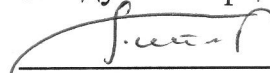


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



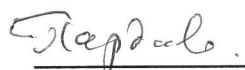
"12" 06 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти «бакалавр»

на тему: *Проект газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 10 МВт для приводу нагнітача компресорної станції магістрального газопроводу*

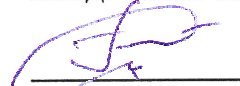
Виконав:

студент групи 4231

 Пардаев Х.П.
(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

 Козловський А.В.
(підпис)

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

Кафедра _____ турбін _____
Спеціальність _____ 142 "Енергетичне машинобудування" _____
Освітня програма _____ "Турбіни" _____

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

_____ "10" _____ 02 _____ 2022 р.

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

Студенту _____ Пардаєву Х.П. _____

1. Тема роботи: **"Проект газотурбінного агрегату простої схеми потужністю 10 МВт для приводу нагнітача компресорної станції магістрального газопроводу"**

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2022 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **10 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1470 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка **паливної системи** газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **система вентиляції контейнера ГТД**.

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

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

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

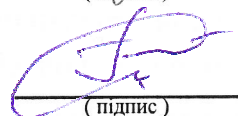
№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2022	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2022	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання	01.05.2022	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА	15.05.2022	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2022	
6	Аналіз системи вентиляції контейнера ГТД.	01.06.2022	
7	Підготовка презентаційних креслень	08.06.2022	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2022	

Студент


 (підпис)

Пардаєв Х.П.

Керівник роботи


 (підпис)

Козловський А.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проектування газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 10 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату; габаритний розрахунок газотурбінного агрегату та його компоновання; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегату, які містили в собі: розробку конструкції турбіни низького тиску; розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску; перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність; розробку системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна; охорону праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

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

ABSTRACT

The work has designed a simple cycle gas turbine unit with a capacity of 10 MW for a compressor station of a main gas pipeline. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and the gas turbine unit scheme; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermo-gasodynamic 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 a low-pressure turbine; calculation of the twist of the low-pressure turbine blades; verification calculation of the working blades of a low-pressure turbine for strength; development of a system for blowing and unloading a gas turbine engine; labor protection at the facility where the gas turbine unit is located.

Keywords: gas turbine installation; compressor station; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					КР.142.4231.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ.....	5
1. Патентно-інформаційний пошук	7
1.1.ГТА вітчизняних виробників	9
1.2.Вітчизняний газотурбінний двигун UGT10000	12
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу ГТА	21
2.1.Оптимізація параметрів циклу ГТА.....	22
2.1.1. Опис учбово-дослідної програми GTA1CC	22
2.1.2. Розрахунок та графіки оптимізації параметрів ГТУ	24
2.1.3. Аналіз вибору міри підвищення тиску	28
2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності..	29
3. Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	35
3.1. Визначення габаритів осьового компресора	36
3.2. Визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння	40
3.3. Визначення габаритів осьової турбіни	43
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчатої турбі- ни низького тиску.....	50
5. Конструювання та конструктивні розрахунки.....	59
5.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску.....	60
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску.....	62
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міц- ність	66
5.4. Розробка паливної системи ГТА	75
5.4.1. Склад і робота паливної системи	75
5.4.2. Агрегати паливної системи.....	77
6. Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА	83
6.1. Загальні питання	84
6.2. Аналіз небезпечних факторів у залі компресорної станції.....	86
6.3. Система вентиляції контейнера ГТД	92
Висновки	97
Список використаної літератури	99

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4231.04.3.ПЗ					Арк.
										4
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

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 переобладнуються старі газоперекачувальні станції.

Під час проєктування газопроводу та 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 проєктування газотурбінного агрегату простого циклу потужністю 10 МВт для компресорної станції магістрального газопроводу.

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

- інформаційний пошук;
- термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегату;
- габаритний розрахунок газотурбінного агрегату та його компонування;
- термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегату, які містили в собі:
 - розробку конструкції турбіни низького тиску;
 - розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску;
 - перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.ВС.ПЗ	Арк.
						5

- розробку системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна;

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

Об'єктом дослідження є система транспортування природного газу.

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

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

Інв. № подл.						Підпис і дата						
							Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата			
										Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Інв. № подл.												
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.ВС.ПЗ		Арк.					
							6					

Інв. № подл.	Підпис і дата		Взам. інв. №		Інв. № дубл.		Підпис і дата			
		Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ			
		Студент.	Пардаєв Х.П.							
		Керівник	Козловський А.В.				Патентно-інформаційний пошук			
		Консульт.								
		Зав.кафедр	Патлайчук В.М.							
							Літ.		Арк.	Аркушів
								7	20	
								НУК		

РОЗДІЛ 1 ПАТЕНТНО-ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

У 50-і роки на північному сході Радянського Союзу були відкриті багаті родовища природного газу, виникла гостра необхідність - забезпечити газоперекачувальними агрегатами газопроводи з північного сходу в центральну частину Союзу, а потім в країни Західної Європи. Потужностей основних постачальників ГПА - Невського машинобудівного заводу в Ленінграді і Уральського турбінного заводу в місті Свердловськ - було недостатньо. Доводилося закуповувати ГПА в США, але за часів «холодної війни» США відмовили СРСР у постачанні агрегатів і запчастин до них.

До початку 70-х років ГТД конструкції СПБ «Машпроект» зайняли міцне місце в корабельній енергетиці, а до 1975 р. у енергопостачанні окремих районів країни. Побудовані перші пересувні електростанції ПЛЕС «Северное сияние» і енергопоїзди «Маяк» з газотурбогенераторами 10000 кВт і 4000 кВт, які в суворих умовах північних районів показали надійність роботи двигунів.

Багаторічний позитивний досвід експлуатації миколаївських двигунів дозволив застосувати їх для потреб газоперекачування.

Науково-технічна комісія з розвитку газотурбобудівництва при Академії наук СРСР під головуванням академіка А.М. Люлька рекомендувала використовувати ГТУ Мінсудпрому для транспортування газу. На завод приїжджав міністр газової промисловості С.А. Оруджев. Ознайомившись з газотурбінною технікою, що випускається, він переконався в доцільності її використання для ГПА. У грудні 1975 року вийшла постанова РМ СРСР № 1007 з виробництва газоперекачувальних агрегатів на базі корабельних ГТД конструкції ПБ «Машпроект». Постановою визначалося подальший розвиток ПТЗ «Зоря» і СПБ «Машпроект» і реконструкція, а по суті будівництво нового заводу з виробництва ГПА в м.Кривий Ріг. На заводі створюється філія СПБ «Машпроект» - КБ «Енергія» для забезпечення серійного випуску агрегатів та їх подальшого удосконалення.

Керівником філії був призначений відповідальний провідний конструктор Л.П. Волчук.

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ	Арк.
						8

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

За висновком експертів ВАТ «Газпром», серед газоперекачувальних агрегатів з приводами різних фірм, газоперекачувальні агрегати, розроблені на базі суднових двигунів визнані найбільш надійними. Вони мають найбільшу напругу напруження «на відмову» і найвищу готовність до роботи в будь-яких кліматичних умовах. Комплексом "Зоря" - "Машпроект" розроблено та впроваджено більше 30 проектів модернізації газоперекачувальних агрегатів, що експлуатуються підприємствами ВАТ "Газпром" і "Укртрансгаз" із заміною застарілих, відпрацювавших ресурс приводів різних фірм, на сучасні високоекономічні газотурбінні двигуни підприємства "Зоря" - "Машпроект".

С 1990 року НВП «Машпроект» та ПО «Зоря» почали роботи по заміні застарілих двигунів компресорних станцій на сучасні та більш економічні двигуни III та IV поколінь. Першим таким досвідом стала заміна в 1991 році газогенератора «Avon» на газогенератор ГУ59 у агрегаті «Коберра-182» на КС Богадиньска ООО «Сургутгазпром». З 1992 року підприємством розроблено та реалізовано 36 проектів модернізації ГПА з використанням створених ними двигунів II, III та IV поколінь:

Двигун ДТ71 (рис.1.1) потужністю 6,3 МВт використовується в ГПА-Ц-3,6 розробки ВАТ «СМНПО ім. М.В. Фрунзе» для заміни авіаційних конвертованих двигунів НК-12СТ, в ГТ-750-6 розробки НЗЛ для заміни індустриального приводу.

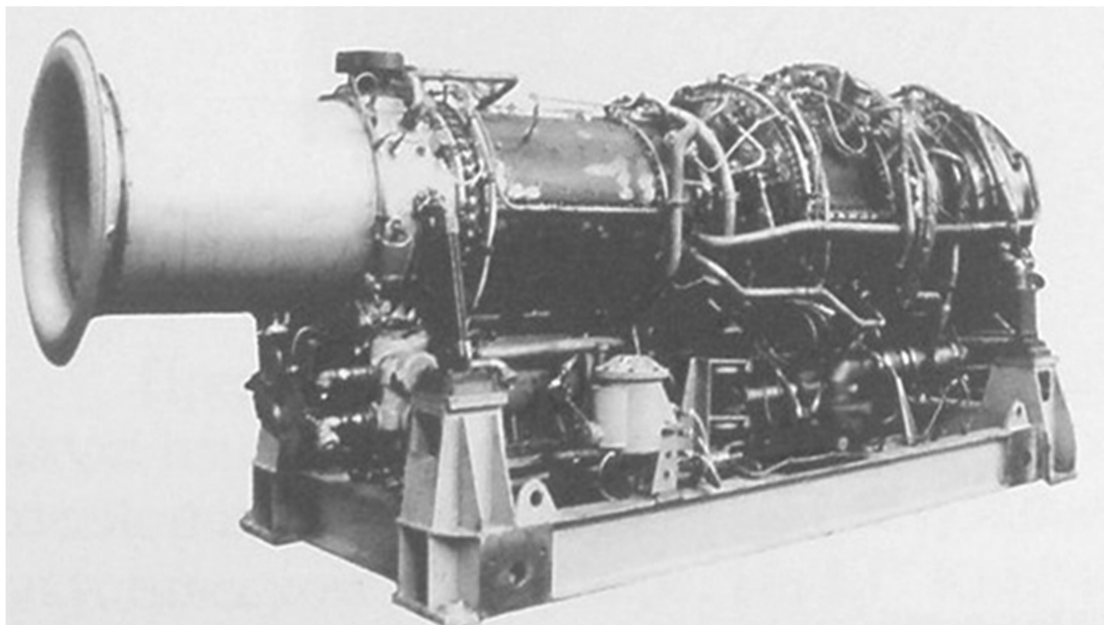


Рисунок 1.1 - Двигун ДТ71

З двигуном ДН70 (рис.1.2) потужністю 10 МВт модернізовані агрегати ГТК-10-4 розробки НЗЛ з заміною індустриального приводу, ГПУ-10 розробки ДП НВКГ «Зоря-Машпроект» з заміною корабельного конвертованого двигуна ДР59Л.

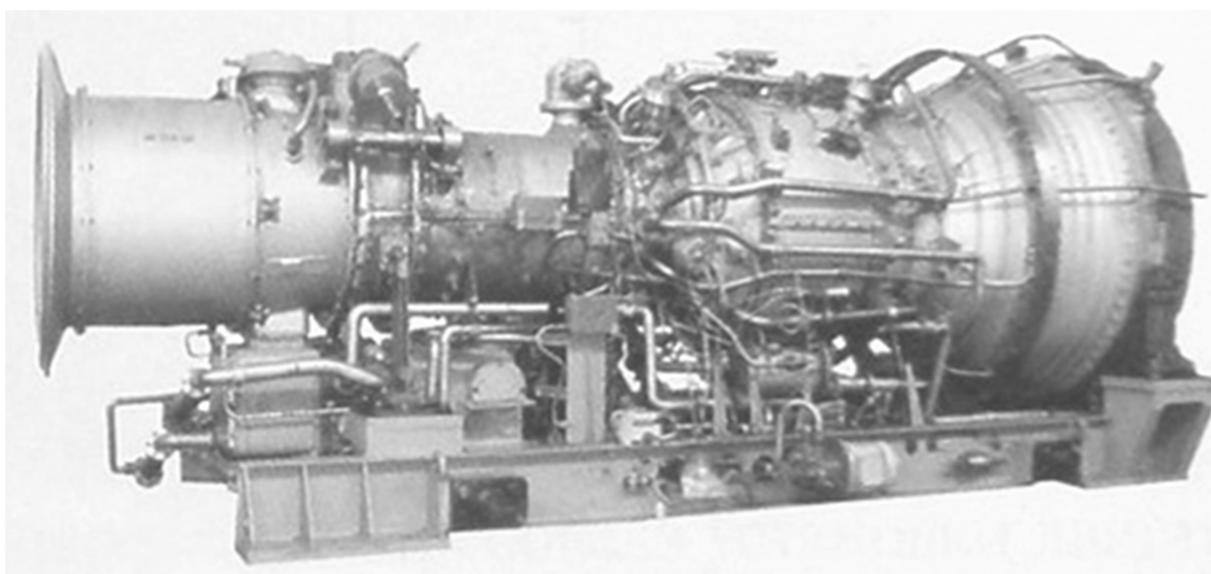


Рисунок 1.2 - Двигун ДН70

З двигуном ДИ70П – ГТК10-И фірми AEG «Kanis» з заміною індустриального двигуна серії MS3002 фірми «General Electric». З двигуном ДГ90П потужністю 16 МВт – «Coberra-182» фірми «Cooper Rolls» з заміною газогенератора «Avon» та си-

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ	Арк.
						10

лової турбіни. З двигуном ДН80Л, ДН80Л1, ДН80Л1.1 потужністю 25 МВт модернізовані агрегати ГПА-25/76.

З двигуном ДИ80 – ГТК-25И фірми «Nuovo Pignone» з заміною індустріального двигуна серії MS5002 фірми «General Electric»

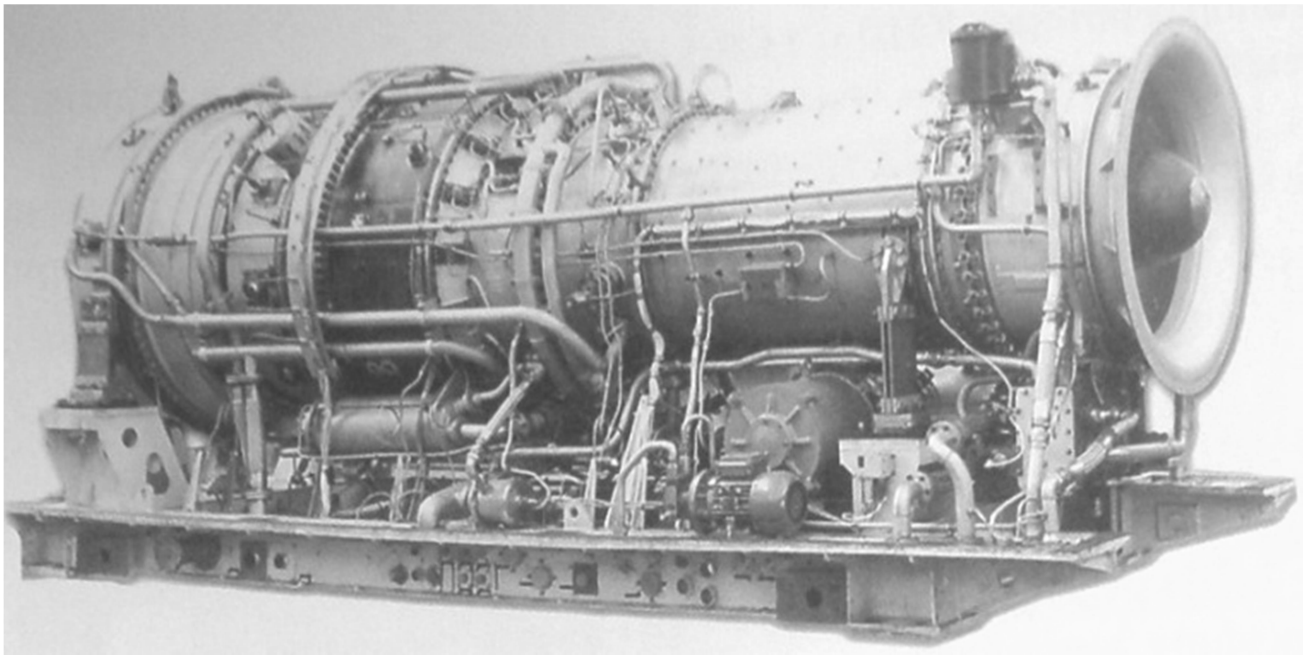


Рисунок 1.3 - Двигун ДГ9

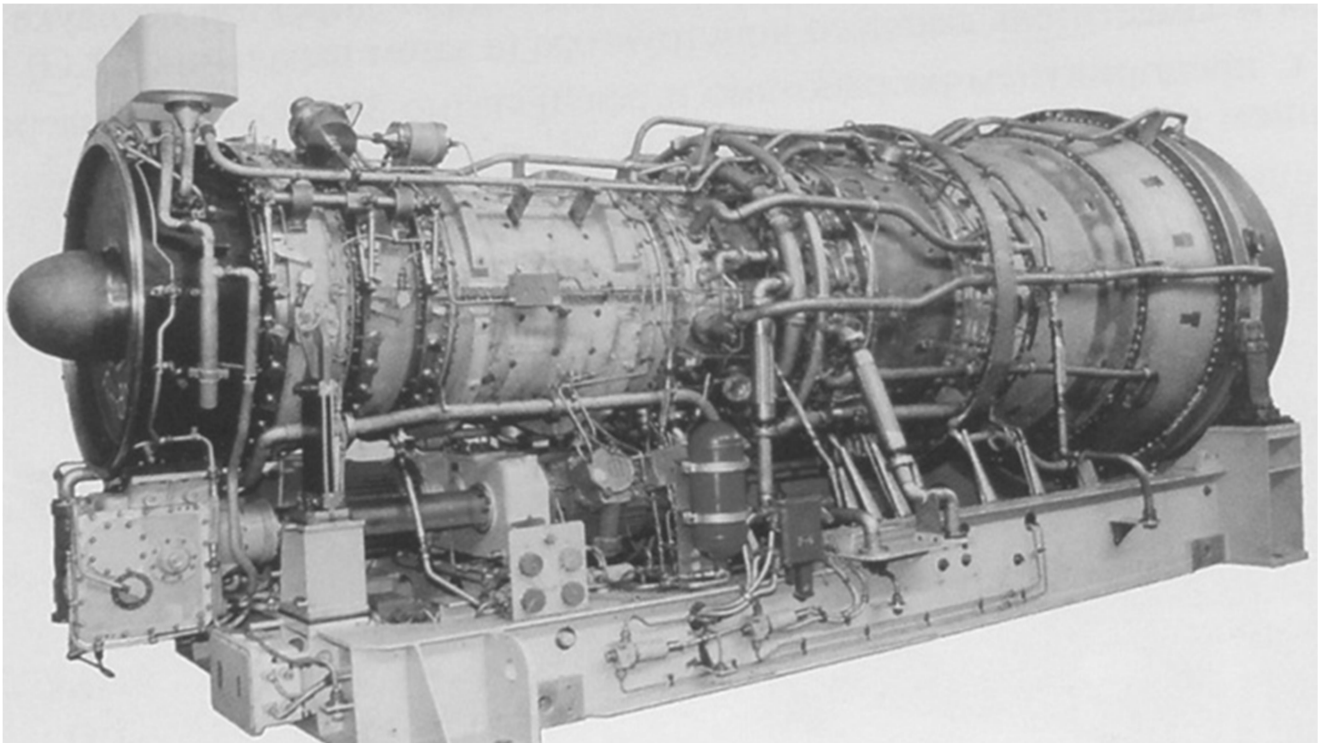


Рисунок 1.4 - Двигун ДН80

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ Арк. 11		

1.2. Вітчизняний газотурбінний двигун UGT 10000

Високоєфективний модульний газотурбінний двигун четвертого покоління UGT10000 (рис.1.5) є одним з останніх двигунів, створених НВКГ "Зоря"- "Машпроект" для потреб газової промисловості, енергетики і морського транспорту.

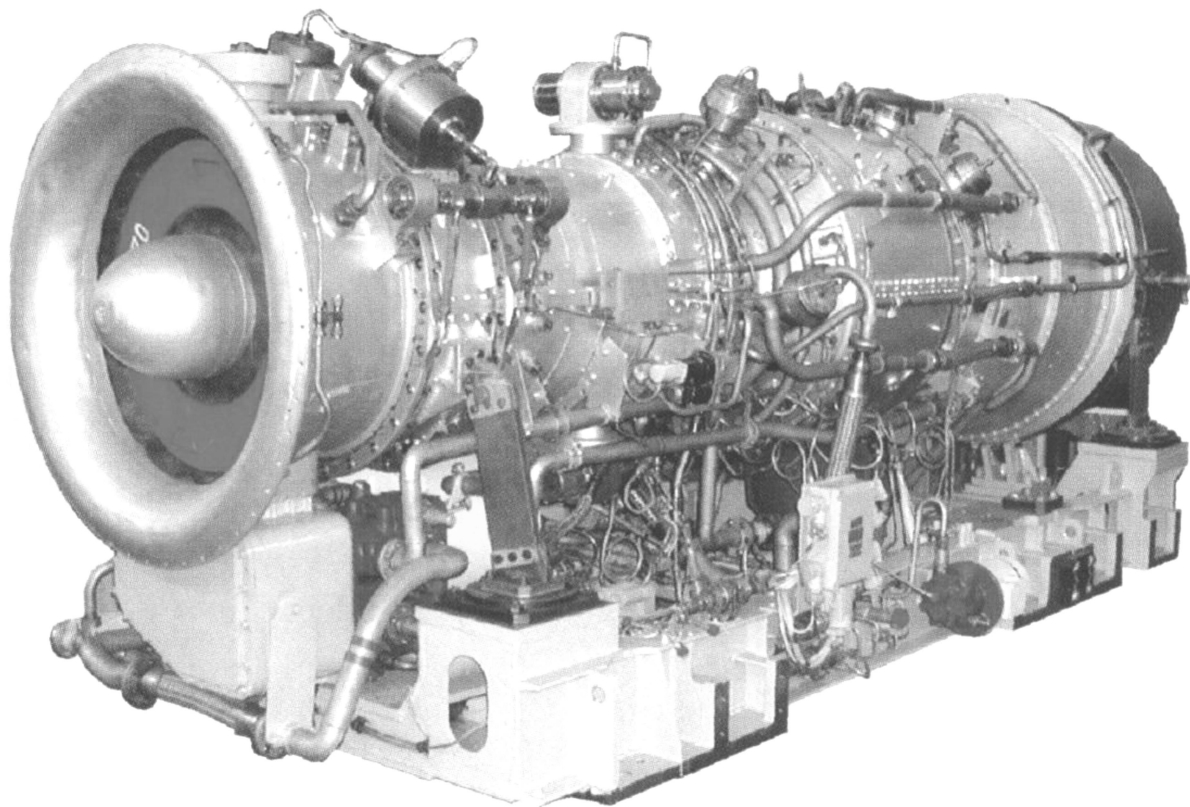


Рисунок 1.5 - Газотурбінний двигун UGT 10000

UGT 10000, використовуваний як привід нагнітачів газу компресорних станцій, у варіанті ДН70Л із силовою турбіною лівого обертання (частота 4800 об/хв.) застосовується для модернізації агрегатів ГТК-10-4 ВАТ "Невский завод" і ГПА-10, а у варіанті ДИ70П із силовою турбіною правого обертання (6500 об/хв.) для заміни двигунів MS3002 розробки фірми "General Electric" в імпортних агрегатах ГТК-10И фірми "AEG Kanis".

В 2002 році були успішно закінчені приймальні іспити модифікації ДН70Л у складі модернізованого газоперекачувального агрегату ГПА-10МН10.01ОП на компресорній станції «Кіровоградська» (Україна).

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ	Арк.
						12

На основі двигуна UGT 10000 (модифікація ДУ71) була створена газотурбінна установка з утилізацією тепла газів контактного типу КГПТУ-16К потужністю 16 МВт. У порівнянні з вихідним варіантом у ньому була змінена пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для впорскування пари, організовані системи подачі пари. Такою установкою був оснащений газоперекачувальний агрегат ГПУ-16К, установлений на компресорній станції "Ставищенська" (Черкаська обл., Україна).

