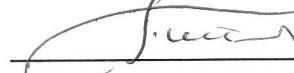


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



" 12 " 12 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Проект газотурбінної електростанції аварійного
енергозабезпечення потужністю 10 МВт*

Виконав:

студент групи 6231м

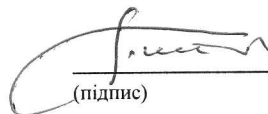


(підпис)

Чепурний А.В.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

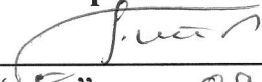
Патлайчук В.М.

Миколаїв – 2023 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми


"5" _____ 09 _____ 2023 р.

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

Студенту _____ Чепурному Андрію Володимировичу _____

1. Тема роботи:

**"Проект газотурбінної електростанції аварійного енергозабезпечення
потужністю 10 МВт"**

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 8.12.2023 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

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

- 4.1. Інформаційний пошук.
- 4.2. Оптимізація параметрів циклу газотурбінного агрегату.
- 4.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегату на номінальному режимі роботи.
- 4.4. Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компоновання.
- 4.5. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни високого тиску газотурбінного двигуна.
- 4.6. Перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни високого тиску.
- 4.7. Розрахунок на міцність диска турбіни високого тиску.
- 4.8. Розробка паливної системи газотурбінного двигуна.
- 4.9. Заходи з охорони праці та навколишнього середовища.

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	При-мітка
1	Інформаційний пошук	08.10.2023	
2	Оптимізація параметрів циклу газотурбінного агрегату	15.10.2023	
3	Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегату на номінальному режимі роботи	29.10.2023	
4	Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування	07.11.2023	
5	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни високого тиску газотурбінного двигуна	15.11.2023	
6	Розрахунок на міцність робочих лопаток та диска турбіни високого тиску	22.11.2023	
7	Розробка паливної системи газотурбінного двигуна	26.11.2023	
8	Заходи з охорони праці та навколишнього середовища	03.12.2023	
9	Оформлення роботи та подання її до захисту	08.12.2023	

Студент


 (підпис)

Чепурний А.В.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані дослідження газотурбінної електростанції аварійного енергозабезпечення потужністю 10 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; вибір теплової схеми та оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата; детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегату на режимі повної потужності; габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компоновання; розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного двигуна, які містили в собі: розробку конструкції турбіни високого тиску; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни високого тиску; перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність; визначення запасу міцності диска турбіни високого тиску за руйнівними обертами; розробку паливної системи газотурбінного двигуна..

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

ABSTRACT

The work has carried out studies of a gas turbine power plant for emergency power supply with a capacity of 10 MW. The following issues are consistently covered: information search; selection of a thermal scheme and optimization of the parameters of the thermodynamic cycle of the gas turbine unit; detailed thermal calculation of the gas turbine unit at full power; overall calculation of the gas turbine engine and its layout; development of measures for labor protection and the environment; design and constructive calculations of individual elements of the gas turbine engine, which included: development of the design of a high-pressure turbine; thermo-gas-dynamic calculation on the average diameter of the high-pressure turbine; verification calculation of the working blades of the high-pressure turbine for strength; determination of the safety margin of the high-pressure turbine disk at destructive speeds; development of the fuel system of the gas turbine engine..

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

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	6
1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата для електростанції	8
1.1. Інформаційний пошук	9
1.2. Вибір теплової схеми газотурбінного агрегату	20
1.3. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	21
1.4. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата ..	29
1.5. Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування	42
2. Конструювання та конструктивні розрахунки газотурбінного двигуна	57
2.1. Розробка конструкції турбіни високого тиску	58
2.2. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни високого тиску	60
2.3. Розрахунок закручення лопаток турбіни високого тиску ...	72
2.4. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність	75
2.5. Визначення запасу міцності диска турбіни високого тиску за руйнівними обертами	80
2.6. Розробка паливної системи газотурбінного двигуна	94
3. Охорона праці	102
3.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів при експлуатації газотурбінної електростанції	104
3.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння для газотурбінної електростанції	108

3.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і шкідливих факторів	111
3.4. Розробка заходів для рятування людини, що потрапила під дію електричного струму	115
4. Охорона навколишнього середовища	121
4.1. Аналіз шкідливої дії випускних газів ГТД на навколишнє середовище	122
4.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів випускних газів	126
Висновки	131
Список використаних джерел	133

