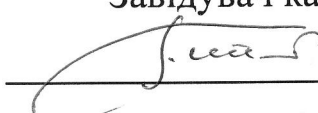


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін
«Допущений до захисту»

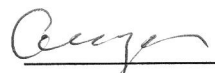
Завідувач кафедри


" 14 " 06 2023 р.

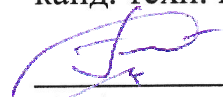
КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: *Проект газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 12 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу*

Виконав:
студент групи 2237ст


(підпис) Смірнов В.В.

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент


(підпис) Козловський А.В.

Миколаїв 2023

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" _____ 02 _____ 2023 р.

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

Студенту _____ Смірнов В.В. _____

1. Тема роботи: **"Проект газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 12 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу"**

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: **12 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1510 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка **системи змащення** 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 **системи змащення** газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

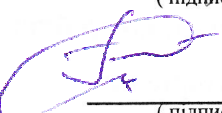
№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2023	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2023	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	01.05.2023	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького 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)

Смірнов В.В.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проєктування газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 12 МВт для приводу нагнітача природного газу на компресорній станції. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата; габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компонування; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, 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 системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна; охорону праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

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

ABSTRACT

The work has designed a 12 MW gas turbine engine to drive a natural gas supercharger at a compressor station. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and scheme of the gas turbine unit; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermo-gas dynamic 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 gas turbine engine blowing and unloading system; labor protection at the facility where the gas turbine unit is located.

Keywords: gas turbine installation; compressor station; power engineering; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; dimensional calculation.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Зміст

Вступ	6
1 Патентно-інформаційний пошук	8
1.1 Області застосування газотурбінних агрегатів	8
1.2 Опис двигуна-прототипу UGT 10000	11
2 Термодинамічні та габаритні розрахунки ГТА.....	15
2.1 Оптимізація параметрів ГТА.....	15
2.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА.....	22
2.3 Габаритно-компоновочні розрахунки елементів газотурбінного двигуна.	33
2.3.1 Габаритно-компоновочний розрахунок компресорів	33
2.3.2 Габаритно-компоновочний розрахунок камери згорання.	39
2.3.3. Габаритно-компоновочний розрахунок турбін.....	42
2.4. Розробка конструктивно-кінематичної схеми ГТД	48
3. Термогазодинамічний розрахунок турбіни низького тиску	51
4. Конструювання та конструктивні розрахунки.....	62
4.1 Розробка конструкції турбіни низького тиску	62
4.2 Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску	64
4.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	69
5. Розробка схеми системи змащення ГТД	78
6. Розробка заходів по охороні праці	83
6.1 Загальні вимоги.....	83
6.2 Промайданчика, будівлі, споруди, приміщення.....	84
6.3 Засоби індивідуального захисту	86
Висновки	87
Список використаної літератури	89

Вступ

Актуальність теми. Одним з основних енергоносіїв зараз є природний газ і газоперекачувальні станції являють собою елемент системи транспортування природного газу від місць добування до споживачів. Щорічно зростає сумарна протяжність магістральних трубопроводів, споруджуються десятки нових та переобладнюються старі газоперекачувальні станції.

Під час проектування газопровода і компресорної станції можливий вибір між поршнеvim газоперекачувальним агрегатом та нагнітачем з електро- та газотурбінним приводом. Однак, найбільшу перевагу і розповсюдження мають компресорні станції з приводом від стаціонарної газотурбінної установки або від конвертованих транспортних газотурбінних двигунів. З цієї причини розробка та удосконалення газотурбінних агрегатів для транспортування природного газу становить в цей час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є проектування газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт для приводу нагнітача природного газу на компресорній станції.

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

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата;
- габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компонування;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, 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 системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна;

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						6
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

– охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

Об'єктом дослідження є система транспортування природного газу.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегата, який є приводом нагнітача природного газу на компресорній станції, та його окремих елементів.

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

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						7
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1 Патентно-інформаційний пошук

1.1 Області застосування газотурбінних агрегатів

Залежно від призначення всі газотурбінні агрегати, вироблені в даний час підприємствами України (за винятком двигунів літальних апаратів), можна класифікувати на чотири основні групи: енергетичні, приводні, суднові і агрегати наземного транспорту:

1. Енергетичні газотурбінні агрегати.

Призначені для приводу генератора електричного струму на стаціонарних і пересувних (мобільних) електростанціях. Виконуються як простої тепловій схеми, так і за схемою з утилізацією тепла відхідних газів.

2. Приводні газотурбінні агрегати.

Призначені для приводу великих механізмів і пристроїв. В даний час використовуються, головним чином, для приводу нагнітачів природного газу компресорних станцій різного призначення: лінійних, станцій підземних сховищ газу (ПСГ). 86% газоперекачувальних агрегатів розташованих на території колишнього Радянського Союзу газотранспортної мережі обладнані газотурбінними приводами.

3. Суднові газотурбінні агрегати. Призначені для приводу водотонажних судів і судів з динамічними принципами підтримання. Миколаївським підприємством НПКГ "Зоря" - "Машпроект" для потреб військово-морського флоту (ВМФ) і комерційних судів пропонуються Надійні і економічні газотурбінні двигуни UGT 3000, UGT 6000, UGT 6000+, UGT 16000, UGT 15000, UGT 15000+ і UGT 25000 потужністю від 3 до 28 МВт. Створюються також різноманітні агрегати на їх основі.

4. Газотурбінні агрегати наземного транспорту. Призначені для приводу легкових і вантажних автомобілів, локомотивів, різної бронетанкової техніки.

Виходячи з завдання роботи приведемо характеристики приводних газотурбінних агрегатів оригінальних виробників, які в даний час серійно випускаються або готуються до виробництва(табл.1.1)

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Характеристики приводних газотурбінних агрегатів

Назва агрегату або двигуна	Розробник	Потужність, МВт	К К Д, %	Початкова тем- пература газу, К	Ступінь підви- щення тиску	Витрата повітря, кг/с
1	2	3	4	5	6	7
Агрегати потужністю від 2,5 до 4 МВт						
UGT 3000 (ДЕ76)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	3,4	31,0	1295	13,5	16,6
ГТУ-4ПГ	ОАО "Авиадвигатель"	4,0	24,0	1075	7,3	28,7
ГТД-2,5РМ	ОАО "НПО "Сатурн"	2,8	28,8	1203	11,9	14,8
ГТД-4РМ	ОАО "НПО "Сатурн"	4,1	32,5	1220	12,1	21,4
АИ-336-1-4	ГП "Ивченко-Прогресс"	4,2	26,0	1187	13,0	27,2
Агрегати потужністю від 6 до 8 МВт						
UGT 6000 (ДТ71)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	6,5	31,5	1290	16,5	31,0
UGT 6000+	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	8,3	33,0	1375	16,5	34,0
Д-336-1/2	ГП "Ивченко-Прогресс"	6,3	31,0	1282	16,7	32,0
АИ-336-1/2-8	ГП "Ивченко-Прогресс"	8,0	32,0	1365	17,5	35,6
ГТУ-6ПГ	ОАО "Авиадвигатель"	6,1	26,7	1209	8,5	33,0
НК-12СТ	ОАО "СНТК им.Н.Д.Кузнецова"	6,3	26,1	941	8,8	56,0
ГТД-6,3РМ	ОАО "НПО "Сатурн"	6,4	32,6	1500	11,3	21,6
ГТН-6У	ЗАО "УТЗ"	6,5	31,0	1193	12,0	32,0
НК-14СТ	АО "СКБМ"	8,6	32,0	1250	10,5	36,8
НК-14СТ-10	АО "СКБМ"	10,0	34,2	-	11,0	37,0

Продовж. табл.1.1

1	2	3	4	5	6	7
Агрегати потужністю від 10 до 12 МВт						
UGT 10000 (ДН70)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	10,5	36,0	1453	19,5	37,0
ДР59Л	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	10,4	28,5	1058	10,0	-
ГТУ-10П	ОАО "Авиадвигатель"	10,3	33,1	1250	14,6	44,2
ГТУ-12П	ОАО "Авиадвигатель"	12,4	34,6	1363	16,9	45,7
ГТНР-10 (ГТК- 10М)	ЗАО "Невский завод"	10,0	33,0	1053	4,24	87,0
ГТНР-12	ЗАО "Невский завод"	12,0	32,0	1123	4,88	92,0
АИ-336-1/2-10	ГП "Ивченко-Прогресс"	10,0	34,0	1371	21,3	41,5
АЛ-31СТ-10	ОАО "НПО "Сатурн"	10,5	33,0	-	14,3	53,5
АЛ-31СТ-12	ОАО "НПО "Сатурн"	12,6	34,5	-	15,6	57,4
ГТД-10РМ	ОАО "НПО "Сатурн"	10,2	36,5	1500	17,9	32,5
Агрегати потужністю від 16 до 18 МВт						
UGT 15000 (ДГ90)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	16,7	35,0	1345	20,0	71,0
UGT 16000 (ДЖ59Л2)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	16,7	32,0	1140	13,0	98,0
ГТУ-16П	ОАО "Авиадвигатель"	16,5	37,0	1416	19,6	57,0
АЛ-31СТ	ОАО "НПО "Сатурн"	16,8	36,5	1440	18,1	64,6
ГТНР-16	ЗАО "Невский завод"	16,0	32,5	1213	7,05	97,0
НК-16-18СТ	ОАО "КПП "Авиамотор"	18,0	31,0	1110	10,2	107,0
НК-16-20СТ	ОАО "КПП "Авиамотор"	20,0	33,0	-	-	113,0
ГТН-16М-1	ЗАО "УТЗ"	16,8	31,0	11993	11,5	85,0

Продовж. табл.1.1

1	2	3	4	5	6	7
НК-16СТ	ОАО "СНТК им.Н.Д.Кузнецова"	16,0	29,0	1066	9,7	100,0
НК-38СТ	ОАО "СНТК им.Н.Д.Кузнецова"	16,0	38,0	1476	25,9	54,6
Агрегати потужністю від 25 до 30 МВт						
UGT 25000 (ДН80)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	26,7	36,5	1520	22,0	87,0
НК-36СТ	ОАО "СНТК им.Н.Д.Кузнецова"	25,0	36,0	1420	23,1	105,2
ГТН-25-1	ЗАО "УТЗ"	25,0	32,0	1353	13,0	103,0
ГТН-25	ЗАО "Невский завод"	32,5	29,2	1173	12,5	176,0
ГТУ-25П	ОАО "Авиадвигатель"	25,6	39,0	1512	28,5	80,4

1.2 Опис двигуна-прототипу UGT 10000

Високоефективний модульний ГТД четвертого покоління UGT 10000 (рис.1.1) є одним з останніх двигунів, створених ДП НПКГ "Зоря" - "Машпроект" для потреб газової промисловості, енергетики та морського транспорту. UGT 10000, використовуваний в якості приводу нагнітачів природного газу компресорних станцій, а у варіанті ДН70Л з силовою турбіною лівого обертання (4800 об / хв) може застосовуватися для модернізації агрегатів ГТК-10-4 виробництва ВАТ "Невський завод" і ГПА-10 виробництва ОАО "Констар", а у варіанті ДІ70П з силовою турбіною правого обертання (6500 об / хв) - для заміни двигунів MS3002 фірми "General Electric Co." в імпортованих агрегатах ГТК-10І.



Рис.1.1. Двигун UGT 10000

У 2002р були успішно завершені приймальні випробування модифікації ДН70Л в складі модернізованого газоперекачувального агрегату ГПА-10МН10.01.ОП на компресорній станції "Кіровоградська" (Україна).

На основі двигуна UGT 10000 (модифікація ДУ71) створена газотурбінна установка з утилізацією тепла відхідних газів контактного типу КГПТУ-16К потужністю 16 МВт. У порівнянні з вихідним варіантом, в двигуні була змінена пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для вприскування пара, організовані системи подачі пари. Такий установкою в 2003р оснащений газоперекачувальний агрегат ГПА-16К, встановлений на компресорній станції "Ставищенська" (Черкаська обл., Україна).

Основні технічні характеристики двигуна UGT 10000 (ISO 2314) представлені в табл.1.2, експлуатаційні характеристики - на рис.1.2

Таблиця 1.2. Основні характеристики двигуна UGT 10000

Параметр	Модифікація двигуна		
	ДН70	ДИ70	ДУ71
Номінальна потужність, МВт	10,5	10,5	15,7
ККД, %	36,0	36,0	42,2
Витрата повітря, кг/с	37	37	38
Ступінь підвищення тиску	19	19	20
Початкова температура газу, К	1455	1455	1360
Температура газу за ГТД, К	763	763	727
Частота обертання силової турбіни, об/хв	4800	6500	4800
Маса, т	5,0	5,0	5,0
Довжина х ширина х висота, м	4,0х1,8х1,7	4,0х1,8х1,7	4,0х1,8х1,7

Двигун UGT 10000 (рис.1.3) складається з газогенератора і вільної силової турбіни 2. Газогенератор містить в собі два каскади осьового компресора (відповідно, низького (1) і високого (2) тисків), які приводяться в обертання двома

незалежними турбінами (низького (5) і високого (4) тисків), а також трубчато-кільцеву камеру згоряння 3.[3]

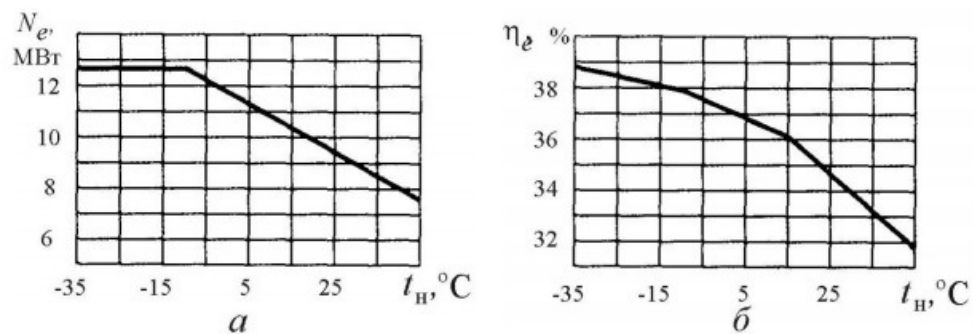


Рис.1.2. Залежності потужності (а) и ККД (б) двигуна UGT 10000 від температури зовнішнього повітря

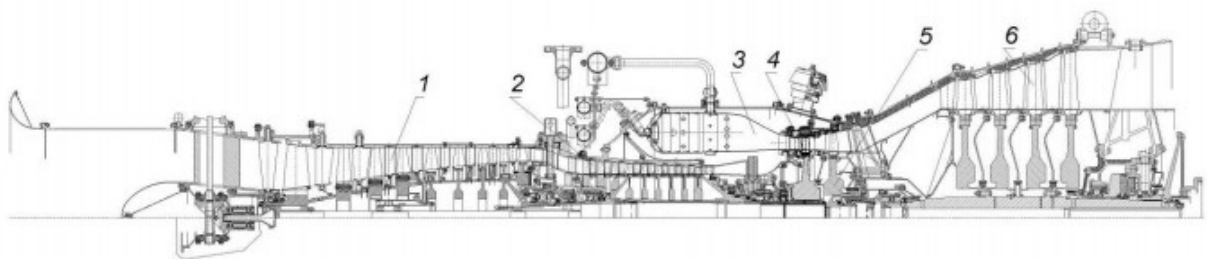


Рис.1.3. Продольний переріз двигуна UGT 10000: 1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску; 3 – камера згоряння; 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску; 6 – силова турбіна

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						14
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата		
						КР.142.2237ст.02.ПЗ			
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
	Студент.	Смірнов В.В.				Патентно-інформаційний по- шук	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.						8	14
	Консульт.						НУК		
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							

1 Патентно-інформаційний пошук

1.1 Області застосування газотурбінних агрегатів

Залежно від призначення всі газотурбінні агрегати, вироблені в даний час підприємствами України (за винятком двигунів літальних апаратів), можна класифікувати на чотири основні групи: енергетичні, приводні, суднові і агрегати наземного транспорту:

1. Енергетичні газотурбінні агрегати.

Призначені для приводу генератора електричного струму на стаціонарних і пересувних (мобільних) електростанціях. Виконуються як простої тепловій схеми, так і за схемою з утилізацією тепла відхідних газів.

2. Приводні газотурбінні агрегати.

Призначені для приводу великих механізмів і пристроїв. В даний час використовуються, головним чином, для приводу нагнітачів природного газу компресорних станцій різного призначення: лінійних, станцій підземних сховищ газу (ПСГ). 86% газоперекачувальних агрегатів розташованих на території колишнього Радянського Союзу газотранспортної мережі обладнані газотурбінними приводами.

3. Суднові газотурбінні агрегати. Призначені для приводу водотонажних судів і судів з динамічними принципами підтримання. Миколаївським підприємством НПКГ "Зоря" - "Машпроект" для потреб військово-морського флоту (ВМФ) і комерційних судів пропонуються Надійні і економічні газотурбінні двигуни UGT 3000, UGT 6000, UGT 6000+, UGT 16000, UGT 15000, UGT 15000+ і UGT 25000 потужністю від 3 до 28 МВт. Створюються також різноманітні агрегати на їх основі.

4. Газотурбінні агрегати наземного транспорту. Призначені для приводу легкових і вантажних автомобілів, локомотивів, різної бронетанкової техніки.