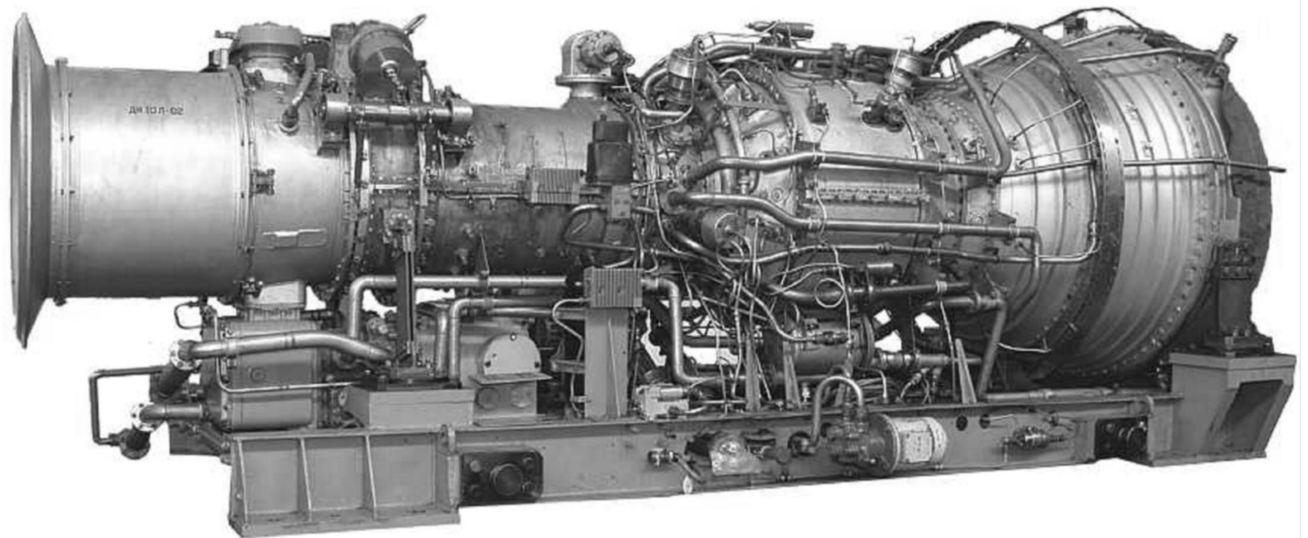


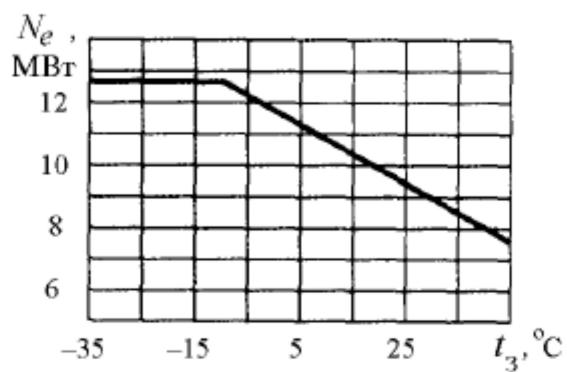
Рисунок 1.6 - Двигун UGT10000

Основні технічні характеристики модифікацій двигуна UGT10000 (в умовах ISO 2314) наведені в таблиці 1.1, експлуатаційні - на рисунку 1.7.

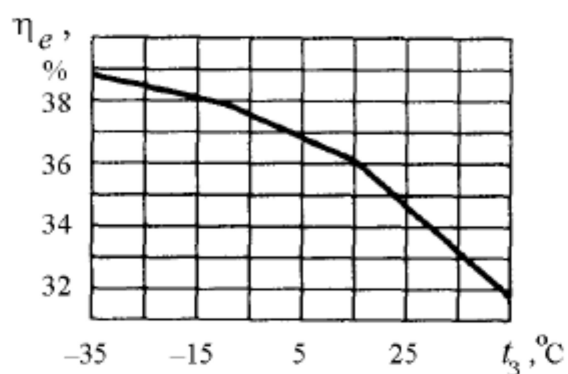
Таблиця 1.1. Основні характеристики UGT10000

	ДН70	ДИ70	ДУ71
Потужність, МВт	10,5	10,5	15,7
ККД, %	36,0	36,0	43
Витрата повітря, кг/с	37	37	39,5
Міра підвищення тиску	19	19	20,0
Температура газу, К:			
початкова	1455	1455	1358
за ГТД	763	763	727
Частота обертання силової турбіни, об/хв	4800	6500	4800
Габарити, м	4.0x1.8x1.7	4.0x1.8x1.7	4.0x1.8x1.7
Маса, т	5,0	5,0	5,0

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						Арк.
										13
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ					



a



б

Рисунок 1.7 - Залежність потужності (а) і ККД (б) UGT 10000 від температури повітря на вході

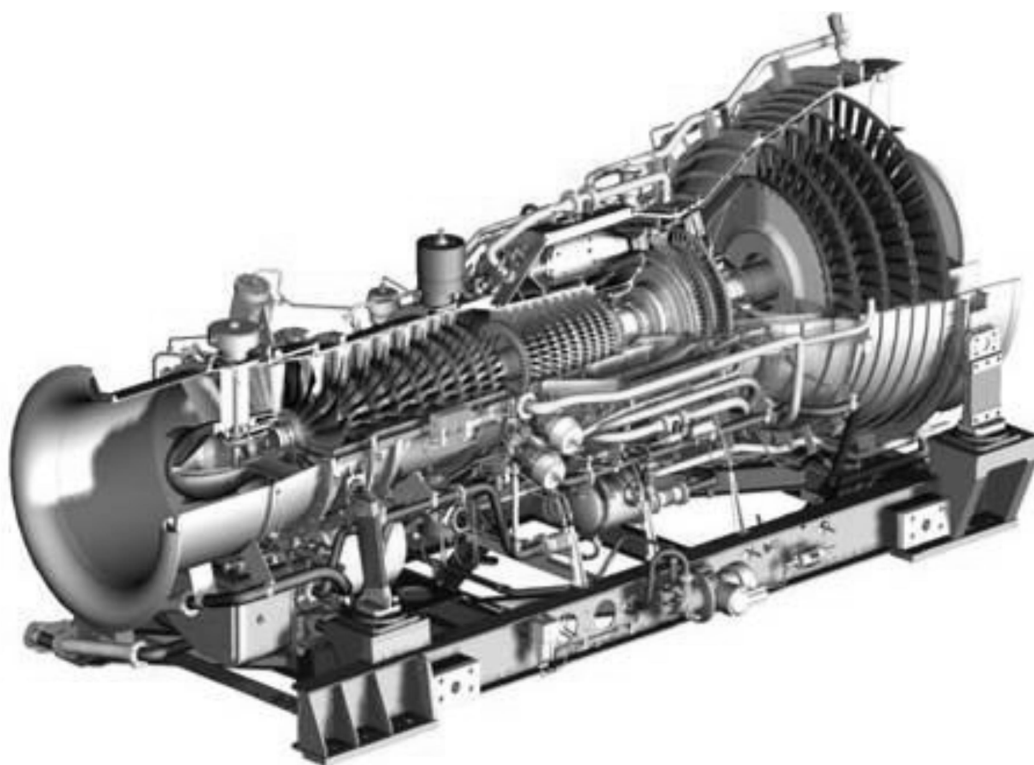


Рисунок 1.8 - Двигун UGT10000

Компресор низького тиску (рис.1.10) - осьовий, 9-ступінчастий, складається з зовнішнього обтікача 1, внутрішнього обтікача 3, проставки 2, конуса 4, переднього корпусу 5, корпусу 8, ротора 7, встановленого на передній і задній опорах.

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

					КР.142.4231.04.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

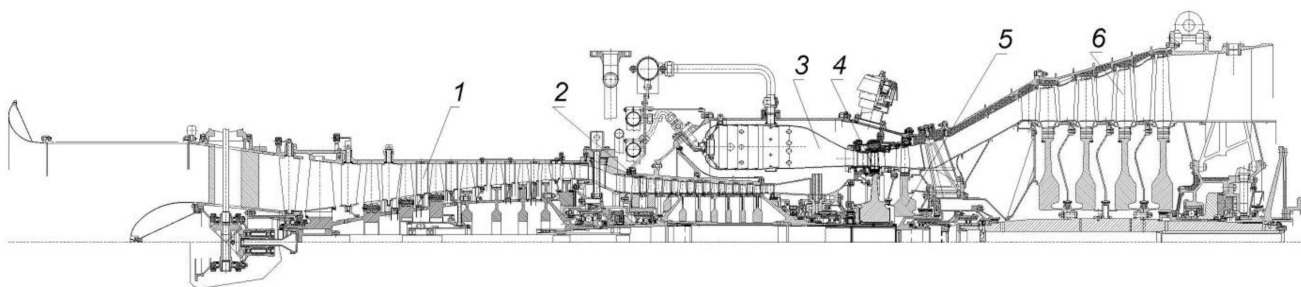


Рисунок 1.9 - Меридіанальний переріз двигуна UGT10000:

1 – КНТ; 2 – КВТ; 3 – камера згоряння; 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску; 6 – силова турбіна

Внутрішній і зовнішній обтікачі разом з проставкою утворюють вхідний пристрій, який плавно підводить повітря до проточної частини компресора. Зовнішній обтікач через еластичну діафрагму з'єднаний з повітряпідвідною шахтою. Внутрішній обтікач за допомогою центрального болта кріпиться до конусу.

Передача крутного моменту від ротора турбіни низького тиску до ротора компресора низького тиску здійснюється через шліцьове з'єднання, яке утворюється задньою цапфою ротора КНТ і валом ротора ТНТ.

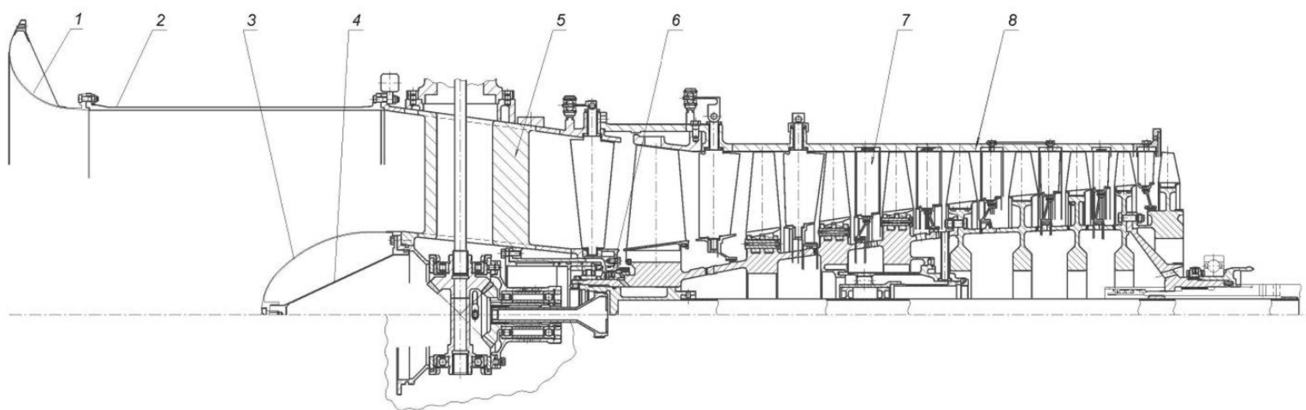
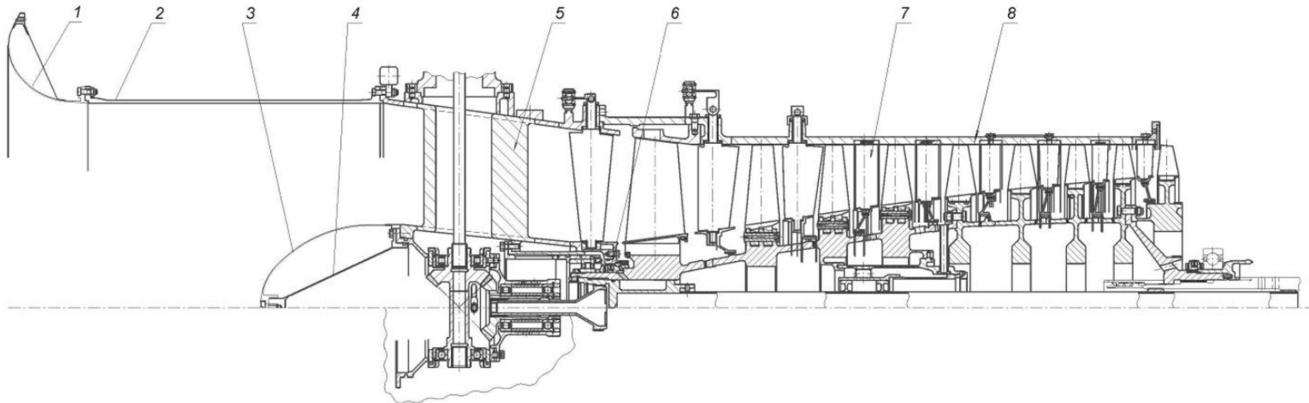


Рисунок 1.10 - Компресор низького тиску двигуна UGT10000:

1 – зовнішній обтікач; 2 – проставка; 3 – внутрішній обтікач; 4 – конус; 5 – передній корпус; 6 – передня опора; 7 – ротор КНТ; 8 – корпус КНТ

Ротор КНТ - дисково-барабанної конструкції, складається зі зварного барабану нульовою-третього ступенів, зварного барабана четвертої-сьомої ступенів, диска 8-го ступеня, робочих лопаток, задньої цапфи. Також в роторі КНТ передбачена сис-

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
рессора низького тиску здійснюється через шліцьове з'єднання, яке утворюється задньою цапфою ротора КНТ і валом ротора ТНТ.  Рисунок 1.10 - Компресор низького тиску двигуна UGT10000: 1 – зовнішній обтікач; 2 – проставка; 3 – внутрішній обтікач; 4 – конус; 5 – передній корпус; 6 – передня опора; 7 – ротор КНТ; 8 – корпус КНТ Ротор КНТ - дисково-барabanної конструкції, складається зі зварного барабану нульовою-третього ступенів, зварного барабана четвертої-сьомої ступенів, диска 8-го ступеня, робочих лопаток, задньої цапфи. Також в роторі КНТ передбачена сис-						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ	Арк.
						15

тема відборів повітря, яка забезпечує підведення повітря для підпору ущільнень передньої і задньої опор ротора КНТ та для охолодження ТНТ.

Робочі лопатки нульового ступеня закріплені в диску за допомогою «ялинкового» замка. Робочі лопатки першої-третьої ступенів мають шарнірні кріплення. Робочі лопатки останніх ступенів встановлені в пази дисків за допомогою хвостовиків типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків лопаток.

Ротор КНТ має дві опори: передню (з радіально-опорним роликовим підшипником) і задню (з радіально-опорним кульковим підшипником).

Для поділу масляних і повітряних порожнин передбачені комбіновані контактно-лабіринтові ущільнення з графітовими ущільнювальними кільцями.

Компресор високого тиску (рис.1.11) - 9-ступінчастий, складається з перехідника 1, корпусу 4, ротора 6, заднього корпусу 8.

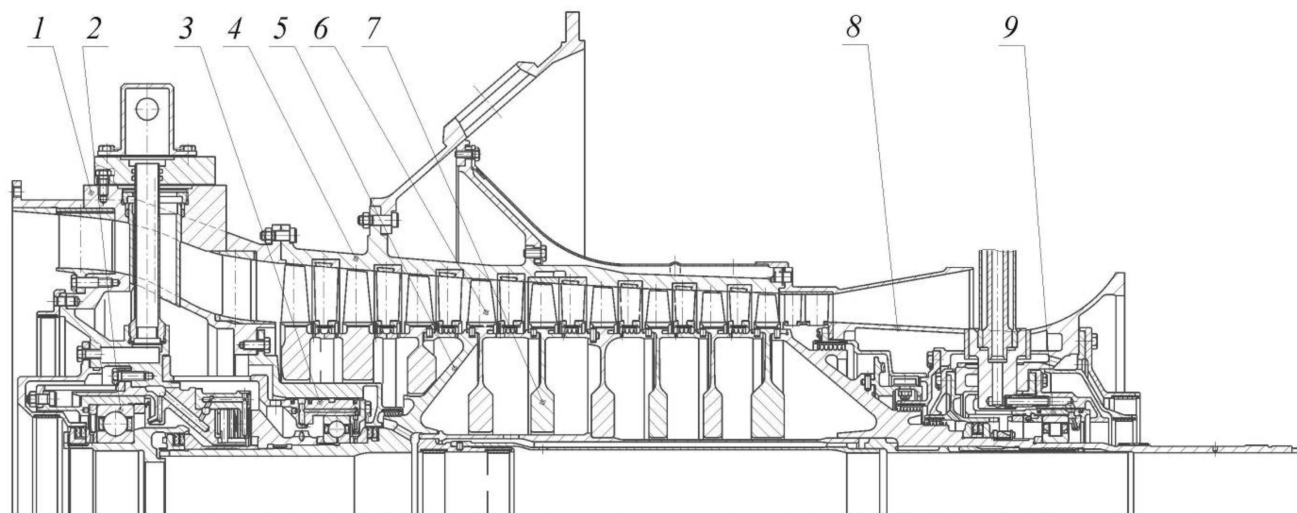
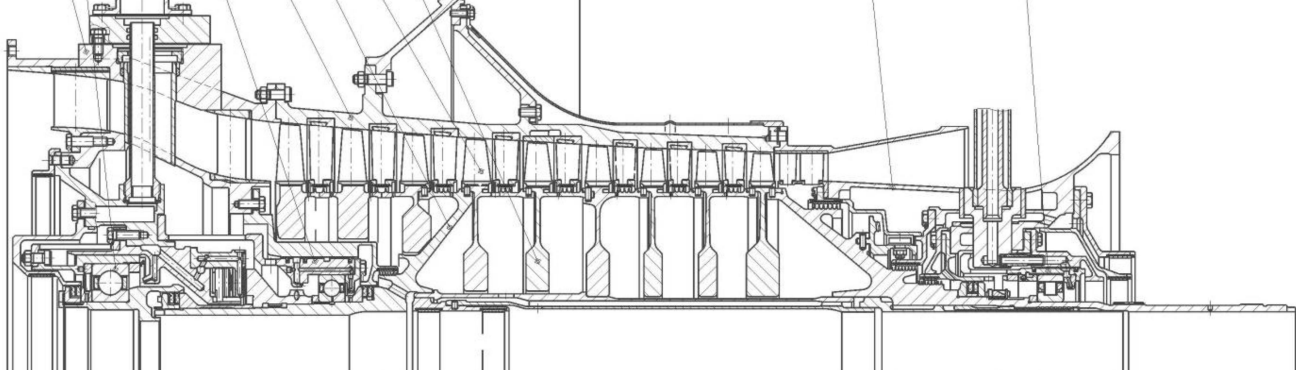


Рисунок 1.11 - Компресор високого тиску двигуна UGT10000:

1 – перехідник; 2 – задня опора ротора КНТ; 3 – передня опора ротору КВТ; 4 – корпус КВТ; 5 – передня цапфа ротору КВТ; 6 – ротор КВТ; 7 – диски КВТ; 8 – задній корпус; 9 – задня опора КВТ

Для збільшення запасу стійкої роботи на перехіднику між компресорами встановлено три клапани перепуску повітря. Ротор КВТ - дисково-барабанної конструкції, складається з зварного барабана першого-третього ступенів, шести дисків, робочих лопаток, передньої цапфи, задньої цапфи, труб, що забезпечують відведення повітря на охолодження турбіни високого тиску. На задній цапфі ротора встановлено

Підпис і дата					
Інв. № дубл.	Рисунок 1.11 - Компресор високого тиску двигуна UGT10000: 1 – перехідник; 2 – задня опора ротора КНТ; 3 – передня опора ротору КВТ; 4 – корпус КВТ; 5 – передня цапфа ротору КВТ; 6 – ротор КВТ; 7 – диски КВТ; 8 – задній корпус; 9 – задня опора КВТ				
Взам. інв. №	Для збільшення запасу стійкої роботи на перехіднику між компресорами встановлено три клапани перепуску повітря. Ротор КВТ - дисково-барабанної конструкції, складається з зварного барабана першого-третього ступенів, шести дисків, робочих лопаток, передньої цапфи, задньої цапфи, труб, що забезпечують відведення повітря на охолодження турбіни високого тиску. На задній цапфі ротора встановлено				
Підпис і дата					
Інв. № подл.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ
					Арк.
					16

шестерня-індуктор, призначена одночасно для ручного прокручування та вимірювання частоти обертання ротора. Робочі лопатки встановлені в пази дисків хвостовиками типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків лопаток.

Ротор турбокомпресора високого тиску має дві опори: передню комбіновану опору КВТ, яка складається з упорного підшипника ковзання та радіально-упорного шарикового підшипника, розташованих на передній цапфі КВТ, і задню опору КВТ з радіально-опорним підшипником, розташованим на задній цапфі ротора КВТ.

На передній цапфі ротора КВТ встановлено міжвальне контактне ущільнення. Для розділу масляних і повітряних порожнин також передбачені комбіновані контактно-лабіринтові ущільнення з графітовими ущільнювальними кільцями.

Камера згоряння по конструкції протитокова, трубчасто-кільцевого типу. Складається з кожуха камери згоряння, внутрішнього кожуха, десяти жарових труб, розташованих паралельно осі двигуна в кільцевому просторі між кожухом камери згоряння і внутрішнім кожухом, десяти двоканальних форсунок пристроїв, які кріпляться на прокладках за допомогою фланців і гайок до бобишок, розташованих навпроти кожної жарової труби на корпусі КНТ, колекторів 1-го і 2-го каналів, прикріплених на п'яти шарнірних підвісках до вертикального роз'єму КВТ.

Кожен колектор складається з двох половинок. З'єднання половинок колектора 1-го каналу - різьбове. З'єднання половинок колектора 2-го каналу виконується за допомогою клиноподібного хомута, десяти трубок 1-го каналу, десяти трубок 2-го каналу, двох запальників, двоступінчастого дифузора, одного клапана перепуску повітря, встановленого на компенсаторі. Для безпеки обслуговуючого персоналу клапан перепуску повітря закритий захисним стаканом.

У головній частині кожна жарова труба кріпиться двома фіксаторами до кронштейнів, які закріплені на вертикальному фланці корпуса КВТ.

Кожух камери згоряння входить в силову схему двигуна. Для забезпечення можливості заміни жарових труб протягом експлуатації кожух камери згоряння виконаний з двох половинок і має горизонтальний роз'єм з конічним зубом. Для забезпе-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ					Арк.
										17

лодження профільна частина лопаток має всередині розвинену систему оребріння. Холодне повітря до лопаток підводиться знизу.

Турбіна низького тиску - осьова, одноступінчата, призводить у обертання компресор низького тиску, складається з соплового апарату 3, ротора 4, опорного вінця 5.

У свою чергу ротор ТНТ складається з диска, вала і робочих лопаток, закріплених в диску за допомогою ялинкових замків. Диск з валом з'єднаний штифтами.

На передньому кінці вала ТНТ є шліци для з'єднання із задньою цапфою ротора КНТ. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою ротора ТНТ.

Опорний вінець ТНТ утворює проточну частину між ТНТ і силовою турбіною, призначений для розміщення опори ротора ТНТ і передньої опори ротора силової турбіни. Складається з корпусу опорного вінця, зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників і шести стійок, що проходять через обтікачі. Стійки з корпусом з'єднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця ТНТ - за допомогою компенсаторів.

Силова турбіна (рис.1.13) - осьова, лівого або правого обертання, залежно від частоти обертання (3000, 4800 або 6500 об/хв) може мати 6, 4 або 3 ступеня. Складається з соплових апаратів окремих ступенів, ротора і опорного вінця.

Ротор силової турбіни являє собою вал із закріпленими на ньому дисками. Диски з'єднані з валом стяжними болтами. На дисках встановлені робочі лопатки, які за допомогою ялинкових хвостовиків введені в пази дисків і зафіксовані в осьовому напрямку сегментами. Для усунення витоків газу між дисками встановлені лабіринти.

Передньою опорою ротора є роликовий підшипник, внутрішня обойма якого встановлена на валу, а зовнішня - в опорному вінці ТНТ. Задньою опорою ротора є кульковий підшипник і упорний підшипник ковзання. Кульковий підшипник сприймає радіальне і частково осьове навантаження, а підшипник ковзання – тільки осьове.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.01.ПЗ Арк. 19

Відбір потужності здійснюється через еластичну муфту, що допускає приєднання ротора споживача з певною несоосністю.

Двигун може працювати на природному газі (вищенаведений опис виконано саме для цього варіанту) або рідкому паливі. Використовується циркуляційна під тиском система змазки.