ВСТУП

Актуальність теми. Електростанції аварійного енергозабезпечення інфраструктурних об'єктів знаходять застосування, коли відбувається відключення основного живлення, що для даних об'єктів є неприпустимим. Аварійні електростанції на основі газотурбінних двигунів, порівняно з іншими типами подібних електростанцій, характеризуються невисокою вартістю, невеликими розмірами та масою, швидким пуском і набором потужності. Вважаючи на теперішній стан енергетики України, розробка та удосконалення газотурбінних електростанцій аварійного енергозабезпечення становить в даний час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є розробка та дослідження параметрів газотурбінної електростанції аварійного енергозабезпечення потужністю 10 МВт.

Відповідно до поставленої мети були вирішені такі завдання:

- інформаційний пошук;
- вибір теплової схеми та оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата;
- детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегату на режимі повної потужності;
- габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування;
- розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища;
- конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного двигуна, які містили в собі:
 - розробку конструкції турбіни високого тиску;
 - термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни високого тиску;
 - перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни високого тиску на міцність;

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

визначення запасу міцності диска турбіни високого тиску за руйнівними обертами;

розробку паливної системи газотурбінного двигуна.

Об'єкт дослідження – електростанція аварійного енергозабезпечення на основі газотурбінного двигуна потужністю 10 МВт.

Предмет дослідження – процеси, що відбуваються в газотурбінному двигуні електростанції аварійного енергозабезпечення.

Метод дослідження – розробка конструкції, математичне моделювання та визначення ефективності газотурбінного двигуна електростанції аварійного енергозабезпечення.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.6231м.18.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Чепурний А.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 1

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

1.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та створення енергетичних газотурбінних агрегатів потужністю 6 - 10 МВт в теперішній час ведуть російські фірми: ЗАО "Уральский Турбинный Завод", Екатеринбург, ЗАО "Невский Завод" (Санкт-Петербург), ОАО "Кузнецов", (Самара) , ОАО "ОДК – Газовые Турбины", Рыбинск, Ярославская Область, ОАО "НПО "Сатурн" (на основі розробок української компанії ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект"), а також міжнародні корпорації: GE (включая Alstom), Siemens (включая Dresser Rand и Rolls Royce Turbine), MHPs, Ansaldo Energia, Solar Turbines (CAT) и Pratt & Whitney (вони займають майже 95% світового ринку)

Характеристики енергетичних газотурбінних агрегатів, які мають потужність близьку до проектної – 10 МВт і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1

**Характеристики енергетичних газотурбінних агрегатів
потужністю від 6 до 10 МВт**

Назва двигуна	Виробник	Потужність на клеммах генератора, МВт	ККД на клеммах генератора, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
ГТЭР-10	ВАТ "Невский завод"	10,0	33,0	1053	4,24
SGT-200 ("Tornado")	«Siemens»	6,75	31,5	1269	12,3

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Назва двигуна	Виробник	Потужність на клеммах генератора, МВт	ККД на клеммах генератора, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
M7A-01ST	"Kawasaki Heavy Industries, Ltd."	6,68	33,8	1408	12,7
M7A-02		7,05	31,1	1433	15,9
M7A-02D		6,85	30,9	-	15,9
M7A-01D		5,48	29,9	-	12,7
CNT-10000E	"Niigata Power System Co., Ltd."	7,20	31,5	-	16,2
CNT-12000E		8,00	29,5	-	17,1
CNT-60C ("Taurus 70")	"Niigata Power System Co., Ltd."	7,26	32,1	-	16,0
CNT-90C ("Mars 90")	"Niigata Power System Co., Ltd."	9,63	30,6	-	16,9
CNT-100C ("Mars 100")	"Niigata Power System Co., Ltd."	10,73	31,2	-	18,2

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата **UGT 10000** , розробка якого здійснювалася підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Високоєфективний модульний газотурбінний двигун четвертого покоління UGT 10000 (рис.1.1) є одним з останніх двигунів, створених ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" для потреб газової промисловості, енергетики і морського транспорту.