Виходячи з завдання роботи приведемо характеристики приводних газотурбінних агрегатів оригінальних виробників, які в даний час серійно випускаються або готуються до виробництва(табл.1.1)

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						8
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.1 – Характеристики приводних газотурбінних агрегатів

Назва агрегату або двигуна	Розробник	Потужність, МВт	К К Д, %	Початкова тем- пература газу, К	Ступінь підви- щення тиску	Витрата повітря, кг/с
1	2	3	4	5	6	7
Агрегати потужністю від 2,5 до 4 МВт						
UGT 3000 (ДЕ76)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	3,4	31,0	1295	13,5	16,6
ГТУ-4ПГ	ОАО "Авиадвигатель"	4,0	24,0	1075	7,3	28,7
ГТД-2,5РМ	ОАО "НПО "Сатурн"	2,8	28,8	1203	11,9	14,8
ГТД-4РМ	ОАО "НПО "Сатурн"	4,1	32,5	1220	12,1	21,4
АИ-336-1-4	ГП "Ивченко-Прогресс"	4,2	26,0	1187	13,0	27,2
Агрегати потужністю від 6 до 8 МВт						
UGT 6000 (ДТ71)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	6,5	31,5	1290	16,5	31,0
UGT 6000+	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	8,3	33,0	1375	16,5	34,0
Д-336-1/2	ГП "Ивченко-Прогресс"	6,3	31,0	1282	16,7	32,0
АИ-336-1/2-8	ГП "Ивченко-Прогресс"	8,0	32,0	1365	17,5	35,6
ГТУ-6ПГ	ОАО "Авиадвигатель"	6,1	26,7	1209	8,5	33,0
НК-12СТ	ОАО "СНТК им.Н.Д.Кузнецова"	6,3	26,1	941	8,8	56,0
ГТД-6,3РМ	ОАО "НПО "Сатурн"	6,4	32,6	1500	11,3	21,6
ГТН-6У	ЗАО "УТЗ"	6,5	31,0	1193	12,0	32,0
НК-14СТ	АО "СКБМ"	8,6	32,0	1250	10,5	36,8
НК-14СТ-10	АО "СКБМ"	10,0	34,2	-	11,0	37,0

Продовж. табл.1.1

1	2	3	4	5	6	7
Агрегати потужністю від 10 до 12 МВт						
UGT 10000 (ДН70)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	10,5	36,0	1453	19,5	37,0
ДР59Л	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	10,4	28,5	1058	10,0	-
ГТУ-10П	ОАО "Авиадвигатель"	10,3	33,1	1250	14,6	44,2
ГТУ-12П	ОАО "Авиадвигатель"	12,4	34,6	1363	16,9	45,7
ГТНР-10 (ГТК- 10М)	ЗАО "Невский завод"	10,0	33,0	1053	4,24	87,0
ГТНР-12	ЗАО "Невский завод"	12,0	32,0	1123	4,88	92,0
АИ-336-1/2-10	ГП "Ивченко-Прогресс"	10,0	34,0	1371	21,3	41,5
АЛ-31СТ-10	ОАО "НПО "Сатурн"	10,5	33,0	-	14,3	53,5
АЛ-31СТ-12	ОАО "НПО "Сатурн"	12,6	34,5	-	15,6	57,4
ГТД-10РМ	ОАО "НПО "Сатурн"	10,2	36,5	1500	17,9	32,5
Агрегати потужністю від 16 до 18 МВт						
UGT 15000 (ДГ90)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	16,7	35,0	1345	20,0	71,0
UGT 16000 (ДЖ59Л2)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	16,7	32,0	1140	13,0	98,0
ГТУ-16П	ОАО "Авиадвигатель"	16,5	37,0	1416	19,6	57,0
АЛ-31СТ	ОАО "НПО "Сатурн"	16,8	36,5	1440	18,1	64,6
ГТНР-16	ЗАО "Невский завод"	16,0	32,5	1213	7,05	97,0
НК-16-18СТ	ОАО "КПП "Авиамотор"	18,0	31,0	1110	10,2	107,0
НК-16-20СТ	ОАО "КПП "Авиамотор"	20,0	33,0	-	-	113,0
ГТН-16М-1	ЗАО "УТЗ"	16,8	31,0	11993	11,5	85,0

Продовж. табл.1.1

1	2	3	4	5	6	7
НК-16СТ	ОАО "СНТК им.Н.Д.Кузнецова"	16,0	29,0	1066	9,7	100,0
НК-38СТ	ОАО "СНТК им.Н.Д.Кузнецова"	16,0	38,0	1476	25,9	54,6
Агрегати потужністю від 25 до 30 МВт						
UGT 25000 (ДН80)	НПКГ "Заря"- "Машпроект"	26,7	36,5	1520	22,0	87,0
НК-36СТ	ОАО "СНТК им.Н.Д.Кузнецова"	25,0	36,0	1420	23,1	105,2
ГТН-25-1	ЗАО "УТЗ"	25,0	32,0	1353	13,0	103,0
ГТН-25	ЗАО "Невский завод"	32,5	29,2	1173	12,5	176,0
ГТУ-25П	ОАО "Авиадвигатель"	25,6	39,0	1512	28,5	80,4

1.2 Опис двигуна-прототипу UGT 10000

Високоефективний модульний ГТД четвертого покоління UGT 10000 (рис.1.1) є одним з останніх двигунів, створених ДП НПКГ "Зоря" - "Машпроект" для потреб газової промисловості, енергетики та



Рис.1.1. Двигун UGT 10000

морського транспорту. UGT 10000, використовуваний в якості приводу нагнітачів природного газу компресорних станцій, а у варіанті ДН70Л з силовою турбіною лівого обертання (4800 об / хв) може застосовуватися для модернізації агрегатів ГТК-10-4 виробництва ВАТ "Невський завод" і ГПА-10 виробництва ОАО "Констар", а у варіанті ДІ70П з силовою турбіною правого обертання (6500 об / хв) - для заміни двигунів MS3002 фірми "General Electric Co." в імпортованих агрегатах ГТК-10І.

У 2002р були успішно завершені приймальні випробування модифікації ДН70Л в складі модернізованого газоперекачувального агрегату ГПА-10МН10.01.ОП на компресорній станції "Кіровоградська" (Україна).

На основі двигуна UGT 10000 (модифікація ДУ71) створена газотурбінна установка з утилізацією тепла відхідних газів контактного типу КГПТУ-16К потужністю 16 МВт. У порівнянні з вихідним варіантом, в двигуні була змінена пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для вприскування пара, організовані системи подачі пари. Такий установкою в 2003р оснащений газоперекачувальний агрегат ГПА-16К, встановлений на компресорній станції "Ставищенська" (Черкаська обл., Україна).

Основні технічні характеристики двигуна UGT 10000 (ISO 2314) представлені в табл.1.2, експлуатаційні характеристики - на рис.1.2

Таблиця 1.2. Основні характеристики двигуна UGT 10000

Параметр	Модифікація двигуна		
	ДН70	ДИ70	ДУ71
Номінальна потужність, МВт	10,5	10,5	15,7
ККД, %	36,0	36,0	42,2
Витрата повітря, кг/с	37	37	38
Ступінь підвищення тиску	19	19	20
Початкова температура газу, К	1455	1455	1360
Температура газу за ГТД, К	763	763	727
Частота обертання силової турбіни, об/хв	4800	6500	4800
Маса, т	5,0	5,0	5,0
Довжина x ширина x висота, м	4,0x1,8x1,7	4,0x1,8x1,7	4,0x1,8x1,7

Двигун UGT 10000 (рис.1.3) складається з газогенератора і вільної силової турбіни 2. Газогенератор містить в собі два каскади осьового компресора (відповідно, низького (1) і високого (2) тисків), які приводяться в обертання двома

незалежними турбінами (низького (5) і високого (4) тисків), а також трубчато-кільцеву камеру згоряння 3.[3]

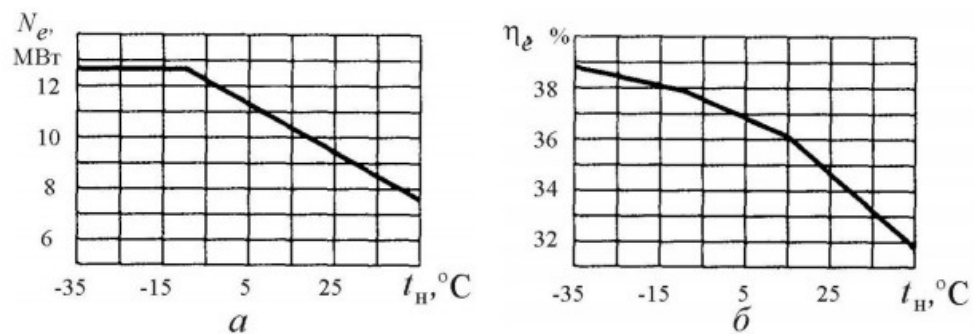


Рис.1.2. Залежності потужності (а) и ККД (б) двигуна UGT 10000 від температури зовнішнього повітря

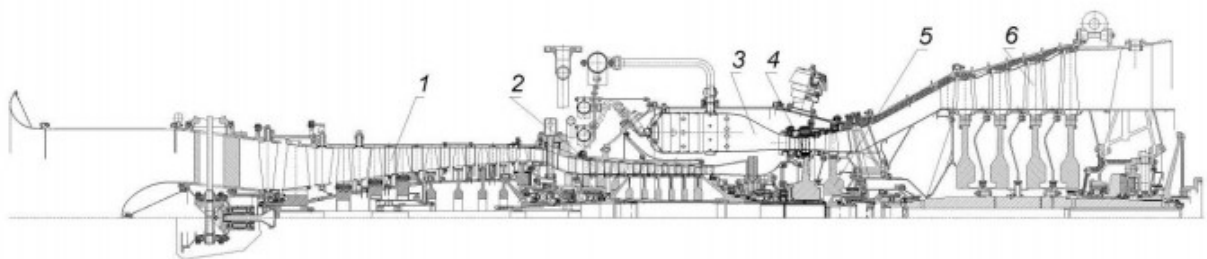


Рис.1.3. Продольний переріз двигуна UGT 10000: 1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску; 3 – камера згоряння; 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску; 6 – силова турбіна

[illegible]

2 Термодинамічні та габаритні розрахунки ГТА

2.1 Оптимізація параметрів ГТА

Оптимізація параметрів циклу проводиться з метою визначення оптимальних параметрів. Виконується за допомогою учбової програми GTA1CC. Ця програма призначена для оптимізації параметрів термодинамічних циклів суднових, енергетичних та іншого призначення ГТА. Запуск здійснюється файлом gta1cc.exe, який знаходиться у директорії SAPRTA. Вводимо свої вихідні данні шляхом редагування файла isgta1cc.dat, який знаходиться у директорії GRUP5.

Опис алгоритму програми "GTA1CC"

Розроблений алгоритм дозволяє оптимізувати параметри газотурбінних циклів восьми різних структурних схем ГТА. Тип схеми, що розраховується, ГТА кодується завданням значення ознаки схеми - J відповідно до таблиці 2.1. Усі розглянуті схеми ГТА, у залежності від числа оптимізуємих параметрів, можуть бути умовно розбиті на дві групи. Для першої групи схем, кодуємих як J = 1, 2, 3, 4, цільова функція, у якості якої прийнятий ефективний ККД циклу ГТА, залежить тільки від однієї перемінної - π_{Σ} . Для другої групи схем з J = 5, 6, 7, 8 оптимізація йде вже по двох перемінним: π_{Σ} та K_0 - для схем із проміжним охолодження повітря в процесі підвищення тиску; π_{Σ} і K_d - для схем із проміжним підігрівом газу в процесі розширення

Таблиця 2.1. Кодування типу схеми ГТА

Найменування схеми ГТА	Ознака схеми
ГТА простої схеми	1
ГТА з регенерацією тепла газів, що відходять, ГТД	2
ГТА з паротурбінним ТУК	3
ГТА з регенерацією тепла газів, що відходять, ГТД і ТУК	4
ГТА з проміжним охолодженням повітря	5
ГТА з проміжним охолодженням повітря і регенерацією	6
ГТА з проміжним підігрівом газу	7
ГТА з проміжним підігрівом газу і паротурбінним ТУК	8

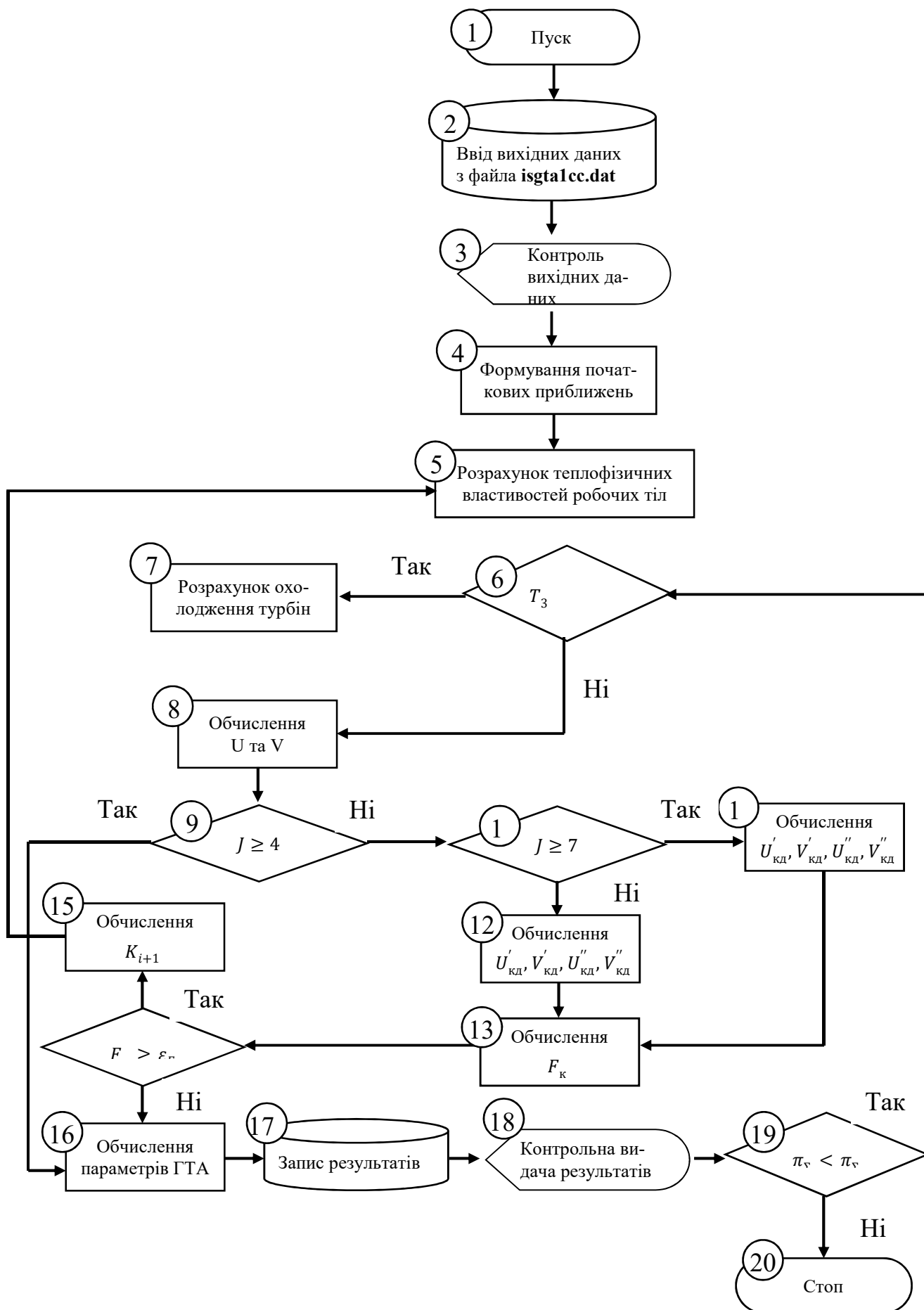


Рис.2.1. Структурно-логічна схема алгоритму програми "GTA1CC"

Алгоритм передбачає різний підхід до рішення задачі оптимізації параметрів схем першої і другої групи. Так, для схем першої групи використаний найбільш простий і зручний метод сканування. При цьому, на точність і, що знаходиться з нею в протиріччі, тривалість процесу рішення впливають вибір інтервалу і кроку пошуку екстремуму цільової функції. Область зміни оптимізуемого параметра $\Delta\pi_{\Sigma}$ - інтервал пошуку, завжди може бути зазначена з великою вірогідністю, крок сканування параметра - $\Delta\pi_{\Sigma}$ - варто вибирати емпірично.

Для схем другої групи передбачено сполучення методу сканування по параметру π_{Σ} і градієнтного методу по параметрах K_0 або K_d .

На рис.2.1 зображена структурно-логічна схема алгоритму програми "GTA1CC". Після запуску програми блок 2 здійснює уведення вихідних даних із твердого магнітного диска з файлу isgta1cc.dat, а блок 3 їхній контрольний висновок на дисплей. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_{Σ} , K_0 , K_d , що у наступному коректуються. Блок 5 служить для обчислення значень $c_{рг}$, $c_{рв}$, $k_{г}$, $k_{в}$. Перевірка необхідності здійснення охолодження турбін ГТД виробляється блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідно, то в блоці 7 оцінюється кількість охолоджуваних вінців турбін і здійснюється розрахунок потрібної кількості охолодного повітря. У протилежному випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, у якому відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_c . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря - $J = 5, 6$ і проміжним підігрівом газу - $J = 7, 8$, а також формування подальшого обчислювального процесу. Якщо розраховуються схеми, що мають ознаку $J = 7$ або $J = 8$, то в блоці 11 обчислюються перші і другі похідні чисельника і знаменника цільової функції по параметру K_d , а якщо $J = 5$ або $J = 6$, то аналогічні величини - визначаються в блоці 12 по параметрі K_0 потім у блоці 13 підраховується значення параметра F_k , а в блоці 14 перевіряється досягнута точність рішення (по методу Ньютона) основних рівнянь, якщо задана точність ε_F не дося-

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		17

гнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{0_{i+1}}$ або $K_{д_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з переходом на блок 5. У протилежному випадку в блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні π_{Σ} , а потім блок 17 записує результат на твердий диск у файл rzgta1cc.dat, блок 18 виводить ті ж дані на дисплей для контролю ходу обчислювального процесу. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_{Σ} і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4. Якщо сканування заданого інтервалу значень π_{Σ} закінчено, то робота програми припиняється.

Підготовка вихідних даних і робота з програмою "GTA1CC"

Запуск програми на виконання здійснюється, файлом

C:\STUDENT\SAPRTA\gta1cc.exe

який розміщується на твердому диску вашого ПК.

