
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4}) / 2$	0,0500	0,0780	0,2920
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня V_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	18,43	11,75	3,86
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст.}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,1290	0,227	0,7770
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня				
$D_c = const$	$D_{cc} = D_{3c}$ $D_{Bc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$ $D_{3c} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,9210 0,8770 0,9660	0,9210 0,8430 0,9990	
$D_B = const$	$D_{Bc} = D_{B3}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{cm} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$			0,8340 1,928 1,066
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,0450	0,0780	0,2320
44. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{стт}$	$0,23065 + 0,05899 v_T + 0,00331 v_T^2 + 0,00003 v_T^3$	-	1,866	0,525

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.4231.03.03.ПЗ

Арк.

42

Продовж. табл. 3.3

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ
45. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня L_{CTT} , м	$l_{\text{TC}} \cdot \bar{L}_{\text{CTT}}$	0,090	0,146	0,122
46. Осьовий габарит проточної частини L_{CT_T} , м	$L_{\text{CT}_T} \cdot z_T$	0,090	0,146	0,487

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №				Інв. № дубл.				Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.		Підпис		Дата		КР.142.4231.03.03.ПЗ										Арк.
																		43

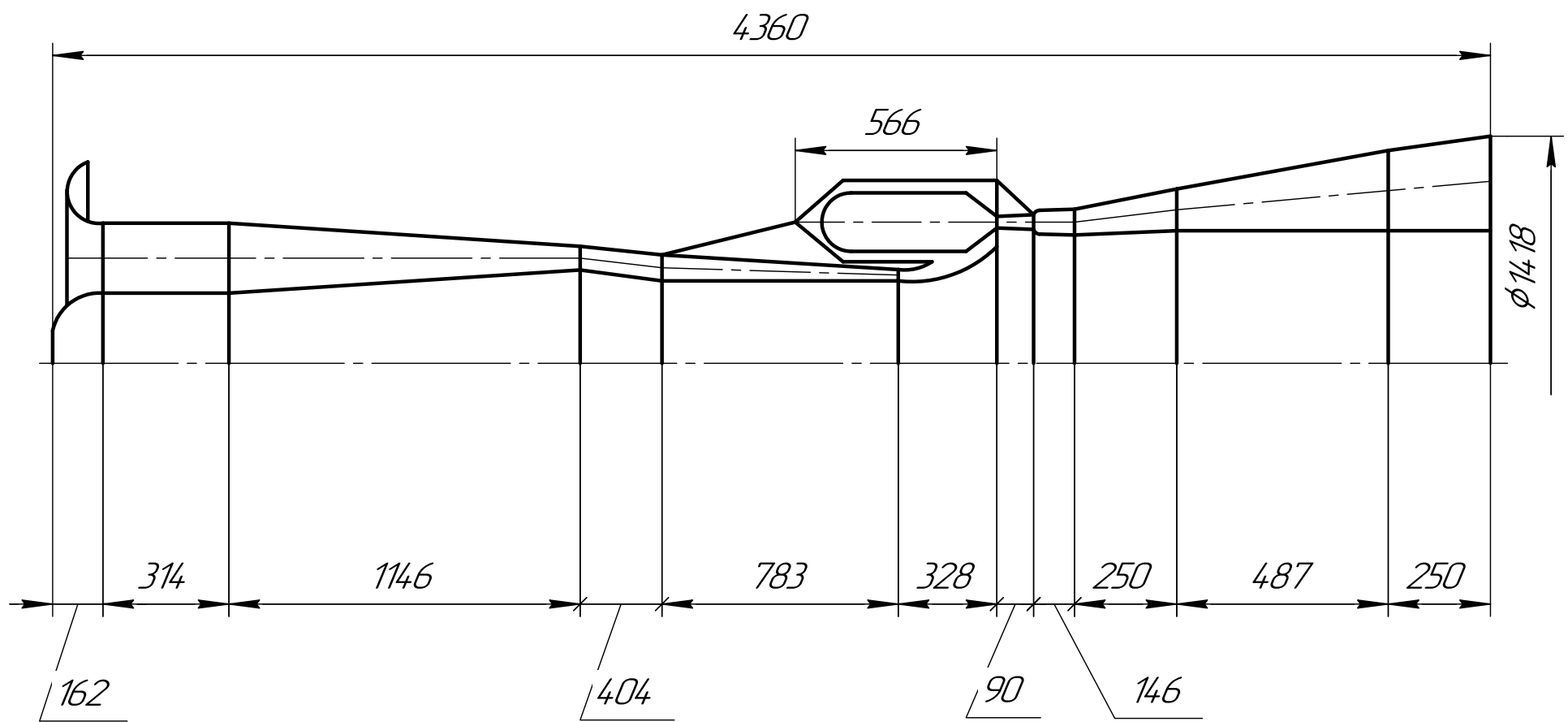


Рисунок 3.4 - Ескіз меридіонального перерізу проточної частини ГТД

Взам. инв. №	Инв. № докум.	Подп. и дата
Инв. № подл.		

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.2237ст.01.03.ПЗ.

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата					
Зм.		Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.04.ПЗ						
Студент.		Ключко Р.О.				Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчас- тої турбіни низького тиску			Літ.		Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.									45	53
Консульт.									НУК			
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.										

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного агрегату проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі дипломної роботи у ролі вихідних використовуються дані, отримані протягом попереднього розрахунку теплової схеми ГТА на номінальному режимі (витрата робочого тіла, тиск, температура та ін.), та параметри, що були визначені у третьому розділі при габаритно-компоновочному проектуванні турбінної частини (частота обертання ротора, середній діаметр ступеня).

Розрахунок одноступінчастої турбіни полягає у послідовному дослідженні процесів у сопловому апараті і в робочій решітці. В результаті цих розрахунків визначаються: для соплового апарата – абсолютна швидкість виходу c_1 і втрати енергії q_c ; для робочої решітки – відносні швидкості входу w_1 і виходу w_2 , абсолютна швидкість виходу із ступеня c_2 та втрати енергії q_p . Водночас визначаються кути входу та виходу потоку із решіток, необхідні для побудови трикутників швидкостей. В кінці розрахунку мають бути визначені камерні втрати, колова та внутрішня роботи ступеня, коловий та внутрішній ККД, а також довжина та кількість соплових і робочих лопаток та потужність ступеня.

При розрахунку камерних втрат в ступені необхідно враховувати особливості його конструктивного виконання: наявність або відсутність бандажу, наявність та місце розташування зазорів, їхній тип (відкритий чи закритий зазор), величину та ін.

Слід зазначити, методика розрахунку ступеня осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є плоскорівнобіжним. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрешностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{cp}/l_p \geq 10...12$. У противному випадку по-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.04.ПЗ	Арк. 46

тік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Результати розрахунку зведені до табл.4.1.