UGT 10000, використовуваний як привод нагнітачів газу компресорних станцій, у варіанті ДН70Л із силовою турбіною лівого обертання (частота 4800 об/хв) застосовується для модернізації агрегатів ГТК-10-4 ОАО "Невский завод" (м. С.–Петербург) і ГПА-10 ВАТ "Констар" (м. Кривий Ріг), а у варіанті ДИ70П із силовою турбіною правого обертання (6500 об/хв) – для заміни

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

двигунів MS3002 розробки компанії "General Electric Co." в імпортних агрегатах ГТК-10И фірми "АЕГ Каніс".



Рис.1.1. Двигун UGT 10000

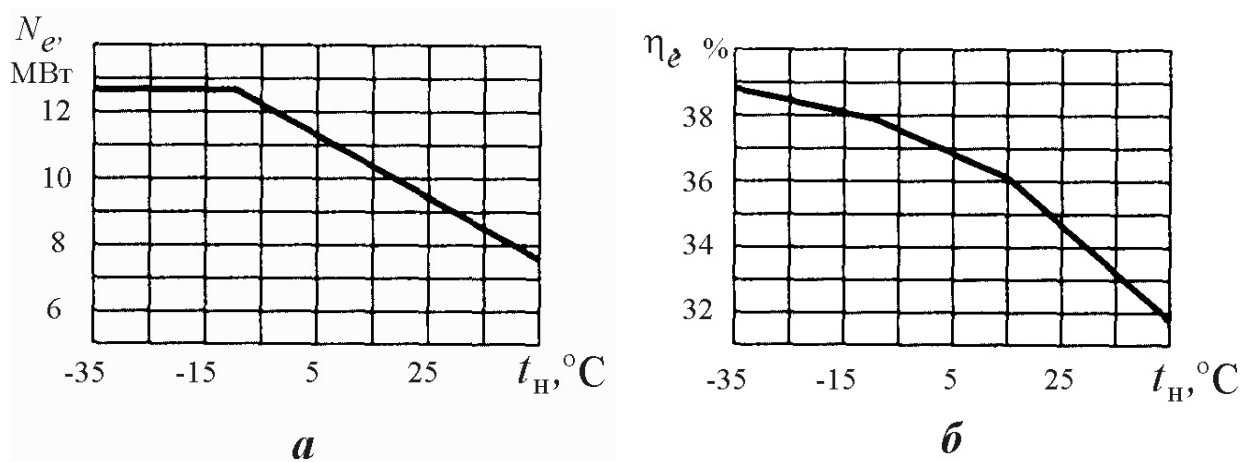


Рис.1.2. Залежність потужності (а) і ККД (б) UGT 10000 від температури повітря на вході

На основі двигуна UGT 10000 (модифікація ДУ71) була створена газотурбінна установка з утилізацією тепла газів контактного типу КГПТУ-16К

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

(проект "Водолій") потужністю 16 МВт. У порівнянні з вихідним варіантом в ній була змінена пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для упорскування пари, організовані системи подавання пари. Такою установкою був оснащений газоперекачувальний агрегат ГПА-16К, встановлений на компресорній станції "Ставищенська" (Черкаська обл., Україна).

Основні технічні характеристики UGT 10000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.2, експлуатаційні характеристики – на рис.1.2.

Таблиця 1.2

Параметр	Модифікації двигуна	
	ДН70	ДУ71
Потужність, МВт	10,7	15,7
ККД, %	36	43 ¹
Витрата повітря, кг/с	37,2	39,5
Міра підвищення тиску	19,5	20
Початкова температура газу, К	1453	1358
Температура газу за ГТД, К	731	727
Частота обертання силової турбіни, об/хв	4800	5300
Довжина x ширина x висота, м	4,0 x 1,8 x 1,7	–
Маса, т	5	–

Конструктивні особливості

Двигун UGT 10000 (рис.1.3) складається з газогенератора і вільної силової турбіни².

¹ У даному випадку ККД всього агрегата.