Вихідні дані для розрахунку варіанта готуються шляхом редагування файлу

C:\STUDENT\GRUP5\isgta1cc.dat

Тип схеми ГТА в розрахунках задається параметром "Ознака схеми" так, як зазначено в таблиці 1. Для правильної роботи програми й одержання вірних результатів частина параметрів у різних схем ГТА повинна приймати строго визначені значення - 1 або 0 таблиця 3. Інші параметри (знак "+") заносяться у файл isgta1cc.dat відповідно з їх обраними значеннями. Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі (ММ), розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення комплекту вихідних даних і розшифровки результатів розрахунку, представлений у табл.2.2

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		18

Таблиця 2.2 Розшифровки результатів розрахунку

Ідентифікатор	Найменування параметра	Позначення в ММ	Розмірність
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КС ГТД	α_0	-
BD	"Недогрів" газу в КСПП до T_3	Δ_∂	град.
BO	"Недоохолодження" повітря в ПВО	Δ_0	град.
EGE	Питома витрата охолодного повітря	g_e	-
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	-
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску: для ПВО	V_{bo}	-
HBX	для вхідного пристрою	V_{bx}	-
HNO	для газоотводного пристрою	V_{zo}	-
HK	для перехідника компресора	V_k	-
HKS	для основний КС	V_{kc}	-
HKSD	для КСПП	V_{kcm}	-
HKY	Для УПГ	V_{ky}	-
HR	для регенератора	V_p	-
HT	для опорних вінців турбін	V_t	-
HU	Питома потужність у циклі ГТА	$N_{\text{пит}}$	$\text{кВт}/(\text{кг}/\text{с})$
J	Ознака схеми ГТА	J	-
KO	Параметр розподілу роботи компресора	K_0	-
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	-
NOX	Число охолоджуваних вінців турбіни	n_{ox}	-
ONPT	Відносна потужність парової турбіни	N_{nt}	-
QK	Загальний ступінь підвищення тиску в циклі	π_Σ	-
QKH	Початкове значення π_Σ	π_{kh}	-
QKK	Кінцеве значення π_Σ	π_{kk}	-
R	Ступінь регенерації	r	-
SQK	Крок спуска по π_Σ	$\Delta\pi_k$	-
TD	Припустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_n	К
T3	Температура газу перед ТВД ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння КС	η_{kc}	-
UM	Механічний КПД ГТА	η_m	-
UPK	ККД елементарної ступені компресора	η_{ak}	-
UPT	ККД елементарної ступені турбіни	η_{at}	-
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	-
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nt}	-

Результати розрахунку знаходяться в файлі rzgtalcc.dat, розміщеному у директорії GRUP5. По результатам розрахунку, будуємо графіки – рис.2.2, 2.3.

Аналізуючи графік приходимо до висновку, що оптимальне значення загального ступеня підвищення тиску повітря в циклі $\pi_k=28$, при якому ККД циклу дорівнює 38,55%. Для подальших розрахунків ступінь підвищення тиску вибираємо рівною 25.

Графік залежності питомої потужності від загального ступеню підвищення тиску в циклі, показано на рис.2.3.

З графіку видно, що максимальна питома потужність 336,8 буде при загальній ступені підвищення тиску, яка дорівнює 13.

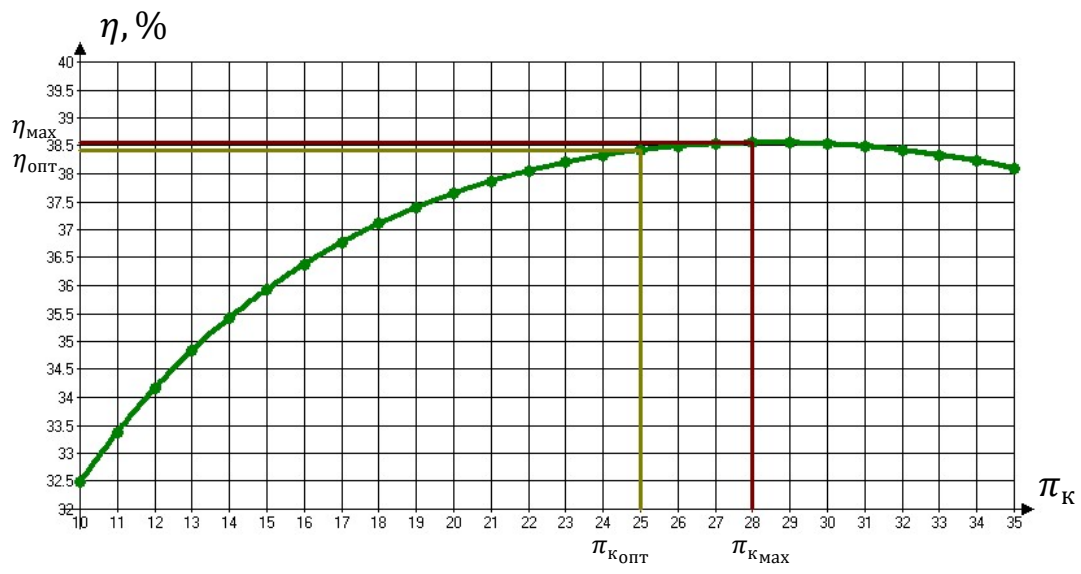


Рис.2.2 Графік залежності ККД від πк

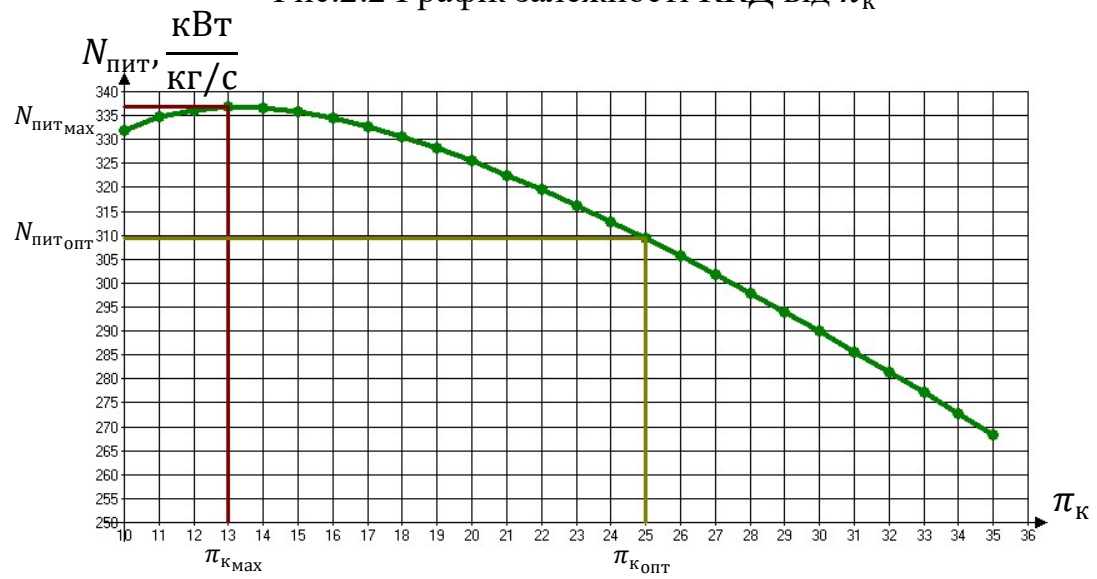


Рис.2.3 Графік залежності ККД від Nпит

Таблица 2.3. Розрахунковий звіт навчальної програмі GTA1CC

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ

ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент гр 2237ст Смирнов

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1510.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1090.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.8950
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СТОРАНИЯ КС	0.9950
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	35.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9700
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0200
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32482	332.0	0.000	0.000	593.1	951.3	0.000	4.0	0.0652	2.61
11.0	0.33383	334.7	0.000	0.000	610.3	931.4	0.000	4.0	0.0669	2.65
12.0	0.34161	336.2	0.000	0.000	626.4	913.5	0.000	4.0	0.0686	2.70
13.0	0.34835	336.8	0.000	0.000	641.5	897.3	0.000	4.0	0.0704	2.74
14.0	0.35421	336.6	0.000	0.000	655.8	882.4	0.000	4.0	0.0721	2.78
15.0	0.35932	335.8	0.000	0.000	669.3	868.8	0.000	4.0	0.0739	2.82
16.0	0.36378	334.4	0.000	0.000	682.1	856.2	0.000	4.0	0.0757	2.86
17.0	0.36767	332.7	0.000	0.000	694.4	844.5	0.000	4.0	0.0776	2.90
18.0	0.37106	330.6	0.000	0.000	706.1	833.5	0.000	4.0	0.0795	2.94
19.0	0.37399	328.2	0.000	0.000	717.3	823.3	0.000	4.0	0.0813	2.98
20.0	0.37653	325.5	0.000	0.000	728.1	813.7	0.000	4.0	0.0833	3.02
21.0	0.37869	322.6	0.000	0.000	738.4	804.6	0.000	4.0	0.0852	3.06
22.0	0.38051	319.5	0.000	0.000	748.4	796.1	0.000	4.0	0.0873	3.10
23.0	0.38203	316.2	0.000	0.000	758.1	787.9	0.000	4.0	0.0893	3.13
24.0	0.38325	312.8	0.000	0.000	767.4	780.2	0.000	4.0	0.0914	3.17
25.0	0.38420	309.3	0.000	0.000	776.5	772.9	0.000	4.0	0.0935	3.21
26.0	0.38489	305.6	0.000	0.000	785.2	765.9	0.000	4.0	0.0957	3.24
27.0	0.38533	301.8	0.000	0.000	793.7	759.2	0.000	4.0	0.0979	3.28
28.0	0.38554	297.9	0.000	0.000	802.0	752.8	0.000	4.0	0.1002	3.32
29.0	0.38553	293.9	0.000	0.000	810.0	746.6	0.000	4.0	0.1026	3.35
30.0	0.38530	289.9	0.000	0.000	817.9	740.7	0.000	4.0	0.1050	3.39
31.0	0.38485	285.7	0.000	0.000	825.5	735.1	0.000	4.0	0.1075	3.42
32.0	0.38419	281.5	0.000	0.000	832.9	729.6	0.000	4.0	0.1100	3.46
33.0	0.38333	277.2	0.000	0.000	840.2	724.4	0.000	4.0	0.1126	3.50
34.0	0.38227	272.8	0.000	0.000	847.3	719.3	0.000	4.0	0.1153	3.53
35.0	0.38100	268.3	0.000	0.000	854.2	714.4	0.000	4.0	0.1181	3.57

					КР.142.2237ст.02.ПЗ					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						21

2.2 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА

Розрахунок призначено для визначення основних теплофізичних параметрів компресорів, камери згоряння та турбін. Визначаються витрати повітря через основні вузли двигуна, температури, тиски.

На рис.2.4 зображено в координатах $T - S$ цикл проектуемого двокаскадного ГТД з вільною ТС. Процеси зображені з урахуванням усіх основних утрат повного тиску по газоповітряному тракту і позначенням розрахункових перерізів. Індекси зазначених розрахункових точок відповідають розрахунковим перерізам по газоповітряному тракту ГТД. У подвійному індексі перша цифра відповідає характерній точці термодинамічного циклу: 1 - вхід в компресор; 2 - вихід з компресора; 3 - вхід у турбіну; 4 - вихід з турбіни. Друга цифра індексу – номер компресора або турбіни, відлічуваний за ходом робочого тіла.

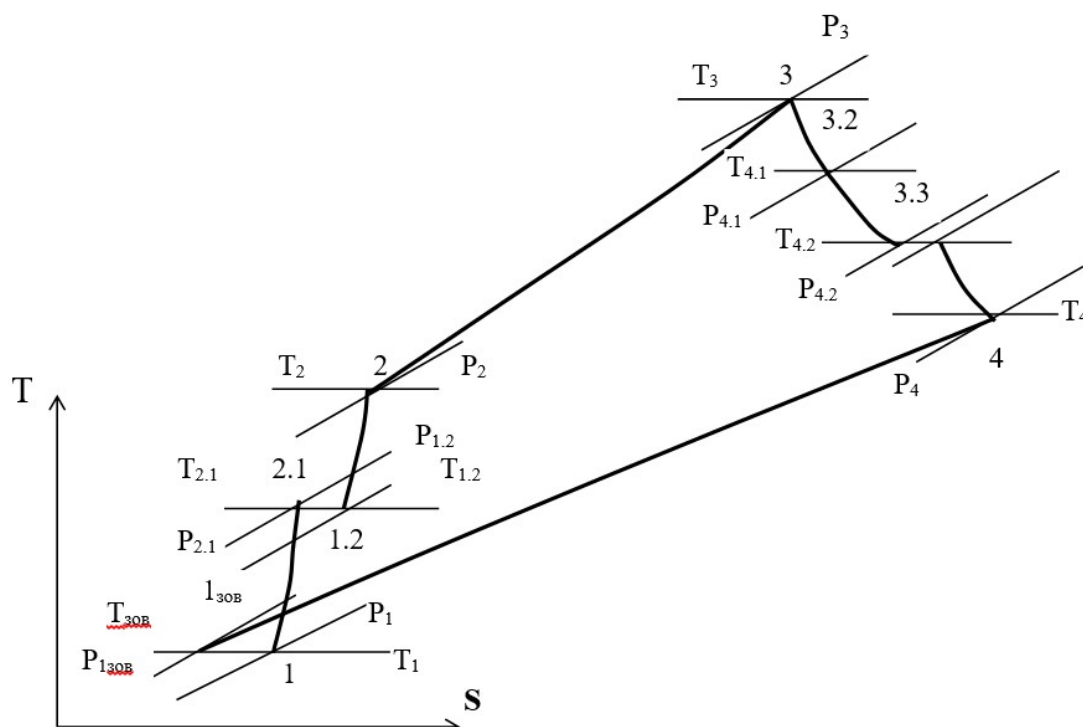


Рис.2.4. Цикл двокаскадного ГТД з вільною силовою турбіною.

Детальний проектувальний розрахунок ГТА на режимі повної потужності проводиться з метою визначення значень параметрів і витрат робочого тіла для основних агрегатів: компресорів, камери згорання і турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків малогабаритних характеристик ГТА, а також термогазодинамічних розрахунків агрегатів.

Розрахунок проводимо за методикою, викладеною в [1].

Детальний тепловий розрахунок теплової схеми ГТА зводимо до табл.2.4.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						23
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.4 Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА простого циклу на режимі повної потужності

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
1. Міра підвищення тиску повітря в циклі $\pi_{к\gamma}$	Вибирається	25	—
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Так само	1510	—
3. Розрахункова температура зовнішнього повітря $T_{зов}$, К	—”—	288	—
4. Тиск зовнішнього повітря $P_{зов}$, МПа	—”—	0,1013	—
5. Допустима температура лопаток турбіни T_d , К	—”—	1080	—
6. Адіабатичний ККД ступеня компресора $\eta_{ак}$	—”—	0,895	—
7. Адіабатичний ККД ступеня турбіни $\eta_{ат}$	—”—	0,99	—
8. Коефіцієнт повноти згоряння КЗ $\eta_{кз}$	—”—	0,98	—
9. КВПТ вхідного пристрою $\nu_{вх}$	—”—	0,995	—
10. КВПТ перехідника компресора ν_k	—”—	0,95	—
11. КВПТ КЗ $\nu_{кз}$	—”—	0,995	—
12. КВПТ опорного вінця турбіни $\nu_{т2}$	—”—	0,995	—
13. КВПТ газопроводу $\nu_{т3}$	—”—	0,97	—

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
14. Внутрішній ККД ТВТ η_{T1}	—”—	0,89	
15. Внутрішній ККД ТНТ η_{T2}	—”—	0,9	
16. Внутрішній ККД ТГ η_{T3}	—”—	0,92	
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	—”—	0,995	
18. Механічний ККД редуктора η_p	—”—	0,98	
19. Коефіцієнт витрати КВТ α_{K2}	0,98...0,99	0,985	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодженого повітря g_e	0,020...0,030	0,025	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Береться з табл. 2Д [1]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	Береться з табл. 2Д [1]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Береться	12000	
24. Міра підвищення тиску КВТ π_{K2}	Так само	5,125	
25. Міра підвищення тиску КНТ π_{K1}	$\pi_{K1} = \frac{\pi_{K\Sigma}}{\pi_{K2}}$	4,8780	
26. Адіабатичний ККД КНТ η_K (у першому наближенні $k_{п1} = 1,4$)	$\frac{\frac{k_{п1}-1}{\pi_{K1}^{k_{п1}}} - 1}{\frac{k_{п1}-1}{\pi_{K1}^{k_{п1}\eta_{aK}}} - 1}$	0,8697	0,8699

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числові значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
27. Дійсний підігрів повітря КНТ $\Delta T_{к1}$, град	$\frac{T_{зОВ} \left(\pi_{к1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1 \right)}{\eta_{к1}}$	189,6	187,7
28. Температура повітря за КНТ $T_{2.1}$, К	$T_{зОВ} + \Delta T_{к1}$	477,6	475,7
29. Середня температура процесу в КНТ $T_{серк1}$, К	$T_{зОВ} + \frac{\Delta T_{к1} \eta_{к1}}{2}$	370,5	369,6
30. Теплоємність процесу в КНТ $c_{рп1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{серк1})$ за діаграмою $c_p - T$	1,013	1,013
31. Показник ізоентропи процесу в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{рп1}}{c_{рп1} - R_{п}}$	1,396	1,396
32. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{зОВ} \nu_{вх}$	0,0993	0,0993
33. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2.1}$, МПа	$P_1 \pi_{к1}$	0,4843	0,4843
34. Адіабатичний ККД КНТ η_k (у першому наближенні $k_{п1} = 1,38$)	$\frac{\pi_{к2}^{\frac{k_{21}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2} \eta_{ак}}} - 1}$	0,8699	0,8702
35. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, град	$\frac{T_{2.1} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	310,8	306,1
36. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{2.1} + \Delta T_{к2}$	786,5	781,8
37. Середня температура процесу в КВТ $T_{серк2}$	$T_{2.1} + \frac{\Delta T_{к2} \eta_{к2}}{2}$	610,9	608,9

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
38. Теплоємність повітря в КВТ $c_{p_{п2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер_{к2}})$ за діаграмою $c_p - T$	1,055	1,054
39. Показник ізоентропи процесу в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p_{п2}}}{c_{p_{п2}} - R_{п}}$	1,374	1,374
40. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} v_k$	0,4818	0,4818
41. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \pi_{к2}$	2,469	2,469
42. Теплоємності повітря в КЗ, кДж/(кг·К) $c_{p_{п}} _{293}^{T_3}$ $c_{p_{п}} _{293}^{T_2}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T_{сер})$ $f(T_{сер})$	1,1185 1,0400	
43. Теплоємність чистих продуктів згоряння $c_{p_r} _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер_{пк3}}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,2372	—
44. Відносна витрата палива на КЗ $g_{пал}$	$\frac{[c_{p_{п}} _{293}^{T_3}(T_3 - 293) - c_{p_{п}} _{293}^{T_2}(T_2 - 293)]}{(\eta_{к3} H_u - (c_{p_r} _{293}^{T_3}(L_0 + 1) - c_{p_{п}} _{293}^{T_3} L_0)(T_3 - 293))}$	0,0187	—
45. Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	3,1083	—
46. Тиск газу на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 v_{к3}$	2,3460	—
47. Число охолоджувальних віncів ТВТ $n_{ох1}$	Ціле $\frac{2lg \frac{T_D}{T_3}}{lg[1 - (\frac{\Delta T}{T})_{ст}]}$	2,0000	—