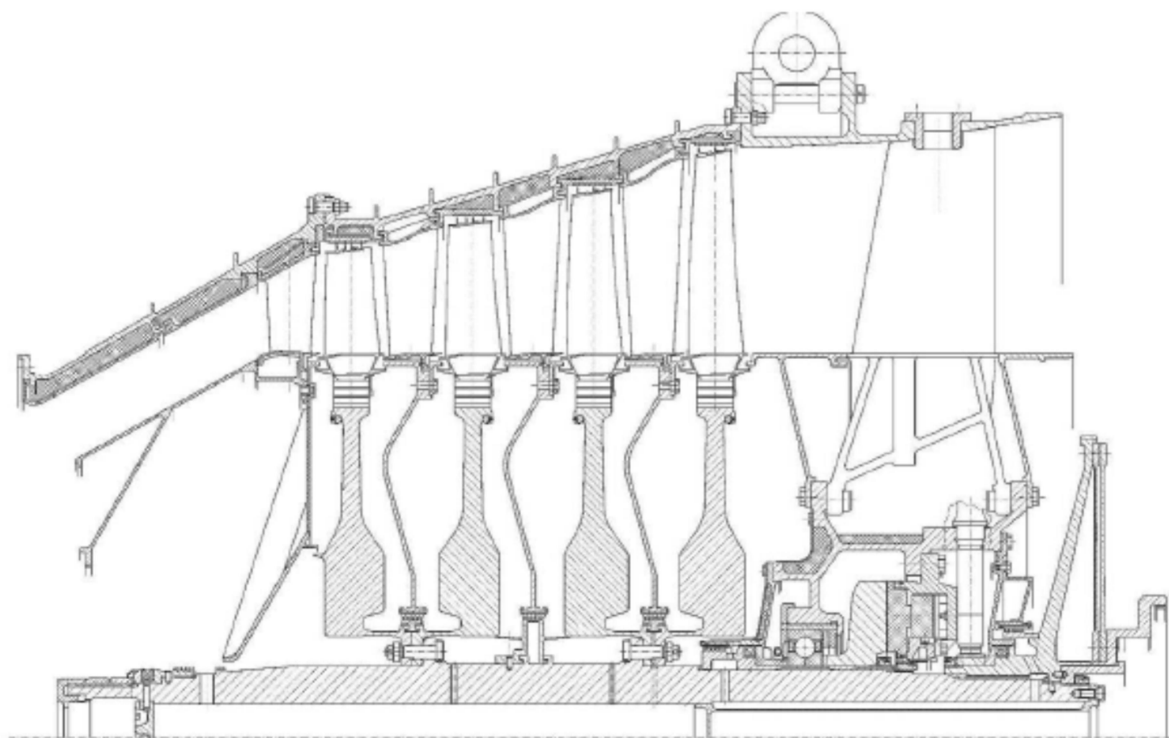


Рисунок 1.13 - Силова турбіна двигуна UGT10000

Початкова розкрутка ротора компресора низького тиску при запуску здійснюється за допомогою електростартера потужністю 70 кВт, що працює на змінному струмі напругою 380 В.

Управління ГТД дистанційне, повністю автоматичне.

Двигун випускається з 1998 р.

UGT10000 витримує сейсмічну дію до 7 балів за шкалою MSK-64 і зберігає працездатність при температурі повітря від мінус 55 до плюс 45°C і відносної вологості до 100% (при температурі зовнішнього повітря 15°C).

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Рисунок 1.13 - Силова турбіна двигуна UGT10000 Початкова розкрутка ротора компресора низького тиску при запуску здійснюється за допомогою електростартера потужністю 70 кВт, що працює на змінному струмі напругою 380 В. Управління ГТД дистанційне, повністю автоматичне. Двигун випускається з 1998 р. UGT10000 витримує сейсмічну дію до 7 балів за шкалою MSK-64 і зберігає працездатність при температурі повітря від мінус 55 до плюс 45°С і відносної вологості до 100% (при температурі зовнішнього повітря 15°С).						
					КР.142.4231.04.01.ПЗ	Арк.
						20
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

[illegible]

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ ГТА

2.1. Оптимізація параметрів циклу ГТА

Вживання оптимізації параметрів циклу ГТА дозволяє знайти ряд рішень і у результаті вибрати те рішення, яке володітиме відмінними характеристиками і високою ефективністю.

2.1.1. Опис учбово-дослідної програми GTA1CC

Для оптимізації циклу в курсовому проекті було використано програму «GTA1CC». Розроблений алгоритм дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу J відповідно до таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Тип схеми ГТА	Ознака циклу
ГТА простої схеми	1
ГТА з регенерацією теплоти відхідних газів ГТД	2
ГТА з ТУК	3
ГТА з регенерацією і ТУК	4
ГТА з проміжним охолодженням повітря	5
ГТА з проміжним охолодженням і регенерацією	6
ГТА з проміжним підігрівом газу	7
ГТА з проміжним підігрівом і ТУК	8

Усі розглянуті схеми ГТА, у залежності від числа оптимізованих параметрів, можуть бути розбиті на дві групи. Для першої групи ($J = 1, 2, 3, 4$) цільова функція залежить тільки від однієї змінної π_k , а для другої групи схем ($J = 5, 6, 7, 8$) - від двох змінних: π_k і K_0 або π_k і K_d .

Алгоритм передбачає різний підхід до розв'язання задачі оптимізації схем ГТА першої і другої груп. Так, для схем з $J = 1, 2, 3, 4$ застосований найбільш простий і зручний метод сканування. При цьому на точність і тривалість процесу розв'язання впливають вибір інтервалу і кроку пошуку. Область зміни параметра π_k - інтервал

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

					КР.142.4231.04.02.ПЗ	Арк.
						22
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

пошуку, в якому очікується максимум η_e , - завжди може бути зазначена з великою вірогідністю. Крок сканування Δp_k варто підбирати емпірично.

Для схем другої групи передбачене сполучення методу сканування по параметру p_k і градієнтного метода по параметру K_0 або K_d .

На рисунку 2.1 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів p_{k_0} , K_0 , K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування. Блок 5 служить для обчислення значень параметрів c_{p6} , c_{p2} , k_2 , k_v . Перевірка необхідності здійснювати охолодження турбін ГТД виконується блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінців турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря (схеми з $J=5$ і 6) і проміжним підігріванням газу (схеми з $J=7$ і 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 по параметру K_0 в блоці 12. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язуваних методом Ньютона. Якщо задана точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення K_{0i+1} або K_{di+1} здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра p_k . Далі блок 18 ви дає результат на екран дисплею, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по p_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4231.04.02.ПЗ					Арк.
										23
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						

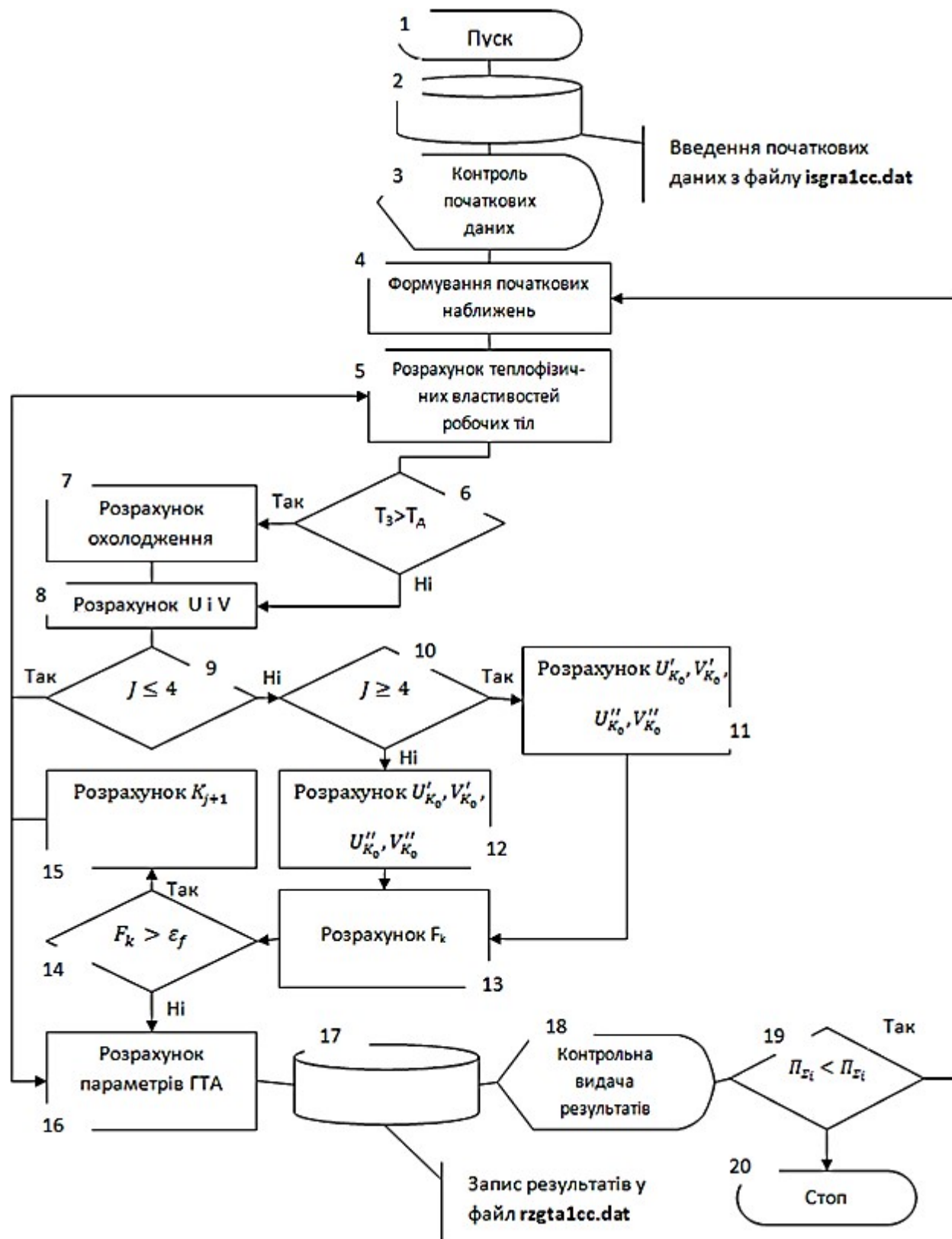


Рисунок 2.1 - Структурно-логічна блок-схема алгоритму програми «GTA1CC»

Програма "GTA1CC" написана алгоритмічною мовою ФОРТРАН-77 і входить у комплект програмного забезпечення для ПК, розробленого на кафедрі турбін НУК для студентів спеціальності 6.05060402. Список основних ідентифікаторів програми,

їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2. Список основних ідентифікаторів програми

Ідентифікатор	Найменування параметра	Розмірність
QK	Ступінь підвищення тиску у компресорі ГТ	
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	
HU	Питома потужність циклу ГТА	кВт/(кг/с)
KO	Параметр розподілу роботи компресора	
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	
T2	Температура повітря на виході з компресора	К
T4	Температура газу на виході з турбіни	К
ONPT	Відносна потужність парової турбіни	
NOX	Число, охолоджуваних повітрям, лопаткових вінців	
GOX	Відносна витрата охолоджуючого повітря	
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря у КЗ ГТД	

Запуск програми для початку розрахунку здійснюється файлом **gtalcc.exe**, розміщеним в директорії **SAPRTA**, що знаходиться у каталозі **STUDENT**. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файлу **isgtalcc.dat**, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на жорсткий диск у файл **rzgtalcc.dat**, який також розміщується в директорії **GRUP5**.

Перш ніж роздруковувати результати розрахунку на папір, варто проаналізувати отриманий результат і переконатися в дійсній необхідності одержання твердої копії розрахованого варіанта. При роботі в програмній оболонці "Norton Commander" для цього можна використовувати вбудовану програму-переглядач (клавіша [F3]). Одержати тверду копію варіанта можна за допомогою команди COPY, викликавши її клавішею [F5] і переадресувавши файл, що копіюється, на принтер, ввівши в діалоговому вікні програми команду PRN.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Запуск програми для початку розрахунку здійснюється файлом gtalcc.exe, розміщеним в директорії SAPRTA, що знаходиться у каталозі STUDENT. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файлу isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на жорсткий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщується в директорії GRUP5. Перш ніж роздруковувати результати розрахунку на папір, варто проаналізувати отриманий результат і переконатися в дійсній необхідності одержання твердої копії розрахованого варіанта. При роботі в програмній оболонці "Norton Commander" для цього можна використовувати вбудовану програму-переглядач (клавіша [F3]). Одержати тверду копію варіанта можна за допомогою команди COPY, викликавши її клавішею [F5] і переадресувавши файл, що копіюється, на принтер, ввівши в діалоговому вікні програми команду PRN.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.02.ПЗ	
					Арк. 25	

2.1.2. Розрахунок та графіки оптимізації параметрів ГТУ

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1СС
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ
Студент гр.4231 Пардаев

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1470.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1080.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.8950
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9750
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9950
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0245
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	0.32038	307.8	0.000	0.000	593.1	918.0	0.000	3.8	0.0710	2.74
11.0	0.32878	309.5	0.000	0.000	610.3	898.6	0.000	3.8	0.0729	2.79
12.0	0.33596	310.1	0.000	0.000	626.4	881.2	0.000	3.8	0.0748	2.84
13.0	0.34211	309.9	0.000	0.000	641.5	865.4	0.000	3.8	0.0768	2.89
14.0	0.34740	309.0	0.000	0.000	655.8	851.0	0.000	3.8	0.0788	2.93
15.0	0.35195	307.5	0.000	0.000	669.3	837.7	0.000	3.8	0.0808	2.98
16.0	0.35586	305.5	0.000	0.000	682.1	825.5	0.000	3.8	0.0828	3.02
17.0	0.36920	303.2	0.000	0.000	694.4	814.1	0.000	3.8	0.0848	3.07
18.0	0.36203	300.6	0.000	0.000	706.1	803.5	0.000	3.8	0.0869	3.11
19.0	0.36442	297.7	0.000	0.000	717.3	793.5	0.000	3.8	0.0890	3.16
20.0	0.36640	294.6	0.000	0.000	728.1	784.2	0.000	3.8	0.0912	3.20
21.0	0.36800	291.3	0.000	0.000	738.4	775.4	0.000	3.8	0.0934	3.24
22.0	0.36926	287.8	0.000	0.000	748.4	767.1	0.000	3.8	0.0957	3.28
23.0	0.37019	284.2	0.000	0.000	758.1	759.2	0.000	3.8	0.0980	3.33
24.0	0.37083	280.4	0.000	0.000	767.4	751.7	0.000	3.8	0.1003	3.37
25.0	0.37118	276.5	0.000	0.000	776.5	744.6	0.000	3.8	0.1027	3.41
26.0	0.37125	272.5	0.000	0.000	785.2	737.8	0.000	3.8	0.1052	3.45
27.0	0.37107	268.4	0.000	0.000	793.7	731.3	0.000	3.8	0.1077	3.49
28.0	0.37064	264.2	0.000	0.000	802.0	725.1	0.000	3.8	0.1103	3.53
29.0	0.36996	259.9	0.000	0.000	810.0	719.1	0.000	3.8	0.1129	3.57
30.0	0.36904	255.5	0.000	0.000	817.9	713.4	0.000	3.8	0.1157	3.61

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

					КР.142.4231.04.02.ПЗ	Арк.
						26
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

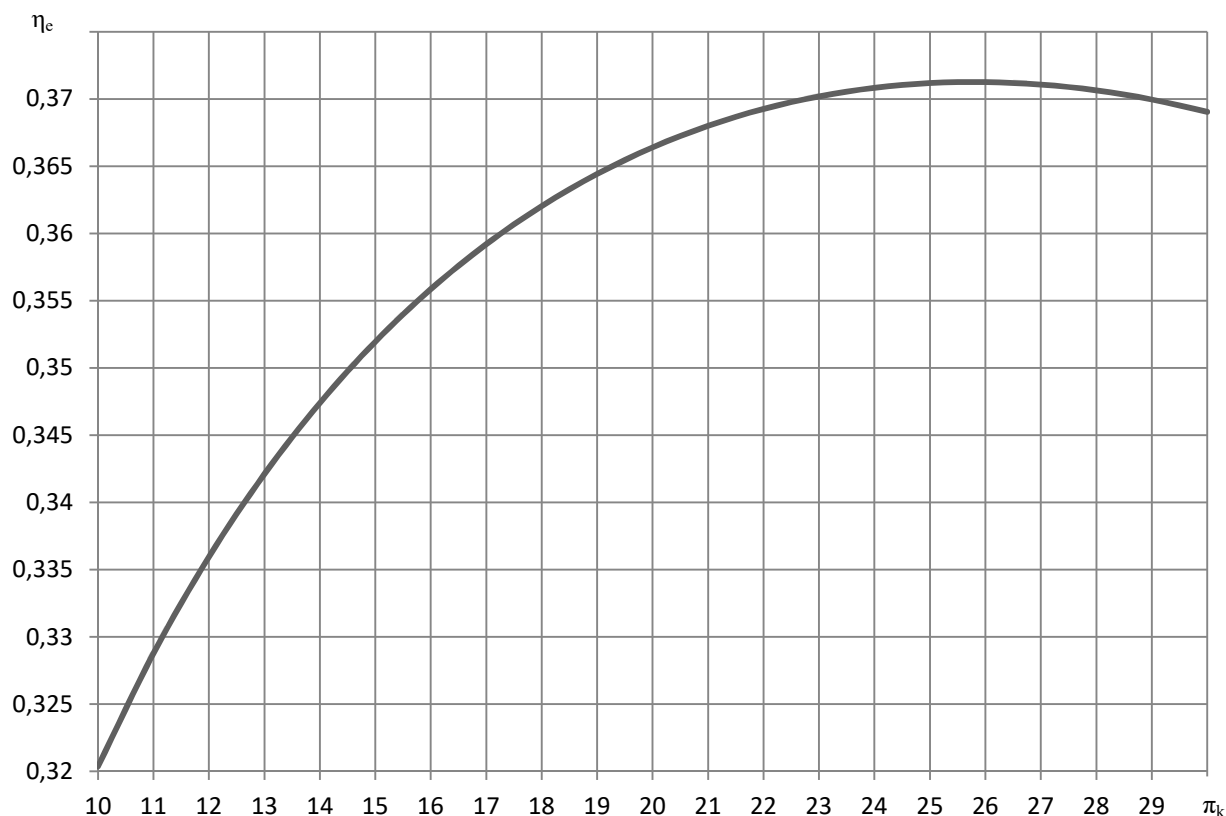


Рисунок 2.2 - Залежність ефективного ККД циклу ГТА від міри підвищення тиску в циклі

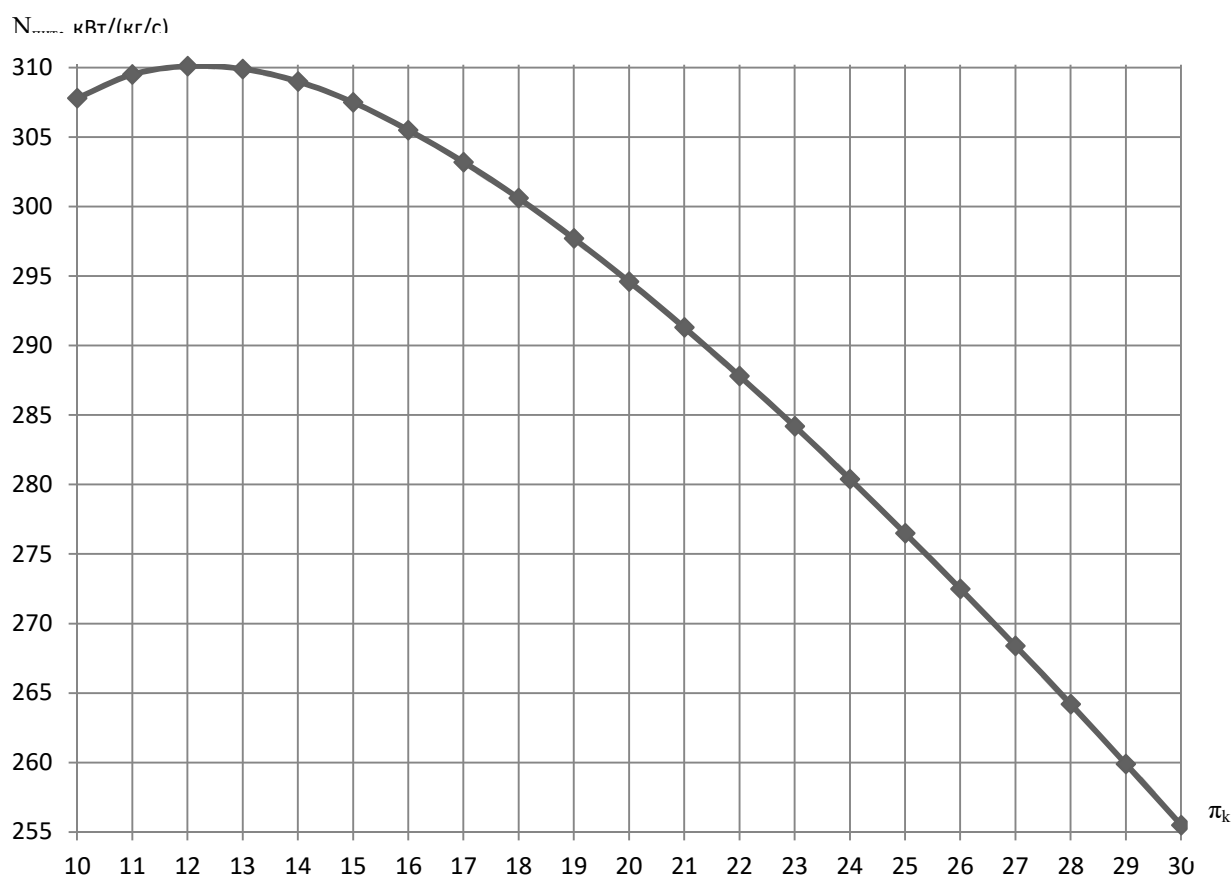


Рисунок 2.3 - Залежність питомої потужності циклу ГТА від міри підвищення тиску

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

					КР.142.4231.04.02.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

2.1.3. Аналіз вибору міри підвищення тиску

У якості результатів оптимізаційного розрахунку циклу ГТУ простої схеми було отримано таблицю даних, на основі якої було побудовано графічні залежності $N_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. З цих графіків можна побачити, що максимальне значення коефіцієнта корисної дії $\eta_{e_{\max}} = 37,22\%$ матиме місце при повній мірі підвищення тиску $\pi_k = 26$, при цьому питома потужність складатиме $N_{\text{пит}} = 272,5 \frac{\text{кВт}}{\text{кг}\cdot\text{с}}$. Але із конструктивних поглядів було обрано розрахункове значення величини загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_k = 22,5$, для якого величина коефіцієнта корисної дії складає $\eta_e = 37\%$, а питома потужність $N_{\text{пит}} = 286 \frac{\text{кВт}}{\text{кг}\cdot\text{с}}$.

При обраній мірі підвищення тиску втрата коефіцієнта корисної дії буде складати:

$$\Delta\eta_e = \frac{37,12-37}{37,12} \cdot 100 = 0,3233\%,$$

але в той же час приріст питомої потужності складатиме

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{286-272,5}{286} \cdot 100 = 4,72\%.$$

Окрім цього, зменшені значення π_k дають можливість скоротити число ступенів компресорів низького та високого тисків, зробити ГТА компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.

Інв. № подл.	Підпис і дата					
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.02.ПЗ	Арк.
						28

2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності

Основні положення проектувального розрахунку схеми ГТА будемо розглядати з використанням двокаскадного ГТД, що має вільну силову турбіну. Конструктивну схему привідного ГТА з основними розрахунковими перерізами зображено на рис.2.4.

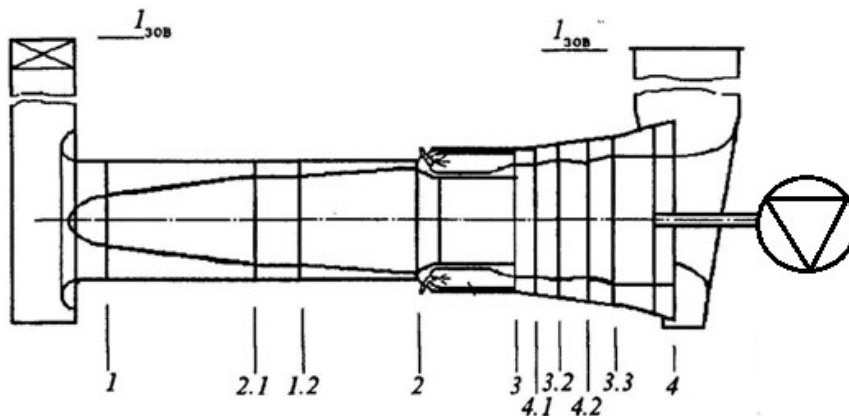


Рисунок 2.4 - Конструктивна схема і розрахункові перерізи двокаскадного ГТД

Зобразимо в координатах T - S цикл розглянутого двокаскадного ГТД з вільною силовою турбіною (рис. 2.5). Процеси зображені з урахуванням усіх основних утрат повного тиску по газоповітряному тракту і позначенням розрахункових перерізів. Індеси зазначених розрахункових точок відповідають розрахунковим перерізам по газоповітряному тракту ГТД (див. рис. 2.4).