² Конструкція двигуна розглядається на прикладі модифікації ДН70Л.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

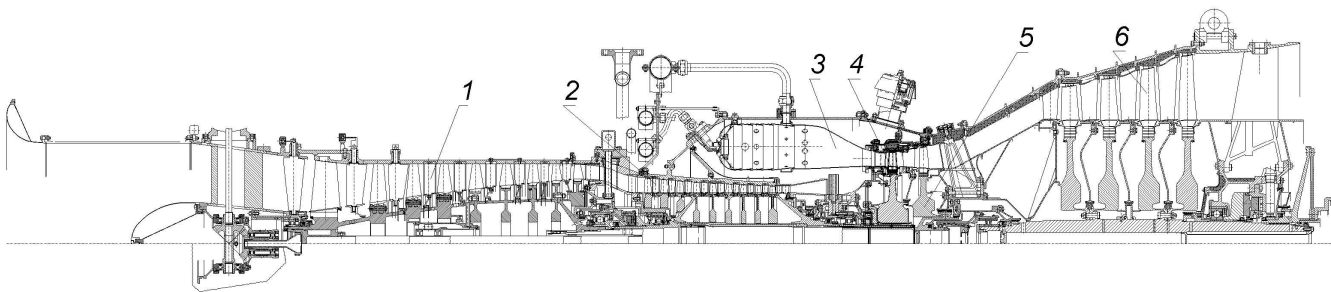


Рис.1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 10000:

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

Газогенератор містить у собі два каскади осьового компресора (відповідно, низького 1 і високого 2 тисків), які приводяться в обертання двома незалежними турбінами (низького 5 і високого 4 тисків), а також трубчасто-кільцеву камеру згоряння 3.

Компресор низького тиску (КНТ) – осьовий, дев'ятиступінчастий, складається із зовнішнього обтікача 1, внутрішнього обтікача 3, проставки 2, конуса 4, переднього корпуса 5, корпуса 8, ротора 7, встановленого на передній і задній опорах (рис.1.4).

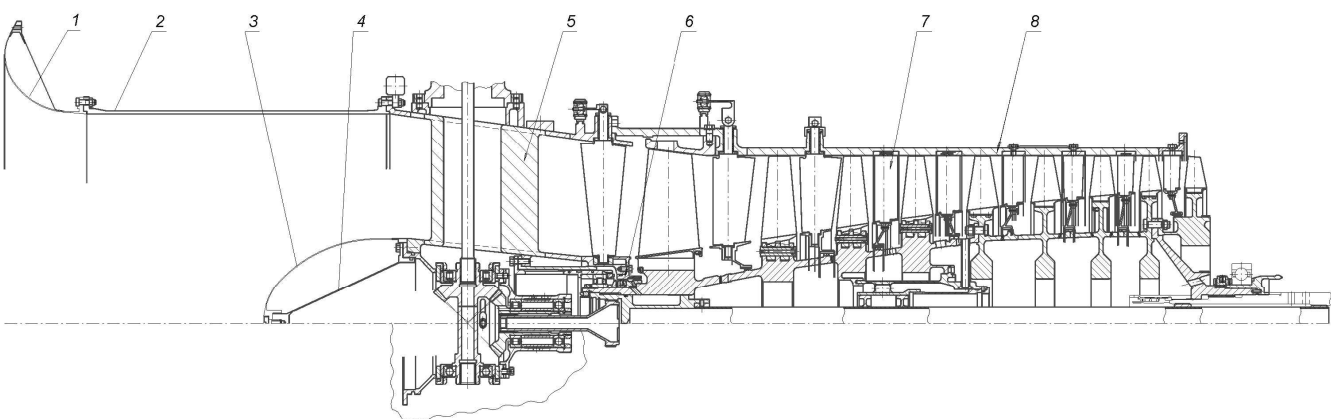


Рис.1.4. Компресор низького тиску UGT 10000:

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

Внутрішній і зовнішній обтікачі із проставкою утворюють вхідний

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

пристрій, який плавно підводить повітря до проточної частини компресора. Зовнішній обтікач через еластичну діафрагму поєднаний із повітрязаборною шахтою. Внутрішній обтікач за допомогою центрального болта кріпиться до конуса.

Передача крутного моменту від ротора турбіни низького тиску (ТНТ) до ротора компресора низького тиску здійснюється через шлицьове сполучення, яке утворюється задньою цапфою ротора КНТ і валом ротора ТНТ.