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
48. Відносна витрата охолодного повітря на ТВТ g_{ox_1}	$ak_t g_e \beta_{T_1} \frac{n_{ox_1} + 1}{2} \times \frac{T_3 - T_d}{T_d - T_{ox}} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25}$	0,0843	—
49. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{K2}}{2}$	1371	—
50. Число охолоджувальних віncів ТНТ n_{ox_2}	Ціле $\frac{2lg \frac{T_d}{T'_{3,2}}}{lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{CT} \right]}$	1	—
51. Відносна витрата охолодного повітря на ТВТ g_{ox_2}	$ak_t g_e \beta_{T_2} \frac{n_{ox_2} + 1}{2} \times \frac{T'_{3,2} - T_d}{T_d - T_{ox}} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25}$	0,0404	—
52. Коефіцієнт витрати повітря для КЗ α_{K3}	$\alpha_{K2} - g_{ox_1} - g_{ox_2} - 0,011$	0,8493	—
53. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{T1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \alpha_{K3}}{\alpha_{K2}}$	0,8783	—
54. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{T2}	$\beta_{T1} \alpha_{K2} + g_{ox_1} + 0,006$	0,9555	—
55. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{T3}	$\beta_{T2} + g_{ox_2} + 0,004$	0,9999	—
56. Коефіцієнт витрати газу для газовідводу $\beta_{ГВ}$	$\beta_{T3} + 0,004$	1,0039	—
57. Середня температура газу в ТВТ $T_{сер_{T1}}$, К	$T_3 - \frac{\Delta T_{K2}}{2\eta_{T1}}$	1351	—
58. Теплоємність газу для процесу в ТВТ	$f(T_{сер_{T1}}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,2487	—
59. Показник ізоентропи процесу в ТВТ k_{r1}	$\frac{c_{p_{r1}}}{c_{p_{r1}} - R_r}$	1,3179	—

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
60. Коефіцієнт балансу потужності ТКВТ C_2	$\frac{c_{p_{п2}}}{\beta_{т1} c_{p_{г1}} \eta_{т1}}$	0,9662	—
61. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \Delta T_{к2}$	295,7	—
62. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{4.1}$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1214	—
63. Теплоємність повітря і газу для процесу змішування, кДж/(кг·К)	за діаграмою $c_p - T$		—
$c_{p_{п.сум}}$	$f(T'_{4.2})$	1,1791	
$c_{г.сум}$	$f(T'_{4.2}, \alpha)$	1,2249	
64. Температура газу за ТВТ $T_{4.1}$, К	$\frac{\alpha_{к2} \beta_{т1} (T_3 - \Delta T_{т1})}{\alpha_{к2} \beta_{т1} + g_{ox1}} + \frac{c_{p_{п.сум}} g_{ox1} T_2}{c_{г.сум} (\beta_{т1} \alpha_{к2} + g_{ox1})}$	1173	—
65. Міра зниження тиску в ТВТ $\pi_{т1}$	$\left(\frac{T_3 \eta_{т1}}{T_3 \eta_{т1} - \Delta T_{т1}} \right)^{\frac{k_{г1}}{(k_{г1}-1)}}$	2,8021	—
66. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$	0,8372	—
67. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}$, К	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1173	—
68. Середня температура газу в ТНТ	$T_{3.2} - \frac{0,9 \Delta T_{к1}}{2 \eta_{т2}}$	1079	—
69. Теплоємність газу для процесу в ТНТ $c_{p_{г2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер_{т2}}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,1984	—
70. Показник ізентропи процесу в ТНТ $k_{г2}$	$\frac{c_{p_{г1}}}{c_{p_{г1}} - R_{г}}$	1,3357	—

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
71. Коефіцієнт балансу потужності ТКНТ C_1	$\frac{c_{p1}}{\beta_{T2} c_{pT2} \eta_{m2}}$	0,8887	—
72. Температурний перепад у ТВТ ΔT_{T2} , К	$C_1 \Delta T_{K1}$	166,8	—
73. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{4.2}$, К	$T_{3.2} - \Delta T_{T2}$	1006	—
74. Теплоємність повітря і газу для процесу змішування, кДж/(кг·К) $c'_{p.сум}$ $c'_{г.сум}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T'_{4.1})$ $f(T'_{4.1}, \alpha)$	1,1404 1,1827	—
75. Температура газу за ТНТ $T_{4.2}$, К	$\frac{\beta_{T2} (T_{3.2} - \Delta T_{T2})}{\beta_{T2} + g_{ox2}} + \frac{c'_{p.сум} g_{ox2} T_2}{c'_{г.сум} (\beta_{T2} + g_{ox2})}$	996	—
76. Міра зниження тиску в ТНТ π_{T2}	$\left(\frac{T_{3.2} \eta_{T2}}{T_{3.2} \eta_{T2} - \Delta T_{T2}} \right)^{\frac{k_{T2}}{(k_{T2}-1)}}$	1,9821	—
77. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}$, МПа	$P_{4.1} v_{T1}$	0,8372	—
78. Тиск газу за ТНТ $P_{4.2}$, МПа	$\frac{P_{3.2}}{\pi_{T2}}$	0,4224	—
79. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	996	—
80. Тиск газу перед ТГ $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} v_{T2}$	0,4203	—
81. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{4.2}}{v_{гв} v_{T3}}$	0,1050	—
82. Міра зниження тиску в ТГ π_{T3}	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	4,0043	—

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
83. Середня температура газу в ТГ в першому наближенні $T'_{сер_{ТЗ}}, K$	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	872,7	—
84. Теплоємність газу для процесу в ТГ $c_{p_{г3}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер_{Т2}}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,1518	1,1449
85. Показник ізоентропи процесу в ТНТ $k_{г3}$	$\frac{c_{p_{г3}}}{c_{p_{г3}} - R_{г}}$	1,3541	1,3358
86. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{ТЗ}$, град	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\frac{k_{г3}-1}{k_{г3}} \pi_{ТЗ}} \right) \eta_{ТЗ}$	278,9	269,8
87. Температура газу перед ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{ТЗ}$	717	726
88. Середня температура газу в ТГ $T_{сер_{ТЗ}}, K$	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к3}}{2\eta_{ТЗ}}$	844,6	—
89. Питома потужність ГТД $N_{пит_{ГТД}}, кВт/(кг/с)$	$c_{p_{г3}} \Delta T_{ТЗ} \beta_{ТЗ} \eta_{m2} v_{вх}$	301,2	—
90. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{пит_{ГТД}} \eta_p}$	40,7	—
91. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} v_{вх}$	40,4	—
92. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \alpha_{к2}$	39,8	—
93. Витрата повітря через КЗ $G_{к3}$, кг/с	$G_{к1} \alpha_{к3}$	34,4	—

Продовж. табл. 2.4

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		У першому наближенні	У другому наближенні
94. Годинна витрата палива на ГТД $G_{\text{палгод}}$ кг/год	$g_{\text{пал}} G_{\text{ПКЗ}} \cdot 3600$	2316	—
95. Витрата повітря на охолодження лопаток ТВТ $G_{\text{ох}_1}$, кг/с	$G_{\text{к1}} g_{\text{ох}_1}$	3,4	—
96. Витрата газу через ТВТ $G_{\text{Т1}}$, кг/с	$G_{\text{к2}} \beta_{\text{Т1}}$	35,0	—
97. Витрата повітря на охолодження лопаток ТНТ $G_{\text{ох}_2}$, кг/с	$G_{\text{к1}} g_{\text{ох}_2}$	1,6	—
98. Витрата газу через ТНТ $G_{\text{Т2}}$, кг/с	$G_{\text{к2}} \beta_{\text{Т2}}$	38,6	—
99. Витрата газу через ТГ $G_{\text{Т3}}$, кг/с	$G_{\text{к2}} \beta_{\text{Т3}}$	40,4	—
100. Витрата газу через газопровід $G_{\text{ГВ}}$, кг/с	$G_{\text{к1}} \beta_{\text{ГВ}}$	40,6	—
101. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$\frac{G_{\text{палгод}}}{N_e}$	0,1930	—
102. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} H_u}$	0,3729	—

2.3 Габаритно-компоновочні розрахунки елементів газотурбінного двигуна

Габаритно-компоновочні розрахунки елементів ГТД виконуються з метою визначення основних розмірів турбоагрегату. У першу чергу для ГТД проводяться розрахунки, у процесі яких визначаються радіальні й осьові розміри компресорів, камери згорання і турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів і турбін, частоти обертання їх роторів, число жарових труб у камерах згорання. При компонуванні ГТД конструктивно визначаються габарити переходників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих морських ГТД [1].

2.3.1 Габаритно-компоновочний розрахунок компресорів

Розрахункова схема осьового багатоступінчастого компресора показана на рис 2.5

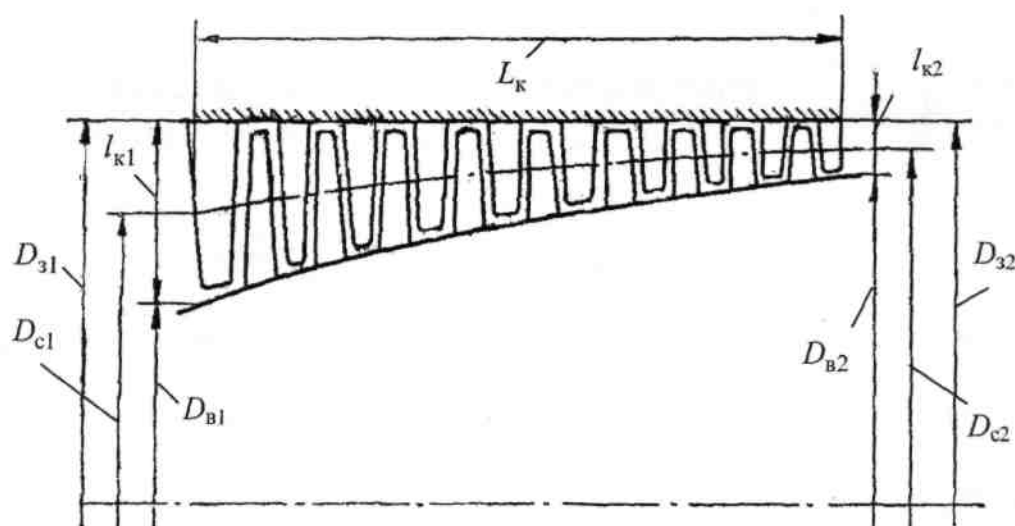


Рис.2.5. Розрахункова схема компресора

Розрахунок КНТ та КВТ зводимо до табл.2.5.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		33

Таблиця. 2.5. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
1. Повний тиск повітря на вході в компресор P_1 , Па	З детального термодинамічного розрахунку ГТУ простого циклу	99274	481842
2. Повний тиск повітря на виході з компресора P_2 , Па	З детального термодинамічного розрахунку ГТУ простого циклу	484263	2469441
3. Повна температура повітря на вході в компресор T_1 , К	З детального термодинамічного розрахунку ГТУ простого циклу	288	476
4. Повний температура повітря на виході з компресора T_2 , К	З детального термодинамічного розрахунку ГТУ простого циклу	476	782
5. Витрата повітря на вході у компресор G_K , кг/с	З детального термодинамічного розрахунку ГТУ простого циклу	40,4	39,8
6. Показник адіабати повітря у входному перетині компресора $k_{п1}$	$\frac{c_{p_n} T_1}{(c_{p_n} T_1 - R_n)}$, де $R_n = 0,287 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ $c_{p_n} T_1 = f(T_1)$, $(c_{p_n} - T)$ діаграма	1,401	1,387
7. Показник адіабати повітря у входному перетині компресора $k_{п2}$	$\frac{c_{p_n} T_2}{(c_{p_n} T_2 - R_n)}$ де $R_n = 0,287 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ $c_{p_n} T_1 = f(T_1)$, $(c_{p_n} - T)$ діаграма	1,387	1,356
8. Матеріал лопаток	[1] стор. 161	BT3-1	X17H2
9. Границя міцності матеріалу лопаток σ_K , Па	[1] стор. 161	$9,70 \cdot 10^8$	$9,50 \cdot 10^8$
10. Щільність матеріалу лопаток $\rho_{тк}$, кг/м ³	[1] стор. 161	4540	7850
11. Форма проточної частини	[1] стор. 161	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
12. Втулкове відношення на вході в компресор $\bar{d}$	[1] стор. 162	0,55	0,7

Продовж. табл.2.5

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
13. Відносна осьова швидкість на вході $\bar{C}_{a1}$	[1] стор. 162	0,55	0,55
14. Колова швидкість на зовнішньому діаметрі на вході U_{31} , м/с	[1] стор. 162	336	283
15. Осьова швидкість на вході C_{a1} , м/с	$\bar{C}_{a1} U_{31}$	184,8	155,65
16. Коефіцієнт швидкості для вхідного перетину $\lambda_{C_{a1}}$	$\frac{C_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_{n1}}{k_{n1}+1}} RT_1}$	0,60	0,39
17. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C_{a1}})$	$\lambda_{C_{a1}} \left[\frac{k_{n1}+1}{2} \left(1 - \frac{k_{n1}-1}{k_{n1}+1} \lambda_{C_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{n1}-1}}$	0,81	0,58
18. Кільцева площа вхідного перетину компресора F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_{n1}}{R_{n1}} \left(\frac{2}{k_{n1}+1} \right)^{\frac{k_{n1}+1}{k_{n1}-1}} \cdot P_1 \cdot q(\lambda_{C_{a1}})}} \cdot 10^{-6}$	0,21	0,08
19. Зовнішній діаметр вхідного перетину компресора D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-d_{BT}^2)}}$	0,622	0,440
20. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,342	0,308
21. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,482	0,374
22. Висота робочої лопатки першої ступені l_{K1} , м	$(D_{31} - D_{B1})/2$	0,140	0,066
23. Частота обертання ротора компресора n_K , об/хв	$60 \cdot u_{31} / \pi \cdot D_{H1}$	10315	12300

Продовж. табл.2.5

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
24. Напруження розтягу в кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня σ_{κ_1} , Па	$9.8 \cdot \left(\frac{\rho_{MK}}{7850} \right) \cdot n_{\kappa}^2 \cdot F_1 \cdot 10^6$	$1,28 \cdot 10^8$	$1,15 \cdot 10^8$
25. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{\text{міц}_1}$	$\frac{\sigma_{\kappa}}{\sigma_{\kappa 1}} \triangleright (1,5 \dots 2)$	7,58	8,28
26. Осьова швидкість на виході з компресора C_{a2}	$(0,9 \dots 1.0) \cdot C_{a1}$	166,32	140,085
27. Коефіцієнт швидкості для вихідного перетину компресора $\lambda_{C_{a2}}$	$\frac{C_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_{n2}}{k_{n2}+1} RT_2}}$	0,418	0,276
28. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C_{a2}})$	$\lambda_{C_{a2}} \left[\frac{k_{n2}+1}{2} \left(1 - \frac{k_{n2}-1}{k_{n2}+1} \lambda_{C_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{n2}-1}}$	0,612	0,423
29. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_{\kappa} \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{n2}}{R_n} \left(\frac{2}{k_{n2}+1} \right)^{\frac{k_{n2}+1}{k_{n2}-1}} \cdot P_2 \cdot q(\lambda_{C_{a2}})}} \cdot 10^{-6}$	0,074	0,027
30. Середній діаметр вихідного перерізу компресора D_{C_2}	$\frac{1}{2} (D_{32} + D_{B2})$	0,582	0,333
31. Внутрішній діаметр вихідного перерізу компресора D_{B_2} , м	$D_{62} = D_{61}, D_{6KBT} = const$ $D_{62} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}, D_{3KHT} = const$	0,542	0,308
32. Зовнішній діаметр вихідного перерізу ра D_{B_2} , м	$D_{32} = D_{31}, D_{3KHT} = const$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}, D_{6KBT} = const$	0,622	0,359

Продовж. табл.2.5

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
33. Висота робочої лопатки останнього ступеня L_{K_2} , м	$\frac{D_{з2} - D_{в2}}{2}$	0,0404	0,0255
34. Число ступенів компресора Z_K	$\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{kc}}$	7	7
35. Кільцева площа середнього розрахункового F_{CK}	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,143	0,052
36. Середній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{сc}$	$\frac{D_{зc} + D_{вc}}{2}$	0,538	0,354
37. Зовнішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{зc}$	$D_{зc} = D_{з2}, D_{зKHT} = const$ $D_{зc} = \sqrt{D_{вc}^2 + \frac{4 \cdot F_{CK}}{\pi}}, D_{вKBT} = const$	0,622	0,401
38. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені $D_{вc}$	$D_{вc} = D_{в2}, D_{вKBT} = const$ $D_{вc} = \sqrt{D_{зc}^2 - \frac{4 \cdot F_{CK}}{\pi}}, D_{зKHT} = const$	0,453	0,308
39. Висота робочої лопатки середньої розрахункової ступені L_{Kc} , м	$\frac{D_{зc} - D_{вc}}{2}$	0,085	0,047
40. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені ϑ_{LK}	$\frac{D_{сc}}{l_{PK}}$	6,351	7,583
41. Відносна ширина середньої розрахункової ступені $\overline{L_{cm_K}}$	$0,87353 + 0,02604 \vartheta_{LK} + 0,00092 \vartheta_{LK}^2 + 0,00004 \vartheta_{LK}^3$	1,086	1,141
42. Осьовий габарит середньої розрахункової $\overline{L_{cm_K}}$	$l_{Kc} \overline{L_{cm_K}}$	0,092	0,053

Продовж. табл.2.5

Величина	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
43. Осьовий габарит проточної частини компресора L_{κ}	$L_{cm_{\kappa}} Z_{\kappa}$	0,644	0,373
44. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{в.п.}, м$	$L_{\omega\omega} = 0,19 \cdot D_{31}$	0,118	
45. Осьовий розмір переднього корпусу $L_{п.к.к.}, м$	$L_{пкк} = 0,45 \cdot D_{31}$	0,280	
46. Довжина переходника компресора $L_{п.к.}, м$	$L_{пк} = 0,37 \cdot D_{32}$	0,230	

2.3.2 Габаритно-компоновочний розрахунок камери згорання.

Схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згорання показана на рис.2.6.

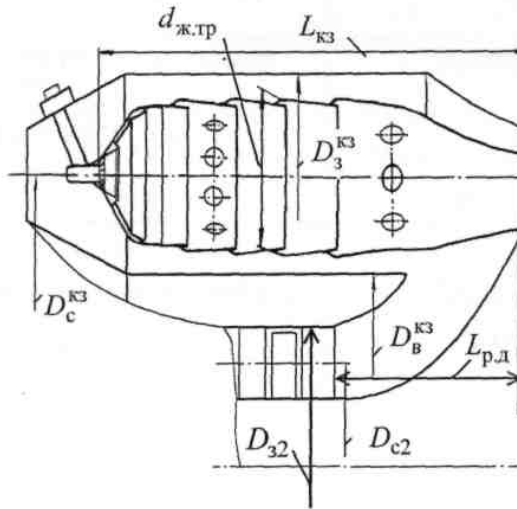


Рис.2.6. Розрахункова схема камери згорання

Розрахунок трубчасто-кільцевої протитокової камери згорання зводимо до табл.2.6.