Таблиця 4.1 – Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Робоче тіло (продукти згоряння дизельного палива)	Вихідні дані	–
2. Витрата робочого тіла G , кг/с	Вихідні дані	66,2
3. Статичні параметри на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Вихідні дані	$742,2 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Вихідні дані	1173
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Вихідні дані	100,0
5. Статичний тиск за ступенем p_2 , Па	Вихідні дані	$387,2 \cdot 10^3$
6. Частота обертання ротора n , об/хв	Вихідні дані	5957
7. Коефіцієнт надлишку повітря α	Вихідні дані	3,127
8. Температура робочого тіла за ступенем T'_{2t} , К	Береться із подальшим уточненням $T_0 - (80 \dots 120)$	1073
9. Середня температура процесу в ступені T_{cp} , К	$0,5 (T_0 + T'_{2t})$	1123
10. Теплоємність робочого тіла c_p , Дж/(кг·К)	Приймається[7]	1,236
11. Комплекс $m = \frac{k-1}{k}$	Приймається[7]	0,2321
12. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,302
13. Газова стала R , Дж/(кг·К)	$c_p m$	287,45
14. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	662,68
15. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,151
16. Повні параметри на вході до ступеня:		
тиск p_0^* , Па	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$	$7,532 \cdot 10^3$
температура T_0^* , К	$T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)$	1177
17. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	208500
18. Температура газу за ступенем T_{2t} , К	$\frac{c_p T_0^* - \Delta h_a^*}{c_p}$	1008

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

Продовж. табл. 4.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
19. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня c_{ad} , м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	645,79
20. Віяловість ступеня $\lambda = D_{cp2}/l_p$	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	22
21. Міра реактивності ступеня в кореновому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05[7]	0,15
22. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,239
23. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...20	16,0
24. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ	Береться 0,95...0,98	0,98
25. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^*(1 - \rho)$	158700
26. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\phi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	552,15
27. Характеристика ступеня $v_{ad} = u_1/c_{ad}$	$\frac{\phi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1 - \rho}}$	0,54
28. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ad} v_{ad}$	348,65
29. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$\frac{60u_1}{\pi n}$	1,118
30. Розрахункова температура робочих лопаток $T_{розр}$, К	$T_0^* - \frac{u_1^2}{2c_p} \left(\frac{2\phi\sqrt{1 - \rho} \cos \alpha'_1}{v_{ad}} - 1 \right)$	1076
31. Марка матеріалу	Береться з [7]	ЧС88
32. Густина матеріалу лопаток ρ_m , кг/м ³	Визначається залежно від обраної марки матеріалу [7]	8100
33. Границя тривалої міцності матеріалу $\sigma_{тр}$, Па	Визначається залежно від обраної марки матеріалу і розрахункової температури лопаток [7]	$300 \cdot 10^6$
34. Напруження розтягу в кореновому перерізі робочих лопаток σ_p , Па	$(1,4...2,0) \rho_m \frac{u_1^2}{\lambda}$	$62,66 \cdot 10^6$
35. Сумарні максимальні напруження в робочій лопатці σ , Па	$\sigma_p \left(1 + \frac{\sigma_{32}}{\sigma_p} \right)$, де $\sigma_{32}/\sigma_p \approx 0,1...0,2$	$75,19 \cdot 10^6$
36. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_θ	$\sigma_{тр}/\sigma$	4,788
37. Перевірка умови	$n_\theta \geq 1,5...2,0$	виконується

Підпис і дата

Інв. № дубл.

Взам. інв. №

Підпис і дата

Інв. № подл.

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КР.142.2237ст.01.04.ПЗ

Арк.

48

Продовж. табл. 4.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
38. Розрахункова температура робочих лопаток з урахуванням охолодження $T_{розр}$, К	Береться [7]	1100
39. Границя тривалої міцності матеріалу $\sigma_{тр}$, Па	Визначається залежно від обраної марки матеріалу і розрахункової температури лопаток [7]	$300 \cdot 10^6$
40. Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_σ	$\sigma_{тр} / \sigma$	3,99
41. Перевірка умови	$n_\sigma \geq 1,5 \dots 2,0$	виконується
42. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	6285
43. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:		
тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	$458,3 \cdot 10^3$
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1053
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,514
44. Критичне відношення тисків $p_{кр} / p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,545
45. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1 / p_0^*	0,608
46. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град:		
при $(p_1 / p_0^*) \geq (p_{кр} / p_0^*)$	α_1'	16,0
при $(p_1 / p_0^*) < (p_{кр} / p_0^*)$	$\arcsin \sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^k}}$	—
47. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	628,08
48. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1 / a_1	0,879
49. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,082
50. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$,	Береться 4...20 [7]	4,0 (2,0 + 2,0)

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.04.ПЗ	Арк.
						49

Продовж. табл. 4.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
51. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020 [7]	0,020
52. Коефіцієнт $(l/B)_c$	Береться з [7]	1,4
53. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,058
54. Коефіцієнт $(l/B)_p$	Береться з [7]	0,5
55. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$ [7]	0,00045
56. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(tg\gamma_n + tg\gamma_\kappa) - \delta_r}{(l/B)_p - tg\gamma_n - tg\gamma_\kappa}$	0,192
57. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,096
58. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_\kappa}{2}$	1,118
59. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	348,65
60. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	11,62
61. Мінімально допустима при знайдений λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_\kappa + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,315
62. Перевірка умови	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	2,4 %
63. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ (кут α_0 береться рівним 90°) [7]	40
64. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,091
65. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c/b_c$	Береться 0,75...0,90	0,80
66. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	237,33
67. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	39,89
68. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,98 [7]	0,98
69. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	49800
70. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	77970
71. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	386,999
72. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	3087

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.04.ПЗ	Арк.
						50

Продовж. табл. 4.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
73. Статичні параметри потоку на виході з робочої решітки:		
температура T_2 , К	$T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2c_p}$	1016
густина ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,326
74. Швидкість звуку на виході з робочої решітки a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	616,71
75. Число Маха на виході з робочої решітки M_{w2}	w_2/a_2	0,627
76. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	22,44
77. Кут установки профілів роб.решітки β_y , град	Береться з [7]	63,5
78. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,215
79. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	0,4 ρ + 0,6	0,696
80. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	147,98
81. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	10950
82. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	85,5
83. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	530,76
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	9,038
84. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	188200
85. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,903
86. Характеристики ущільнення діафрагми:		
число щілин z	конструкція ущільнення [7]	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15) [7]	0,5
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020 [7]	0,0004
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення [7]	0,3
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	$3,77 \cdot 10^{-4}$
87. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{y.d.}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,077

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.04.ПЗ	Арк.
						51

Продовж. табл. 4.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
88. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{y,\delta}$	$\frac{G_{y,\delta}}{G} \eta_u$	0,001055
89. Характеристики периферійних зазорів:		
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	(0,001...0,002)	0,002
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5[7]	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80[7]	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення[7]	2
90. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для оббандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$2,322 \cdot 10^{-4}$
91. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори $\xi_{заз}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,006
92. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,42
93. Коефіцієнт K_m	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,58 \cdot 10^{-3}$
94. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло ξ_{mr}	$K_m \frac{D_{cp1}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{cp}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{a\delta}}\right)^3$	0,0049
95. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{y,\delta} - \xi_{заз} - \xi_{mr}$	0,891
96. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	185700
97. Внутрішня потужність ступеня N_i , Вт	$G \Delta h_i$	$12290 \cdot 10^3$

За результатами розрахунку будемо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі (рис.4.1).

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

						Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.04.ПЗ	

КР.14.2.2237ст.01.04.ПЗ.