Ротор КНТ – дисково-барабанної конструкції, складається зі звареного барабана 0-3-го ступенів, звареного барабана 4-7-го ступенів, диска 8-го ступеня, лопаток, задньої цапфи. Також у роторі КНТ передбачена система доборів повітря, яка забезпечує підвід повітря для підпору ущільнень передньої і задньої опор ротора КНТ і для охолодження ТНТ.

Робочі лопатки нульового ступеня закріплені в диску за допомогою "ялинкового" замка. Робочі лопатки 1-3-го ступенів мають шарнірні кріплення. Робочі лопатки інших ступенів встановлені в пази дисків замковою частиною типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвістовиків лопаток.

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

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

Компресор високого тиску (КВТ) – дев'ятиступінчастий, складається з перехідника 1, корпуса 4, ротора 6, заднього корпуса 8 (рис.1.5).

Для збільшення запасу сталої роботи компресорів на перехіднику встановлені три клапани перепуску повітря.

Ротор КВТ – дисково-барабанної конструкції, складається зі звареного барабана 1-3-го ступенів, шести дисків, лопаток, передньої цапфи, задньої цапфи, труб, що забезпечують підвід повітря на охолодження турбіни високого тиску (ТВТ). На задній цапфі ротора встановлена шестірня-індуктор, призначена

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

одночасно для ручного прокручування і виміру частоти обертання ротора. Робочі лопатки встановлені в пази дисків замковою частиною типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків лопаток.

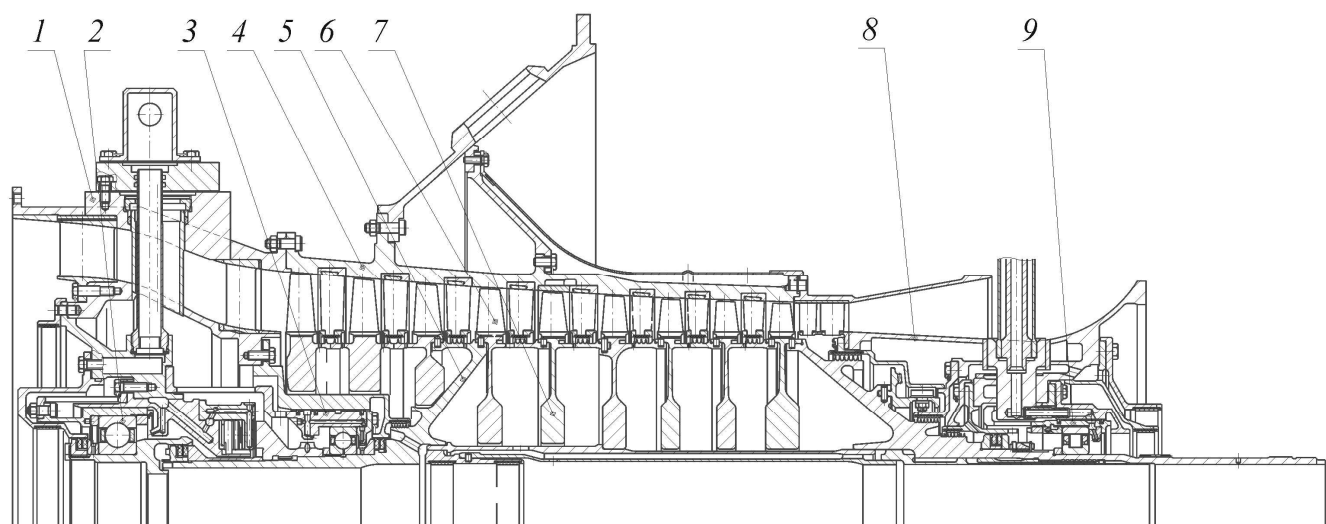


Рис.1.5. Компресор високого тиску UGT 10000:

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

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

На передній цапфі КВТ встановлене міжвальне контактне ущільнення. Для поділу масляних і повітряних порожнин також передбачені комбіновані контактно-лабіринтові ущільнення із графітовими ущільнювальними кільцями.