Таблиця 2.6. Габаритний розрахунок трубчасто-кільцевої протитокової камери згорання

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Повний тиск повітря на вході в КЗ P_1 , Па	З детального теплового розрахунку	2345969
2. Повна температура повітря на вході в КЗ $T_{1\text{кз}}$, К	З детального теплового розрахунку	782
3. Годинна витрата палива $G_{\text{пал год}}$, кг/год	З детального теплового розрахунку	2316
4. Витрата повітря через КЗ $G_{\text{пкз}}$, кг/с	З детального теплового розрахунку	34,4
5. Витрата повітря на виході з дифузора $G_{\text{пдиф}}$, кг/с	З детального теплового розрахунку	39,8
6. Коефіцієнт повноти згорання $\eta_{\text{кз}}$	З детального теплового розрахунку	0,99
7. Нижча теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	З детального теплового розрахунку	50032
8. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	З детального теплового розрахунку	17,18

Продовж. табл.2.6

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
9. Об'ємна тепло напруженість для жарових труб Q_v кДж/(м ³ ·Па·год)	Приймаємо, [1] стор 170	1000				
10. Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ $V_{жм}$, м ³	$\frac{G_{нал\ зод} \cdot H_u \cdot \eta_{кз}}{Q_v \cdot P_{1кз}}$	0,0489				
11. Кількість жарових труб $n_{ж.тр}$	Приймаємо, [1] стор 170	10	12	14	16	18
12. Об'єм жарової труби $V_{ж.тр}$ м ³	$\frac{V_{ж.тр}}{n_{ж.тр}}$	0,0049	0,0041	0,0035	0,0031	0,0027
13. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	3...4	3,9	3,9	3,9	3,9	3,9
14. Діаметр жарової труби $d_{ж.тр}$	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{ж.тр}}{\pi \cdot \bar{l}}}$	0,132	0,124	0,118	0,113	0,108
15. Довжина жарової труби $l_{ж.тр}$	$d_{ж.тр} \bar{l}$	0,513	0,483	0,459	0,439	0,422
16. Зазор між сусідніми жаровими трубами e , м	$(0.07...0.25) \cdot d_{ж.тр}$	0,033	0,031	0,029	0,028	0,027
17. Середній діаметр розміщення жарових труб $D_{с\ кз}$, м	$\frac{d_{ж.тр} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.тр}}}$	0,533	0,598	0,661	0,721	0,779
18. Витрата первинного повітря G_{n1} , кг/с	$\frac{G_{нал\ зод} \cdot \alpha_n \cdot L_o}{3600}$	12,156	12,156	12,156	12,156	12,156
19. Витрата повітря, що проходить поза жаровими трубами G_{nn} , кг/с	$G_{ндиф} - G_{6.1}$	27,684	27,684	27,684	27,684	27,684
20. Площа перерізу, що займають труби $F_{кз\ жт}$, м ²	$\pi \cdot d_{ж.тр}^2 \cdot n_{ж.тр} / 4$	0,136	0,145	0,152	0,159	0,165
21. Сумарна площа кільцевого каналу КЗ $F_{кк}$ м ²	$(2.2...2.5) F_{ж.тр}$	0,327	0,347	0,365	0,382	0,397

Продовж. табл.2.6

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
22. Діаметр зовнішнього кожуха КЗ $D_3^{КЗ}$, м	$D_c^{КЗ} + \frac{F_{К.К}}{\pi \cdot D_c^{КЗ}}$	0,728	0,783	0,837	0,890	0,941
23. Діаметр внутрішнього кожуха КЗ $D_B^{КЗ}$, м	$D_c^{КЗ} - \frac{F_{К.К}}{\pi \cdot D_c^{КЗ}}$	0,337	0,414	0,485	0,553	0,617
24. Довжина осерадіального дифузора КЗ $L_{орд}$, м	$(0.28..0.56) \cdot D_{с 2 КВТ}$	0,167	0,167	0,167	0,167	0,167
25. Довжина циліндричної частини КЗ $L_{Ц_{КЗ}}$	$\frac{l_{ж.тр}}{b}$	0,4504	0,4238	0,403	0,3851	0,3702
26. Осьовий габарит КЗ $L_{КЗ}$, м	$(1.1..1.16) \cdot l_{ж.тр}$	0,565	0,531	0,505	0,483	0,464

Приймаємо $n_{ж.тр} = 14$

2.3.3. Габаритно-компоновочний розрахунок турбін.

Розрахункова схема осьової багатоступінчастої турбіни показана на рис.2.7.

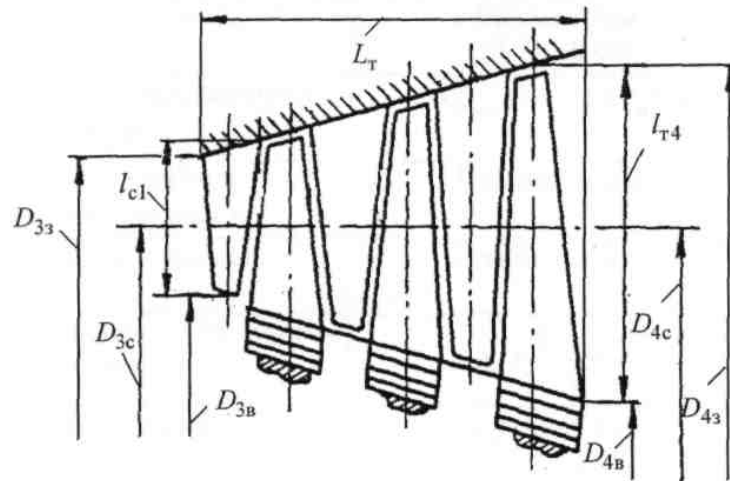


Рис.2.7. Розрахункова схема багатоступінчастої турбіни

Розрахунок ТНТ, ТВТ і ТГ зводимо до табл.2.7.

Таблиця 2.7. Габаритний розрахунок ТНТ, ТВТ і ТГ

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Повний тиск газу на вході у турбіну P_3 , Па	Дані з детального теплового розрахунку	2345969	837233	420285
2. Повний тиск газу на виході з турбіни P_4 , Па	Дані з детального теплового розрахунку	837233	420285	104958
3. Повна температура газу на вході у турбіну T_3 , К	Дані з детального теплового розрахунку	1510	1173	996
4. Повна температура газу на виході з турбіни T_4 , К	Дані з детального теплового розрахунку	1173	996	726
5. Витрата газу на вході в турбіну G_t , кг/с	Дані з детального теплового розрахунку	35,0	38,6	40,4
6. Відносна витрата охолодного повітря на турбіну g_{ox_j}	Дані з детального теплового розрахунку	0,084	0,040	0,000
7. Витрата охолодного повітря G_{ox} , кг/с	$g_{ox_j} G_K$	3,411	1,610	0,000

Продовж. табл.2.7

Величина	Спосіб визначення	Числові значення		
8. Температурний перепад на турбіну ΔT_T , град	Дані з детального теплового розрахунку	295,7	166,8	269,8
9. Внутрішній ККД турбіни η_T	Дані з детального теплового розрахунку	0,890	0,900	0,92
10. Теплоємність газу для процесу в турбіні c_{p2} кДж/(кгК)	Дані з детального теплового розрахунку	1,249	1,198	1,1449
11. Показник адіабати газу у вхідному перетині турбіни k_{23}	$\frac{c_{p2} T_3}{c_{p2} T_3 - R_{\epsilon}}$	1,323	1,329	1,343
12. Показник адіабати газу у вхідному перетині турбіни k_{24}	$\frac{c_{p2} T_4}{c_{p2} T_4 - R_{\epsilon}}$	1,329	1,343	1,3698
13. Частота обертання ротора турбіни n_T	З габаритного розрахунку чи приймаємо: [1] стор 174	12300	10315	5300
14. Матеріал робочих лопаток турбіни	[1] стор 174	ЕП539		
15. Щільність матеріалу лопаток ρ_{MK} кг/м ³	[1] стор 179	8300	8300	8300
16. Форма проточної частини	[1] стор 175	$D_c = const$		
17. Середній діаметр на вході в турбіну Число ступенів турбіни	З компоновального ескізу ГТД	0,661	0,661	0,826
18. Число ступенів турбіни z_T	$\frac{\lg T_4 - \lg T_{31}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{cm} \right]}$	1	1	3
19. Ізоентропійний наявний тепловий перепад на турбіну H_{ad}^* кДж/кг	$(1 + \xi_{вих}) \cdot \frac{C_{p2} \cdot \Delta T_m}{\eta_m^*}$	414,9	228,8	345,9
20. Відносна висота робочої лопатки ϑ_{ct}	$\frac{D_{ct}}{l_{pt}}$	19	10	10

Продовж. табл.2.7

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
21. Міра реактивності першого ступеня турбіни ρ_1	$\rho_k + \frac{29_1 - 1}{9_1^2}$	0,154	0,284	0,198
22. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступеня C_1	$\Phi_{c1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H^*_{ad}}{Z_{m1}}} \cdot (1 - \rho_1)$	813,0	560,8	417,2
23. Газодинамічна функція λ_{c1}	$\frac{C_1}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{c3}}{K_{c3} + 1}} \cdot T_{31} \cdot R_2}$	1,129	0,883	0,711
24. Кут виходу газу з сопел першого ступеня $q(\lambda_{c1})$	$\frac{G_2 \cdot \sqrt{T_{31}}}{\sqrt{\frac{K_{c3}}{R_2} \cdot \left(\frac{2}{K_{c3} + 1}\right)^{\frac{K_{c3} + 1}{K_{c3} - 1}} \cdot P_{31} \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_1}} \cdot 10^6$	0,981	0,984	0,902
25. Кільцева площа на виході із соплового апарата першого ступеня α_1	[1] стор. 177	14	20	25
26. Кільцева площа вхідного перерізу турбіни	$\frac{G_2 \cdot \sqrt{T_{31}}}{\sqrt{\frac{K_{c3}}{R_2} \cdot \left(\frac{2}{K_{c3} + 1}\right)^{\frac{K_{c3} + 1}{K_{c3} - 1}} \cdot P_{31} \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_1}} \cdot 10^6$	0,063	0,121	0,205
27. Висота соплової лопатки першого ступеня l_{c1} , м	$\frac{F_{c3}}{\pi \cdot D_{c3}}$	0,030	0,058	0,079
28. Висота робочої лопатки першого ступеня l_{p1} , м	$1.05 \cdot l_{c1}$	0,032	0,061	0,083
29. Оптимальна величина характеристики $\frac{U}{G_1}$ першого ступеня турбіни ϑ_{opt}	$\frac{\cos \alpha_{11}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,573	0,656	0,565
30. Колова швидкість на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$\frac{\pi \cdot D_{c3} \cdot n_{t1}}{60}$	425,5	356,8	229,3
31. Дійсне значення характеристики $\frac{U}{G_1}$ першого ступеня турбіни ϑ_o	$\frac{U_3}{C_1}$	0,523	0,636	0,550

Продовж. табл.2.7

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
32. Перевірка виконання умови	$\frac{g_{om}}{g_0}$	1,095	1,032	1,028
33. Зовнішній діаметр вхідного перерізу турбіни D_{c3} , м	$D_{c3} + l_{c3}$	0,691	0,719	0,905
34. Внутрішній діаметр вхідного перерізу турбіни D_{c3} , м	$D_{c3} - l_{c1}$	0,631	0,603	0,747
35. Температура робочих лопаток першого ступеня турбіни T_{M3} , К	$T_3 - \frac{U_3^2}{2c_{p2}} \left(\frac{2 \cos \alpha_{1,1}}{g_0} - 1 \right) - \Delta T_{ox_0}$	1080	1003	897
36. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток першого ступеня турбіни $\sigma_{3\tau}^{T_{M3}}$, МПа	[1] стор. 175	180	330	542
37. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{миц}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{M3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M3}}{7850} \right) \cdot n^2_{m1} \cdot F_{3c}}$	1,82	2,47	9,08
38. Осьова швидкість на виході з турбіни C_{a4} , м/с	$(1,1 \dots 1,35) \cdot C_1 \sin \alpha_{1,1}$	236,0	239,8	211,6
39. Газодинамічна функція λ_{ca4}	$\frac{C_{a4}}{\sqrt{2 \cdot \frac{K_{z4}}{K_{z4}+1}} \cdot T_{41} \cdot R_z}$	0,372	0,409	0,421
40. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \cdot \left[\frac{K_{z4}+1}{2} \cdot \left(1 - \frac{K_{z4}-1}{K_{z4}+1} \cdot \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{K_{z4}-1}}$	0,556	0,603	0,617
41. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_z + G_{o0}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{K_{z4}}{R_z} \cdot \left(\frac{2}{K_{z4}+1} \right)^{\frac{K_{z4}+1}{K_{z4}-1}} \cdot P_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}} \cdot 10^{-6}$	0,073	0,129	0,430
42. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{M4}	Для охолоджувальної лопатки $T_{M4} = T_0$; $T_{M4} = (1,06 \dots 1,08) T_4$	1080	1000	770
43. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток останнього ступеня турбіни $\sigma_{3\tau}^{T_{M3}}$, МПа	[1] стор. 179	180	330	645

Продовж. табл.2.7

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
44. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $k_{міц}$	$\frac{\sigma_{T_{M4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_{m1}^2 \cdot F_4}$	1,57	2,32	5,16
45. Середній діаметр на виході з турбіни D_{c4} , м	$D_c = const$ $D_{c3} = D_{c4}$	0,661	0,661	0,826
46. Зовнішній діаметр на виході з турбіни $D_{з4}$, м	$D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,696	0,723	0,992
47. Внутрішній діаметр на виході з турбіни $D_{в4}$, м	$D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,626	0,599	0,661
48. Висота робочої лопатки останнього l_{p4} , м	$\frac{D_{з4} - D_{в4}}{2}$	0,035	0,062	0,166
49. Відносна висота лопатки останнього ступеня g_{T4}	$\frac{D_{c4}}{l_{p4}}$	18,82	10,65	4,99
50. Кільцева площа «середнього ступеня» турбіни	$\frac{F_{c3} + F_4}{2}$	0,068	0,125	0,317
51. Середній діаметр «середнього ступеня» турбіни D_{cc}	$D_{cc} = D_{c3}$	0,661	0,661	0,826
52. Зовнішній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{зс}$	$D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,694	0,721	0,949
53. Внутрішній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{вс}$	$D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	0,628	0,601	0,704
54. Висота робочої лопатки «середнього ступеня» l_{pc}	$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$	0,033	0,060	0,122
55. Відносна висота лопатки «середнього ступеня» g_{Tc}	$\frac{D_{cc}}{l_{pc}}$	20,2	11,0	6,8
56. Відносна висота ступеня турбіни $\bar{L}_{cm}$	$0,23065 + 0,05899 \cdot g_{Tc} +$ $+ 0,00331 \cdot g_{Tc}^2 - 0,00003 \cdot g_{Tc}^3$	2,511	1,227	0,761

Продовж. табл.2.7

Величина	Спосіб визначення	Числове значення		
57. Ширина ступеня турбіни L_{cm}	$l_{mc} \bar{L}_{cm}$	0,082	0,074	0,093
58. Осьовий габарит проточної частини турбіни L_m	$L_{cm} Z_m$	0,082	0,074	0,279

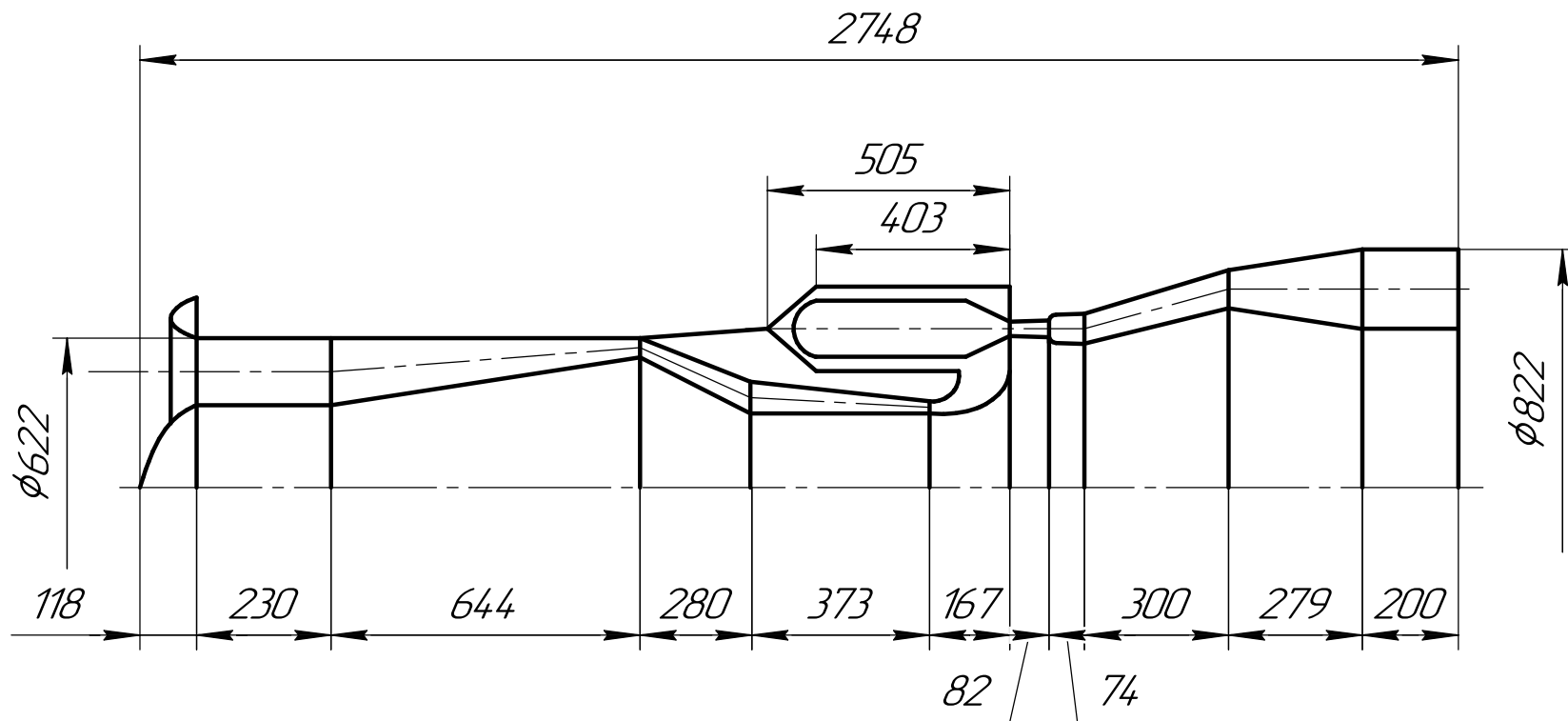
2.4. Розробка конструктивно-кінематичної схеми ГТД

Ескіз меридіанного перерізу виконуємо за результатами габаритно-компоновочних розрахунків компресорів, камери згорання і турбін

Ескіз меридіанного перерізу додається. [1]

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						48
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Ескіз меридіанного перерізу проточної частини ГТД М 1:15



Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дудл.	Подп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.2237см.02.ПЗ

Лист
49

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
						КР.142.2237ст.02.ПЗ				
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
		Студент.	Смірнов В.В.				Термогазодинамічний розрахунок турбіни низького тиску			
		Керівник	Козловський А.В.							
		Консульт.								
		Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							
						Літ.		Арк.	Аркушів	
						51		61		
						НУК				

3. Термогазодинамічний розрахунок 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, отриманні протягом попереднього розрахунку теплової схеми ГТА на номінальному режимі, та параметри що буди визначенні у третьому розділі при габаритно-компоновочному проектуванні турбінної частини .