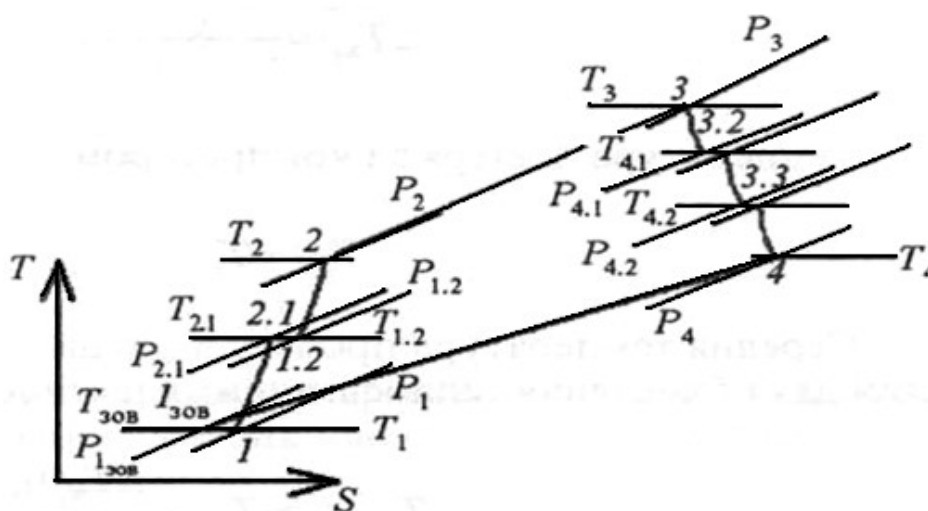


Рисунок 2.5 - Цикл двокаскадного ГТД з вільною силовою турбіною

У подвійному індексі перша цифра відповідає характерній точці термодинамічного циклу: 1 - вхід у компресор; 2 - вихід з компресора; 3 - вхід у турбіну; 4 - вихід

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.02.ПЗ	Арк.
						29

з турбіни. Друга цифра індексу - номер компресора або турбіни, відлічуваний за ходом робочого тіла.

Вихідними даними до розрахунку становили:

- потужність ГТА – 10000 кВт,
- температура газу перед турбіною високого тиску 1470 К,
- базовий двигун – UGT10000
- з результатів оптимізації міра підвищення тиску – 22,5.

Результати детального теплового розрахунку представлені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА простого циклу

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		у першому наближенні	у другому наближенні
1	2	3	4
1. Міра підвищення тиску в компресорній частині ГТА π_{k2}	Приймається [1]	22,5	-
2. Максимальна температура газу T_3 , К	Задається завданням	1470	-
3. Розрахункова температура зовнішнього повітря T_{30B} , К	Приймається [1]	288	-
4. Тиск зовнішнього повітря P_{30B} , МПа	Те ж	0,1012	-
5. Допустима температура лопаток турбіни T_d , К	-	1090	-
6. Адіабатичний ККД ступеня компресора η_{ak}	-	0,89	-
7. Коефіцієнт повноти згорання в КЗ η_{K3}	-	0,995	-
8. КВПТ вхідного пристрою v_{BX}	-	0,985	-
9. КВПТ пере хідника компресора v_k	-	0,995	-
10. КВПТ КЗ v_{K3}	-	0,96	-
11. КВПТ опорного вінця ТНТ v_{T2}	-	0,995	-
12. КВПТ опорного вінця ТГ v_{T3}	-	0,995	-
13. КВПТ газовідводу v_{TB}	-	0,985	-
14. Внутрішній ККД ТВТ η_{T1}	-	0,87	-
15. Внутрішній ККД ТНТ η_{T2}	-	0,89	-
16. Внутрішній ККД ТГ η_{T3}	-	0,91	-
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	-	0,995	-
18. Механічний ККД редуктора η_p	-	1	-
19. Коефіцієнт витрати КВТ α_{k2}	Приймається [1]	0,99	-
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодження повітря g_e	Те ж	0,023	-

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.02.ПЗ	Арк.
						30

Продовження табл.2.3

1	2	3	4
21.Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [1]	46900	-
22.Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	Те ж	17,2	-
23.Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Задається завданням	10000	-
24.Міра підвищення тиску в КВТ π_{k_2}	Приймається[1]	4,423	-
25.Міра підвищення тиску КНТ π_{k_1}	π_{k_2}/π_{k_1}	5,087	-
26. Адіабатичний ККД КНТ η_{k_1} (у першому наближенні $k_{п_1} = 1,4$)	$\frac{\frac{k_{п_1}-1}{\pi_{k_1}} - 1}{\frac{k_{п_1}-1}{\pi_{k_1} \eta_{a_k}} - 1}$	0,8627	0,8629
27. Дійсний підігрів повітря в КНТ ΔT_{k_1} , град	$T_{30B} \cdot \left(\frac{\frac{k_{п_1}-1}{\pi_{k_1}} - 1}{\eta_{a_k}} \right)$	197,5	195,91
28.Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_{30B} + \Delta T_{k_1}$	485,5	483,9
29.Середня температура процесу в КНТ $T_{сер_{k_1}}$, К	$T_{30B} + \frac{\Delta T_{k_1} \eta_{k_1}}{2}$	373,2	372,5
30. Теплоємність повітря в КНТ $c_{p_{п_1}}$, кДж/(кг · К)	$f(T_{сер_{k_1}})$ за діаграмою $c_p - T$	1,01081	1,01075
31. Показник ізоентропи процесу в КНТ $k_{п_1}$ (перехід на п. 26 для другого наближення)	$\frac{c_{p_{п_1}}}{c_{p_{п_1}} - R_{п}}$	1,39651	1,39654
32. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{30B} \nu_{Bx}$	0,09968	-
33. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \pi_{k_1}$	0,50708	-
34. Адіабатичний ККД КВТ η_{k_2} (у першому наближенні $k_{п_2} = 1,38$)	$\frac{\frac{k_{п_2}-1}{\pi_{k_2}} - 1}{\frac{k_{п_2}-1}{\pi_{k_2} \eta_{a_k}} - 1}$	0,86618	0,87866
35. Дійсний підігрів повітря в КВТ ΔT_{k_2} , град	$T_{2,1} \left(\frac{\frac{k_{п_2}-1}{\pi_{k_2}} - 1}{\eta_{k_2}} \right)$	282,7	275,2
36. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{2,1} + \Delta T_{k_2}$	766,6	759,1
37. Середня температура процесу в КВТ $T_{сер_{k_2}}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{k_2} \eta_{k_2}}{2}$	606,3	604,8
38. Теплоємність повітря в КВТ $c_{p_{п_2}}$, кДж/(кг · К)	$f(T_{сер_{k_2}})$ за діаграмою $c_p - T$	1,05289	1,05254
39. Показник ізоентропи процесу в КВТ $k_{п_2}$ (перехід на п. 34 для другого наближення)	$\frac{c_{p_{п_2}}}{c_{p_{п_2}} - R_{п}}$	1,3747	1,3749
40. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \nu_k$	0,50455	-
41. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \pi_{k_2}$	2,23161	-

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

КР.142.4231.04.02.ПЗ

Арк.

31

Продовження табл.2.3

1	2	3	4
42. Теплоємності повітря в КЗ, кДж/(кг · К): $c_{pн} \Big _{293}^{T_3}$ $c_{pн} \Big _{293}^{T_2}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T_{сер})$ $f(T_{сер})$	1,11705 1,03504	- -
43. Теплоємність чистих продуктів згоряння $c_{pн} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг · К)	$f(T_{сер}, \alpha = 1)$ за діаграмою $c_p - T$	1,29	-
44. Відносна витрата палива на КЗ $g_{пал}$	$\frac{c_{pн} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{pн} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{H_u \eta_{КЗ} - [c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} (L_0 + 1) - c_{pн} \Big _{293}^{T_2} (L_0 + 1)]}$	0,01999	-
45. Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	2,9091	-
46. Тиск газу на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \nu_{КЗ}$	2,1424	-
47. Число охолоджуваних вінців ТВТ $n_{ох1}$	ціле $\frac{2lg \frac{T_d}{T_3}}{lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ст} \right]}$	2	-
48. Відносна витрата охолодного повітря на ТВТ $g_{ох1}$ (взято $T_{ох} = T_2$; $\beta_{T_1} = 0,9$; $k_t = 1,05$)	$ak_t g_e \beta_{T_1} \frac{n_{ох1} + 1}{2} \frac{T_3 - T_d}{T_d - T_{ох}} \left(\frac{T_3}{T_{ох}} \right)^{0,25}$	0,068	-
49. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}, K$	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{k_2}}{2}$	1344,8	-
50. Число рядів охолоджуваних лопаток ТНТ $n_{ох2}$	ціле $\frac{2lg \frac{T_d}{T'_{3,2}}}{lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{ст} \right]}$	2	-
51. Відносна витрата охолодного повітря на ТВТ $g_{ох2}$ (взято $T_{ох} = T_2$; $\beta_{T_2} = 0,98$; $k_t = 1,05$)	$ak_t g_e \beta_{T_1} \frac{n_{ох2} + 1}{2} \frac{T'_{3,2} - T_d}{T_d - T_{ох}} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ох}} \right)$	0,04483	-
52. Коефіцієнт витрати повітря для КЗ $\alpha_{КЗ}$	$\alpha_{К_2} - g_{ох1} - g_{ох2} - 0,011$	0,86615	-
53. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{T_1}	$\frac{(1 - g_{пал}) \alpha_{КЗ}}{\alpha_{К_2}}$	0,89238	-
54. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{T_2}	$\beta_{T_1} \alpha_{К_2} + g_{ох1} + 0,006$	0,95748	-
55. Коефіцієнт витрати для ТГ β_{T_3}	$\beta_{T_2} + g_{ох2} + 0,004$	1,00631	-
56. Коефіцієнт витрати для газовідводу $\beta_{ГВ}$	$\beta_{T_3} + 0,004$	1,01031	-
57. Середня температура газу в ТВТ $T_{серТ_1}, K$	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{k_2}}{2 \eta_{T_1}}$	1327,6	-
58. Теплоємність газу для процесу в ТВТ $c_{p_{Г1}}$, кДж/(кг · К)	$f(T_{серТ_1}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,26654	-
59. Показник ізоентропи для процесу в ТВТ $k_{Г1}$	$\frac{c_{p_{Г1}}}{c_{p_{Г1}} - R_{Г}}$	1,294	-
60. Коефіцієнт балансу потужності ТКВТ C_2	$\frac{c_{p_{п1}}}{\beta_{T_1} c_{p_{Г1}} \eta_{m_1}}$	0,9359	-

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					32

КР.142.4231.04.02.ПЗ

Продовження табл.2.3

1	2	3	4
61. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{T_1}, K$	$C_2 \Delta T_{k_2}$	257,6	-
62. Оціночна температура за ТВТ $T'_{4.1}, K$	$T_3 - \Delta T_{T_1}$	1212,4	-
63. Теплоємність повітря і газу для процесу змішування, $kJ/(kg \cdot K)$: $c_{p.p.сум}$ $c_{p.r.сум}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T'_{4.1})$ $f(T'_{4.1}, \alpha)$	1,17666 1,2443	- -
64. Температура газу за ТВТ $T_{4.1}, K$	$\frac{\alpha_{k_2} \beta_{T_1} (T_3 - \Delta T_{T_1})}{(\alpha_{k_2} \beta_{T_1} + g_{ox_1})}$ $+ \frac{c_{p.p.сум} g_{ox_1} T_2}{c_{p.r.сум} (\alpha_{k_2} \beta_{T_1} + g_{ox_1})}$	1177,1	-
65. Міра зниження тиску π_{T_1}	$\left(\frac{T_3 \eta_{T_1}}{T_3 \eta_{T_1} - \Delta T_{T_1}} \right)^{\frac{k_{r_1}}{k_{r_1} - 1}}$	2,6906	-
66. Тиск газу за ТВТ $P_{4.1}, MPa$	$\frac{P_3}{\pi_{T_1}}$	0,7962	-
67. Температура газу перед ТНТ $T_{3.2}, K$	$T_{3.2} = T_{4.1}$	1177,1	-
68. Середня температура газу в ТНТ $T_{серT_2}, K$	$T_{3.2} - 0,9 \frac{\Delta T_{k_1}}{2 \eta_{T_2}}$	1078	-
69. Теплоємність газу для процесу в ТНТ $c_{p.r_2}, kJ/(kg \cdot K)$	$f(T_{серT_2}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,21884	-
70. Показник ізоентропи для процесу в ТНТ k_{r_2}	$\frac{c_{p.r_2}}{c_{p.r_2} - R_r}$	1,309	-
71. Коефіцієнт балансу потужності ТКНТ C_1	$\frac{c_{p.p_1}}{\beta_{T_2} c_{p.r_2} \eta_{m_2}}$	0,87045	-
72. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{T_2}, K$	$C_1 \Delta T_{k_1}$	170,5	-
73. Оціночна температура за ТНТ $T'_{4.2}, K$	$T_{3.2} - \Delta T_{T_2}$	1006,5	-
74. Теплоємність повітря і газу для процесу змішування, $kJ/(kg \cdot K)$: $c'_{p.p.сум}$ $c'_{p.r.сум}$	за діаграмою $c_p - T$ $f(T'_{4.2})$ $f(T'_{4.2}, \alpha)$	1,14188 1,20475	- -
75. Температура газу за ТНТ $T_{4.2}, K$	$\frac{\beta_{T_2} (T_{3.2} - \Delta T_{T_2})}{\beta_{T_2} + g_{ox_2}}$ $+ \frac{c'_{p.p.сум} g_{ox_2} T_2}{c'_{p.r.сум} (\beta_{T_2} + g_{ox_2})}$	993,7	-
76. Міра зниження тиску в ТНТ π_{T_2}	$\left(\frac{T_{3.2} \eta_{T_2}}{T_{3.2} \eta_{T_2} - \Delta T_{T_2}} \right)^{\frac{k_{r_2}}{k_{r_2} - 1}}$	2,12225	-
77. Тиск газу перед ТНТ $P_{3.2}, MPa$	$P_{4.1} \nu_{T_1}$	0,79624	-

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					33

КР.142.4231.04.02.ПЗ

Продовження табл.2.3

1	2	3	4
78. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{T_2}}$	0,37519	-
79. Температура газу перед ТГ $T_{3,3}$, К	$T_{3,3} = T_{4,2}$	993,69	-
80. Тиск газу перед ТГ $P_{3,3}$, МПа	$P_{4,2} \nu_{T_2}$	0,37331	-
81. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{3,2}}{\nu_{T_2} \nu_{T_3}}$	0,10326	-
82. Міра зниження тиску в ТГ π_{T_3}	$\frac{P_{3,3}}{P_4}$	3,61535	-
83. Середня температура газу в ТГ у першому наближенні $T'_{серТ_3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{k_1} + \Delta T_{k_2}}{4}$	875,9	-
84. Теплоємність газу для процесу в ТГ $c_{p_{T_3}}$, кДж/(кг · К)	$f(T'_{серТ_3}, \alpha)$ за діаграмою $c_p - T$	1,17671	1,325
85. Показник ізоентропи для процесу в ТГ k_{T_3}	$\frac{c_{p_{T_3}}}{c_{p_{T_3}} - R_T}$	1,324	244,6
86. Температурний перепад в ТГ ΔT_{T_3} , град	$T_{3,3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{T_3}^{\frac{k_{T_3}-1}{k_{T_3}}}} \right) \eta_{T_3}$	243,9	244,6
87. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3,3} - T_{T_3}$	749,8	749,13
88. Середня температура газу в ТГ $T_{серТ_3}$, К	$T_{3,3} - \frac{\Delta T_{T_3}}{2 \eta_{T_3}}$	859,7	859,3
89. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кДж/(кг/с)	$c_{p_{T_3}} \Delta T_{T_3} \beta_{T_3} \eta_{m_2} \nu_{вх}$	282,92	-
90. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{K1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \eta_p}$	35,35	-
91. Витрата повітря через КНТ G_{K1} , кг/с	$G_{K1пр} \nu_{вх}$	34,82	-
92. Витрата повітря через КВТ G_{K2} , кг/с	$G_{K1} \alpha_{K_2}$	34,47	-
93. Витрата повітря через КЗ $G_{пкз}$, кг/с	$G_{K1} \alpha_{K3}$	30,16	-
94. Годинна витрата палива на ГТД $G_{палгод}$, кг/год	$g_{пал} G_{пкз} 3600$	2169,58	-
95. Витрата повітря на охолодження лопаток ТВТ $G_{ох1}$, кг/с	$G_{K1} g_{ох1}$	2,37	-
96. Витрата газу через ТВТ G_{T1} , кг/с	$G_{K2} \beta_{T1}$	30,76	-
97. Витрата повітря на охолодження лопаток ТНТ $G_{ох2}$, кг/с	$G_1 g_{ох2}$	1,56	-
98. Витрата газу через ТНТ G_{T2} , кг/с	$G_{K1} \beta_{T2}$	33,34	-
99. Витрата газу через ТГ G_{T3} , кг/с	$G_{K1} \beta_{T3}$	35,04	-
100. Витрата газу через газовідвід $G_{ГВ}$, кг/с	$G_{K1} \beta_{ГВ}$	35,17	-
101. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт · год)	$\frac{G_{палгод}}{N_e}$	0,217	-
102. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} H_u}$	0,3538	-

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

КР.142.4231.04.02.ПЗ

Арк.

34

[illegible]

РОЗДІЛ 3 ГАБАРИТНО-КОМПОНУВАЛЬНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів турбоагрегату виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТД проводяться розрахунки, у процесі яких визначаються радіальні й осьові розміри компресорів, камер згоряння, турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів і турбін, частоти обертання їх роторів, число жарових труб у камерах згоряння. За результатами цих розрахунків одержують дані для виконання компоновання ГТД і креслення меридіанного перерізу його проточної частини.

3.1. Визначення габаритів осьового компресора

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюються послідовно, починаючи з КНТ. Для виконання цих розрахунків необхідні наступні параметри, які визначаються на етапі детального теплового проектувального розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності: $P_{1\text{КНТ}} = 0,0997$, $P_{1\text{КВТ}} = 0,5045$ - повний тиск повітря на вході в компресор, МПа; $P_{2\text{КНТ}} = 0,5071$, $P_{2\text{КВТ}} = 2,2316$ - повний тиск повітря на виході з компресора, МПа; $T_{1\text{КНТ}} = 288$, $T_{1\text{КВТ}} = 483,92$ - повна температура повітря на вході в компресор, К; $T_{2\text{КНТ}} = 483,92$, $T_{2\text{КВТ}} = 759,13$ - повна температура повітря на виході з компресора, К; $G_{\text{КНТ}} = 34,816$, $G_{\text{КВТ}} = 34,467$ - витрата повітря через вхідний переріз компресора, кг/с.

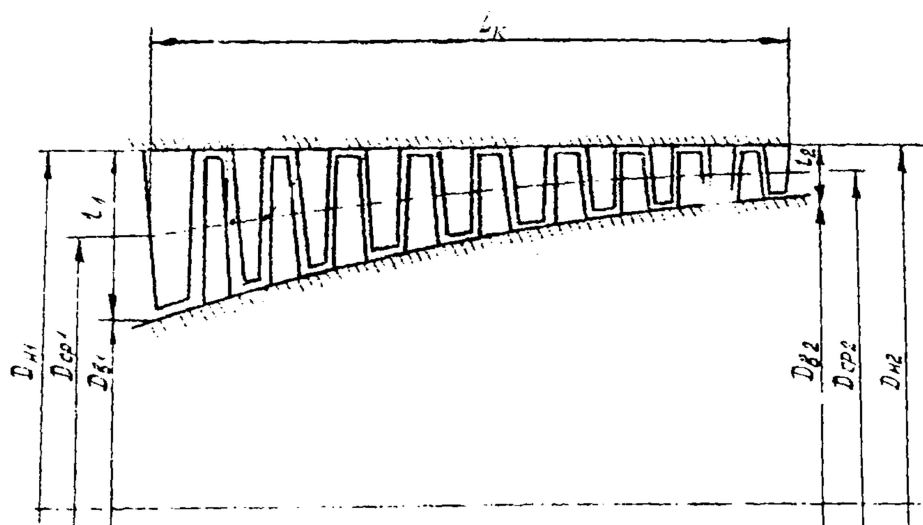


Рисунок 3.1 - Меридіанний переріз проточної частини компресора ГТД

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк. 36
-----	------	----------	--------	------	----------------------	------------

Результати габаритного розрахунку компресорного блоку газотурбінного двигуна представлені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 Габаритний розрахунок компресорів ГТД

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
1. Повний тиск повітря на вході в компресор P_1 , МПа	3 розрахунку схеми ГТД	0,0997	0,5045
2. Повний тиск повітря на виході з компресора P_2 , МПа	3 розрахунку схеми ГТД	0,5071	2,2316
3. Повна температура повітря на вході в компресор T_1 , К	3 розрахунку схеми ГТД	288	483,92
4. Повна температура повітря на виході з компресора T_2 , К	3 розрахунку схеми ГТД	483,92	759,13
5. Витрата повітря на вході у компресор G_K , кг/с	3 розрахунку схеми ГТД	34,816	34,467
6. Показник адіабати повітря у вхідному перетині компресора $k_{п1}$	$\frac{c_{пн} T_1}{c_{пн} T_1 - R_{п}}$, де $R_{п} = 0,2869$ кДж/(кг · К) $c_{пн} T_1 = f(T_1), (c_{пн} - T)$ діаграма	1,3983	1,3878
7. Показник адіабати повітря у вихідному перетині компресора $k_{п2}$	$\frac{c_{пн} T_2}{c_{пн} T_2 - R_{п}'}$, де $R_{п} = 0,2869$ кДж/(кг · К) $c_{пн} T_2 = f(T_1), (c_{пн} - T)$ діаграма	1,3878	1,3575
8. Матеріал лопаток	[1] стор. 161	BT3-1	X17H2
9. Границя міцності матеріалу лопаток σ_K , Па	[1] стор. 161	970	970
10. Щільність матеріалу лопаток $\rho_{тк}$, кг/м ³	[1] стор. 161	4540	7850
11. Форма проточної частини	[1] стор. 161	D_3 $= const$	D_B $= const$
12. Втулкеве відношення на вході в компресор $\bar{d}$	[1] стор. 162	0,55	0,758
13. Відносна осьова швидкість для вхідного перерізу компресора $\bar{C}_{a1}$, м/с	[1] стор. 162	0,45	0,48
14. Колова швидкість для вхідного перерізу компресора $U_{з1}$, м/с	[1] стор. 162	280	242
15. Осьова швидкість на вході в ГТД C_{a1} , м/с	$\bar{C}_{a1} \cdot U_{з1}$	126	116,16
16. Коефіцієнт швидкості для вхідного перерізу компресора $\lambda_{C_{a1}}$	$\frac{C_{a1}}{\sqrt{2 \frac{k_{п1}}{k_{п1}+1} R_{п} T_1}}$	0,4059	0,2892
17. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{C_{a1}})$	$\lambda_{C_{a1}} \left[\frac{k_{п1}+1}{2} \left(1 - \frac{k_{п1}-1}{k_{п1}+1} \lambda_{C_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{п1}-1}}$	0,5973	0,4408