Камера згоряння за конструкцією 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

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

горілочних пристроїв, що кріпляться на прокладках за допомогою фланців та гайок до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, колекторів 1-го та 2-го каналів, прикріплених на 5-ти шарнірних підвісках до вертикального рознімання 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 запалювачів, двоступінчастого дифузора, одного клапана перепуску повітря, встановленого на компенсаторі. Для безпеки обслуговуючого складу 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 до силової схеми двигуна. Для забезпечення можливості заміни жарових труб протягом експлуатації кожух камери згоряння виконаний із двох половинок і має горизонтальний фланець з конічним зубом. Для забезпечення газощільності у горизонтальному розніманні застосовується клиноподібна планка.

Турбіна високого тиску (рис.1.6) приводить в обертання компресор високого тиску. Виконана осьовою, одноступінчастою, складається з соплового апарата 1 і диска 2, розташованого консольно на задній цапфі КВТ і прикріпленого до неї за допомогою штифтів.

Сопловий апарат ТВТ складається з корпуса силового, корпуса зовнішнього, соплових лопаток, апарата напрямного, стільникових вставок, встановлених у кільці, і екрана розподільного. Стільникові вставки, кільце і екран розподільний є частинами системи регулювання радіального зазору над робочими лопатками ТВТ.

Соплові лопатки ТВТ одиночні, охолоджувані, двоопорні. По верхніх і нижніх буртах ущільнені ущільнювальними елементами для зменшення втрат охолодного повітря, підводимого до лопаток.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Охолодження вхідної крайки соплових лопаток здійснюється обдувом повітря крізь отвори дефлектора, розташованого усередині лопаток. Для інтенсифікації охолодження профільна частина лопаток має усередині розвитку систему оребріння. Холодне повітря до лопаток підводиться знизу.

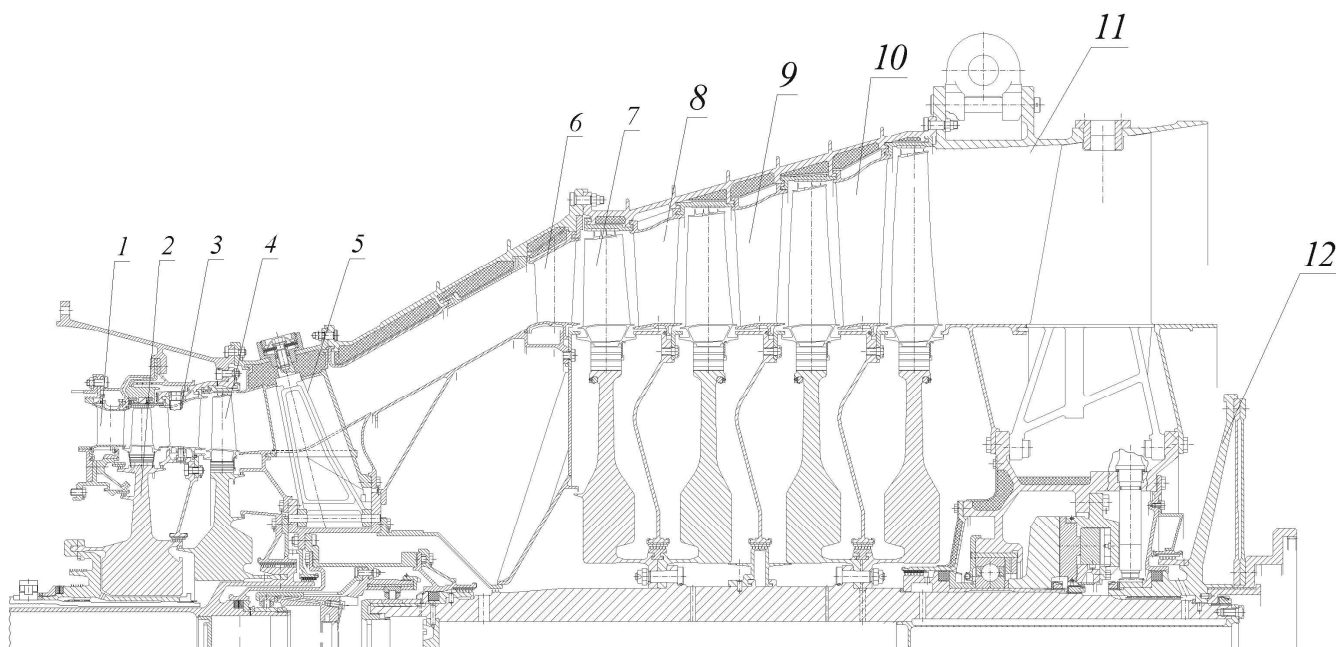


Рис.1.6. Турбінна частина UGT 10000:

1, 3, 6, 8, 9, 10 – соплові апарати 1-6-го ступенів; 2 – цапфа-диск ТВТ; 4 – ротор ТНТ; 5 – опорний вінець ТНТ; 7 – ротор силової турбіни; 11 – опорний вінець силової турбіни; 12 – муфта

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчаста, приводить в обертання компресор низького тиску. Складається із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5.