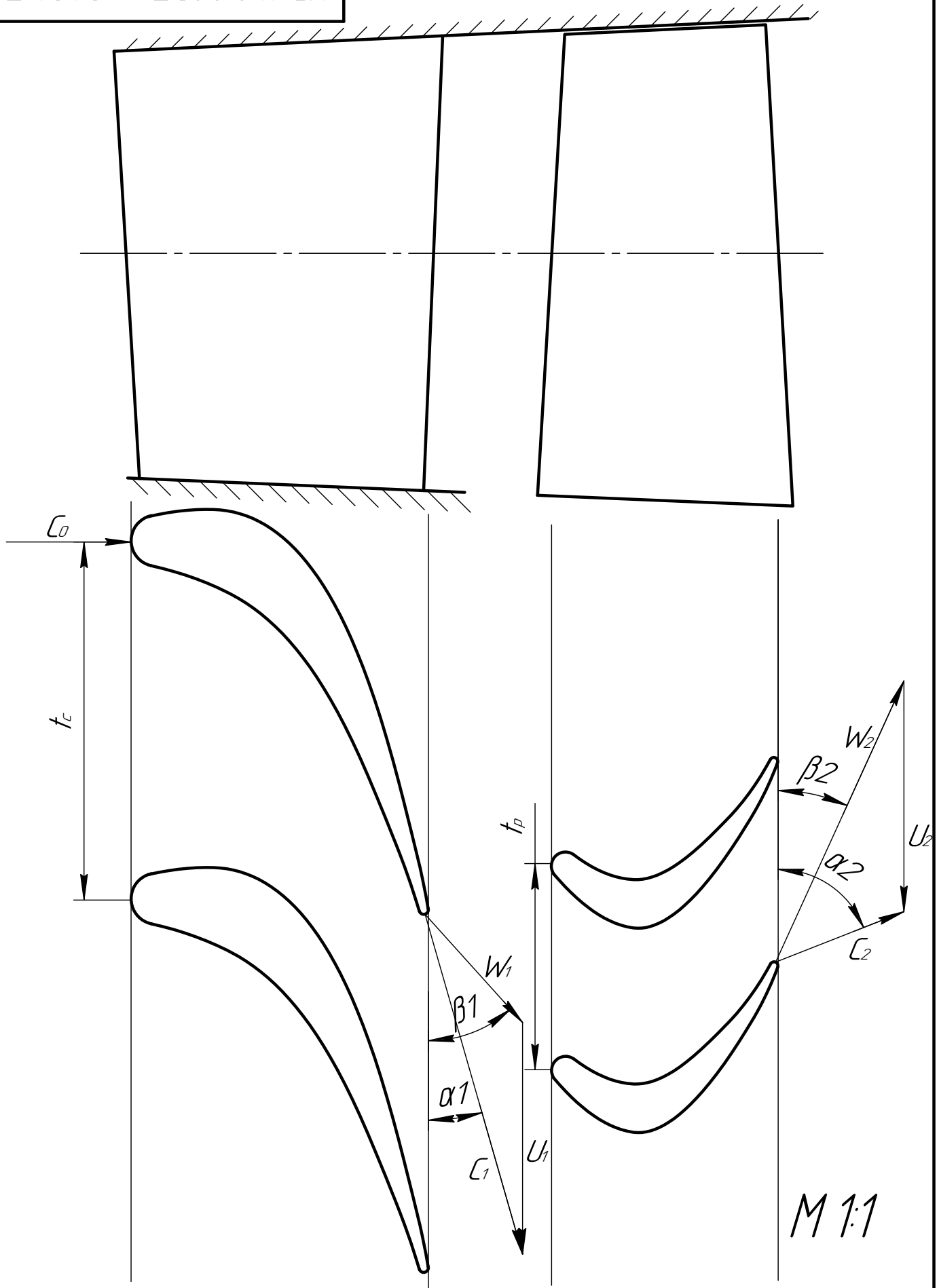


Рисунок 4.1 – Ескіз проточної частини ТНТ

Інв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.2237ст.01.04.ПЗ.

Лист
53

[illegible]

РОЗДІЛ 5

5.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску

Газотурбінний агрегат складається з газогенератора і вільної силової турбіни (див. розділ 2).

Газогенератор містить у собі два каскади осьового компресора (відповідно, низького і високого тисків), які приводяться в обертання двома незалежними турбінами (низького і високого тисків), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегату UGT 25000, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну низького тиску (ТНТ) проектуємо осьовою, одноступінчастою; її призначення – приведення в обертання компресора низького тиску. Турбіна складається із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5 (рис.5.1).

У свою чергу ротор ТНТ складається з диска, вала та робочих лопаток, закріплених у диску за допомогою ялинкових замків. Диск з валом поєднаний болтами.

На передньому кінці вала турбіни низького тиску є шлиці для з'єднання із задньою цапфою ротора компресора низького тиску. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою ротора ТНТ.

Опорний вінець турбіни низького тиску утворює проточну частину між ТНТ та силовою турбіною. Він призначений для розміщення опори ротора ТНТ і передньої опори ротора силової турбіни. Складається з корпусу опорного вінця, зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників і шести стійок, які проходять через обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім

корпусом опорного вінця турбіни низького тиску – за допомогою компенсаторів.

Підпис і дата		ється із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5 (рис.5.1).					
Інв. № дубл.		У свою чергу ротор ТНТ складається з диска, вала та робочих лопаток, закріплених у диску за допомогою ялинкових замків. Диск з валом поєднаний болтами.					
Взам. інв. №		На передньому кінці вала турбіни низького тиску є шлиці для з'єднання із задньою цапфою ротора компресора низького тиску. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою ротора ТНТ.					
Підпис і дата		Опорний вінець турбіни низького тиску утворює проточну частину між ТНТ та силовою турбіною. Він призначений для розміщення опори ротора ТНТ і передньої опори ротора силової турбіни. Складається з корпусу опорного вінця, зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників і шести стійок, які проходять через обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця турбіни низького тиску – за допомогою компенсаторів.					
Інв. № подл.						КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
							55
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