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 витрата енергії q_c ; для робочої решітки – відносні швидкості входу w_1 і виходу w_2 , абсолютна швидкість виходу із ступеня c_2 та втрата 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) і величину та інші.

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 похибок у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = \frac{D_{cp}}{l_p} \geq 10 \dots 12$. У протилежному випадку, потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Результати розрахунку зведені до табл. 3.1

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						51
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1. Термогазодинамічний розрахунок турбіни низького тиску на середньому діаметрі

№	Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
	1	2	3
1	Робоче тіло	Вихідні данні	Природний газ
2	Витрата робочого тіла G , кг/с	Див. розділ 2	38,6
3	Статичний тиск за p_0 , Па	Див. розділ 2	837232
4	Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
	Тиск p_2 , Па	Див. розділ 2	422397
5	Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Див. розділ 2	236,0
6	Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 2	10315
7	Коефіцієнт надлишку повітря α	Див. розділ 2	3,1
8	Температура робочого тіла T'_{2t} , К	Береться $T_0 - (80 \dots 120)$	1253
9	Середня температура процесу в ступені T_{cp} , К		1213
10	Теплоємність робочого тіла у ступені c_p , Дж/(кг·К)	$c_p = f(T, \alpha)$	1224
11	Комплекс для робочого тіла	$m = \frac{k-1}{k}$	0,25
12	Газова стала робочого тіла R Дж/(кг·К)	$c_p m$	301,2
13	Показник ізоентропи робочого тіла k	$\frac{1}{1-m}$	1,336
14	Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	687,0
15	Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,343
16	Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня Тиск p_0^* , Па Температура T_0^* , К	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)$	905180
17	Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	265011

Продовж. табл. 3.1

№	1	2	3
18	Температура газу за ступенем T_{2t} , К	$\frac{c_p T_0^* - \Delta h_a^*}{c_p}$	1052
19	Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	728
20	Віяловість ступеня $\lambda = \frac{D_{cp2}}{l_p}$	Береться (3,5...30) ш уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	10
21	Міра реактивності ступені в кореновому перерізі ρ_K	Береться 0,03...0,05	0,05
22	Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_K + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,25
23	Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1	Береться 11...20	15
24	Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,95
25	Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - p)$	201409
26	Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	606,4
27	Характеристика ступеня $v_{ад} = \frac{u_1}{c_{ад}}$	$\frac{\varphi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1 - p}}$	0,65
28	Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ад} v_{ад}$	392
29	Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$\frac{60u_1}{\pi n}$	0726
30	Розрахункова температура робочих лопаток $T_{розр}$, К	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	1170
31	Марка матеріалу	[]	ЧС88-ВИ
32	Густина матеріалу лопаток $\rho_m, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Визначається в залежності від обраного матеріалу	8100
33	Границя тривалої міцності $\sigma_{тр}$, Па	Визначається в залежності від обраної марки матеріалу та розрахункової температури	$245 \cdot 10^6$

Продовж. табл. 3.1

№	1	2	3
34	Напруження розтягу в кореневому перерізі в робочих лопатках σ_p , Па	$(1,4 \dots 2,0)\rho_m u_1^2 / \lambda$	$164 \cdot 10^6$
35	Сумарні максимальні напруження в робочій лопатці σ , Па	$\sigma_p \left(1 + \frac{\sigma_{3r}}{\sigma_p} \right)$	$180 \cdot 10^6$
36	Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_b	$\frac{\sigma_{тр}}{\sigma}$	1,35
37	Перевірка умови	$n_b > 1,5 \dots 2,0$	-
38	Розрахункова температура $T_{розр}$, К	Береться	1073
39	Границя тривалої міцності матеріалу $\sigma_{тр}$, Па	Визначається в залежності від обраної марки матеріалу та розрахункової температури лопаток	$310 \cdot 10^6$
40	Запас міцності профільної частини робочих лопаток n_b	$\frac{\sigma_{тр}}{\sigma}$	1,7
41	Перевірка умови	$n_b > 1,5 \dots 2,0$	+
42	Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2)\Delta h_{ac}^*$	19637
43	Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	510155
	Температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1114
	Густина ρ_1 , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,51
44	Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,539
45	Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,576
46	Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1	$\alpha_1' \arcsin \left(\sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^{\frac{k}{k-1}} - \varepsilon_1^{\frac{1}{k}}}} \right)$	15
47	Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	669,7

Продовж. табл. 3.1

№	1	2	3
48	Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,898
49	Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,071
50	Кут розкриття проточної частини γ	Береться 4...20	8
51	Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,0015	0,015
52	Відношення довжини до ширини соплових лопаток $\left(\frac{l}{B}\right)_c$	Рис. 3Д [3]	1,44
53	Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{\left(\frac{l}{B}\right)_c}$	0,494
54	Відношення довжини до ширини робочих лопаток $\left(\frac{l}{B}\right)_p$	Рис. 3Д [3]	2,0
55	Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,010)l_c$	0,00071
56	Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(tg\gamma_{\pi} + tg\gamma_{\kappa}) - \delta_r}{\left(\frac{l}{B}\right)_p - tg\gamma_{\pi} - tg\gamma_{\kappa}}$	0,362
57	Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \left(\frac{l}{B}\right)_p$	0,072
58	Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p)tg \frac{\gamma_{\pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$	0,726
59	Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	392,1
60	Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	10,1
61	Мінімально допустима при знайденій величині міра реактивності на середньому діаметрі ρ_{min}	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,24
62	Перевірка умови	$\left \frac{\rho - \rho_{min}}{\rho_{min}} \right \cdot 100\%$	4,6
63	Кут установки соплових лопаток α_y	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ Рис. 4Д [3]	37,5

Продовж. табл. 3.1

№	1	2	3
64	Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,081
65	Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c$	Береться 0,75...0,90	0,8
66	Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	249,6
67	Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	39
68	Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,95
69	Ізоентропічний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	68934
70	Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^*	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	100097
71	Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	424,2
72	Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$\frac{(1 - \psi^2)w_2}{2\psi^2}$	22,9
73	Статичні параметри потоку на виході з робочої решітки		
	Температура T_2 , К	$T_1 - \frac{w_2^2 - w_1^2 + u_1^2 - u_2^2}{2c_p}$	973
	Густина ρ_2 , $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,44
74	Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	625,9
75	Число Маха на виході із ступеня M_{w_2}	$\frac{w_2}{a_2}$	0,68
76	Кут виходу потоку з робочої решітки β_2	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	22,7
77	Кут установки профілів робочих лопаток β_y	Рис. 4Д [3]	70,8
78	Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,0383
79	Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p$	$0,4\rho + 0,6$	0,751

Продовж. табл. 3.1

№	1	2	3
80	Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{c_2^2 + u_2^2 - 2u_2c_2\cos\beta_2}$	164,6
81	Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{\text{вих}}$, Дж/кг	$\frac{c_2^2}{2}$	13533
82	Кут виходу потоку ступеня α_2	$\arccos\left(\frac{w_2\cos\beta_2 - u_2}{c_2}\right)$	89,58
83	Колові складові абсолютних швидкостей:		
	за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1\cos\alpha_1$	584
	за робочою решіткою c_{2u} м/с	$c_2\cos\alpha_2$	1,22
84	Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1c_{1u} + u_2c_{2u}$	229615
85	Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,85
86	Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:		
	Число щілин z	Вибирається за конструкцією	4
	Коефіцієнт витрати μ	Береться (§4.11 [3])	0,88
	Радіальний зазор $\delta_{\text{щ}}$, м	Береться (§4.11 [3])	0,0004
	Діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м	Вибирається за конструкцією	0,35
	Кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{\text{вт}}\delta_{\text{щ}}$	$4,4 \cdot 10^{-4}$
87	Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{\text{у.д.}}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,216
88	Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення ми $\xi_{\text{у.д.}}$	$\frac{G_{\text{у.д.}}}{G} \eta_u$	0,0047
89	Характеристики периферійних зазорів: робочого вінця:		
	Осьовий зазор в ущільненні δ_a , м	Вибирається за конструкцією	0,0015
	Коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a	Береться (§4.12 [3])	0,5
	Коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r	Береться (§4.12 [3])	0,8
	Число ущільнюючих гребнів радіального зазору z	Вибирається за конструкцією	2

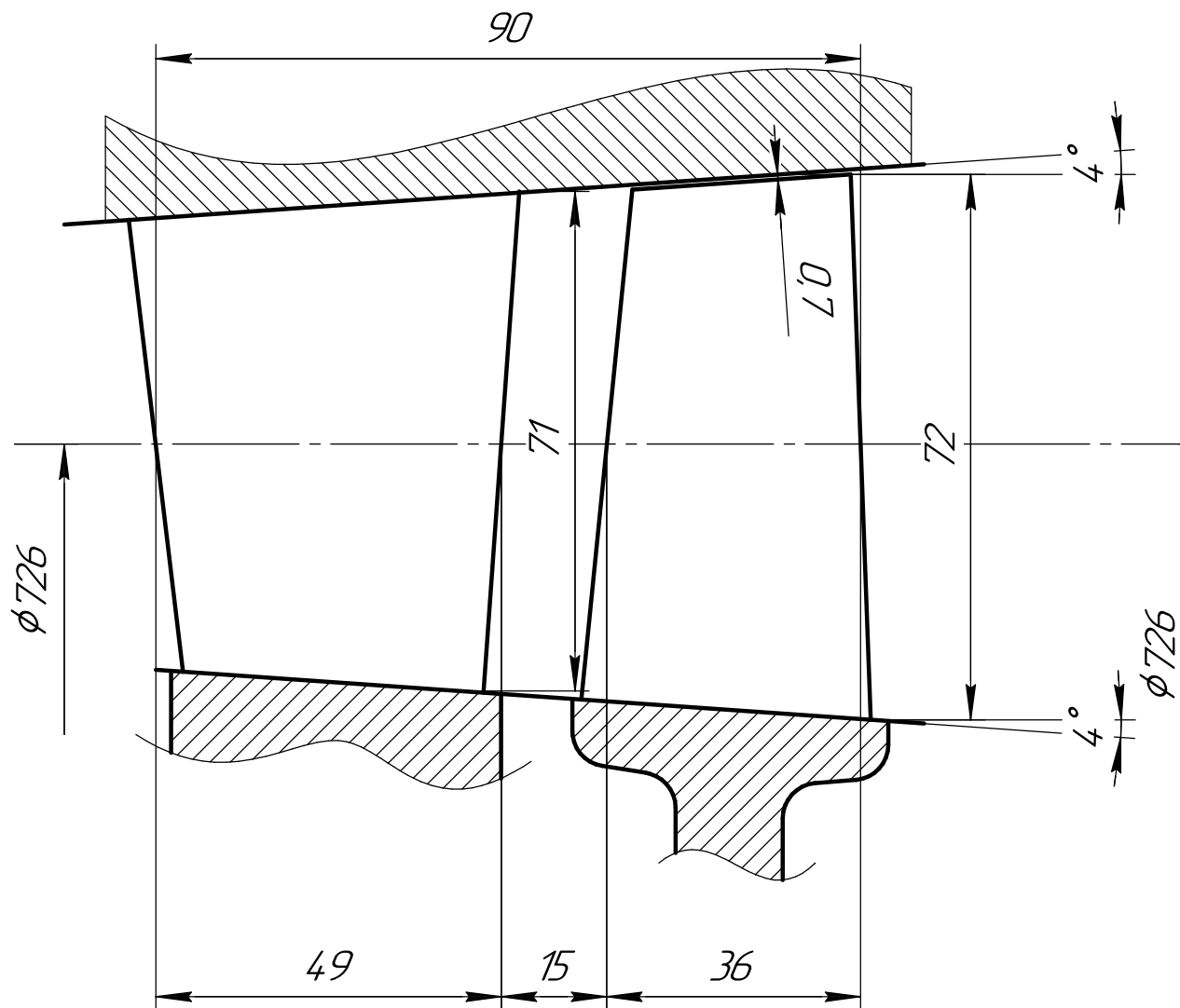
Продовж. табл. 3.1

№	1	2	3
90	Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\delta_a \mu_a)^2} + \frac{z}{(\delta_r \mu_r)^2}}}$	$2,2 \cdot 10^{-4}$
91	Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$.	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1.8}{\lambda} \eta_u}$	0,0073
92	Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,48
93	Коефіцієнт K_T	Береться (§4.13 [3])	$0,7 \cdot 10^{-3}$
94	Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$\frac{K_T D_{cp1}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1 - \rho}} \frac{\rho_{cp}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{ад}}\right)^3$	0,0035
95	Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{y.d.} - \xi_{\text{заз}} - \xi_{\text{тр}}$	0,82
96	Внутрішній теплопередач ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	225265
97	Внутрішня потужність ступеня N_i , Вт	$G \Delta h_i$	8777317

За результатами розрахунку будуюмо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі. [2]

[illegible]

Ескіз проточної частини турбінного ступеня М1:1



Інв. № підл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № діляк.	Підп. і дата

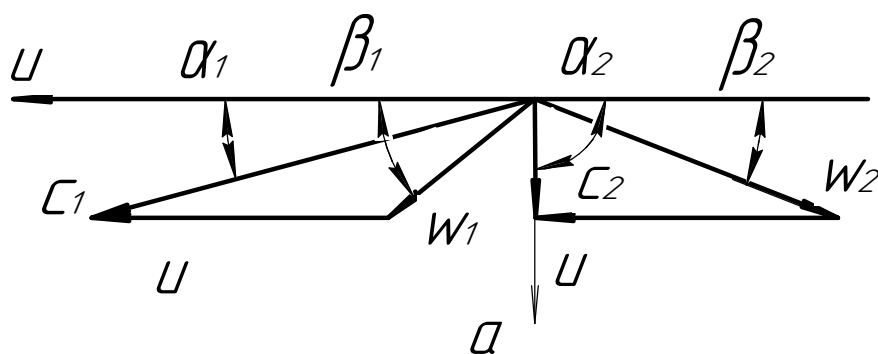
Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КР.14.2.2237ст.02.ПЗ

Лист
59

Трикутники швидкостей турбінного ступеня

масштаб $\mu_v = 10(\text{м/с})/\text{мм}$



Інв. № підл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дідл.	Підп. і дата

Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КР.14.2.2237ст.02.ПЗ

Лист
60

4. Конструювання та конструктивні розрахунки

4.1 Розробка конструкції турбіни низького тиску

Газотурбінний агрегат, що проектується в даній дипломній роботі, складається з газогенератора та вільної силової турбіни.

Газогенератор містить у собі двокаскадний осьовий компресор (низького і високого тисків), які приводяться в обертання двома турбінами (низького і високого тисків ,відповідно), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння.

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегату UGT10000 (ДН70Л), який серійно випускається державним підприємством НПКГ "Заря"- "Машпроект".

Турбіна низького тиску (рис.4.1) – осьова, одноступінчаста, приводить у рух компресор низького тиску; складається з соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5.

У свою чергу ротор ТНТ складається з диска, вала та робочих лопаток, закріплених на диску за допомогою ялинкових замків. Диск з валом поєднано штифтами.

На передньому кінці вала ТНТ є шлиці для поєднання з задньою цапфой ротора КНТ. На валі встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою ротора ТНТ.

Опорний вінець ТНТ утворює проточну частину між ТНТ та силовою турбіною. Він призначений для розміщення опори ротора ТНТ та передньої опори ротора силової турбіни. Складається з корпусу опорного вінця, зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників та шести стійок, які проходять повз обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця ТНТ – за допомогою компенсаторів. [3]

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						62
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

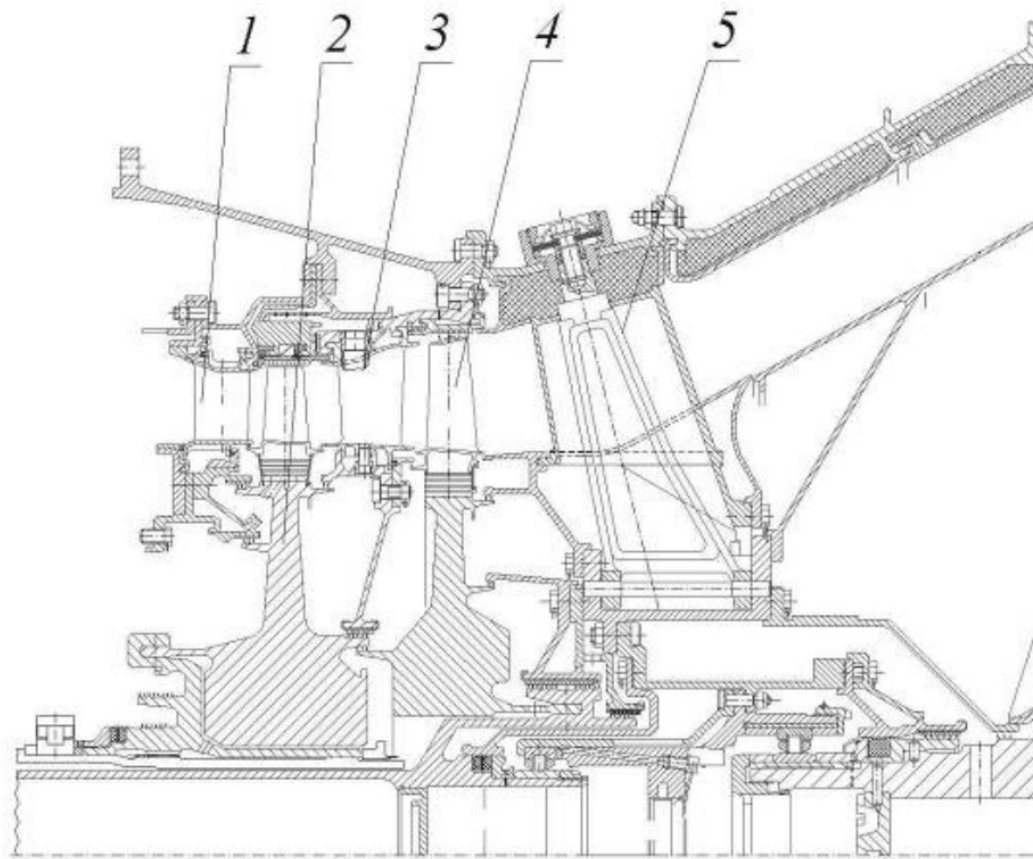


Рис. 4.1. Турбінна частина ГТА, що проектується:

1, 3— соплові апарати турбінних ступенів; 2 — цапфа-диск ТВТ; 4 — ротор ТНТ; 5 — опорний вінець ТНТ

4.2 Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску

З термогазодинамічного розрахунку ступеня турбіни низького тиску на середньому діаметрі необхідні наступні дані для розрахунку закручення лопаток:

Середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{2cp} = 0,726$ м;

Довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,072$ м;

Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 392,1$ м/с;

Кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 15^\circ$;

Швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{1cp} = 606,4$ м/с;

Відношення $\left(\frac{u}{c}\right) = 0,65$;

Кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 89,6^\circ$;

Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 164,6$ м/с;

Кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 22,84^\circ$;

Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 424,2$ м/с;

Швидкісний коефіцієнт соплової решітки $\varphi = 0,95$

Швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,95$

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталої циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл. 4.1.