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

Продовження табл.3.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числові значення	
		КНТ	КВТ
18. Кільцева площа вхідного перерізу $F_1, \text{м}^2$	$\frac{G_K \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_{\pi 1}}{R_{\pi}} \left(\frac{2}{k_{\pi 1} + 1} \right)^{\frac{k_{\pi 1} + 1}{k_{\pi 1} - 1}} P_1 q(\lambda_{c_{a_1}})}}$	0,2454	0,0846
19. Зовнішній діаметр вхідного перерізу компресора $D_{3_1}, \text{м}$	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - \bar{d}^2)}}, \text{де } \pi = 3,1416$	0,6693	0,5031
20. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{B_1}, \text{м}$	$D_{3_1} \cdot \bar{d}$	0,3681	0,3814
21. Середній діаметр на вході в компресор $D_{c_1}, \text{м}$	$\frac{D_{3_1} + D_{B_1}}{2}$	0,5187	0,4422
22. Висота робочої лопатки першого ступеня компресора $l_{K_1}, \text{м}$	$\frac{D_{3_1} - D_{B_1}}{2}$	0,1506	0,0609
23. Частота обертання ротора компресора $n_K, \text{об/хв}$	$\frac{60U_{3_1}}{\pi D_{3_1}}$	7990,2	9186,5
24. Напруження розтягу у кореневому перерізі робочої лопатки першого ступеня $\sigma_{K_1}, \text{МПа}$	$9,8 \cdot \frac{\rho_{m_K}}{7850} n_K^2 F_1$	88,79	69,94
25. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{\text{міц}_1}$	$\frac{\sigma_K}{\sigma_{K_1}} \geq 1,6 \dots 2,0$	10,9	13,9
26. Осьова швидкість на виході з компресора $C_{a_2}, \text{м/с}$	$(0,9 \dots 1,0) C_{a_1}$	116,55	107,45
27. Коефіцієнт швидкості для вихідного перерізу компресора $\lambda_{c_{a_2}}$	$\frac{C_{a_2}}{\sqrt{2 \frac{k_{\pi 2}}{k_{\pi 2} + 1} R_{\pi} T_2}}$	0,2901	0,2145
28. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a_2}})$	$\lambda_{c_{a_2}} \left[\frac{k_{\pi 2} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{\pi 2} - 1}{k_{\pi 2} + 1} \lambda_{c_{a_2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\pi 2} - 1}}$	0,4422	0,3333
29. Кільцева площа вихідного перерізу компресора $F_2, \text{м}^2$	$\frac{G_K \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_{\pi 2}}{R_{\pi}} \left(\frac{2}{k_{\pi 2} + 1} \right)^{\frac{k_{\pi 2} + 1}{k_{\pi 2} - 1}} P_2 q(\lambda_{c_{a_2}})}}$	0,0845	0,0319
30. Зовнішній діаметр вихідного перерізу з компресора $D_{3_2}, \text{м}$	$D_{3_2} = D_{3_1}, D_3 = \text{const}$	0,6693	
	$D_{3_2} = \sqrt{D_B^2 + \frac{4 \cdot F_2}{\pi}}, D_B = \text{const}$		0,4314
31. Внутрішній діаметр вихідного перерізу з компресора $D_{B_2}, \text{м}$	$D_{c_2} - \frac{F_2}{\pi D_{c_2}}, D_3 = \text{const}$	0,667	
	$D_{B_2} = D_{B_1}, D_B = \text{const}$		0,3814
32. Середній діаметр вихідного перерізу з компресора $D_{c_2}, \text{м}$	$\frac{D_{3_2} + D_{B_2}}{2}$	0,6263	0,4064
33. Висота робочої лопатки останнього ступеня $l_{K_2}, \text{м}$	$\frac{D_{3_2} - D_{B_2}}{2}$	0,043	0,0251
34. Число ступенів компресора Z_K	$\text{ціле } \frac{\lg \pi_K}{\lg \pi_{\text{ст}_K}}$	8	10

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	Арк.
					38

КР.142.4231.04.03.ПЗ

Продовження табл.3.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
35. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{c_k}	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,165	0,0583
36. Зовнішній діаметр середньої розрахункової ступені D_{3c}	$D_{3c} = D_{31}, D_3 = const$	0,6693	
	$\sqrt{D_{3cp}^2 + \frac{4 \cdot F_{c_k}}{\pi}}, D_B = const$		0,4686
37. Внутрішній діаметр середньої розрахункової ступені D_{Bc}	$\sqrt{D_{3cp}^2 - \frac{4 \cdot F_{c_k}}{\pi}}, D_3 = const$	0,4878	
	$D_{Bc} = D_{B1}, D_B = const$		0,3814
38. Середній діаметр середньої розрахункової ступені D_{c_c}	$\frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}, D_c = const$	0,5785	0,425
39. Висота робочої лопаток середньої розрахункової ступені l_{kc} , м	$\frac{D_{3c} - D_{Bc}}{2}$	0,0908	0,0436
40. Відносна висота лопатки середньої розрахункової ступені $\vartheta_{лк}$	$\frac{D_c}{l_{pk}}$	6,37	9,74
41. Відносна ширина середньої розрахункової ступені $\bar{L}_{стк}$	$0,87353 + 0,02604\vartheta_{лк} + 0,00092\vartheta_{лк}^2 + 0,00004\vartheta_{лк}^3$	1,0872	1,2514
42. Осьовий габарит середньої розрахункової ступені $L_{стк}$	$l_{kc} \bar{L}_{стк}$	0,0987	0,0546
43. Осьовий габарит проточної частини компресора L_k	$L_{стк} Z_k$	0,7894	0,546

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

					КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк.
						39
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. Визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння ГТД

Габаритний розрахунок КЗ газотурбінного двигуна проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій КЗ привідних ГТД. При розрахунку ГТД розглядався варіант протитокової трубчасто-кільцевої КЗ.

Вихідні дані для розрахунку становили:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{пкз} = 30,155 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$; годинна витрата палива на двигун $G_{пал, год} = 2169,58 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,995$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 46900 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,2$;

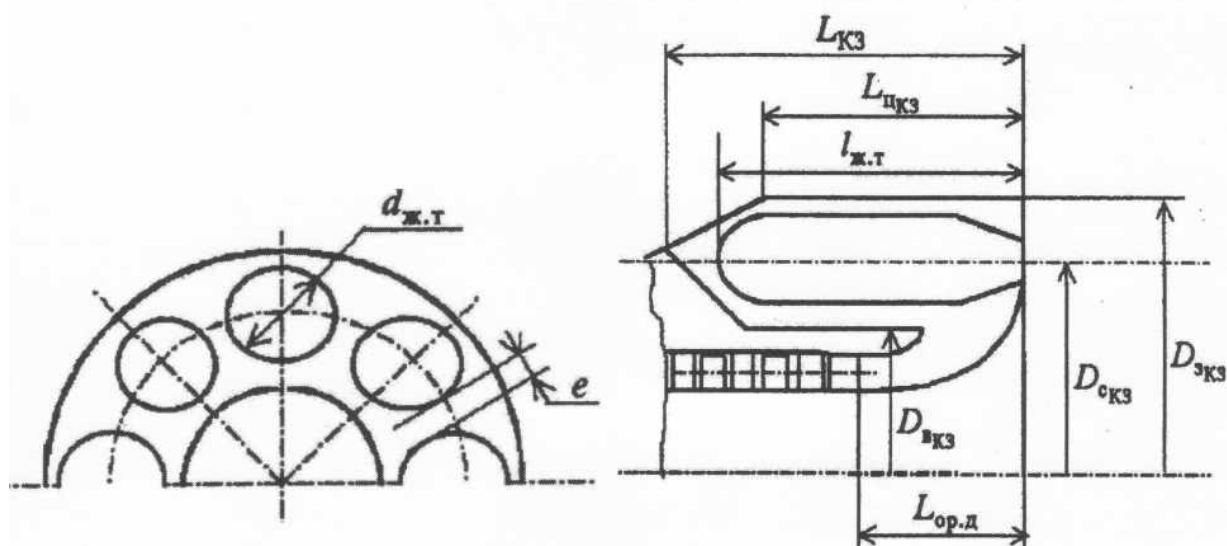


Рисунок 3.2 - Схема протитокової трубчасто-кільцевої КЗ

Результати розрахунку камери згоряння представлені в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 Габаритний розрахунок протитокової КЗ

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Повний тиск повітря на вході в КЗ $P_{1кз}$, МПа	З розрахунку схеми ГТД	2,2316
2. Повна температура повітря на вході в КЗ $T_{1кз}$, К	-	759,1
3. Годинна витрата палива $G_{пал, год}$, кг/год	-	2169,58
4. Витрата повітря через КЗ $G_{пкз}$, кг/с	-	30,155
5. Витрата повітря на виході з дифузора $G_{пдиф}$, кг/с	-	30,16

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк.
						40

Продовження табл.3.2

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
6. Коефіцієнт повноти згоряння $\eta_{КЗ}$	-	0,995			
7. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	-	46900			
8. Стехіометрична кількість повітря L_0 , кг/кг	-	17,2			
9. Об'ємна тепло напруженість для жарових труб Q_V , кДж/(м ³ · год · Па)	Приймаємо, [1] стор.170	900			
10. Сумарний об'єм усіх жарових труб КЗ $V_{ЖТ}$, м ³	$\frac{H_u \cdot G_{пал\ год} \cdot \eta_{КЗ}}{Q_V \cdot P_{1КЗ}}$	0,0504			
11. Кількість жарових труб $n_{ЖТ}$	Приймаємо, [1] стор.170.	12	14	16	18
12. Об'єм жарової труби $v_{ЖТ}$, м ³	$\frac{V_{ЖТ}}{n_{ЖТ}}$	0,0042	0,0036	0,00315	0,0028
13. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймаємо, [1] стор.171	3,5	3,5	3,5	3,5
14. Діаметр жарової труби $d_{ЖТ}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ЖТ}}{a \cdot \pi \cdot l}}$, де $a=0,7$; $\pi=3,1415$	0,12973	0,12323	0,11786	0,11333
15. Довжина жарової труби $l_{ЖТ}$, м	$d_{ЖТ} \cdot \bar{l}$	0,45404	0,4313	0,41252	0,39664
16. Зазор між сусідніми жаровими трубами e , м	$(0,07 \dots 0,25) \cdot d_{ЖТ}$	0,01946	0,01848	0,01768	0,017
17. Середній діаметр розміщення жарових труб $D_{СКЗ}$, м	$\frac{(d_{ЖТ} + e)}{\sin(180^\circ/n_{ЖТ})}$	0,5764	0,63685	0,69477	0,75051
18. Витрата первинного повітря $G_{П1}$, кг/с	$\frac{\alpha_1 \cdot G_{пал\ год} \cdot L_0}{3600}$, де $\alpha_1 = 1,10 \dots 1,25$	14,512	14,512	14,512	14,512
19. Витрата повітря, що проходить поза жаровими трубами $G_{ПП}$, кг/с	$G_{П\ диф} - G_{П1}$	15,643	15,643	15,643	15,643

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

КР.142.4231.04.03.ПЗ

Арк.

41

Продовження табл.3.2

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення			
20. Площа перерізу, що займають труби $F_{\text{КЗ}_{\text{ЖТ}}}, \text{ м}^2$	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ЖТ}}^2}{4} \cdot n_{\text{ЖТ}}$	0,159	0,167	0,175	0,182
21. Сумарна площа кільцевого каналу КЗ $F_{\text{КЗ}_{\Sigma}}, \text{ м}^2$	$(2,2 \dots 2,5) \cdot F_{\text{КЗ}_{\text{ЖТ}}}$	0,37273	0,39238	0,41024	0,42666
22. Діаметр зовнішнього кожуха КЗ $D_{\text{ЗКЗ}}, \text{ м}$	$D_{\text{СКЗ}} + \frac{F_{\text{КЗ}_{\Sigma}}}{\pi \cdot D_{\text{СКЗ}}}$	0,78223	0,83297	0,88272	0,93147
23. Діаметр внутрішнього кожуха КЗ $D_{\text{БКЗ}}, \text{ м}$	$D_{\text{СКЗ}} - \frac{F_{\text{КЗ}_{\Sigma}}}{\pi \cdot D_{\text{СКЗ}}}$	0,37057	0,44073	0,50682	0,56955
24. Довжина осерядіального дифузора КЗ $L_{\text{ор.д}}, \text{ м}$	$(0,28 \dots 0,56) \cdot D_{\text{С2КВТ}}$	0,1422	0,1422	0,1422	0,1422
25. Осьовий габарит КЗ $L_{\text{КЗ}_{\Sigma}}, \text{ м}$	$(1,10 \dots 1,16) \cdot L_{\text{ЖТ}}$	0,52214	0,49599	0,4744	0,45614

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

					КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

Таблиця 3.3 Габаритних розрахунків осьових турбін

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	СТ
1. Повний тиск газу на вході в турбіну P_3 , Па	З розрахунку схеми ГТД	2,1424	0,7962	0,3733
2. Повний тиск газу на виході з турбіни P_4 , Па	-	0,7962	0,3752	0,1033
3. Повна температура газу на вході в турбіну T_3 , К	-	1470	1177,1	993,69
4. Повна температура газу на виході з турбіни T_4 , К	-	1177,06	993,69	749,13
5. Витрата газу на вході в турбіну G_T , кг/с	-	30,758	33,335	35,035
6. Відносна витрата охолодного повітря на турбіну g_{oxj}	-	0,0680	0,0448	0
7. Витрата охолодного повітря G_{ox} , кг/с	$g_{oxj} \cdot G_{K1}$	2,3682	1,5451	0
8. Температурний перепад на турбіні ΔT_T , град	З розрахунку схеми ГТД	257,59	170,53	244,56
9. Внутрішній ККД турбіни η_T ,	Те ж	0,87	0,89	0,91
10. Теплоємність газу для процесу в турбіні C_{p_r} , Дж/(кг·К)	-	1,2665	1,2188	1,173
11. Показник адіабати газу у входному перетині турбіни k_{r_3}	$\frac{C_{p_r} ^{T_3}}{C_{p_r} ^{T_3-R_r}}$, де: $R_r=2862$ Дж/(кг·К); $C_{p_r} ^{T_3} = f(T_3; \alpha)$ - (Ср-Т) діаграма	1,2859	1,3033	1,315
12. Показник адіабати газу у вихідному перетині турбіни k_{r_4}	$\frac{C_{p_r} ^{T_4}}{C_{p_r} ^{T_4-R_r}}$, де: $R_r=2862$ Дж/(кг·К); $C_{p_r} ^{T_4} = f(T_4; \alpha)$ - (Ср-Т) діаграма	1,3033	1,315	1,3358
13. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	З габаритного розрахунку компресорів, чи приймаємо: [1] стор.174	9186,5	7990,2	5300
14. Матеріал робочих лопаток турбіни	[1] стор.174	ЧС88	ЧС88	ЭП539
15. Щільність матеріалу лопаток ρ_M , кг/м ³	[1] стор.179	8100	8100	8300
16. Форма проточної частини	[1] стор.175	$D_c = const$	$D_c = const$	$D_b = const$

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк.
						44

Продовження табл.3.3

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	СТ
18. Число ступенів турбіни Z_T	З розрахунку схеми ГТД, чи: $\text{ціле } \frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} \right]},$ де $\left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{\text{ст}} = 0,11 \dots 0,12$	1	1	3
19. Ізоентропійний наявний теп- лоперепад на турбіну $H_{\text{ад}}^*$, кДж/(кг·К)	$(1 + \xi_{\text{вих}}) \cdot C_{p_r} \cdot \frac{\Delta T_T}{\eta_T},$ де: $\xi_{\text{вих}} = 0,03 \dots 0,05$	389,99	242,89	327,84
20. Відносна висота робочої лопа- тки ϑ_{T_1}	$\frac{D_{c_3}}{l_{p_T}},$ в першому наближенні приймаємо - [1] стор.176	19,5	8,3	7,5
21. Міра реактивності першого ступеня турбіни ρ_1	$\rho_K + \frac{2 \cdot \vartheta_{T_1} - 1}{\vartheta_{T_1}^2},$ де: $\rho_K = 0,0 \dots 0,15$	0,3	0,3266	0,2498
22. Швидкість газу на виході із соплової решітки першого ступе- ня C_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{H_{\text{ад}}^* \cdot 1000}{Z_T} \cdot (1 - \rho_1)},$ де $\varphi_{c_1} = 0,97 \dots 0,98$	716,73	554,8	392,77
23. Газодинамічна функція λ_{c_1}	$\frac{C_{a_1}}{\sqrt{2 \frac{k_{\text{п}_3}}{k_{\text{п}_3} + 1} R_{\Gamma} T_3}}$	0,9999	0,89575	0,6888
24. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_1})$	$\lambda_{c_1} \left[\frac{k_{\Gamma_3} + 1}{2} \left(1 - \frac{k_{\Gamma_3} - 1}{k_{\Gamma_3} + 1} \lambda_{c_1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\Gamma_3} - 1}}$	0,99832	0,98735	0,8866
25. Кут виходу газу з сопел пер- шого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	[1] стор.177	14	16	18
26. Кільцева площа на виході із соплового апарата першого сту- пеня F_{3_c} , м ²	$\frac{G_T \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_{\Gamma_3}}{R_{\Gamma}} \left(\frac{2}{k_{\Gamma_3} + 1} \right)^{\frac{k_{\Gamma_3} + 1}{k_{\Gamma_3} - 1}} P_3 q(\lambda_{c_{a_1}}) \cdot \sin}}$	0,0582	0,1341	0,2977
27. Висота соплової лопатки пер- шого ступеня l_{c_1} , м	$\frac{F_{3_c}}{\pi \cdot D_{c_3}}$	0,03012	0,06941	0,1073
28. Висота робочої лопатки пер- шого ступеня l_{p_1} , м	$(1,0 \dots 1,05) \cdot l_{c_1}$	0,03087	0,07115	0,1100
29. Оптимальна величина харак- теристики U/C_1 першого ступеня турбіни $v_{\text{опт}}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2 \cdot (1 - \rho_1)}$	0,6931	0,7137	0,6339

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк.
						45

Продовження табл.3.3

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числові значення		
		ТВТ	ТНТ	СТ
31. Дійсне значення характеристики U/C_1 першого ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,4127	0,4638	0,6237
32. Перевірка виконання умови	$\frac{v_{\text{опт}}}{v_d}$	1,68	1,54	1,02
33. Зовнішній діаметр вхідного перерізу турбіни D_{C_3} , м	$D_{C_3} + l_{C_1}$	0,6451	0,6844	0,9901
34. Внутрішній діаметр вхідного перерізу турбіни D_{B_3}	$D_{C_3} - l_{C_1}$	0,5849	0,5456	0,7754
35. Температура робочих лопаток першого ступеня турбіни T_{M_3} , К	Для охолоджувальної лопатки $T_{M_3} = T_d$; $T_3 - \frac{U_3^2}{2C_{pr}} \left(\frac{2 \cos \alpha_{1,1}}{v_d} - 1 \right) - \Delta T_{\text{охд}}$, де: $\Delta T_{\text{охд}} = 50 \dots 80$ град	1090	1090	875
36. Границя тривалої міцності матеріалу лопаток першого ступеня турбіни $\sigma_{3t}^{T_{M_3}}$, МПа	[1] стор.175	272,6	272,58	570,6
37. Запас міцності робочої лопатки першого ступеня $k_{\text{міц}_3}$	$\frac{\sigma_{3t}^{T_{M_3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m_3}}{7850} \right) n_T^2 \cdot F_{3c}}$	5,49	3,15	6,59
38. Осьова швидкість на виході з турбіни C_{a_4} , м/с	$(1,1 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1,1}$	208,07	177,39	133,51
39. Газодинамічна функція $\lambda_{C_{a_4}}$	$\frac{C_{a_4}}{\sqrt{2 \frac{k_{\Gamma_4}}{k_{\Gamma_4}+1} R_{\Gamma} T_4}}$	0,3359	0,3111	0,2688
40. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C_1})$	$\lambda_{C_{a_4}} \left[\frac{k_{\Gamma_4}+1}{2} \left(1 - \frac{k_{\Gamma_4}-1}{k_{\Gamma_4}+1} \lambda_{C_{a_4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_{\Gamma_4}-1}}$	0,5093	0,4746	0,4136
41. Кільцева площа вихідного перерізу турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_T + G_{\text{по}}) \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_{\Gamma_4}}{R_{\Gamma}} \left(\frac{2}{k_{\Gamma_4}+1} \right)^{\frac{k_{\Gamma_4}+1}{k_{\Gamma_4}-1}} P_4 q(\lambda_{C_{a_4}})}}$	0,0712	0,1564	0,5656
42. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{M_4} , К	Для охолоджувальної лопатки $T_{M_4} = T_d$; $T_{M_4} = (1,06 \dots 1,08) \cdot T_4$	1090	1090	801,6

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

					КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк.
						46
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження табл.3.3

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	СТ
44. Запас міцності робочої лопатки останнього ступеня $k_{\text{міц4}}$	$\sigma_{3t}^{T_{M3}} / 9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{M4}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_4$	5,49	5,49	15,7
45. Середній діаметр на виході з турбіни D_{c4} , м	$D_{c4} = D_{c3}$, для $D_c = \text{const}$;	0,615	0,615	-
	$\frac{D_{34} + D_{B4}}{2}$, для $D_B = \text{const}$	-	-	0,9624
46. Зовнішній діаметр на виході з турбіни D_{34} , м	$D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$, для $D_c = \text{const}$	0,6519	0,696	-
	$\sqrt{D_{B4}^2 + \frac{4 \cdot F_4}{\pi}}$, для $D_B = \text{const}$	-	-	1,1495
47. Внутрішній діаметр на виході з турбіни D_{B4} , м	$D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$, для $D_c = \text{const}$	0,5781	0,534	-
	$D_{B4} = D_{B3}$, для $D_B = \text{const}$	-	-	0,7754
48. Висота робочої лопатки останнього ступеня l_{T4} , м	$\frac{D_{34} - D_{B4}}{2}$	0,0369	0,081	0,1871
49. Відносна висота лопатки останнього ступеня ϑ_{T4}	$\frac{D_{c4}}{l_{T4}}$	16,69	7,6	5,14
50. Кільцева площа «середнього ступеня» турбіни F_{cT} , м ²	$\frac{F_{3c} + F_4}{2}$	0,065	0,145	0,432
51. Середній діаметр «середнього ступеня» турбіни D_{cC} , м	$D_{cC} = D_{c3}$, для $D_c = \text{const}$	0,615	0,615	-
	$\frac{D_{3c} - D_{Bc}}{2}$, для $D_3 = \text{const}$ та $D_B = \text{const}$	-	-	0,9241
52. Зовнішній діаметр «середнього ступеня» турбіни D_{3c} , м	$D_{cC} + \frac{F_{cT}}{\pi \cdot D_{cC}}$, для $D_c = \text{const}$	0,6485	0,6902	-
	$\sqrt{D_{Bc}^2 + \frac{4 \cdot F_{cT}}{\pi}}$, для $D_B = \text{const}$	-	-	1,0728

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

					КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк.
						47
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

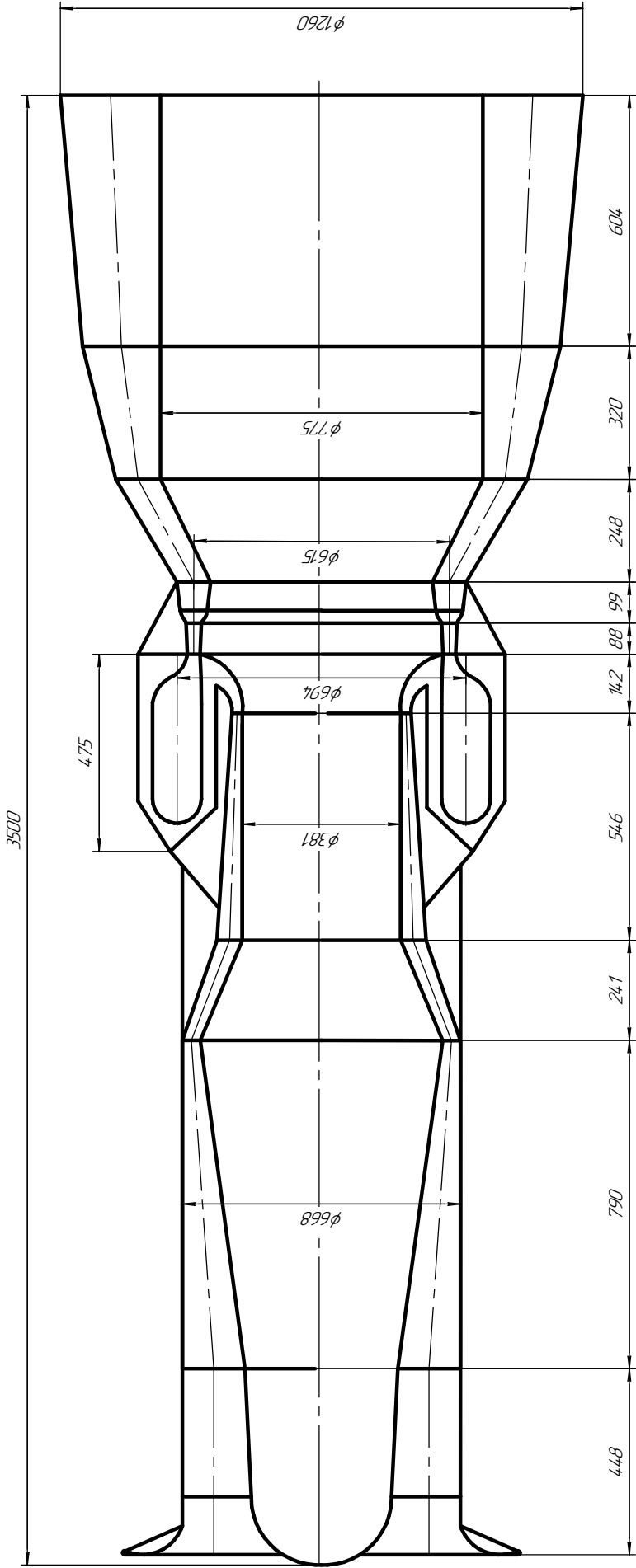
Продовження табл.3.3

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	СТ
53. Внутрішній діаметр «середнього ступеня» турбіни $D_{вс}$, м	$D_{сc} - \frac{F_{сT}}{\pi \cdot D_{сc}}, \text{ для } D_{с} = const$	0,5815	0,5398	-
	$D_{вс} = D_{в3}, \text{ для } D_{в} = const$	-	-	0,7754
54. Висота робочої лопатки «середнього ступеня» l_{Tc} , м	$\frac{D_{зс} - D_{вс}}{2}$	0,0335	0,0752	0,1487
55. Відносна висота лопатки «середнього ступеня» ϑ_{Tc}	$\frac{D_{сc}}{l_{Tc}}$	18,37	8,18	6,21
56. Відносна ширина ступеня турбіни $\bar{L}_{стс}$	$0,23065 + 0,05899 \cdot \vartheta_{Tc} + 0,00331 \cdot \vartheta_{Tc}^2 - 0,00003 \cdot \vartheta_{Tc}^3$	2,24457	0,91819	0,7179
57. Ширина ступеня $L_{стT}$, м	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{стс}$	0,07516	0,06904	0,1067
58. Осьовий габарит проточної частини турбіни L_T , м	$L_{стT} \cdot Z_T$	0,0752	0,069	0,3202

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.03.ПЗ	Арк.
						48

КР.14.2.4.231.04.03.П3



Маштаб 1:15

ИҲБ. № подл.	Подл. u ɔама	Бам. ИҲБ. №	ИҲБ. № ɔула	Подл. u ɔама
--------------	--------------	-------------	-------------	--------------

ИҲБ. № подл.	Подл. u ɔама	Бам. ИҲБ. №	ИҲБ. № ɔула	Подл. u ɔама
ИҲБ. № подл.	Подл. u ɔама	Бам. ИҲБ. №	ИҲБ. № ɔула	Подл. u ɔама

КР.14.2.4.231.04.03.П3

Копирова

Формат А4

[illegible]

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

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

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

Слід зазначити, що методика, якою будемо користуватися при розрахунках 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 погіршень у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						51

$\lambda = \frac{D_{\text{ср}}}{l_{\text{ср}}} \geq 10 \dots 12$. У противному випадку потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Результати розрахунку зведені до таблиці 4.1.