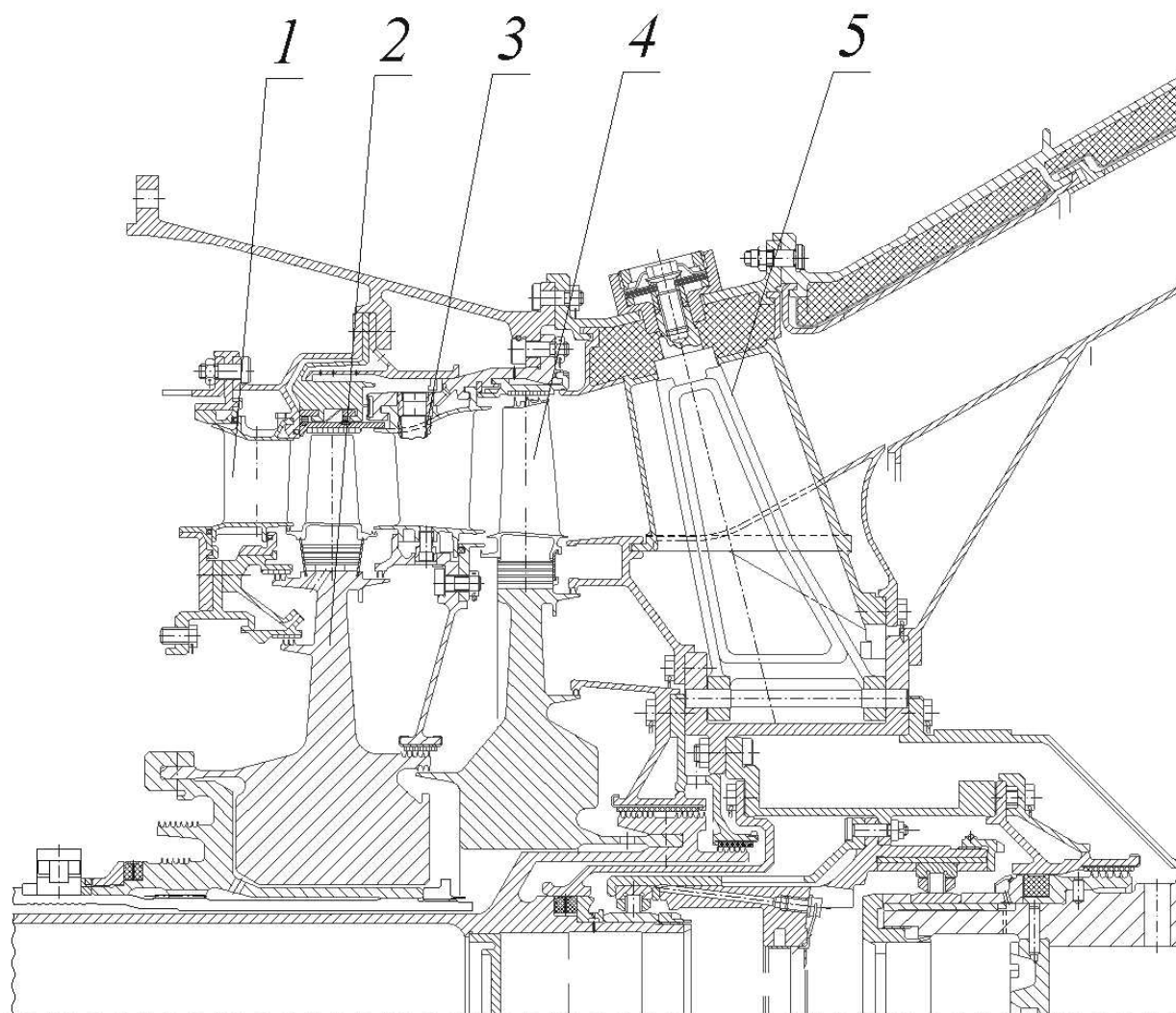


Рисунок 5.1 – Турбіни високого та низького тисків ГТА:

1, 3 – соплові апарати турбіни високого та турбіни низького тисків; 2 – цап-фа-диск турбіни високого тиску; 4 – ротор турбіни низького тиску; 5 – опорний вінець турбіни низького тиску

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						56

5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску

З термогазодинамічного розрахунку ступеня турбіни низького тиску на середньому діаметрі (табл.4.1) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,118$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,096$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 348,65$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 16^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 552,15$ м/с;

відношення $(u / c_1)_{cp} = 0,54$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 86,499^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 147,98$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 22,438^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 386,986$ м/с;

швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,97$;

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,98$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції. Результати розрахунку зведені до табл.5.1.

За результатами розрахунку будемо профілі соплових і робочих лопаток турбінного ступеня на трьох перерізах: кореневому, середньому та периферійному (рис.5.2).

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						57

Таблиця 5.1 – Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p)$; для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2}$; для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,511	0,559	0,607
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,914	1	1,086
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	318,64	348,65	378,67
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	600,27	522,15	511,93
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	14,7	16	17,3
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,454	0,540	0,632
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	26,27	33,19	42,70
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	343,83	278,02	224,42
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	24,21	22,44	20,89
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	360,2	386,99	414,22
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$; при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	93,83	93,5	93,23

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

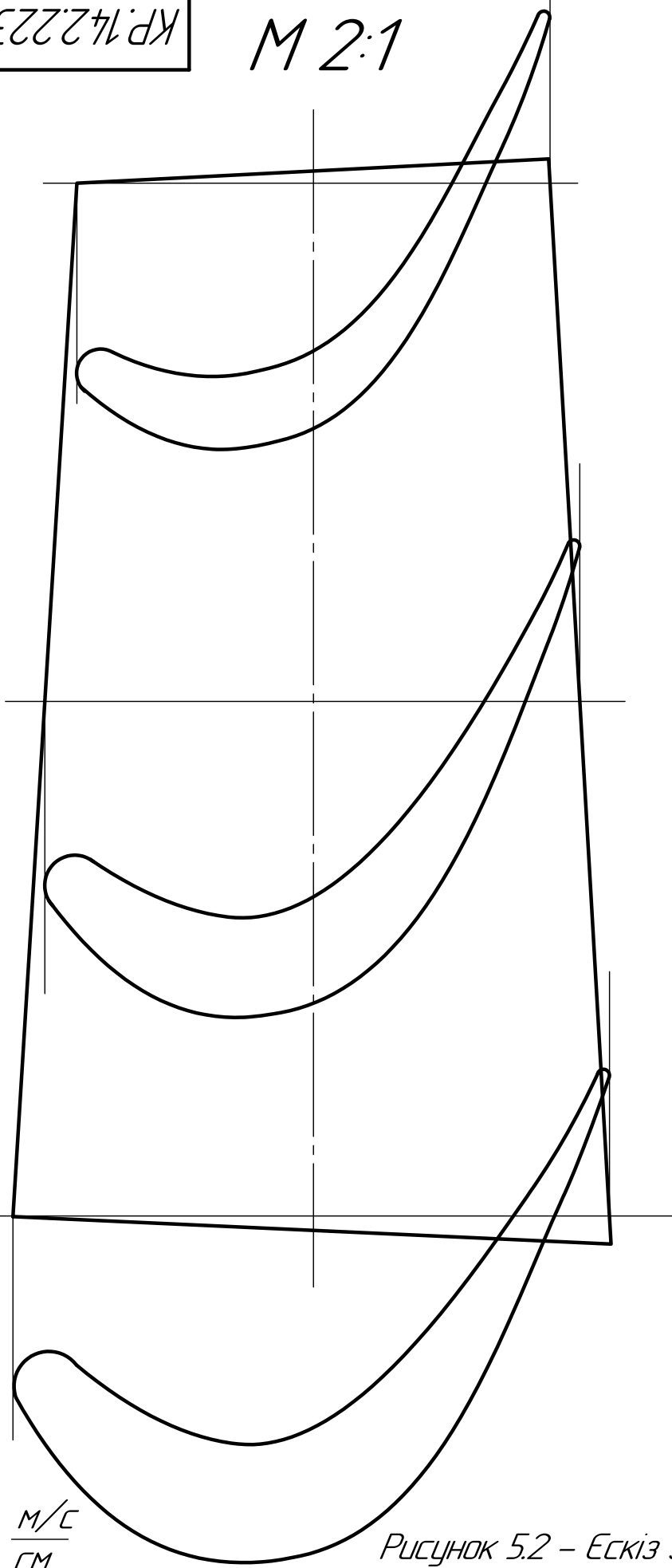
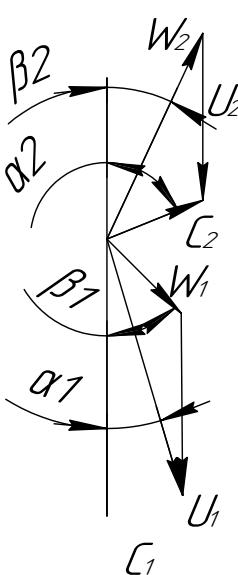
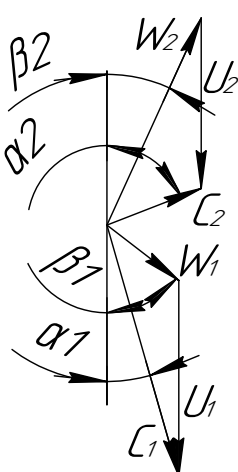
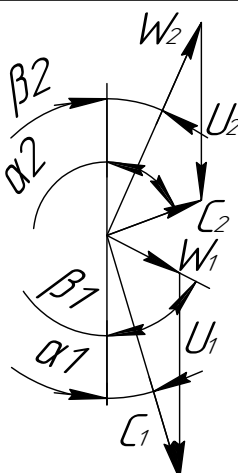
					КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						58
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовж. табл. 5.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	148,03	147,98	147,94
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,043	0,199	0,32

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

					КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						59
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		



m n = 110 $\frac{м/с}{см}$

Рисунок 5.2 – Ескіз закрутки лопатки ТНТ

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність

Виконаємо перевірочний розрахунок робочих лопаток одноступінчастої турбіни низького тиску на міцність. У ролі вихідних даних приймемо такі результати попередніх розділів роботи:

витрата газу через турбіну $G = 66,2$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 7034$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,118$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,096$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 89$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1450$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 1906000$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 742000$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1080$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4): швидкості $c_1 = 675,3$ м/с та $c_2 = 217,78$ м/с; кути $\alpha_1 = 16^\circ$ та $\alpha_2 = 86,499^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	26,27	33,19	42,70
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	24,21	22,44	20,89