За результатами розрахунку будуємо профілі робочих лопаток турбінного ступеня в трьох перерізах: кореневому, середньому та периферійному.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 4.1. Розрахунок закручення лопаток за законом сталої циркуляції

№	Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
			У кореня лопатки	На середньому діаметрі	На периферії ступеня
	1	2	3	4	5
1	Радіус перерізу r , м	$r_k = 0,5(D_{cp} - l_p)$ $r_{cp} = 0,5D_{cp}$ $r_n = 0,5(D_{cp} + l_p)$	0,327	0,363	0,399
2	Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp}}$	0,9	1,0	1,1
3	Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp}\bar{r}$	353,0	392,1	431,2
4	Абсолютна швидкість виходу потоку з соплового апарату c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1)\sin^2\alpha_{1cp}}$	657,3	606,9	566,6
5	Кут виходу потоку з соплового апарату α_1	$\arctg(\bar{r}tg\alpha_{1cp})$	13,5	15,0	16,4
6	Характеристика ступеня $\left(\frac{u}{c}\right)$	$\left(\frac{u}{c}\right)_{cp} \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1)\sin^2\alpha_{1cp}}}$	0,527	0,646	0,776
7	Кут входу потоку до робочої решітки β_1	$\arctg\left(\frac{\bar{r}tg\alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c}\right)_{cp} \frac{\bar{r}^2}{\cos\alpha_{1cp}}}\right)$	27,8	39,0	57,0
8	Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}\sin\alpha_{1cp}}{\sin\beta_1}$	336,8	249,6	187,2
9	Кут виходу потоку з робочої решітки β_2	$\arctg\left(\frac{c_{2cp}\sin\alpha_{2cp}}{\bar{r}u_{2cp} + \frac{c_{2cp}\cos\alpha_{2cp}}{\bar{r}}}\right)$	24,9	22,7	20,9

Продовж. табл. 4.1

№	1	2	3	4	5
10	Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	390,7	426,4	462,6
11	Кут виходу потоку із ступеня α_2	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$ $\arctg(\bar{r}tg\alpha_{2cp});$ При $\alpha_{2cp} > 90$ $180 - \arctg(\bar{r}tg\alpha_{2cp});$	89,5	89,6	89,6
12	Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	164,6	164,6	164,6
13	Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\varphi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,104	0,254	0,362

4.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність

Виконаємо перевірочний розрахунок робочих лопаток одноступінчатої турбіни низького тиску на міцність. У ролі вихідних даних приймаємо такі результати попередніх розрахунків:

Витрата газу через турбіну $G = 18,65$ кг/с;

Частота обертання ротора $n = 10315$ об/хв.;

Довжина робочої лопатки $l = 0,0724$ м

Число робочих лопаток на вінці $z = 49$

Температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1114$ К

Тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 510155$ Па

Тиск газу за робочими каналами $p_2 = 422397$ Па

Допустима температура металу робочих лопаток $T_{\text{доп}} = 1080$ К

Параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі:

$c_1 = 606,4 \frac{\text{м}}{\text{с}}; c_2 = 164,6 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \alpha_1 = 15^\circ; \alpha_2 = 89,6^\circ.$

Таблиця 4.2 Геометричні параметри робочої решітки

Параметри течії потоку	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	27,8	39	57
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	24,9	22,7	20,9

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

$$T_{\text{розн}} = T_1 = 1114 \text{ К}$$

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

Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для матеріалу, що використовується:

Таблиця 4.3 Відомі значення границі тривалої міцності

T, К	σ_{100} , 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 скористуємося способом інтерполяції, який запропонував Ф. Ларсон та Дж. Міллер.

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

$$P_L = T(\lg \tau + C)$$

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. 5.3.

Таблиця 4.4 Розраховані значення

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 ЧС88-ВИ:

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

За відомими значеннями параметра Ларсона-Міллера за допомогою аналітичної формули розрахуємо необхідне значення границі тривалої міцності:

$$\sigma_{\text{дл}} = 480,41 \text{ МПа}$$

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: кореновому, середньому і периферійному.

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

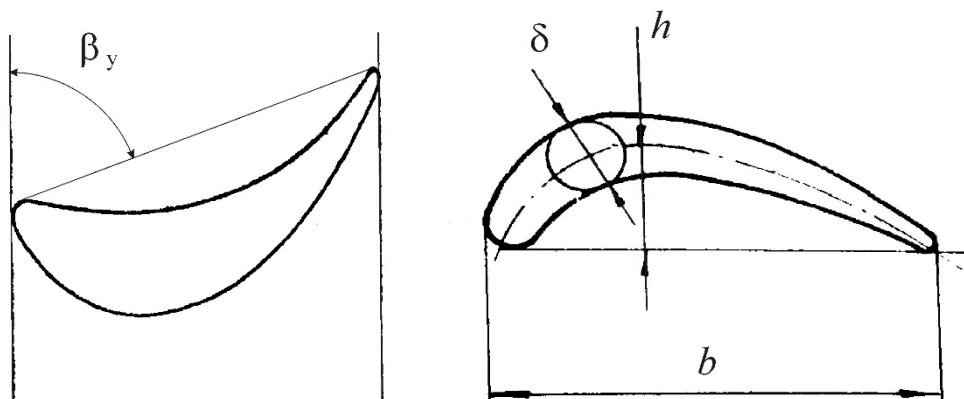


Рис.4.2. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна за допомогою використання наближених розрахунків за формулами, що представлені нижче.

$$\beta_0 = 57,84 - 0,3929\beta_1 + 0,8221\beta_2$$

Розмір хорди профілю

$$b = \frac{B_p}{\sin(\beta_y)}$$

Найбільша товщина профілю δ зменшується по довжині лопатки в напрямку від кореневого перерізу до периферійного перерізу. На периферійному пе-

перізі вона не повинна бути менше чотирьох відсотків від величини хорди профілю, тобто для даного перерізу

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

Для периферійного перерізу вона не повинна перевищувати

$$\delta \geq t_p(1 - \sin(\beta_2))$$

Де t_p – крок робочої решітки

Для серединного перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Таблиця 4.5.Результати розрахунку

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	0,0362	80	0,0368	0,0074	0,01472	$1,56 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,0362	71	0,0383	0,0069	0,01149	$1,32 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,0362	56	0,0437	0,0066	0,010925	$1,21 \cdot 10^{-4}$

Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням з рис.1 або за приблизною формулою

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

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. 4.3.

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

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

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						71
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

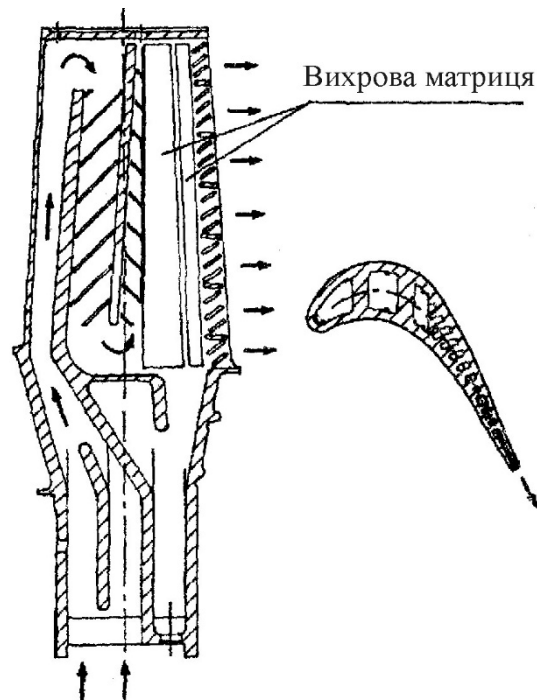


Рис. 4.3. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

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

$$F = F_0 - ax^m,$$

де $F_0 = 1,56 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.4.5); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_n}{F_o - F_{cp}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(1,56 - 1,21) \cdot 10^{-4}}{(1,56 - 1,35) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,544$$

$$a = \frac{F_o - F_n}{l^m} = \frac{(1,56 - 1,21) \cdot 10^{-4}}{0,072^{0,544}} = 1,46 \cdot 10^{-4}$$

де $F_{cp} = 1,32 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_n = 1,21 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл. 4.5).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_n = \frac{F_n}{F_0} = \frac{1,21 \cdot 10^{-4}}{1,56 \cdot 10^{-4}} = 0,776$$

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

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

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		72

де F – площа перерізу лопатки на досліджуваному радіусі, м^2 ;

$C = \rho \omega^2 \int_r^R r F dr + C_0$ – відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н,

де $\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 10315}{30} = 1079 \text{ с}^{-1}$ – кутова швидкість обертання ротора;

$C_0 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_0^2 \Delta_0 h_0 = \frac{2 \cdot 3,14}{49} \cdot 8100 \cdot (1079)^2 \cdot (0,4)^2 \cdot 0,004 \cdot 0,020 = 51023 \text{ Н}$ –

відцентрова сила від ваги бандажної полиці.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{p0} = \frac{m + \mu_n}{m + 1} \left(\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp} l + \frac{C_0}{F_0} \right) = \frac{0,544 + 0,776}{0,544 + 1} \left(\frac{8100 \cdot 1079^2}{2} 0,726 \cdot 0,072 + \frac{51023}{1,56 \cdot 10^{-4}} \right) = 490,3 \text{ МПа}$$

Оскільки робочі лопатки перших ступенів турбіни виконані з охолодженням, то вони мають приблизно постійну температуру матеріалу за довжиною. Тому на стадії попередніх розрахунків можна обмежитися перевірками лише найбільш навантаженого кореневого перерізу робочих лопаток.

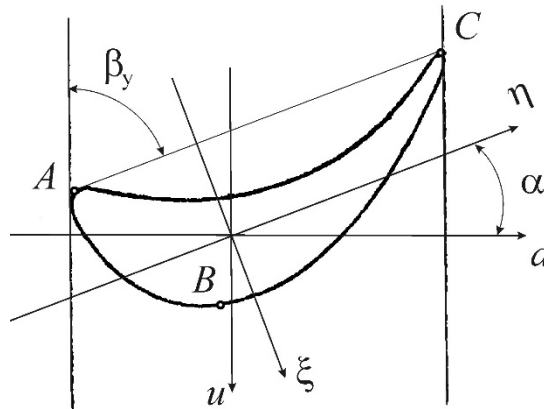


Рис. 4.4 Розміщення координат осей

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u - a$ та $\xi - \eta$ (рис. 4.4). 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.

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

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 71 = 19^\circ,$$

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						73
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\beta_y = 71^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки.

Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.44) Для цього використовуємо формули

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = -0,053 \frac{0,0369 \cdot 0,0055^3}{0,0129} \left[1 + \left(\frac{0,0129}{0,0055} \right)^2 \right] = -1,66 \cdot 10^{-7}$$

$$W_{\eta B} = 0,084b\delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = 0,084 \cdot 0,0369 \cdot 0,0055^2 \frac{1 + \left(\frac{0,0129}{0,0055} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,0129}{0,0055}} = 2,97 \cdot 10^{-7}$$

$$W_{\xi A} = -0,088b^2\delta = -0,088 \cdot 0,0369^2 \cdot 0,0055 = -6,67 \cdot 10^{-7}$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,0369^2 \cdot 0,0055 = 5 \cdot 10^{-7}$$

де $b = 0,0369$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,0055$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,0129$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю.

3) З боку газу на робочу лопатку діє газодинамічна сила P , яку можна розкласти на дві складові – колову P_u та осьову P_a . Використовуючи рівняння Ейлера, розрахуємо ці складові:

$$P_u = \frac{G}{z} (c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{38}{49} (606 \cos 13,6 + 164 \cos 89,6) = 434 \text{ Н}$$

$$P_a = \frac{G}{z} (c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{2\pi r_{cp}}{z} l (p_1 - p_2) = 2834 \text{ Н}$$

$$\text{де } r_{cp} = R - \frac{l}{2} = 0,400 - \frac{0,072}{2} = 0,344 \text{ м – радіус середнього перерізу лопатки; } z$$

$= 49$ – число робочих лопаток на вінці; $l = 0,072$ м – довжина лопатки; $R = 0,4$ м – радіус периферійного перерізу лопатки

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 2834 \sin 13,6 + 434 \cos 13,6 = 919 \text{ Н},$$

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 2834 \cos 13,6 - 434 \sin 13,6 = 2715 \text{ Н}.$$

Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки A :
$$\sigma_{uoA}^z = -\frac{P_{\xi}}{W_{\eta A}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi A}} \frac{l}{2} = -\frac{919 \frac{0,072}{2}}{-1,66 \cdot 10^{-7}} - \frac{2715 \frac{0,072}{2}}{-6,67 \cdot 10^{-7}} = 52,66 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B :
$$\sigma_{uoB}^z = -\frac{P_{\xi}}{W_{\eta B}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi B}} \frac{l}{2} = -\frac{919 \frac{0,072}{2}}{2,97 \cdot 10^{-7}} - \frac{2715 \frac{0,072}{2}}{-\infty} = -112,18 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :
$$\sigma_{uoC}^z = -\frac{P_{\xi}}{W_{\eta C}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\xi C}} \frac{l}{2} = -\frac{919 \frac{0,072}{2}}{-1,66 \cdot 10^{-8}} - \frac{2715 \frac{0,072}{2}}{5,0 \cdot 10^{-7}} = 396 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{uo}^z| = 396,66 \text{ МПа}.$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 |\sigma_{uo}^z| = 133,42 + 0,2 \cdot 396,66 = 212,75 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 212,75 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\partial n}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{367}{212} = 1,72,$$

де $\sigma_{\partial n} = 367 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за досліджуваної температури

Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, 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.[6]

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						75
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата					
						КР.142.2237ст.02.ПЗ						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата								
Студент.		Смірнов В.В.				Розробка схеми системи змащення ГТД			Літ.		Арк.	Аркушів
Керівник		Козловський А.В.									78	82
Консульт.									НУК			
Зав.кафедр		Патлайчук В.М.										

5. Розробка схеми системи змащення ГТД

Система змащення двигуна – циркуляційна, під тиском, із примусовим відкачуванням відпрацьованого масла; забезпечує змащення й охолодження підшипникових вузлів, зубчастих зачеплень та інших тертьових деталей двигуна на всіх режимах роботи.

До системи змащення (креслення 3) входять: циркуляційний бак 26 з підігрівником масла 28, суфляром 30 і датчиком рівня 24, навішений маслоагрегат 45 із приводом від КНТ (з одним нагнітальним і чотирма відкачувальними насосами), нагнітальний маслоагрегат з електроприводом (нагнітальний електронасос) 36, відкачувальний маслоагрегат з електроприводом (відкачувальний електромаслоагрегат) 19, маслоагрегат з електроприводом 23, фільтр тонкого очищення 37, вхідний фільтр двигуна 2, захисні фільтри 5–12, автоматичний клапан 18, масловіддільний бак 13, статичний масловіддільник 1, маслоохолоджувачі 34, зворотні клапани 4, 32, 33, 46, датчики надлишкового тиску 39, 44 (для дистанційного вимірювання тиску), датчик різниці тисків 20, сигналізатори тиску 38, 42, 43, реле різниці тисків 41, термоперетворювачі опору 15, 15.1–15.3, 29, 35, магнітні сигналізатори стружки 14, 14.1–14.5, запірні клапани 21, трубопроводи. Циркуляційний бак 26, маслоагрегат з електроприводом 23, фільтр 37 і маслоохолоджувачі 34 з устаткуванням, що належить до них, конструктивно об'єднані у маслоблок.