Таблиця 4.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата робочого тіла G , кг/с	Див. розділ 2	33,34
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Те ж	796 240
температура T_0 , К	-	1177,1
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	-	375 190
температура T_2 , К	-	993,7
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Приблизно дорівнює осередковій швидкості c_{a3} (див. розділ 3)	208
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 3	7990,2
6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$, Дж/(кг·К)	Див. розділ 2	1218,8
7. Комплекс $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$ для робочого тіла	Див. розділ 2	0,24
8. Газова стала робочого тіла R , Дж/(кг·К)	$c_p m$	292,5
9. Показник ізоентропи робочого тіла k	$\frac{1}{1-m}$	1,316
10. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	673,1
11. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,309

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

					КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						52
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Продовження табл. 4.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
12. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0^* , Па	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$	847472
температура T_0^* , К	$T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)$	1195
13. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	258671
14. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	719,3
15. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після обчислення довжини робочої лопатки	12
16. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,04
17. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,2
18. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...15	11,0
19. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ	Береться 0,950...0,975	0,95
20. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	207 009
21. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\phi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	611,3
22. Характеристика ступеня $v_{ад} = u_1 / c_{ад}$	$\frac{\phi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,521
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ад} v_{ад}$	374,9
24. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки $D_{ср1}$, м	$\frac{60 u_1}{\pi n}$	0,800
25. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \phi^2) \Delta h_{ac}^*$	20183

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						53

Продовження табл. 4.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
26. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:		
тиск p_1 , Па температура T_1 , К	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	447378 1042
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,47
27. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,543
28. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,528
29. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град:		11,0
при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$	α_1'	
при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	$\arcsin \sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k}{k-1}}}}$	
30. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	633,2
31. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,95
32. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cpl} c_1 \sin \alpha_1}$	0,069
33. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_{\pi} + \gamma_{\kappa}$, град	Береться 4...16	8,0 (4,0 + 4,0)
34. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,015	0,010
35. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cpl}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	2,00
36. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,035
37. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$	2,70

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						54

Продовження табл. 4.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
38. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,0005
39. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_{\pi} + \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_{\pi} - \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}}$	0,027
40. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,073
41. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$	0,800
42. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	374,9
43. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	12,13
44. Мінімально допустима при знайденій величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,198
45. Перевірка умови	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,8
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90^0)	37,0
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,058
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c/b_c$	Береться 0,75...0,90	0,82
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,047
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	60
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}$	253,5
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	27,4
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,965
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	51 662

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

КР.142.4231.04.04.ПЗ

Продовження табл. 4.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	83804
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	395,1
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	5764
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,29
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	618,4
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w2}	w_2/a_2	0,639
61. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	18,3
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	65
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,030
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,68
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,021
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	137
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	124,1
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	7702
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	90,0
70. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	600,1
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	0,2
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	225 022
72. Коловий ККД ступеня l_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,870

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						56

Продовження табл. 4.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:		
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	0,75
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{\text{вт}} \delta_{\text{щ}}$	$4,22 \cdot 10^{-4}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{\text{у.д}}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,145
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{\text{у.д}}$	$\frac{G_{\text{у.д}}}{G} \eta_u$	0,0038
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:		
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення (0,001...0,005)	0,005
коефіцієнт витрати осьового зазору μ_a	Береться рівним 0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазору μ_r	Береться 0,75...0,80	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	3
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для оббандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}}$; для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$2,09 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{зая}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0088
79. Середня густина газу в робочих каналах $\rho_{\text{ср}}$, кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,38
80. Коефіцієнт $K_{\text{т}}$	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_{\text{т}} \frac{D_{\text{ср1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0061

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						57

Продовження табл. 4.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{у.д} - \xi_{заз} - \xi_{тр}$	0,868
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	220191
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	7341

Інв. № подл.	Підпис і дата					Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ			Арк.
								58

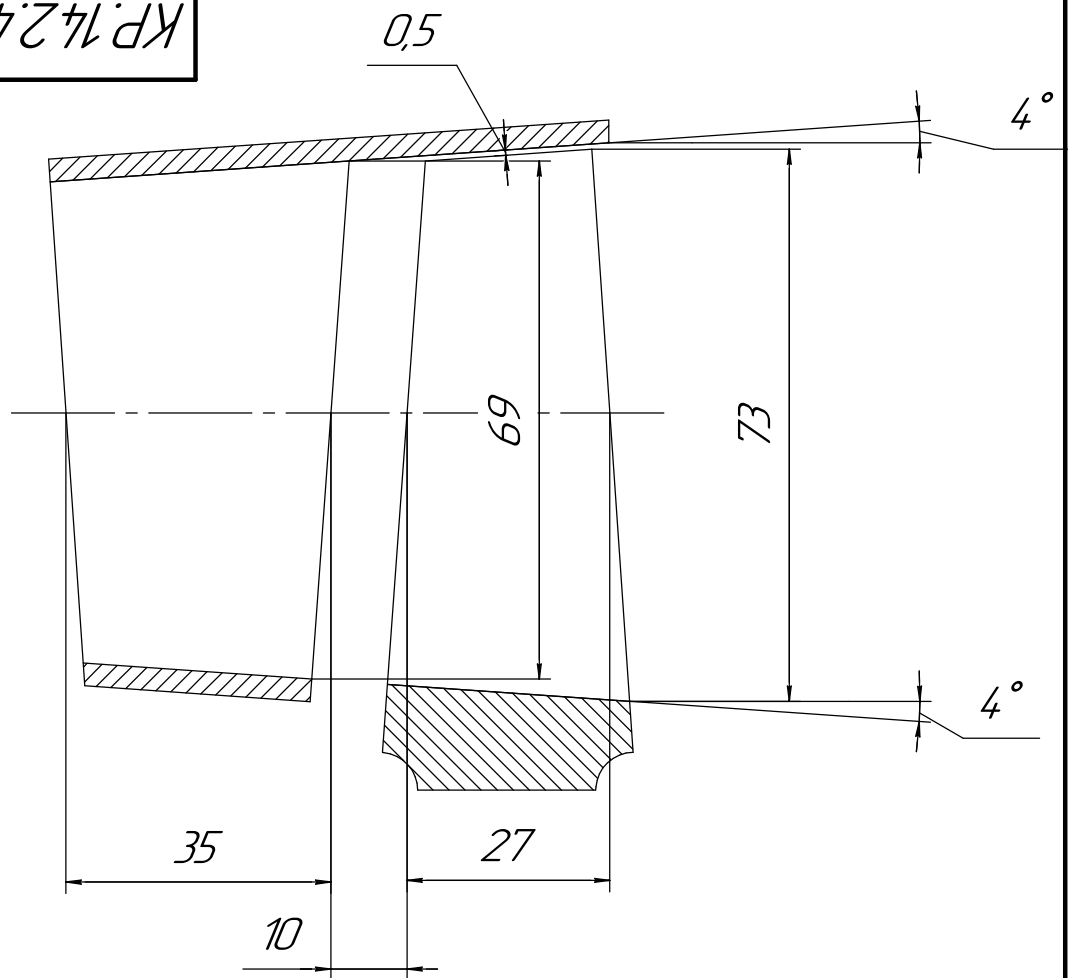


Рисунок 4.1 – Ескіз проточної частини турбінного ступеня (М1:1)

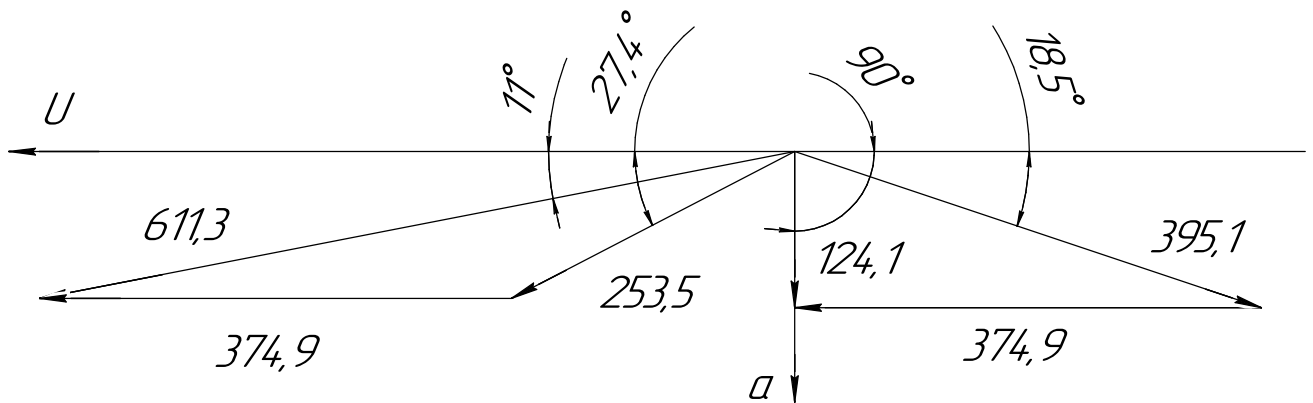


Рисунок 4.2 – Трикутники швидкостей турбінного ступеня

(масштаб $\mu_v = 60 \frac{м/с}{см}$)

Інв. № підл.	Підп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № відп.	Підп. і дата
Ізм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата

КР.14.2.4231.04.04.ПЗ

Лист 58

Копіював

Формат А4

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата					
Інв. № подл.						КР.142.4231.04.04.ПЗ						
	Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата							
	Студент.	Пардаєв Х.П.							Конструювання та конструктивні розрахунки	Літ.	Арк.	Аркушів
	Керівник	Козловський А.В.									59	82
	Консульт.					НУК						
	Зав.кафедр	Патлайчук В.М.										

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску

Газотурбінний агрегат, що проектується в даній випускній роботі, складається з газогенератора і вільної силової турбіни (див. розділ 2).

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

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегату UGT 10000 (ДН70Л), який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

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

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

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

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

Підпис і дата		ється із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5 (рис.5.1).	
Інв. № дубл.		У свою чергу ротор ТНТ складається з диска, вала та робочих лопаток, закріплених у диску за допомогою ялинкових замків. Диск з валом поєднаний болтами.	
Взам. інв. №		На передньому кінці вала турбіни низького тиску є шлиці для з'єднання із задньою цапфою ротора компресора низького тиску. На валу встановлена внутрішня обойма підшипника, яка є опорою ротора ТНТ.	
Підпис і дата		Опорний вінець турбіни низького тиску утворює проточну частину між ТНТ та силовою турбіною. Він призначений для розміщення опори ротора ТНТ і передньої опори ротора силової турбіни. Складається з корпусу опорного вінця, зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників і шести стійок, які проходять через обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця турбіни низького тиску – за допомогою компенсаторів.	
Інв. № подл.			
		КР.142.4231.04.04.ПЗ	
		Арк.	
		60	
		Зм.	Арк.
		№ докум.	Підпис
		Дата	

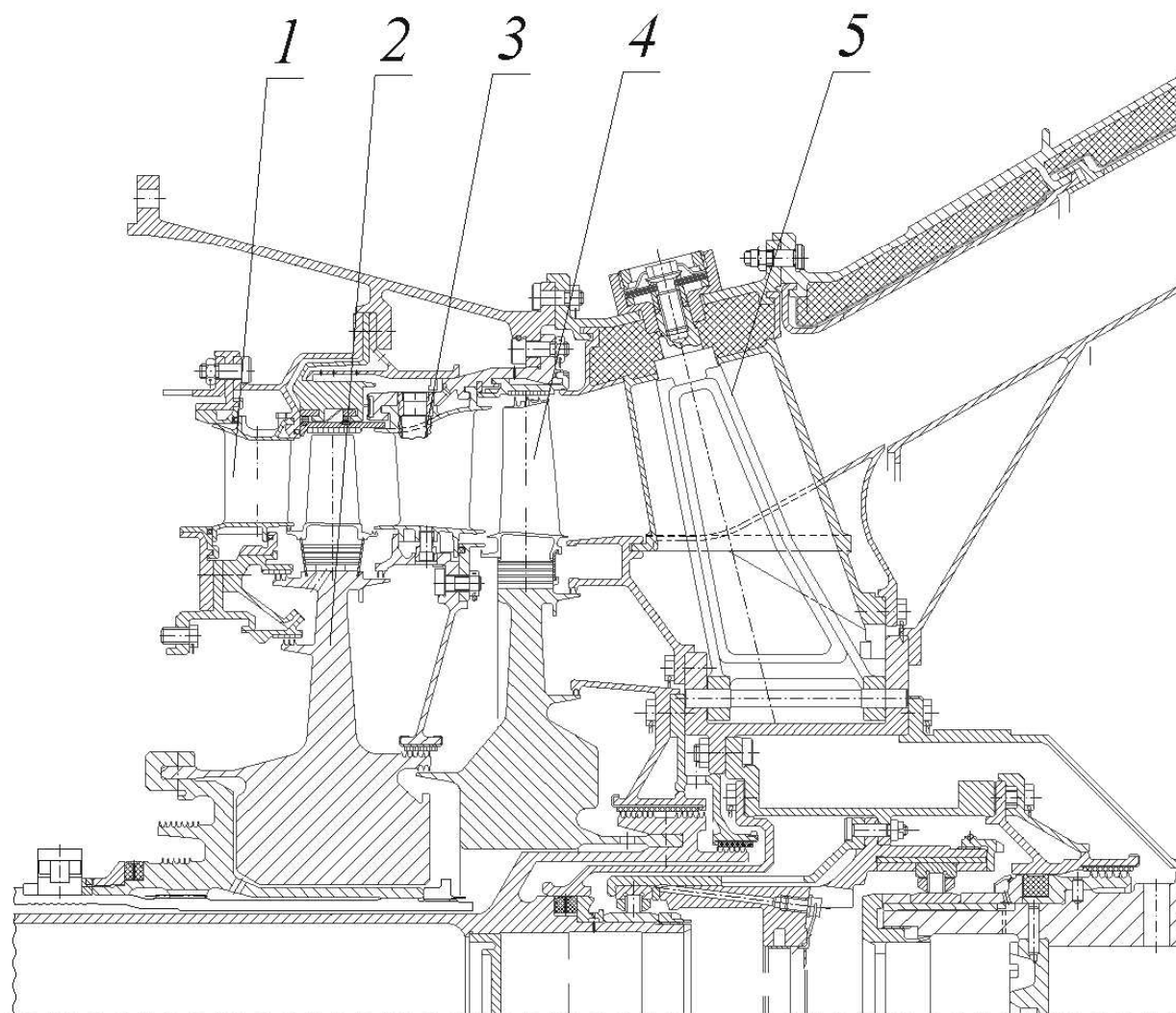


Рисунок 5.1 - Турбіни високого та низького тисків ГТА, що проектується:
 1, 3 – соплові апарати турбіни високого та турбіни низького тисків; 2 – цап-фа-диск турбіни високого тиску; 4 – ротор турбіни низького тиску; 5 – опорний вінець турбіни низького тиску

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						61

5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску

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

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,8$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,073$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 374,9$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 11^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 594,3$ м/с;

відношення $\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} = 374,9/594,3 = 0,63$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 90,0^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 124,1$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 18,3^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 395,1$ м/с;

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

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,965$.

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

За результатами розрахунку будемо профілі соплових і робочих лопаток турбінного ступеня на трьох перерізах: кореновому, середньому та периферійному (рис.5.2 та 5.3).

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						62

Таблиця 5.1.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середньому діаметрі	на периферії ступеня
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p)$; для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2}$; для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,411	0,448	0,485
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,918	1	1,082
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	344,0	374,9	405,8
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	664,3	611,3	566,5
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	10,1	11	11,9
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,518	0,613	0,716
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	20,6	27,4	38,1
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	331,2	253,5	188,8
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{C_{2cp} \cdot \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} \cdot U_{2cp} + \frac{C_{2cp} \cdot \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	19,8	18,3	17,0
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	365,9	395,1	424,5
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$; при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	90,0	90,0	89,0
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	124,1	124,1	124,1

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						63

Продовження табл. 5.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня ло- паток	на серед- ньому діаме- трі	на периферії ступеня
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,065	0,200	0,307

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

					КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						64
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

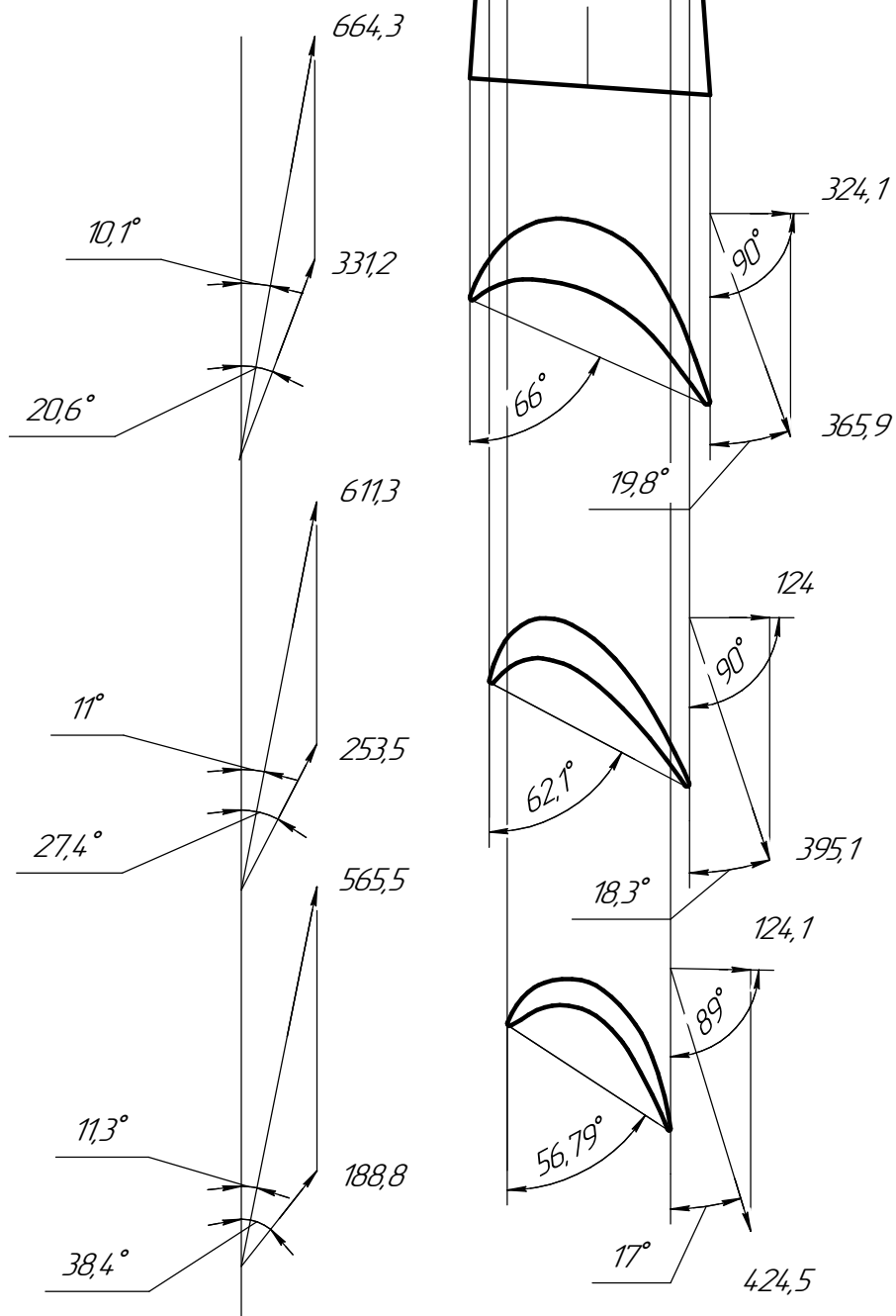


Рисунок 5.2 – Профіль робочих лопаток турбінного ступеня в трьох перерізах: кореневому, середньому та периферійному

(лінійний масштаб 1:1; масштаб швидкостей $\mu_v = 120 \frac{м/с}{см}$)

И.н.б. № подл.	Подп. и дата	Взам. ин.б. №	И.н.б. № д.д.д.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність

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

- витрата газу через турбіну $G = 33,34 \text{ кг/с}$;
- частота обертання ротора $n = 7990,2 \text{ об/хв}$;
- середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{\text{ср2}} = 0,8 \text{ м}$;
- довжина робочої лопатки $l = 0,073 \text{ м}$;
- число робочих лопаток на вінці $z = 137$;
- температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1042 \text{ К}$;
- тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 447378 \text{ Па}$;
- тиск газу за робочими каналами $p_2 = 375190 \text{ Па}$;
- допустима температура металу робочих лопаток $T_{\text{доп}} = 1080 \text{ К}$;
- параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4): швидкості $c_1 = 611,3 \text{ м/с}$ та $c_2 = 124,1 \text{ м/с}$; кути $\alpha_1 = 11^\circ$ та $\alpha_2 = 90,0^\circ$;
- геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	20,6	27,4	38,1
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	19,8	18,3	17

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

$T_{\text{розр}} = T_1 = 1042 \text{ К.}$

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						66

2) У ролі матеріалу для робочих лопаток обираємо сплав на нікелевій основі ЧС88-ВИ (ХН57КВІЮТМБЛ), який має у своєму складі такі додаткові хімічні елементи: вуглець – 0,06...0,12 %, хром – 15,0...16,2 %, кобальт – 10,0...11,5 %, молібден – 1,6...2,3 %, вольфрам – 4,7...5,9 %, алюміній – 2,8...3,3 %, гафній – 0,4...0,5 %, титан – 4,2...5,0 %, бор – 0,01%, ніобій – 0,1...0,3 % [3].

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

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для матеріалу, що використовується [5]:

T, K	σ_{100}, MPa
1173	310
1196	(255)
1255	(153)
1273	(128)

Оскільки випробування на тривалу міцність проводилися тільки для декількох значень температури і часу до руйнування, то для визначення необхідного значення границі тривалої міцності скористаємося способом інтерполяції, який запропонували Ф. Ларсон та Дж. Міллер [8].

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.5.2.