1) У ролі розрахункової температури металу робочих лопаток беремо значення температури газу перед робочими каналами:

$$T_{розр} = T_1 = 1450 \text{ К.}$$

Якщо отримане значення є більшим, ніж допустима температура металу $T_{доп}$, то це свідчить про необхідність охолодження робочих лопаток в процесі роботи ту-

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

					КР.142.4231.01.05.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

рбоагрегата (див. також розділ 2). Тому надалі як розрахункову слід використовувати допустиму температуру металу лопаток:

$$T_{\text{розр}} = T_{\text{доп}} = 1080 \text{ K.}$$

2) У ролі матеріала для робочих лопаток обираємо сплав на нікелевій основі ЧС88-ВИ (ХН57КВЮТМБЛ), який має у своєму складі такі додаткові хімічні елементи: вуглець – 0,06...0,12 %, хром – 15,0...16,2 %, кобальт – 10,0...11,5 %, молібден – 1,6...2,3 %, вольфрам – 4,7...5,9 %, алюміній – 2,8...3,3 %, гафній – 0,4...0,5 %, титан – 4,2...5,0 %, бор – 0,01%, ніобій – 0,1...0,3 % [3].

Густина матеріалу ρ при температурі 20 °С складає 8100 кг/м³.

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуваного матеріалу [8]:

$T, \text{ K}$	$\sigma_{100}, \text{ МПа}$
1173	310
1196	(255)
1255	(153)
1273	(128)

Оскільки випробування на тривалу міцність проводилися тільки для декількох значень температури і часу до руйнування, то для визначення необхідного значення границі тривалої міцності скористаємося способом інтерполяції, який запропонували Ф. Ларсон та Дж. Міллер [9].

Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ розрахуємо за формулою

$$P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$$

де T – температура випробувань, К; τ – час до руйнування, год; C – константа, яка для жароміцних нікелевих сплавів може бути прийнята рівною 20.

Розраховані значення зведемо до табл.5.2.

Таблица 5.2 - Розраховані значення

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Оскільки випробування на тривалу міцність проводилися тільки для декількох значень температури і часу до руйнування, то для визначення необхідного значення границі тривалої міцності скористаємося способом інтерполяції, який запропонували Ф. Ларсон та Дж. Міллер [9]. Параметр Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ розрахуємо за формулою $P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$ де T – температура випробувань, К; τ – час до руйнування, год; C – константа, яка для жароміцних нікелевих сплавів може бути прийнята рівною 20. Розраховані значення зведемо до табл.5.2. Таблица 5.2 - Розраховані значення					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ					Арк.
										62

Температура випробувань, К	Час до руйнування, год.	Параметр Ларсона-Міллера	Границя тривалої міцності, МПа
1173	100	25806	310
1196	100	26312	255
1255	100	27610	153
1273	100	28006	128

Встановлена за допомогою спеціального програмного забезпечення аналітична залежність між границею тривалої міцності і параметром Ларсона-Міллера для матеріалу ЧС88-ВИ:

$$\sigma_{дл} = 8856,10 - 0,56098 \cdot P_{л} + 8,90164 \cdot 10^{-6} \cdot (P_{л})^2.$$

Для розрахункової температури металу робочих лопаток та часу роботи $\tau = 30\,000$ годин визначимо параметр Ларсона-Міллера:

$$P_{л} = T_{розр} (\lg \tau + C) = 1080 (\lg 30000 + 20) = 26435.$$

За відомим значенням параметра Ларсона-Міллера за допомогою аналітичної формули розраховуємо необхідне значення границі тривалої міцності:

$$\sigma_{дл} = 450,1 \text{ МПа.}$$

4) Розрахунок робочих лопаток на міцність проводиться після термогазодинамічного розрахунку турбінного ступеня і виконаного профілювання лопаткового апарату, наслідком чого є побудова профілю досліджуваної робочої лопатки в трьох характерних перерізах: кореневому, середньому і периферійному (див. рис.5.2).

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис.5.3).

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ					Арк.
										63

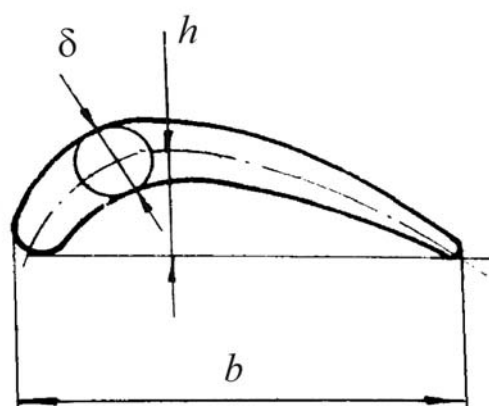
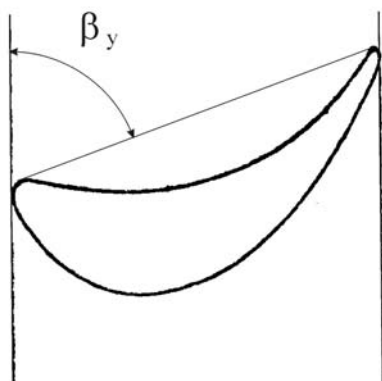


Рисунок 5.3 – Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис.4.1), або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [7, с.236], кут установки профілю

$$\beta_v = 57,84 - 0,3929\beta_1 + 0,8221\beta_2.$$

Розмір хорди профілю

$$b = \frac{B_p}{\sin \beta_v}.$$

Найбільша товщина профілю δ зменшується по довжині лопатки в напрямку від кореневого перерізу до периферійного. На периферійному перерізі вона не повинна бути менше чотирьох відсотків від величини хорди профілю, тобто для даного перерізу

$$\delta \geq (0,040 \dots 0,045) \, b.$$

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

$$\delta \leq t_p (1 - \sin \beta_2),$$

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

$$\delta = (0,15 \dots 0,20) b .$$

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

$$h \approx (0,25 \dots 0,40) b.$$

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

					КР.142.4231.01.05.ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.3 - Результати замірювання

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,035	67,4	0,012	0,009	0,0012	0,000150
Середній	0,035	63,2	0,012	0,005	0,0012	0,000091
Периферійний	0,035	58,2	0,012	0,004	0,0012	0,000062

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [7, с.236]:

$$F = 0,77 b \delta.$$

При розрахунку площі профілю охолоджуваної робочої лопатки (а до таких належать лопатки перших двох ступенів газотурбінних двигунів більшості виробників) слід враховувати наявність у перерізі цієї лопатки каналів для проходження охолоджуючого повітря.

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"-Машпроект" наведена на рис.5.4 [10].

З урахуванням системи охолодження площу поперечного перерізу таких лопаток можна оцінити за формулою

$$F = 0,77 k_{ox} b \delta,$$

де $k_{ox} \approx 0,55 \dots 0,75$ – коефіцієнт зменшення площі.