При натисканні кнопки "Пуск" вмикаються нагнітальний 36 і відкачувальний 19 маслоагрегати з електроприводами. При цьому під впливом тиску, створюваного маслоагрегатом 36, автоматичний клапан 18 закривається. З початком розкручування стартерами ротора КНТ масло з циркуляційного бака 26 забирається нагнітальним насосом А маслоагрегату 45 або нагнітальним електронасосом 36 і через фільтр тонкого очищення 37 та вхідний фільтр 2 подається для змащення й охолодження підшипникових вузлів, зубчастих зачеплень та інших тертьових деталей двигуна. На вході в підшипникові вузли встановлені захисні фільтри (сітки) 5–12.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						77
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

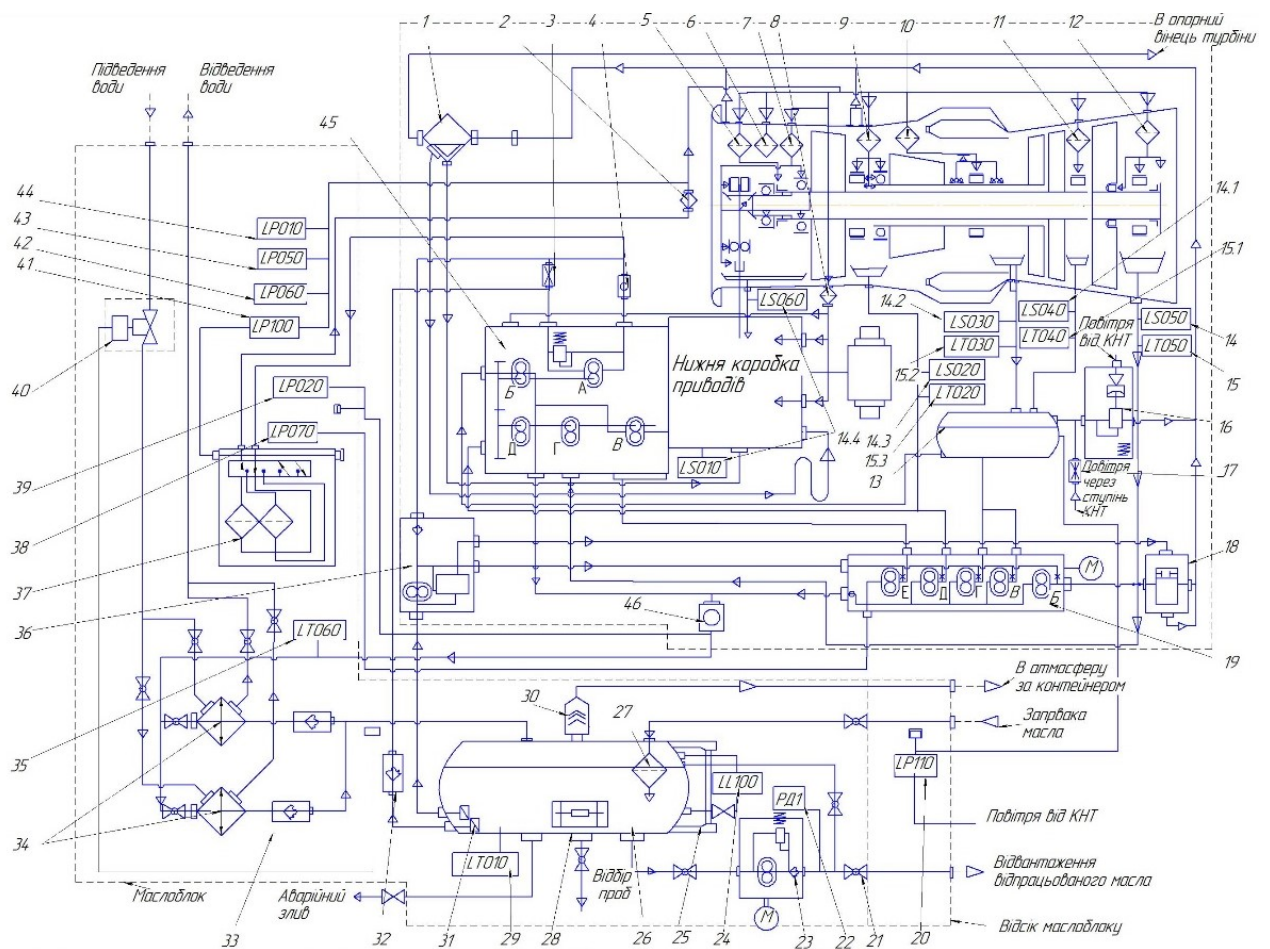


Рис.5.1 Система змащення, що розробляється

1 - статичний масловіддільник; 2, 37 - фільтри; 3, 17 - дросельні шайби; 4, 32, 33, 46 - зворотні клапани; 5...12 - захисні фільтри; 13 - масловіддільний бак; 14, 14.1...14.5 - магнітні сигналізатори стружки; 15, 15.1...15.3, 29, 35 - термопневматичні опори; 16 - регулятор перепаду тиску; 18 - автоматичний клапан; 19 - відкачувальний маслоагрегат; 20 - датчик різниці тисків; 21 - запірний клапан; 22 - реле тиску; 23 - маслоагрегат з електроприводом; 24 - сигналізатор мінімального і максимального рівнів масла; 25 - стовпчик; 26 - циркуляційний бак; 28 - підігрівник масла; 30 - суфляр; 31 - приймальна сітка; 34 - маслоохолоджувачі; 36 - нагнітальний маслоагрегат; 38, 42, 43 - сигналізатори тиску; 39, 44 - датчики надлишкового тиску; 40 - регулятор температури; 41 - реле різниці тисків; 45 – маслоагрегат

З початком розкручування стартерами ротора КНТ вступає в роботу навішений маслоагрегат 45, який працює паралельно з маслоагрегатами 19 і 36 до досягнення визначеної частоти обертання ротора КНТ. При досягненні заданої

частоти маслоагрегати 19 і 36 відключаються, при цьому клапан 18 відкривається. При подальшому збільшенні частоти обертання на всіх режимах роботи двигуна змащення й охолодження масляних порожнин здійснюється тільки навішеним маслоагрегатом 45.

Дросельна шайба 3 служить для заповнення маслом всмоктувального трубопроводу навішеного маслоагрегату 45 із лінії нагнітання маслоагрегату з електроприводом 36 перед запуском двигуна. Маслоагрегат з електроприводом 23 – технологічний. Він служить (залежно від положення запірних клапанів 21) для вивантаження масла з бака 26 або для прокачування масла через бак по колу (рос. – по закольцовке) при підігріві. Змащення виносної коробки приводів – картерне, здійснюється розбризкуванням масла з масляної ванни.

Відпрацьоване масло з переднього корпусу КНТ через нижню коробку приводів зливається у піддон нижньої коробки приводів, із задньої опори КВТ і ОВ ТНТ масло зливається у масловіддільний бак 13. З піддона нижньої коробки приводів, перехідника, ОВ ТС і бака 13 масло відкачується відповідними секціями навішеного маслоагрегату 45 або відкачувального маслоагрегату 19 і через зворотний клапан 46 надходить до одного з двох маслоохолоджувачів 34 (інший у цей час резервний), а потім – у циркуляційний бак 26.

Підтримання необхідної температури на виході з маслоохолоджувачів 34 забезпечується за допомогою терморегулятора 40 шляхом зміни кількості води, прокачуваної через маслоохолоджувач. Чутливий елемент терморегулятора встановлений у масляному трубопроводі за маслоохолоджувачами 34 та зворотними клапанами 33. Маслоповітряна суміш з переднього корпусу КНТ і бака 13 через регулятор перепаду тисків 16 надходить до статичного масловіддільника 1. Туди ж, під час робочих режимів двигуна, через автоматичний клапан 18 частково стравлюється повітря, що міститься у відкачуваному з ОВ ТС маслі. У масловіддільнику 1 відбувається остаточне відділення масла від маслоповітряної суміші. Масло з масловіддільника 1 двома трубами зливається в нижню коробку приводів, а повітря надходить в ОВ ТС для подальшої утилізації.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						79
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для контролю тиску масла в системі змащення служать датчики 44 та 39 (на лініях нагнітання і відкачування відповідно). У системі автоматичного керування виробу передбачений захист у випадку аварійного зменшення тиску масла на вході у двигун. При зменшенні тиску масла нижче допустимого значення сигналізатор тиску 42 видає сигнал на переведення двигуна у режим холостого ходу генератора. При подальшому зменшенні тиску масла сигналізатор 43 видає сигнал на зупинку двигуна. Сигналізатор 42 функціонує при частоті обертання КНТ більше 2000 об/хв; сигналізатор 43 – при частоті більше 3600 об/хв (збігається з робочими режимами, коли відключені електронасоси 36 і 19). При підвищенні сумарного перепаду тиску масла на фільтрах 2 і 37 понад допустиму величину сигналізатор різниці тисків 41 видає сигнал про забруднення фільтрів. З метою запобігання переповненню масляних порожнин, у випадку виходу з ладу відкачувального маслоагрегату з електроприводом 19, на виході з нього (перед зворотним клапаном) передбачений сигналізатор тиску 38. При зниженні тиску масла на виході з відкачувального маслоагрегату до заданої величини (при цьому нагнітальний електронасос 36 працює) сигналізатор видає сигнал на зупинку двигуна.

Температура масла на вході у двигун (циркуляційний бак 26), на виході з масляних порожнин двигуна (крім переднього корпусу КНТ) і на лінії відкачування, перед маслоохолоджувачами 34, вимірюється термоперетворювачами опору 15, 15.1–15.3, 29, 35. З метою ранньої діагностики стану підшипникових вузлів двигуна на виході масла з масляних порожнин установлені магнітні сигналізатори стружки 14, 14.1–14.5. Циркуляційний бак 26 обладнаний датчиком 24 (із сигналізацією мінімального, максимального та аварійного рівнів) і вказівним стовпчиком 25 для візуального контролю кількості масла. Сигналізатор 22 призначений для розмикання кола ввімкнення технологічного маслоагрегату 23 у випадку, якщо тиск масла за маслоагрегатом 23 більший за допустимий.[4]

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						80
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						82
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6. Розробка заходів з охорони праці

Згідно нормативного акту Державного Комітету з нагляду охорони праці від 02.03.2004 на території України діють засади затверджені даним актом «про правила безпечної експлуатації магістральних газопроводів.

6.1 Загальні вимоги

- Основне і допоміжне технологічне обладнання компресорних станцій (далі КС) необхідно експлуатувати відповідно до вимог відповідних нормативних документів (ПТЭ МГ, ДНАОП 0.00-1.07-94) та інструкцій заводів-виготовлювачів.

- Подальша експлуатація газоперекачувальних агрегатів та їх елементів (далі ГПА), які відпрацювали встановлений ресурс, допускається після надання позитивного висновку виробника (розробника) ГПА або уповноваженої спеціалізованої організації про можливість його подальшої експлуатації або здійснення його експертної оцінки згідно вимогам ДНАОП 0.00-8.15-97.

- Подальша експлуатація технологічних обв'язок КС, які відпрацювали встановлений ресурс, допускається за умови отримання від спеціалізованої організації, акредитованої в установленому порядку на даний вид діяльності, позитивного висновку.

- Устаткування і системи КС повинні періодично проходити технічне обслуговування та діагностування, перевірки, випробування і технічне обслуговування в порядку, встановленому відповідними нормативними документами, акти про проведення яких повинні додаватися до експлуатаційного формуляра.

- Компресорне обладнання і технологічні трубопроводи компресорного цеху (далі КЦ) фарбуються відповідно до Додатку 1 до цих Правил.

- На території КЦ, в межах зони обслуговування, трубопроводи, що мають температуру поверхні вище 450 С, повинні бути теплоізовані.

- Особам, безпосередньо не зайнятим експлуатацією або ремонтом ГПА і його обладнання, не дозволяється входити в приміщення КЦ, на майданчики станційних колекторів, вузлів підключення КС без дозволу керівництва КС.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						83
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- Персонал КС повинен бути забезпечений ЗІЗ відповідно до типових галузевими нормами і характером виконуваної роботи, а також відповідно до розділу "Виробнича санітарія" цих Правил.

- ГПА дозволяється пускати в роботу, якщо обладнання справне, дотримані вимоги безпеки виробничих інструкцій і за умови відсутності в машинному залі і галереї нагнітачів сторонніх осіб. Чи не дозволяється входити в камери повітряних фільтрів під час пуску і роботи агрегатів. Камери повинні бути закриті на замок і опломбовані.

- Заглушки, запобіжні клапани, фланці та інші сполуки перед випробуванням на міцність і герметичність потрібно позначити знаками небезпеки і відповідними написами.

- У разі виявлення витоків газу (з газопроводів, обладнання та т.п.) в КЦ, необхідно негайно попередити про це персонал, який знаходиться в приміщенні і вжити термінових заходів щодо усунення витoku. Якщо витік газу швидко ліквідувати неможливо, з цеху потрібно вивести людей, провести аварійну зупинку КЦ відповідно до виробничих інструкцій, відкрити вікна і двері, не вмикати і не вимикати електрообладнання, вжити заходів до ліквідації витoku.

- Не допускається усувати несправність на працюючому ГПА, крім випадків передбачених інструкцією по експлуатації. У разі виникнення несправності, що загрожує безпеці обслуговуючого персоналу або котра може привести до аварійної ситуації, ГПА слід негайно зупинити була.

6.2 Промислові майданчики, будівлі, споруди, приміщення

- Виробничі майданчики, будівлі, споруди, обладнання та системи компресорних станцій повинні відповідати вимогам проектної документації. Зміни повинні узгоджуватися з проектними і проектно-конструкторськими організаціями, проектувати КС і вноситися в генеральний план КС.

- На території КС, де експлуатуються ГПА з газотурбінним приводом, на відстані 200 м від повітрязабірних камер ГПА не повинно бути джерел запилення повітря (в тому числі ґрунтових доріг, вузлів підготовки будівельних розчинів, складів сипучих матеріалів тощо). Територія КС повинна бути озеленена, а

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						84
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

відкриті ділянки поблизу повітрязабірних камер повинні бути засіяні газонної травою або заасфальтовані.

- Приміщення компресорних цехів повинні бути обладнані:
 - газоперекачувальними агрегатами, які можуть розміщуватися як в загальному цеху, так і в блочно-контейнерному виконанні і обладнуються в відповідності з технічними умовами, які супроводжують обладнання;
 - примусової припливно-витяжною і аварійною вентиляцією;
 - системою автоматичного пожежогасіння;
 - оперативним зв'язком з диспетчером та іншими приміщеннями КЦ;
 - світловою та звуковою сигналізацією аварійних ситуацій;
 - аварійним освітленням;
 - стаціонарними або переносними вантажопідіймальними пристроями.
- Додатково необхідно здійснювати контроль повітря робочої зони КС (КЦ) за допомогою переносних газоаналізаторів. Контроль проводиться в терміни, передбачені планом-графіком контролю повітряного середовища, затвердженим головним інженером підрозділу. У плані-графіку повинні бути зазначені місця, кількість, періодичність відбору проб і виконання аналізу, схема маршруту руху.
- У приміщеннях КЦ та блочних ГПА забороняється встановлювати обладнання, яке технологічно не пов'язане з ГПА і не допускається зберігання витратних матеріалів.
- Рівень шуму, який створює КЦ, не повинні перевищувати гранично допустимих норм згідно ГОСТ 12.1.003.
- Чи не дозволяється в будинках КЦ влаштовувати підвальні і напівпідвальні приміщення.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						85
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6.3 Засоби індивідуального захисту

- Всі працівники, незалежно від виду і місця роботи, повинні бути забезпечені за рахунок роботодавця засобами індивідуального захисту (далі ЗІЗ), які видаються відповідно до затвердженого нормами видачі спецодягу та засобів індивідуального захисту на підставі вимог ДНАОП 0.05-3.03-81, ДНАОП 0.05-3.24-80.

- ЗІЗ і запобіжні засоби, не передбачені затвердженими нормами, але які необхідні при виконання разових робіт, відвідуванні підприємства або окремих його об'єктів працівниками інших підприємств, можуть бути видані як чергові.

- Залежно від умов роботи і конкретної чисельності працівників, адміністрація підприємства (філії, підрозділу) за погодженням з профспілковим комітетом повинна своєчасно складати заявки на ЗІЗ, виходячи з необхідної потреби (відповідно до галузевих норм) і передавати їх службі матеріально-технічного забезпечення .

- Під час роботи всі працівники зобов'язані користуватись виданими їм ЗІЗ.
- На об'єктах МГ необхідно мати достатню кількість протигазів, чергового спецодягу, спецвзуття та інших ЗІЗ, включаючи резерви для видачі окремим особам на тимчасове користування відповідно до затвердженого "Табеля оснащення ...".
- Працівники, які використовують ЗІЗ, повинні бути навчені і проінструктовані за правилами їх експлуатації.
- Видані ЗІЗ повинні відповідати стандартам і технічним умовам, а також кліматичних та сезонних умов роботи, розміру і зросту працівників і не обмежувати їх рухів.
- ЗІЗ, що були у вжитку, можуть бути видані іншим працівникам, якщо вони придатні для шкарпетки, після їх прання або хімчистки, ремонту та дезінфекції.[5]

Висновки

Після виконання оптимізаційних розрахунків одержали: коефіцієнт підвищення тиску в циклі 28 при максимальному значенню ККД 38,55% та 13 при максимальному значенні питомої потужності 336,8 кВт/(кг/с). Для розрахунків приймаємо КПТ 25, при цьому ККД дорівнює 38,42%. При виконанні детального розрахунку уточнюємо значення ККД та питомої потужності: 37,3% та 301,2 кВт/(кг/с) відповідно.

Проточна частина КНТ – з постійним зовнішнім діаметром. Число ступенів компресора – 7, міра підвищення тиску – 4,8.

Проточна частина КВТ – з постійним внутрішнім діаметром. Число ступенів компресора – 7, міра підвищення тиску – 5,1.

КЗ – протитокова трубчасто-кільцева. Кількість жарових труб – 14.

ТВТ – з постійним середнім діаметром, одноступінчаста, охолоджувана, частота обертання ротора – 12300 об/хв.

ТНТ – з постійним середнім діаметром, одноступінчаста, охолоджувана, частота обертання ротора – 10315 об/хв.

ТГ – з постійним середнім діаметром, трьохступінчаста, не охолоджувана, частота обертання – 5300 об/хв.

За результатами термогазодинамічного розрахунку отримали:

Внутрішню потужність ступеня $N_i = 8777317$ Вт

Внутрішній ККД ступеня $\eta_i = 0,82$

Побудовано креслення (конструктивно-кінематична схема ГТУ, повздовжній перетин турбіни низького тиску та схема змащення ГТА) та ескізи (ескіз меридіанного перерізу, ескіз проточної частини турбінного ступеня, профіль робочих лопаток)

Проведені конструктивні розрахунки і розрахунки на міцність – отримана характеристика робочих лопаток.

Розроблено систему змащення для забезпечення роботи двигуна, що проектується.

					КР.142.2237ст.02.ПЗ	Арк.
						87
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

В розділі охорони праці висвітлені норми та вимоги до обладнання, персоналу, приміщень у яких знаходиться двигун для забезпечення безпечної експлуатації ГТА на компресорній станції.

Список використаної літератури

1. Романовский Г.Ф. Теоретичні основи проектування судових газотурбінних агрегатів: навч. посіб./Романовский Г.Ф., Ващилєнко М.В., Сєрбін С.І. –Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304с.
2. Романовский Г.Ф Теорія та розрахунок парових та газових турбін. Навчальний посібник/ Романовский Г.Ф., Іпатєнко О.Я., Патлайчук В.М. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292с.
3. Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати. Том 1: електр. видан./ Патлайчук В.М. – Миколаїв: НУК, 2009 – 571с.
4. Філотєнко О.О. Будова газотурбінного двигуна типу UGT 25000E: У2ч – Ч.2: Системи газотурбінного двигуна: Навчальний посібник/Філотєнко О.О., Харченко В.І. – Миколаїв: НУК, 2007. – 68с.
5. НПАОП 60.3-1.03-04. – 02.03.2004 г. – К.: Державний комітет України з охорони праці, 2004 – 120с.
6. Бокшидский М.Н. Длительная прочность полимеров./ Бокшидский М.Н. – М.: Химия, 1978 – 308с.