Таблиця 5.2

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ					Арк.
										67

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

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

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

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розн}} (\lg \tau + C) = 1042 (\lg 30000 + 20) = 25505,1.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 338,7 \text{ МПа.}$$

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

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину $B_{\text{р}}$, м;

кут установки $\beta_{\text{у}}$, град;

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

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

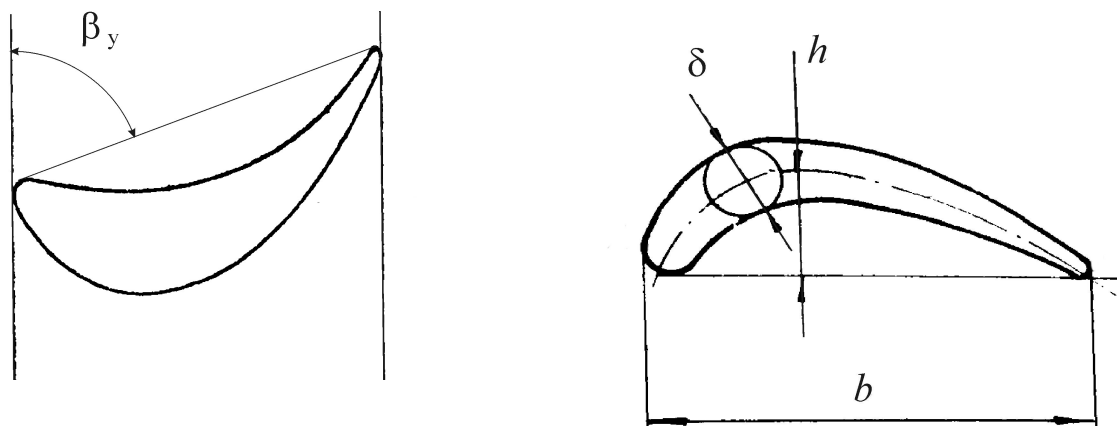


Рисунок 5.3 - Геометричні характеристики профілю

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

					КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

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

Наприклад, згідно з [12, с.236], кут установки профілю

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

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. На периферійному перерізі вона не повинна бути менше чотирьох відсотків від величини хорди профілю, тобто для даного перерізу

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

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

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

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати розрахунку зведені до табл.5.3.

Таблиця 5.3

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	0,032	66,0	0,035	0,009	0,012	0,012
Середній	0,027	62,1	0,031	0,005	0,011	0,011
Периферійний	0,022	56,8	0,026	0,003	0,009	0,009

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						69

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [12, с.236]:

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

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

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"- "Машпроект" наведена на рис.5.4 [4].

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

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

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

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

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

де $F_o = 1,54 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_i}{F_o - F_{\pi}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(1,54 - 0,35) \cdot 10^{-4}}{(1,54 - 0,70) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,511,$$

$$a = \frac{F_o - F_i}{l^m} = \frac{(1,54 - 0,35) \cdot 10^{-4}}{0,073^{0,511}} = 4,54 \cdot 10^{-4},$$

де $F_{cp} = 0,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\pi} = 0,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (табл.5.3).

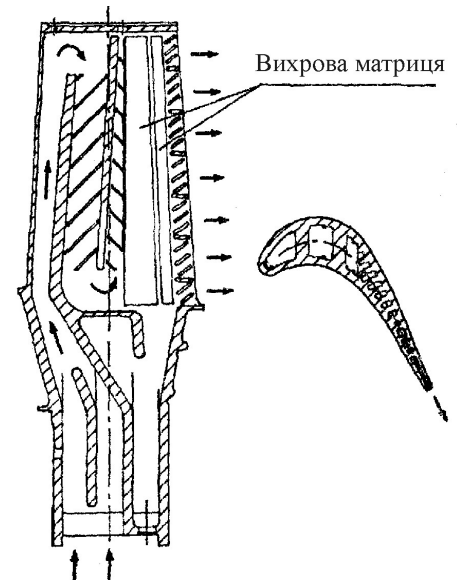


Рисунок 5.4 - Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Підпис і дата	Інв. № дубл.	Взам. інв. №	Підпис і дата	Інв. № подл.
Зм. Арк. № докум. Підпис Дата КР.142.4231.04.04.ПЗ Арк. 70				

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_i = \frac{F_i}{F_j} = \frac{0,35 \cdot 10^{-4}}{1,54 \cdot 10^{-4}} = 0,225.$$

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

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

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

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 7990}{30} = 836 \text{ c}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_{\dot{a}} = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_{\dot{a}}^2 \Delta_{\dot{a}} h_{\dot{a}} = \frac{2 \cdot 3,14}{137} \cdot 8100 \cdot (836)^2 \cdot (0,450)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,030 = 3155 \text{ H},$$

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

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

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

$$= \frac{0,511 + 0,225}{0,511 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 836^2}{2} 0,8 \cdot 0,073 \frac{3155}{1,54 \cdot 10^{-4}} \right] = 90,6 \text{ МПа.}$$

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,450$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,030$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни. Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу $\sigma_{po} = \frac{m + \mu_{п}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] =$ $= \frac{0,511 + 0,225}{0,511 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 836^2}{2} 0,8 \cdot 0,073 \frac{3155}{1,54 \cdot 10^{-4}} \right] = 90,6 \text{ МПа.}$ 8) Оскільки робочі лопатки перших ступенів турбінної частини сучасних ГТА виконуються з охолодженням, то вони мають приблизно постійну температуру матеріалу за довжиною. Тому на стадії попередніх розрахунків можна обмежитися перевірянням лише найбільш навантаженого кореневого перерізу робочих лопаток.
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ
					Арк. 71

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.

$$\alpha = 90^\circ - \beta_v = 90 - 66 = 24^\circ,$$

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис.5.5)¹. Для цього використовуємо формули [6, с.12]:

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

$$= -0,053 \frac{0,035 \cdot 0,009^3}{0,012} \left[1 + \left(\frac{0,012}{0,009} \right)^2 \right] = -3,01 \cdot 10^{-7} \text{ M}^3;$$

¹ Точки A та C , які орієнтовно знаходяться біля вхідної та вихідної кромek лопатки, є максимально віддаленими від обох осей інерції; точка B – лише від осі мінімальної жорсткості.

для точки B :

$$\sigma_{\xi \hat{A}}^{\hat{A}} = -\frac{P_{\xi}}{W_{\hat{A}}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\hat{A}}} \frac{l}{2} = -\frac{172,4 \frac{0,073}{2}}{4,06 \cdot 10^{-7}} - \frac{27,3 \frac{0,073}{2}}{-\infty} = -15,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :

$$\sigma_{\dot{\epsilon} \dot{N}}^{\dot{a}} = -\frac{P_{\xi}}{W_{n\dot{N}}} \frac{l}{2} - \frac{P_{\eta}}{W_{\varphi\dot{N}}} \frac{l}{2} = -\frac{172,4 \frac{0,073}{2}}{-3,01 \cdot 10^{-7}} - \frac{27,3 \frac{0,073}{2}}{7,09 \cdot 10^{-7}} = 22,3 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^{\Gamma}| = 22,3 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{p\hat{t}} + 0,2 \left| \sigma_{\hat{e}\hat{t}}^{\tilde{a}} \right| = 90,6 + 0,2 \cdot 22,3 = 95,1 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 90,6$ МПа – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки.

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{\text{äë}}}{\sigma_{\text{v}}} = \frac{247,1}{95,1} = 2,6,$$

де $\sigma_{\text{дл}} = 247,1$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури.

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Запас міцності профільної частини робочих лопаток $n = \frac{\sigma_{\text{äë}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{247,1}{95,1} = 2,6,$ де $\sigma_{\text{äë}} = 247,1$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури. Допустиме значення запасу міцності профільної частини робочих лопаток, згідно з [7, с.29], становить $[n] = 1,5 \dots 2,5$. Оскільки розраховане значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (тобто виконується умова $n \geq [n]$), то спроектовані робочі лопатки задовольняють умовам міцності.
Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	
					Арк.
					74

5.4. Опис паливної системи ГТД

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

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

5.4.1. Склад і робота паливної системи

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

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

Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку часу з моменту відкриття стоп-крана 4, САК формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу двигуна здійснює електронна САК за допомогою керування клапанами 7 і 8. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами 6, 9, 10.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	Газ через дросельний пакет, розташований у середині агрегату керування 3, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана 3.1. Стоп-кран 4 відкривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.1 знімається [10]. Після відкриття стоп-крана 4 подається команда на відкриття на задану величину регулюючого клапана 7. У результаті цього відбувається різке збільшення перепаду тисків на форсунках першого каналу, що забезпечує надійне запалювання паливного газу від запальників та полум'яперекидання по жарових трубах. Після цього система плазмового запалювання та клапан 3.3 вимикаються. Якщо перший кидок паливного газу перевищив необхідне значення або не відбулося запалювання газу в камері згоряння протягом необхідного проміжку часу з моменту відкриття стоп-крана 4, САК формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу двигуна здійснює електронна САК за допомогою керування клапанами 7 і 8. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами 6, 9, 10.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						75

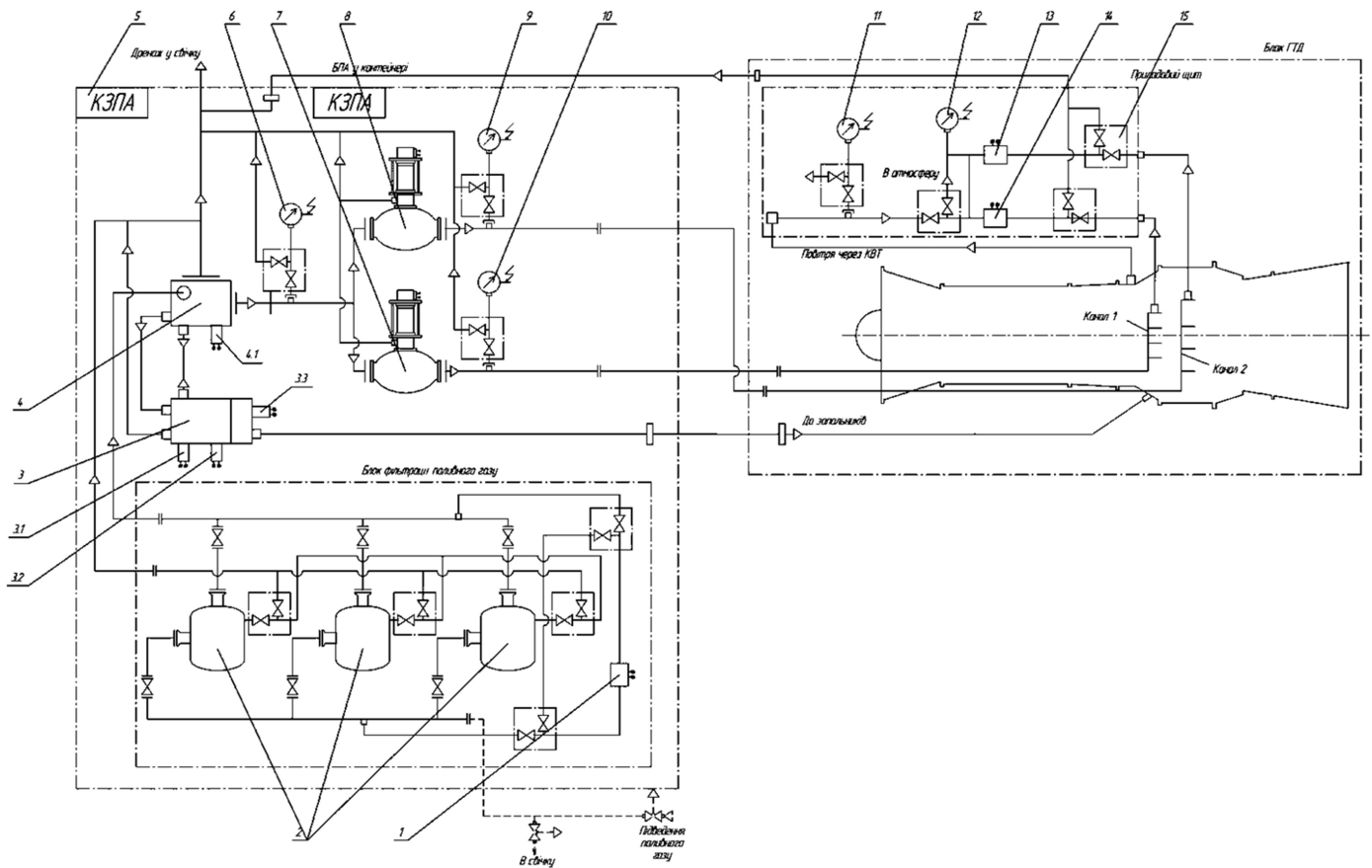


Рисунок 5.6 – Паливна система:

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

Якщо при запуску температура газів за ТНТ перевищить задану, САК видає сигнал на клапан 7, який знижує подачу газу до форсунок Після прогріву двигуна на холостому ходу виконується синхронізація та набір навантаження за програмою САК впливом на регулюючі клапани. Подальша зміна режиму відбувається за командами оператора шляхом зміни величини відкриття клапанів 7 і Нормальна або аварійна зупинка двигуна здійснюється закриттям стоп-крана Для цього необхідно подати електроживлення на електромагнітний клапан 3.2 Стоп-кран закривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.2 знімається. Блок паливних агрегатів поєднує агрегати паливної системи. На рамі розташовані: блок фільтрації паливного газу; перетворювачі тиску 6, 9 і 10, стоп-кран 4, регулюючі клапани 7 і 8; манометричні крани, агрегат керування 3; клемові шафи, трубоп-

Підпис і дата		Інв. № дубл.		Взам. інв. №		Підпис і дата		Інв. № подл.	
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ				Арк.
									76

роводи та елементи кріплення. Манометричні крани призначені для відсікання підведеного середовища до перетворювачів тиску при необхідності їхньої заміни та для стравлювання газу з імпульсних трубопроводів у свічку [10].

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

5.4.2. Агрегати паливної системи

Блок фільтрації паливного газу призначений для очищення від механічних домішок газу, який подається у паливну систему. Блок фільтрації (рис. 5.7) складається з трьох секцій, змонтованих на загальній рамі 4, і датчика-реле різниці тисків 7.

До складу кожної секції входить газовий фільтр 3, кульові крани з ручним приводом підведення 8 та відведення 2 газу і клапани 9. Кожен клапан має зрівнювальний і дренажний крани, які використовуються при введенні в дію резервної секції [10].

Паливний газ з колектора підведення газу 5 через відкриті кульові крани 8 працюючих секцій надходить у порожнину газових фільтрів 3, очищається та через кульові крани 2 надходить у колектор відведення газу 1.3 колектора 1 газ відводиться в паливну систему, яка обслуговує двигун.

При роботі блоку виконується контроль різниці тисків у колекторах 5 і 1.

Коли перепад тиску на газовому фільтрі 3 досягне граничного значення, датчик 7 видає сигнал у САК.

Газовий фільтр призначений для очищення паливного газу перед подачею в двигун і входить до складу блоку фільтрів. Газовий фільтр (рис. 5.8) складається з корпусу 1; кришки 2, фільтрувального пакета 5 і патрубка 6.

Пакет 5, який складається з фільтроелементів в 5.1, каркаса 5.2, кришки 5.3 та гвинта 5.4, утримується пружиною 3. Заглушка 4 призначена для стравлювання газу і зливу конденсату з внутрішньої порожнини корпусу.

Інв. № подл.	Підпис і дата				
	Інв. № дубл.				
	Взам. інв. №				
	Підпис і дата				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ 77

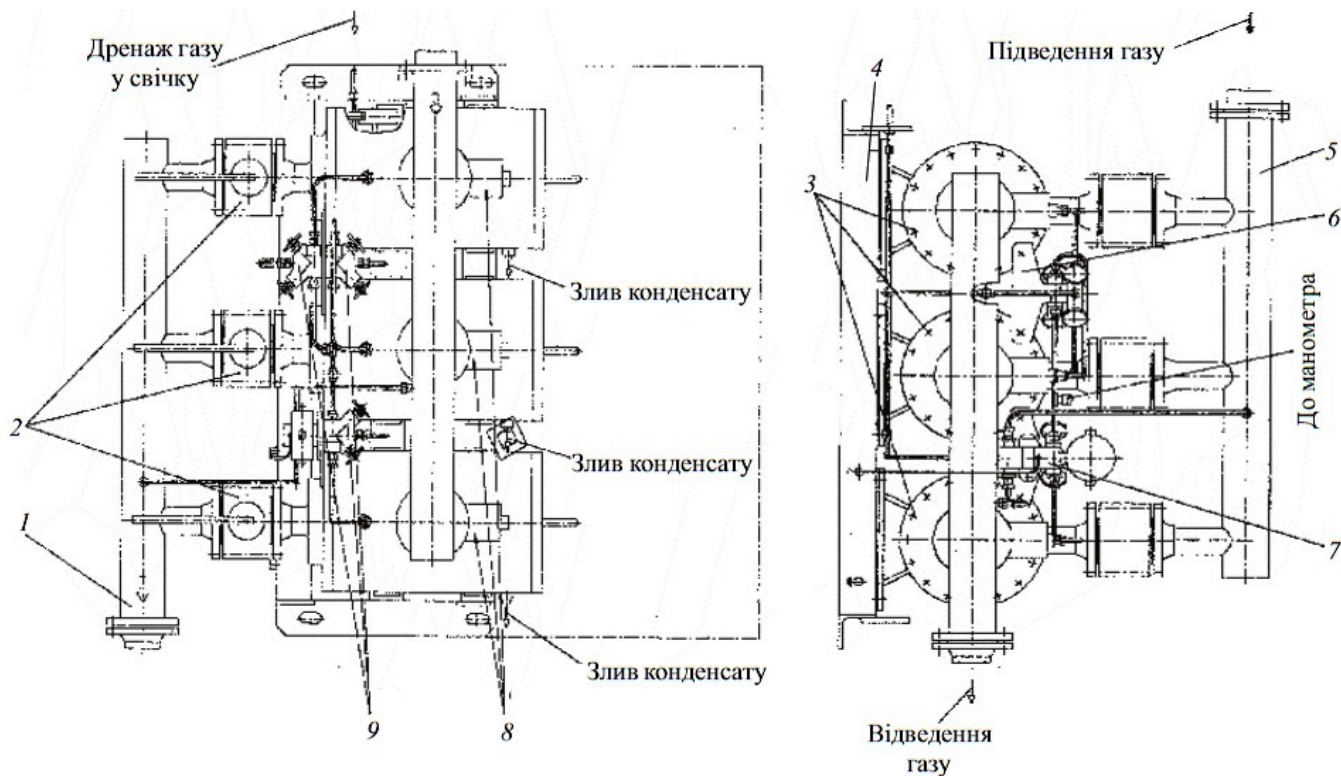


Рисунок 5.7 – Блок фільтрації паливного газу:

1 - колектор відведення газу; 2,8 - кульові крани з ручним приводом відповідно відведення та підведення газу; 3 - газові фільтри; 4 - рама; 5 - колектор підведення газу; 6 - кронштейн; 7 - датчик-реле різниці тисків; 9 - клапани

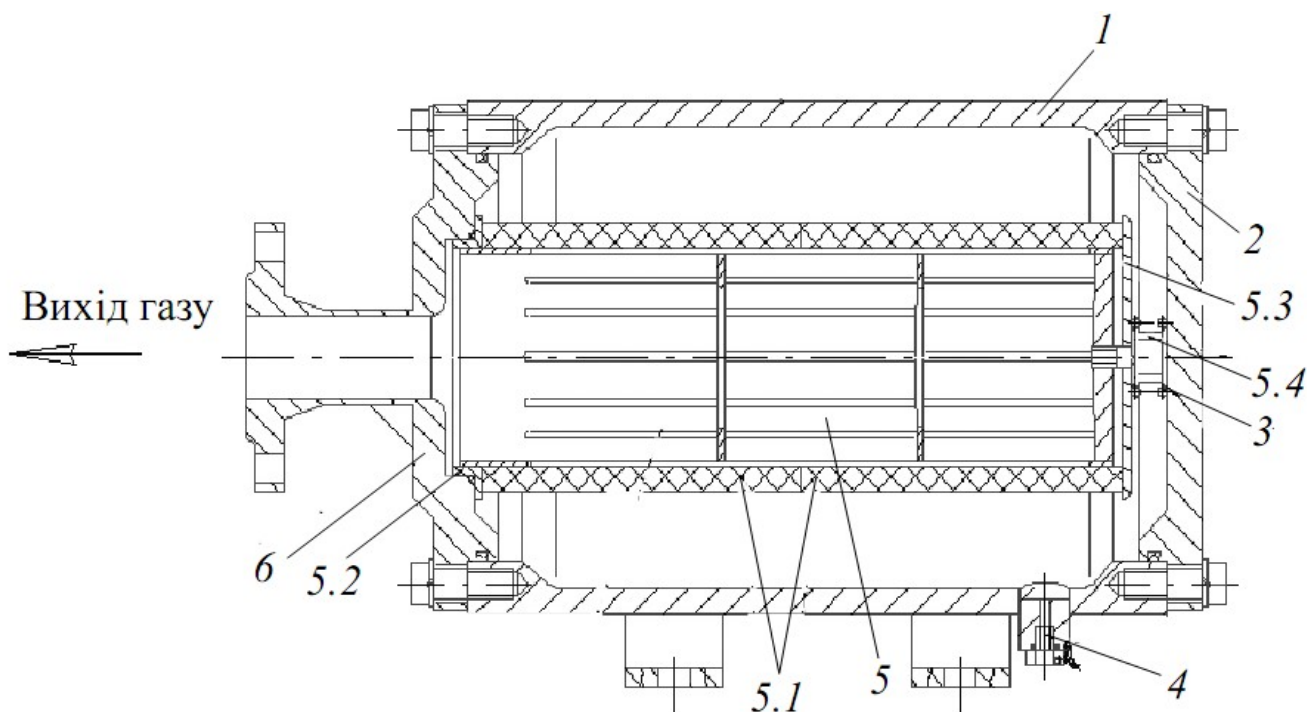


Рисунок 5.8 – Газовий фільтр

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

Агрегат керування призначений для подачі паливного газу до запальника та керування стоп-краном. Агрегат керування (рис. 5.9) складається з двох блоків - пускового газу 1 та маніпулятора 2, які з'єднані каналом а.

У блоці 1 розташовані фільтр 1.1, дросельний пакет 1.2, електромагнітний клапан пускового газу 1.3, у блоці 2 - електромагнітний клапан 2.1 (відкриття стоп-крана), електромагнітний клапан 2.2 (закриття стоп-крана), поршень 2.3, клапани 2.4 і 2.5. пружина 2.6. Газ підводиться до штуцера 7. За відсутності подачі електроживлення на клапан 1.3 подача газу до запальника та стоп-крана перекривається.

При подачі електроживлення клапан 1.3 відкривається і газ надходить через дросельний пакет 1.2 та штуцер 6 у колектор запальника.

При відсутності електроживлення на клапані 2.1 клапан 2.5 під дією пружини 2.6 і тиску газу, який підводиться по каналу а, знаходиться в закритому положенні, а штуцер відведення газу 5, відкритий клапаном 2.4, сполучається з лінією дренажу у СВІЧКУ.

При подачі електроживлення на клапан 2.1 газ по каналу с надходить у праву порожнину поршня 2 3 Поршень 2.3, долаючи зусилля пружини 2.6 і зусилля тиску газу в пружинній порожнині клапана 2.5, переміщається, закриваючи клапан 2.4 і відкриваючи клапан 2.5. Газ з каналу а надходить до штуцера відведення газу 5.

При зніманні електроживлення з клапана 2.1 клапани 2.4 і 2.5 залишаються у тому самому положенні оскільки права порожнина поршня 2.3 залишається з'єднаною з порожниною високого тиску каналом d з жиклером 3.

При подачі електроживлення на клапан 2.2 газ із правої порожнини поршня 2.3 через канал е скидається у свічку. Під дією пружини 2.6 клапан 2.5 закриває відведення газу до штуцера 5, а клапан 2.4 відкриває стравлювання газу зі штуцера 5 у свічку [10].

Стоп-кран призначений для керування подачею паливного газу до регулюючого клапана, а також для стравлювання газу з регулюючого клапана при зупинці ГТД. Стоп-кран - це двопозиційний клапан із сервопоршнем, з'єднаним з сигналізатором кінцевих положень, та зворотними пружинами. До складу стоп-крана (рис 5.10) входять: корпус 8, у якому розміщені клапан 6, сідло стопи 7, фланці підведення 9 та

Інв. № подл.	Підпис і дата					КР.142.4231.04.04.ПЗ Арк. 79
	Інв. № дубл.					
	Взам. інв. №					
	Підпис і дата					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

відведення 3 газу до регулюючого клапана, фланець дренажу у свічку 4, штуцер відведення газу в агрегат керування 2; кришка 13, в якій розміщені мікрровимикачі 17, 18, електророз'єм 15, сигналізатор положення стоп-крана 14, вказівна стрілка 16 і штуцер підведення газу 1; пружини 10,11, сервопоршень 12 та сідло дренажу 5 [10].