6) Знаходимо закон зміни площі поперечного перерізу робочої лопатки за висотою. Найчастіше для цього використовується формула типу

$$F = F_o - ax^m,$$

де $F_o = 1,63 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

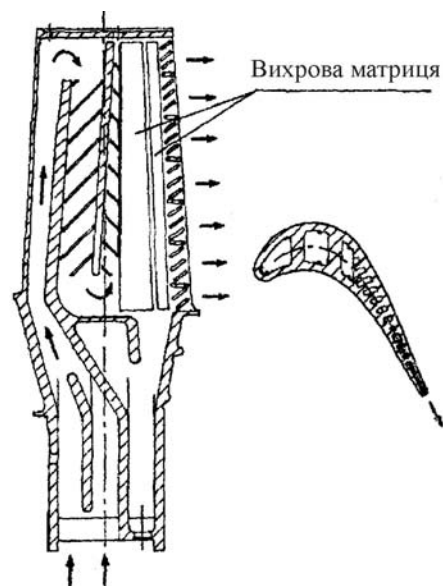


Рисунок 5.4 - Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ				Арк.
									65

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_n}{F_o - F_{cp}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(1,63 - 0,66) \cdot 10^{-4}}{(1,63 - 0,98) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,557,$$

$$a = \frac{F_o - F_n}{l^m} = \frac{(1,63 - 0,66) \cdot 10^{-4}}{0,06^{0,586}} = 3,24 \cdot 10^{-4},$$

де $F_{cp} = 0,98 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_n = 0,66 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.5.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_n = \frac{F_n}{F_o} = \frac{0,66 \cdot 10^{-4}}{1,63 \cdot 10^{-4}} = 0,415.$$

7) Напруження розтягу у профільній частині робочої лопатки від дії відцентрових сил визначаються за формулою

$$\sigma_p = \frac{C}{F},$$

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2 ; $C = \rho \omega^2 \int_r^R r F dr + C_6$ – відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 7804}{30} = 736 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{89} \cdot 8100 \cdot (817)^2 \cdot (0,450)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,030 = 3764 \text{ Н},$$

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,450 \text{ м}$, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002 \text{ м}$ та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,030 \text{ м}$ вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{po} = \frac{m + \mu_n}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] =$$

$$= \frac{0,586 + 0,404}{0,586 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 860^2}{2} 0,950 \cdot 0,032 + \frac{4633}{1,63 \cdot 10^{-4}} \right] = 162,7 \text{ МПа}.$$

Підпис і дата		відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.					
		Кутова швидкість обертання ротора					
		$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 7804}{30} = 736 \text{ с}^{-1}.$					
Інв. № дубл.		Відцентрова сила від ваги бандажної полиці					
		$C_{\text{г}} = \frac{2 \pi}{z} \rho \omega^2 r_{\text{г}}^2 \Delta_{\text{г}} h_{\text{г}} = \frac{2 \cdot 3,14}{89} \cdot 8100 \cdot (817)^2 \cdot (0,450)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,030 = 3764 \text{ Н},$					
Взам. інв. №		де радіус центру ваги бандажної полиці $r_{\text{г}} = 0,450$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_{\text{г}} = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_{\text{г}} = 0,030$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.					
Підпис і дата		Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу					
		$\sigma_{\text{ро}} = \frac{m + \mu_{\text{п}}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{\text{ср}2} l + \frac{C_{\text{г}}}{F_o} \right] =$					
		$= \frac{0,586 + 0,404}{0,586 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 860^2}{2} 0,950 \cdot 0,032 + \frac{4633}{1,63 \cdot 10^{-4}} \right] = 162,7 \text{ МПа}.$					
Інв. № подл.						КР.142.4231.01.05.ПЗ	
							Арк.
							66
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			

8) Оскільки робочі лопатки перших ступенів турбінної частини сучасних ГТА виконуються з охолодженням, то вони мають приблизно постійну температуру матеріалу за довжиною. Тому на стадії попередніх розрахунків можна обмежитися перевірянням лише найбільш навантаженого кореневого перерізу робочих лопаток.

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u-a$ та $\xi-\eta$ (рис.5.5). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни у бік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

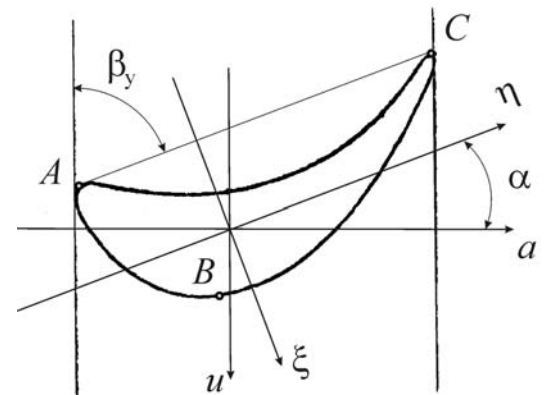


Рисунок 5.5 – Розміщення координатних осей

Система координат $\xi-\eta$ формується головними осями інерції профілю лопатки. Вісь η (вісь мінімальної жорсткості) орієнтовно спрямована паралельно хорді профілю; вісь ξ (вісь максимальної жорсткості) перпендикулярна попередній і спрямована від коритця до спинки лопатки.

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 60,5 = 22,6^\circ,$$

де $\beta_y = 61,5^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.5.3).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A, B і C, максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.5.5). Для цього використовуємо формули [11, 12]:

$$\begin{aligned} W_{\eta A} \approx W_{\eta C} &= -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = \\ &= -0,053 \frac{0,036 \cdot 0,009^3}{0,0013} \left[1 + \left(\frac{0,013}{0,009} \right)^2 \right] = -2,92 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3; \end{aligned}$$

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ				Арк.
									67

для точки B :

$$\sigma_{\text{ноБ}}^{\text{r}} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta\text{Б}}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi\text{Б}}} = -\frac{1438,1 \frac{0,06}{2}}{4,45 \cdot 10^{-7}} - \frac{1185,9 \frac{0,06}{2}}{-\infty} = -260,8 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :

$$\sigma_{\text{нс}}^{\text{г}} = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\text{нс}}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi}} = -\frac{1438,1 \frac{0,06}{2}}{-3,29 \cdot 10^{-8}} - \frac{1438,1 \frac{0,06}{2}}{7,76 \cdot 10^{-7}} = 621,6 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 621,6 \text{ МПа.}$$

12) Сумарні напруження в кореновому перерізі (з урахуванням часткового розвантаження газодинамічного згину)

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{no}^r \right| = 287 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 162,7$ МПа – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{450}{287} = 1,57,$$

де $\sigma_{дл} = 450$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [7, с.29], становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{450}{287} = 1,57,$ де $\sigma_{дл} = 450$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3). Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [7, с.29], становить $[n] = 1,5...2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.01.05.ПЗ 69

5.4. Опис паливної системи ГТД

Паливна система призначена для забезпечення за командами САК наступних процесів: подачі паливного газу до запальників (рос. - воспламенителей) при запуску двигуна; дозування паливного газу на стаціонарних і перехідних режимах, у тому числі й при запуску двигуна; припинення подачі паливного газу до форсунок з одночасним дренажем паливного газу з колектора форсунок у свічку [10].

Паливна система також забезпечує вимірювання для передачі в САК величин тисків паливного газу до та після регулюючих клапанів і величин перепадів тисків на форсунках.

5.4.1. Склад і робота паливної системи

Паливна система (рис. 5.6) складається з блоку паливних агрегатів, розташованих в окремому укритті, та приладового щита, розміщеного у блоці двигуна. Очищений та підігрітий у системі об'єкта паливний газ через блок фільтрації підводиться до стоп-крана 4. За алгоритмом запуску вмикається система плазмового запалювання, після чого подається електроживлення на електромагнітний клапан 3.3. Газ через дросельний пакет, розташований усередині агрегату керування 3, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана 3.1. Стоп-кран 4 відкривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.1 знімається [10].

Після відкриття стоп-крана 4 подається команда на відкриття на задану величину регулюючого клапана 7. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на форсунках першого каналу, що забезпечує надійне запалювання паливного газу від запальників та полум'яперекидання по жарових трубах. Після цього система плазмового запалювання та клапан 3.3 вимикаються.

Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку часу з моменту відкриття стоп-крана 4, САК формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу

палювання, після чого подається електроживлення на електромагнітний клапан 3.3. Газ через дросельний пакет, розташований усередині агрегату керування 3, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана 3.1. Стоп-кран 4 відкривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.1 знімається [10].	Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
Після відкриття стоп-крана 4 подається команда на відкриття на задану величину регулюючого клапана 7. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на форсунках першого каналу, що забезпечує надійне запалювання паливного газу від запальників та полум'яперекидання по жарових трубах. Після цього система плазмового запалювання та клапан 3.3 вимикаються.					
Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку часу з моменту відкриття стоп-крана 4, САК формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
КР.142.4231.01.05.ПЗ					Арк.
					70

двигуна здійснює електронна САК за допомогою керування клапанами 7 і 8. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами 6, 9, 10.

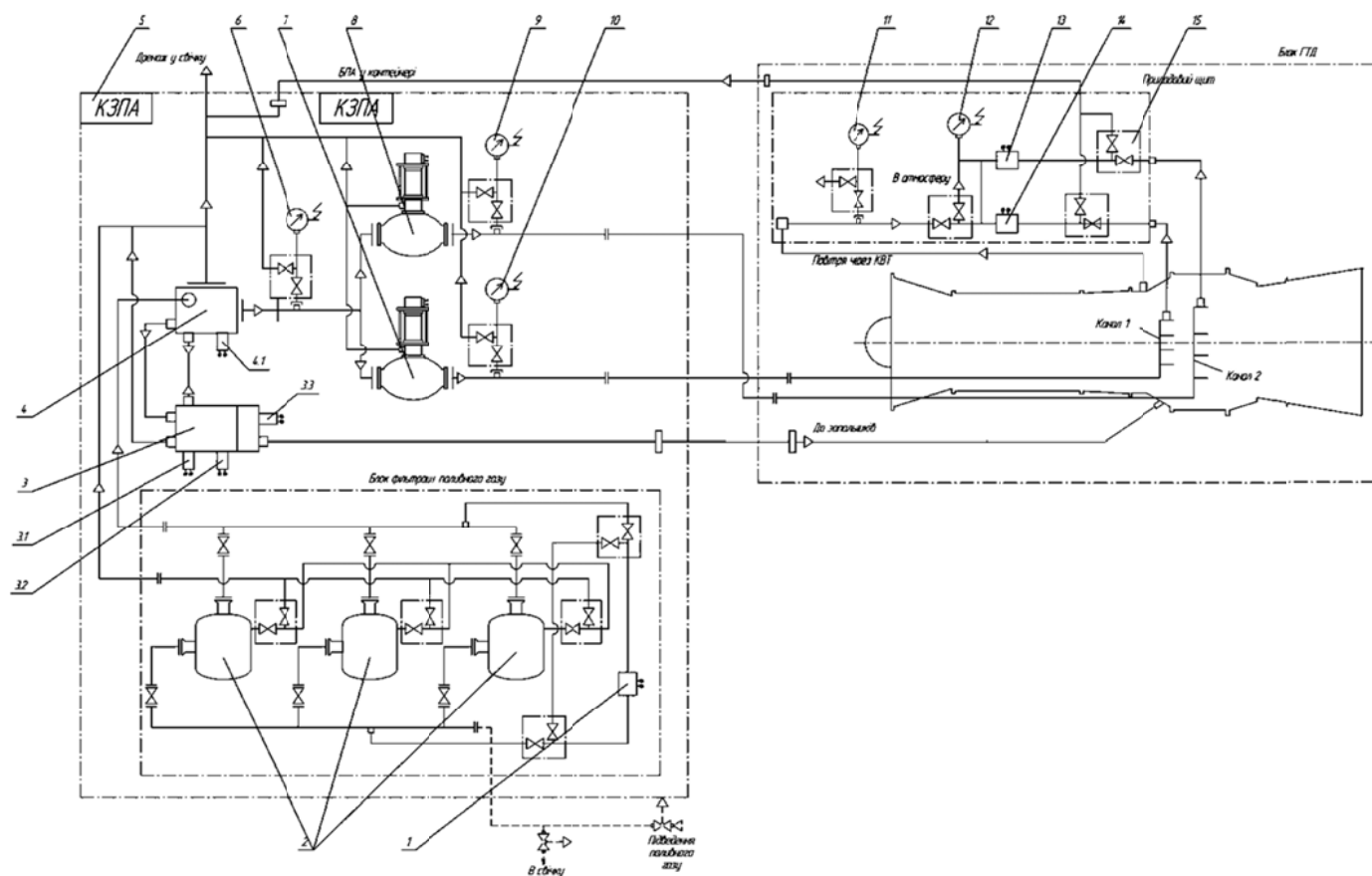


Рисунок 5.6 – Паливна система:

1, 13, 14 - датчики-реле різниці тисків; 2 - фільтр газовий; 3 - агрегат керування; 3.1, 3.2, 3.3 - електромагнітні клапани відповідно відкриття стоп-крана, закриття стоп-крана і пускового газу; 4 - стоп-кран; 4.1 - сигналізатор положення; 5 - з'єднувальна коробка паливних агрегатів (КЗПА); 6, 9, 10, 11, 12 - перетворювачі тиску; 7, 8 - регулюючі клапани; 15, 16 - манометричні крани

Якщо при запуску температура газів за ТНТ перевищить задану, САК видає сигнал на клапан 7, який знижує подачу газу до форсунок Після прогріву двигуна на холостому ходу виконується синхронізація та набір навантаження за програмою САК впливом на регулюючі клапани. Подальша зміна режиму відбувається за командами оператора шляхом зміни величини відкриття клапанів 7 і Нормальна або аварійна зупинка двигуна здійснюється закриттям стоп-крана Для цього необхідно подати електроживлення на електромагнітний клапан 3.2 Стоп-кран закривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.2 знімається. Блок паливних агрегатів поєднує агрегати паливної системи. На рамі розташовані:

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.4231.01.05.ПЗ					Арк.
										71
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

блок фільтрації паливного газу; перетворювачі тиску 6, 9 і 10, стоп-кран 4, регулюючі клапани 7 і 8; манометричні крани, агрегат керування 3; клемові шафи, трубопроводи та елементи кріплення. Манометричні крани призначені для відсікання підведеного середовища до перетворювачів тиску при необхідності їхньої заміни та для стравлювання газу з імпульсних трубопроводів у свічку [10].

Приладовий щит являє собою раму з закріпленими на ній перетворювачами тиску 11 і 12, датчиками-реле різниці тисків 13 і 14 та манометричними кранами 15 і 16. Датчики-реле різниці тисків призначені для видачі в САК сигналу про досягнення заданого значення величини перепаду тисків на форсунках.

Інв. № подл.	Підпис і дата					КР.142.4231.01.05.ПЗ 72
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 6

6.1. Загальні питання

Охорона праці – це система правових, соціально-економічних, організаційно-технічних, санітарно-гігієнічних і лікувально-профілактичних заходів та засобів, спрямованих на збереження здоров'я і працездатності людини в процесі праці.

Додержання норм охорони праці законодавчо забезпечуються Законом України про охорону праці. Згідно зі статтею 7 Закону України про охорону праці: "Умови праці на робочому місці, безпека технологічних процесів, машин, механізмів, устаткування та інших засобів виробництва, стан засобів колективного та індивідуального захисту, що використовуються працівником, а також санітарно-побутові умови повинні відповідати вимогам нормативних актів про охорону праці. Працівник має право відмовитися від дорученої роботи, якщо створилася виробнича ситуація, небезпечна для його життя чи здоров'я або для людей, які його оточують, зовнішнього природного середовища. Факт наявності такої ситуації підтверджується спеціалістами з охорони праці підприємства з участю представника профспілки і уповноваженого трудового колективу, а в разі виникнення конфлікту – відповідним органом державного нагляду за охороною праці з участю представника профспілки. За період простою з цих причин не з вини працівника за ним зберігається середній заробіток. Працівник має право розірвати трудовий договір за власним бажанням, якщо власник не виконує законодавство про охорону праці, умови колективного договору з цих питань. У цьому випадку працівникові виплачується вихідна допомога в розмірі, передбаченому колективним договором, але не менше тримісячного заробітку."

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.06.ПЗ	Арк.
						74

Небезпечним виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до травми або до іншому раптовому, різкому погіршенню здоров'я.

Шкідливим виробничим фактором називається такий виробничий фактор, вплив якого на працюючого у визначених умовах приведе до захворювання або зниження працездатності.

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмоведучі частини устаткування, що рухаються, деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самих працюючого або деталей і предметів, наявність місткостей зі стиснутими або шкідливими речовинами і т.п. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє висвітлення, вібрації, шум, ультра - і інфразвук, що іонізують, лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищені напруженість і вагу праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах і т.д.

Між небезпечними і шкідливими факторами часто не можна провести чіткої границі. Той самий фактор може привести до нещасного випадку.

Нещасний випадок на виробництві – випадок впливу на працюючого небезпечного виробничого фактора при виконанні їм трудових обов'язків або завдань керівника робіт. Вплив на людину шкідливого виробничого фактора може привести до професійного захворювання.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.06.ПЗ 75

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

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є ГТД і генератор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали припустимим нормам. Це зв'язано з тим, що шкідливі фактори, що мають подразнюючу дію на організм людини, послабляють реакцію людини і погіршують його самопочуття.

ГТД насичений трубопроводами. При витокі і випаруванні технічних рідин, олії й інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система приточно-витяжної вентиляції, що забезпечує необхідну кількість повітря. У табл.6.1 приведені гранично допустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння і випару, що можуть попадати в машинний зал.

Таблица 6.1

ГДК на робочо- му місці	Токсичні компоненти, мг/м ³						
	пил	сажа	Оксид вуглецю	Водневий оксид	Оксид азоту	З'єднання сірки	
		С	СО	СН ₂ О	NO ₂	SO ₂	H ₂ SO ₄
		3,5	20	0,7	9	-	-

Велика гучність, особливо при тривалому впливі не тільки уражає органи слуху, але і впливає на нервову систему і діяльність всього організму людини. При його

дії послаблюється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації ГТА значно знижує продуктивність праці і може з'явитися причиною нещасного випадку.

У табл.6.2 приведені гранично припустимі рівні шуму для визначених робочих місць.

Таблиця 6.2

Вид робочого місця	Рівень звукового тиску, дБ, у октавних полосах з середньгеометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Постійні робочі місця в виробничому приміщенні і на території підприємства	99	92	86	83	80	78	16	74
Пульти в кабінах спостереження і ДУ без мовного зв'язку по телефону	97	94	82	78	75	73	71	70

Шум і зв'язані з ним вібрації роблять також руйнівний вплив на спорудження і конструкції. Основними джерелами шуму в ГТД є: усмоктувальний (повітряно-забірний) патрубок турбіни; вихлопний патрубок турбіни; корпус ГТУ і її агрегатів. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, що залежить від потужності ГТУ.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітряно-забірним патрубком ГТУ, є компресор, що генерує шум в області середніх і високих частот, що складається із широкополосного "білого" шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні по своїй інтенсивності можуть на 15...20 дБ перевищувати рівень широкополосного шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі – струмінь продуктів, що минає, згорання, що породжує шум у процесі її турбулентного змішування з навколишнім повітрям.

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.	КР.142.2237ст.01.06.ПЗ	Арк.
						77
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

З внутрішніх шумів, що прослухуються на вихлопі, низькочастотні (30...200 Гц) належать звичайно камері згоряння і теплообмінним апаратам, а високочастотні (2000...8000 Гц) – турбіні.

Шум корпусу породжується агрегатами, що знаходяться всередині: компресором, турбіною, камерою згоряння, редуктором, регулювальними клапанами, насосами, і тому може бути як механічного, так і газодинамічного походження.

Низькочастотна частина спектра коливань стінок корпусу (30...200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними порушеннями. До механічних причин відносяться коливання (вібрації), викликані невірноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згоряння й інших частин, тим або іншим способом зв'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними порушеннями є різні нестационарні процеси в проточній частині агрегатів газоповітряного тракту двигуна.

Складового шуму турбіни, викликану взаємодією роторних і статорних вінців, можна знизити збільшенням осьового зазору між сопловими і робочими вінцями і збільшенням числа ступенів, що зменшує перепад тисків і число Маху в кожній ступені.

Шум камери згоряння має складну природу, відбиваючи складність процесів, що протікають у ній. По самій своїй конструкції вона являє собою зосередження аеродинамічних генераторів шуму: струменів, що втікають у порожнину жарової труби; закручених потоків, створюваних завихрювачами; зворотних плинів.

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Цей шум має широкополосний спектр.

Істотну частку шуму, породжуваного камерою згоряння, можуть складати компоненти, зв'язані з нестабільністю процесу горіння. У даному випадку мається на увазі нестабільність, що виявляється у виді сталих коливань, що відрізняються від гулу горіння значною амплітудою і добре вираженою частотою.

Ще одною небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислювання, супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібне наявність трьох факторів: пальної речовини, окислювача і джерела

Інв. № подл.	Підпис і дата					КР.142.2237ст.01.06.ПЗ Арк. 78
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата						

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

					КР.142.2237ст.01.06.ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено газотурбінний агрегат потужністю 20 МВт простої теплової схеми для приводу генератора електричного струму на блочній електростанції.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термогазодинамічні розрахунки газотурбінного агрегата, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1450 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 20$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,354$, питома потужність $N_{\text{пит}} = 292,52 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{\text{Ne}} = 0,203 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 750,36 \text{ K}$.

4. Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини ГТА, камери згоряння і турбінної частини та проведено їхнє компонування.

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. Перший з них має у своєму складі 8 ступенів, другий – 10 ступенів.

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 14 жарових труб. Для змішування природного газу з повітрям та подачі в камеру призначений горілочний пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

Турбінна частина двигуна складається з осьових одноступеневих охолоджуваних турбін високого і низького тисків та осьової чотирьохступінчастої неохолоджуваної силової турбіни.

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни низького тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного агрегата UGT 25000, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Інв. № подл.	Підпис і дата					КР.142.2237ст.01.В.ПЗ 80
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Виконано розрахунок закручення та перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни низького тиску.

7. Детально розроблена система змащування газотурбінного агрегату.

8. В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі електростанції, розроблено заходи щодо їх зниження, описано систему вентиляції контейнера ГТД.

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.В.ПЗ	Арк.
						81

Список використаних джерел

1. Романовський Г.Ф. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, М.В. Ващиленко, С.І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с
2. Ващиленко М.В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проектування: Навчальний посібник [Текст] / М.В. Ващиленко. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 44 с.
3. Романовський Г.Ф. Сучасні газотурбінні агрегати: У2 т.Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: Навчальний посібник / Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344с., 12 с. іл..
4. Романовський Г.Ф. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів : Навчальний посібник [Текст] / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін. – Миколаїв : УДМТУ, 2000. – 259 с.
5. Романовський Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.
6. Справочник инженера-механика судовых газотурбинных установок [Текст] / под ред. В. Д. Речистера. – Л. : Судостроение, 1985. – 350 с.

Інв. № подл. Підпис і дата	Взам. інв. № Інв. № дубл.	Підпис і дата	5. Романовський Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін. навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.				
			6. Справочник инженера-механика судовых газотурбинных установок [Текст] / под ред. В. Д. Речистера. – Л. : Судостроение, 1985. – 350 с.				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.2237ст.01.Л.ПЗ		Арк. 82