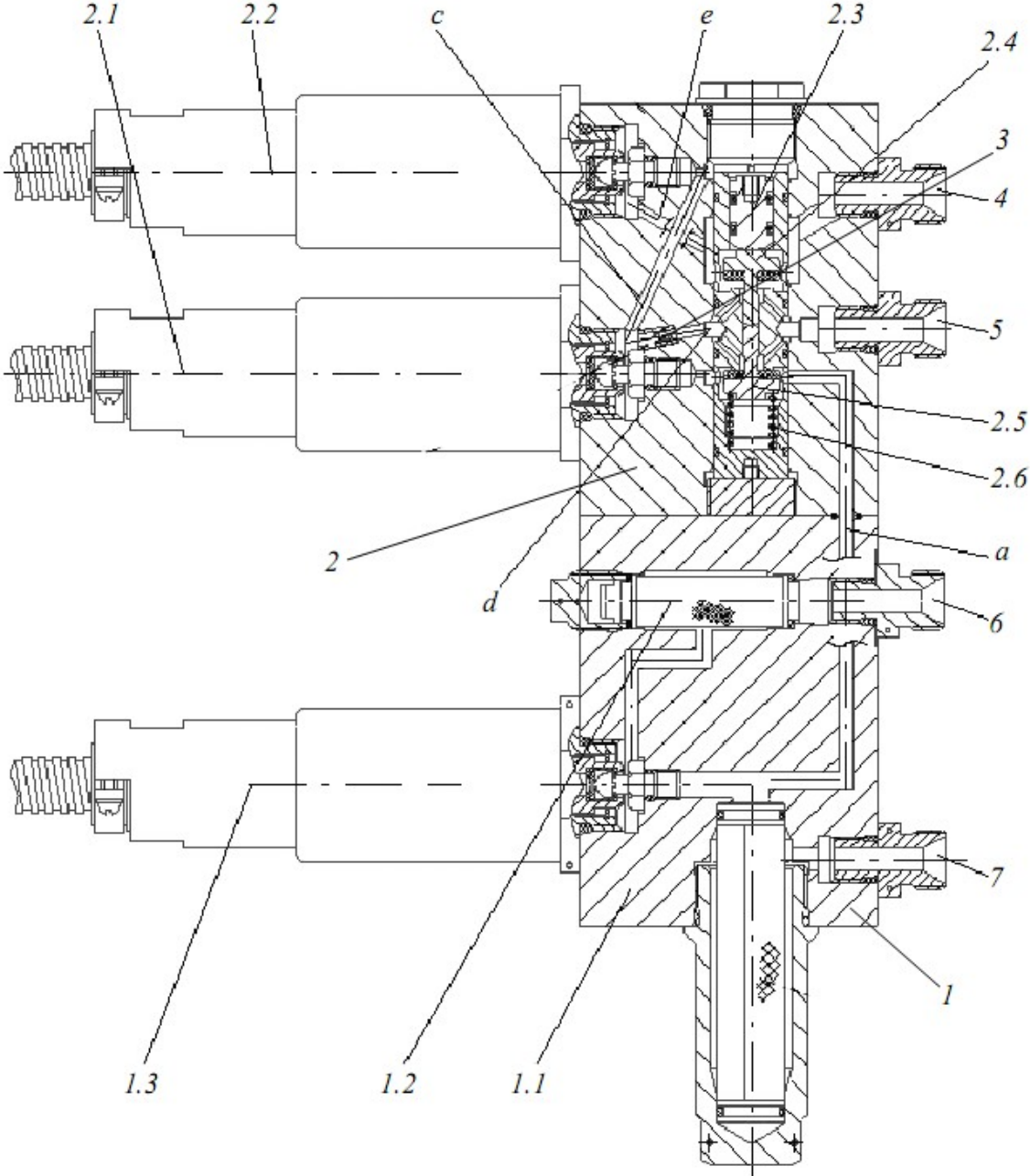


Рисунок 5.9 – Агрегат керування
а,с,d,e- канали; 1 - блок пускового газу; 1.1 - фільтр; 1.2 - дросельний пакет; 1.3- електромагнітний клапан пускового газу; 2- блок маніпулятора; 2.1, 2.2 - електромагнітні клапани ; 2.3 - поршень; 2.4, 2.5 - клапани; 2.6- пружина; 3 - жиклер; 4- штуцер дренажу; 5 - штуцер відведення газу; 6 - штуцер відведення газу до запальника; 7 - штуцер підведення газу

Інв. № подл.	Підпис і дата				Інв. № дубл.	Підпис і дата								
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата										
					Рисунок 5.9 – Агрегат керування									
					а,с,d,e- канали; 1 - блок пускового газу; 1.1 - фільтр; 1.2 - дросельний пакет; 1.3- електромагнітний клапан пускового газу; 2- блок маніпулятора; 2.1, 2.2 - електромагнітні клапани ; 2.3 - поршень; 2.4, 2.5 - клапани; 2.6- пружина; 3 - жиклер; 4- штуцер дренажу; 5 - штуцер відведення газу; 6 - штуцер відведення газу до запальника; 7 - штуцер підведення газу									
					КР.142.4231.04.04.ПЗ					Арк.				
										80				

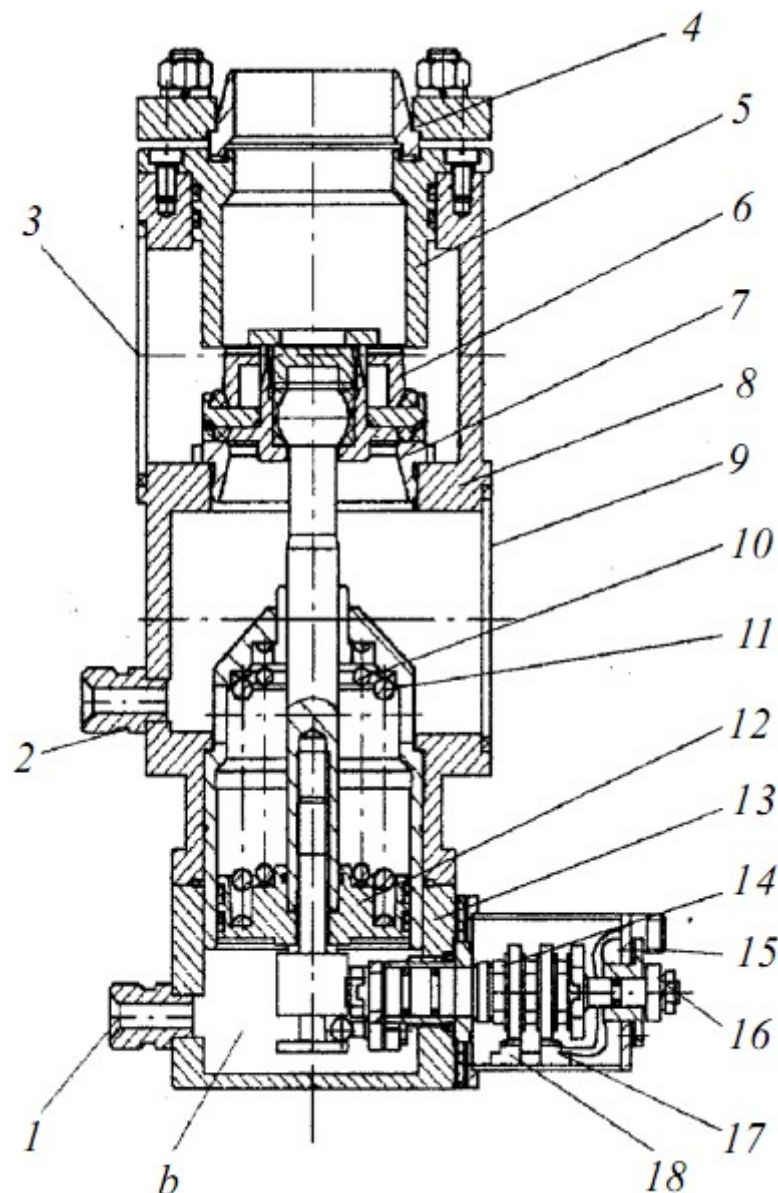


Рисунок 5.10 – Стоп-кран

Основний елемент стоп-крана здвоєний плоский клапан 6 один бік якого виконує функції стоп-крана, а другий - дренажного клапана. Для керування стоп-краном використовується тиск паливного газу, що надходить від агрегату керування. Оскільки площа сервопоршня 12 дорівнює площі клапана 6, то у закритому положенні клапан урівноважений і притиснутий до сидла стопи 7 під дією пружин 10 і 11. Фланець відведення паливного газу 3 через фланець дренажу 4 сполучений зі свічкою. Газ, що підводиться до фланця 9, через штуцер відведення газу 2 надходить до агрегату керування [10].

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

Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.04.ПЗ	Арк.
						81

Газ на керування стоп-краном підводиться від агрегату керування до штуцера 1. При підвищенні тиску в порожнині в сервопоршень 12, долаючи зусилля пружин 10 і 11, відкриває стоп-кран. Паливний газ через фланець 3 відводиться до регулюючого клапана, а сідло дренажу 5 перекривається, запобігаючи витоку газу у дренаж. З штоком сервопоршня 12 з'єднаний сигналізатор положення стоп-крана 14, що розмикає мікрровимикач 17 (положення "закрито") і замикає мікрровимикач 18 (положення "відкрито"), сигналізуючи у САК про відкриття стоп-крана. На зовнішньому кінці сигналізатора знаходяться стрілка 16, що вказує крайні положення клапана 6 стоп-крана. При стравлюванні газу з порожнини в пружини 10 і 11 переміщують клапан 6 на закриття стоп-крана. Герметизація по сідлу стопи 7 здійснюється ущільненням. Одночасно із закриттям стоп-крана відкривається дренаж і газ із системи стравлюється у свічку [10].

При переміщенні сервопоршня 12 у крайнє положення розмикаються контакти мікрровимикача 18 (положення "відкрито") і замикаються контакти мікрровимикача 17 (положення "закрито"), сигналізуючи у САК про закриття стоп-крана.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.4231.04.04.ПЗ				Арк.
				82

[illegible]

Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	право відмовитися від дорученої роботи, якщо створилася виробнича ситуація, небезпечна для його життя чи здоров'я або для людей, які його оточують, зовнішнього природного середовища. Факт наявності такої ситуації підтверджується спеціалістами з охорони праці підприємства з участю представника профспілки і уповноваженого трудового колективу, а в разі виникнення конфлікту – відповідним органом державного нагляду за охороною праці з участю представника профспілки. За період простою з цих причин не з вини працівника за ним зберігається середній заробіток. Працівник має право розірвати трудовий договір за власним бажанням, якщо власник не виконує законодавство про охорону праці, умови колективного договору з цих питань. У цьому випадку працівникові виплачується вихідна допомога в розмірі, передбаченому колективним договором, але не менше тримісячного заробітку." Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.4231.04.05.ПЗ					Арк.
					84

шкідливих виробничих факторів.

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

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

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

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

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

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.05.ПЗ	Арк.
						85

6.2. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі компресорної станції

При роботі ГТА виникає ряд факторів, які шкідливо впливають на організм людини. До них відносяться: шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепло-виділення, випаровування масла і технічних рідин. До того ж, сам об'єкт транспортування – природний газ – становить загрозу виникнення вибухопожежної ситуації на газоперекачувальній станції. Природні гази складаються переважно з граничних вуглеводнів – метана CH_4 , етана C_2H_6 , пропана C_3H_8 , бутана C_4H_{10} і пентана C_5H_{12} . Суміші природного паливного газу і повітря в певному співвідношенні є вибухонебезпечними; окремі компоненти газу – токсичні.

Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники вентиляції, освітленості, вібрації та шуму в робочій зоні відповідали встановленим нормам.

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

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

Згідно з ГОСТ 12.1.005-76 Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги“ встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.6.1).

У виробничих умовах працівники знаходяться поблизу нагрітого металу, гарячих поверхонь і т. п. Таким чином вони підлягають дії *теплоти*, що випромінюється цими джерелами. В результаті поглинання теплової енергії підвищується

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	ловним чином через дихальні шляхи, а також через шкіру та з їжею. Більшість цих речовин відноситься до небезпечних та шкідливих виробничих факторів, оскільки виявляють токсичну дію на організм людини. Ці речовини добре розчинюються в біологічних середовищах і здатні вступати з ними до взаємодії, що викликає порушення нормальної життєдіяльності. В результаті у людини виникає хворобливий стан, небезпека якого залежить від тривалості дії, концентрації та виду речовини. Такими шкідливими речовинами в робочій зоні компресорної станції є компоненти вихлопних газів (оксиди вуглецю, азоту, сажа та ін.). Згідно з ГОСТ 12.1.005-76 Повітря робочої зони. Загальні санітарно-гігієнічні вимоги“ встановлено гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень (табл.6.1). У виробничих умовах працівники знаходяться поблизу нагрітого металу, гарячих поверхонь і т. п. Таким чином вони підлягають дії <i>теплоти</i>, що випромінюється цими джерелами. В результаті поглинання теплової енергії підвищується
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	

КР.142.4231.04.05.ПЗ					Арк.
					86

Таблиця 6.1

Речовина	Пил	Сажа (С)	Оксид вуглецю СО	Аль- дегід СН ₂ О	Бенз- пірен С ₂₀ Н ₁₂	Ок- сид азоту NO ₂	З'єднання сі- рки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично до- пустима кон- центрація, мг/м ³	—	4	20	0,7	0,00015	9	—	1

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

На підставі цього ДСТУ 12.1.005-76 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.6.2).

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

зультаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.						
На підставі цього ДСТУ 12.1.005-76 встановлюються допустимі норми температури, відносної вологості та швидкості руху повітря в холодний і перехідний та теплий періоди року (табл.6.2).						
<i>Освітлення робочої зони.</i> Правильно спроектоване та виконане освітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Збереження зору людини, стан його центральної нервової системи в значній мірі залежать від умов освітлення. В машинному залі рекомендовано систему загального освітлення, як для приміщення, де однотипні роботи виконуються по всій площі. Окрім робочого освітлення слід передбачати аварійне та евакуаційне. Аварійне освітлення створюють для тих випадків, коли раптове відключення робочого освітлення може викликати порушення нормального обслуговування обладнання, що в свою чергу може призвести до вибуху, пожежі, отруєння людей, порушення роботи таких об'єктів, як диспетчерські пункти, насосні установки водопостачання та інші виробничі приміщення, в яких неприпустимо						
Інв. № подл.					Арк.	
						87
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

припинення роботи. Евакуаційне освітлення передбачається для евакуації людей з приміщень при аварійному відключенні робочого освітлення в місцях, небезпечних для проходу людей, на сходах.

Таблиця 6.2

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

Згідно з нормами ДБН П-4-79 встановлено рівень мінімальної освітленості виробничих приміщень та поверхонь (табл.6.3).

Таблиця 6.3

Приміщення і поверхні	Мінімальна освітленість E_{min} , лк	
	При люмінесцентних лампах	При лампах розжарювання
Машинні приміщення:		
Розподільні пристрої і пульти керування	100	75
Місця керування головними механізмами	100	75

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

Продовження табл. 6.3

Котельні приміщення:		
Площадки обслуговування котлів	100	—
Приміщення димососів,вентиляторів	100	—
Конденсаторна, хімводоочищення, деаераторна, бойлерна	100	—
Диспетчерські, пульти операторів, контрольно-вимірювальні прилади	200	100
Сходи службових і допоміжних приміщень	50	20

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата				Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата																
не викликати больових відчуттів, але утруднить проведення виробничих процесів. Причиною низькочастотної вібрації насосів, компресорів, двигунів є неврівноваженість елементів, що обертаються. Дія неврівноважених динамічних сил посилюється поганим кріпленням деталей, їх зносом в процесі експлуатації. <i>Шум.</i> За своєю природою шум в ГТА ділиться на шуми аеродинамічного (газодинамічного) та механічного походження, причому найбільше значення має аеродинамічний шум, що випромінюється повітрязбірним трактом ГТА. Основним джерелом цього шуму є компресор, при роботі якого рівень сумарного шуму досягає 135...145 дБ. В свою чергу джерелами шуму компресорних установок є повітрязбірні та вихлопні (для скидання повітря) повітроводи, що виходять в атмосферу, а також корпуси компресорів. Шум турбокомпресорів та турбін є високочастотним, що пов'язано з природою виникаючого шуму (вихровий шум, шум від неоднорідності потоку). Неоднорідність потоку на вході в колесо або на його виході, яка виникає через погано обтічні деталі, конструкції або напрямний апарат, призводить до неста-																							
<table><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td>Зм.</td><td>Арк.</td><td>№ докум.</td><td>Підпис</td><td>Дата</td></tr></table>															Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.05.ПЗ			Арк. 89
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата																			

ціонарного обтікання лопаток колеса і нерухомих елементів, що поруч з колесом і, як результат, виникає шум.

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

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

Під впливом шуму, що перевищує 85...90 дБ, в першу чергу знижується слухова чутливість на високих частотах. Тривала дія сильного шуму викликає загальну втоми, може привести до погіршення слуху, іноді до глухоти, порушується процес травлення, відбуваються зміни об'єму внутрішніх органів.

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

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

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

Згідно з ГОСТ 12.1.003-76 "Шум. Загальні вимоги безпеки" встановлено допустимі рівні звукового тиску і звуку на робочих місцях (для широкополосного шуму) (табл.6.4).

Таблиця 6.4

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

Продовження табл.6.4

Постійні робочі місця і робочі зони в виробничих приміщеннях і на території підприємств	99	92	86	83	80	78	76	74
---	----	----	----	----	----	----	----	----

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

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

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

Інв. № подл.	Підпис і дата					Арк.	
	Інв. № дубл.						
	Взам. інв. №						
	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.05.ПЗ		91

6.3. Система вентиляції контейнера ГТД

6.3.1. Загальні питання

Вентиляційна система - сукупність пристроїв для обробки, транспортування, подачі і видалення повітря у контейнері ГТД.

Системи вентиляції контейнера газотурбінного двигуна забезпечує належну вентиляцію всіх відсіків в контейнері двигуна, рівномірний розподіл охолодженого повітря та підтримку сталого температурного режиму й об'ємної концентрації шкідливих речовин та газу в заданих межах.

Класифікуються системи вентиляції за наступними ознаками:

- за способом створення тиску і переміщення повітря: з природним і штучним (механічним) спонуканням.
- за призначенням: притокові і витяжні
- за способом організації повітряобміну: загальнообмінні, місцеві, аварійні, протидимні
- за конструктивним виконанням: каналні і безканалні

При *природній* вентиляції повітрообмін здійснюється через різницю тиску ззовні і всередині будівлі. Під неорганізованою природною системою вентиляції розуміється повітрообмін в приміщенні, що відбувається за рахунок різниці тисків внутрішнього і зовнішнього повітря і дій вітру через нещільності огорожувальних конструкцій, а також при відкриванні дверей чи вікон. Організованою природною вентиляцією називається повітрообмін, що відбувається за рахунок різниці тисків внутрішнього і зовнішнього повітря, але через спеціально влаштовані припливні і витяжні отвори, ступінь відкриття яких регулюється. Для створення зниженого тиску у вентиляційному каналі може використовуватися дефлектор.

При *механічній* вентиляції повітряобмін відбувається за рахунок різниці тиску, що створюється вентилятором або ежектором. Цей спосіб вентиляції більш ефективний, так як повітря попередньо може бути очищений від пилу і доведено до необхідної температури і вологості. Вентиляція у контейнерах ГТД обов'язково повинна бути механічною.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	КР.142.4231.04.05.ПЗ	Арк.
						92
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Аварійна система вентиляції встановлюється у виробничих приміщеннях, де можливий несподіваний викид надзвичайно небезпечних шкідливих речовин в кількостях, які значно перевищують гранично допустимі норми, з метою їх швидкого видалення.

При проєктуванні систем вентиляції блочних пристроїв, в тому числі й контейнерів газотурбінних двигунів слід дотримуватися системи спеціальних вимог та норм, які регламентовані згідно з відомчими нормами технологічного проєктування (ВНТП 01/87/04-84), будівельними нормами та правилами (ДБН 2.04.05-86, ДБН П-33-75, СН-245-71), державними стандартами (ГОСТ 12.1.005-76) та санітарними нормами. Перелік основних вимог згідно цих норм представлений нижче:

- В вентиляційних системах загальнообмінної вентиляції блочних пристроїв, що обслуговуються періодично та короткочасно, можлива установка одного вентиляційного агрегату за виключенням тих випадків, коли притокова вентиляція суміщена з повітряним опаленням чи створює підпір;

3) Вентиляційні системи, в яких установлені резервні агрегати, повинні мати автоматичний вмикач резерву та сигналізацію. Вентилятори контейнерів без резервних агрегатів повинні мати також ручне управління;

4) У проєктах вентиляції слід передбачати технічні рішення, що забезпечують нормовані метеорологічні умови і чистоту повітря в обслуговуваній зоні приміщень, застосування комплектно-блочного обладнання та елементів заводського виготовлення систем вентиляції і кондиціонування, а також ремонтпридатність цих систем;

5) В контейнерах з постійним перебуванням робочого персоналу (більш ніж 2 години за зміну), повинна бути передбачена притоково-витяжна вентиляційна система постійної дії. Якісні та кількісні показники шкідливих речовин, що поступають до повітряного простору контейнеру, необхідні при розрахунку систем вентиляція, слід приймати по завданню технологічної частини проєкту;

6) У відсіках приміщень контейнерів двигунів в загальнопромисловому виконанні, розташованих за роздільною стінкою від вибухонебезпечних, слід передбачувати створення надлишкового тиску повітря (підпір) в межах 10-50 Па;

7) Гарячі поверхні опалювального та вентиляційного обладнання, трубопроводів і повітряпроводів, що розміщуються в приміщеннях, в яких вони створюють небезпеку займання газів, парів, аерозолів або пилу, слід ізолювати, передбачаючи температуру на поверхні теплоізоляційної конструкції не менш ніж на 20% нижче температури їх самозаймання;

8) Опалювальне та вентиляційне нестандартизоване обладнання, димарі і теплоізоляційні конструкції слід виготовляти з матеріалів, дозволених до застосування міністерством охорони здоров'я України;

9) У проєктах систем вентиляції і кондиціонування слід передбачати чисельність обслуговуючого персоналу з експлуатації даних систем. Вентиляційне обладнання, трубопроводи та повітряпроводи, що розміщуються в приміщеннях з агресивним середовищем, а також призначені для видалення повітря з агресивним середовищем, слід передбачати з антикорозійних матеріалів або із захисними покриттями від корозії;

Підпис і дата						
Інв. № дубл.						
Взам. інв. №						
Підпис і дата						
Інв. № подл.						
					КР.142.4231.04.05.ПЗ	Арк.
						94
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

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

					КР.142.4231.04.05.ПЗ	Арк.
						95
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У випускній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено газотурбінний агрегат потужністю 10000 кВт простої теплової схеми для приводу нагнітача природного газу компресорної станції магістрального газопроводу.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термодинамічні і газодинамічні розрахунки газотурбінного агрегату, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1470 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 22,5$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегату $\eta_e = 0,3538$, питома потужність $N_{\text{питГТД}} = 282,9 \frac{\text{кВт}}{\text{кг}\cdot\text{с}}$, питома витрата палива $C_{N_e} = 0,217 \frac{\text{кг}}{\text{кВт}\cdot\text{год}}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 479,1 \text{ K}$.

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

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

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 16 жарових труб. Для змішування природного газу з повітрям та подачі в камеру призначений горілочний пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

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

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни низького тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного агрегату UGT 10000 мо-

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.В.ПЗ					Арк.
										96

дифікації ДН70Л, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

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

7. Детально розроблена паливна система газотурбінного агрегату.

8. В розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі компресорної станції, розроблено заходи щодо їх зниження. Більш детально розроблені заходи з вентиляції контейнеру ГТД.

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата						
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.В.ПЗ					Арк.
										97

Список використаних джерел

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

Інв. № подл.	Підпис і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Підпис і дата	5. Романовський Г. Ф. Теорія та розрахунок парових і газових турбін. навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.					
					6. Справочник инженера-механика судовых газотурбинных установок [Текст] / под ред. В. Д. Речистера. – Л. : Судостроение, 1985. – 350 с.					
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	КР.142.4231.04.Л.ПЗ					Арк.
										98