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 ТНТ є шлиці 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 та силовою

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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, які проходять через обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця ТНТ – за допомогою компенсаторів.

Силовa турбіна (рис.1.7) – осьова, лівого або правого обертання, залежно від частоти обертання (3000, 4800 або 6500 об/хв) може мати 6, 4 або 3 ступеня. Складається із соплових апаратів окремих ступенів, ротора і опорного вінця.

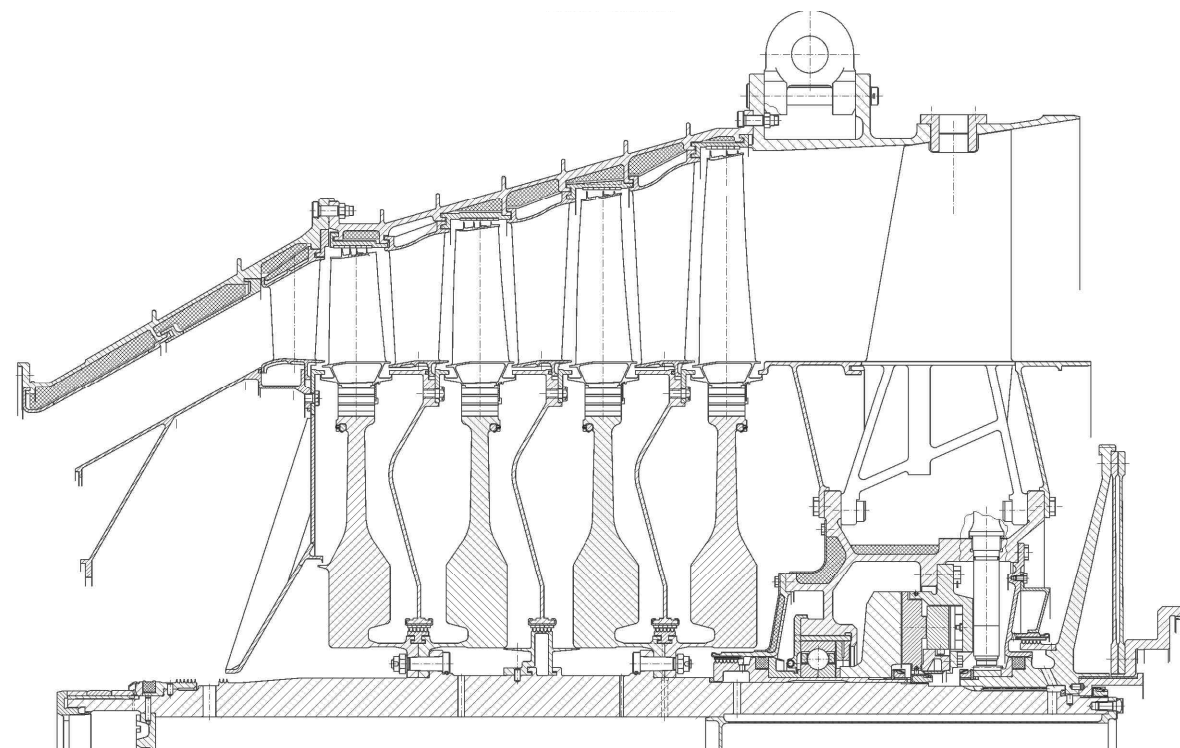


Рис.1.7. Силовa турбіна UGT 10000

Ротор силової турбіни являє собою вал із закріпленими на ньому дисками. Диски поєднані з валом стяжними болтами. На дисках встановлені робочі лопатки, які за допомогою ялинкових хвістовиків уведені в пази дисків та зафіксовані в осьовому положенні 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 підшипник ковзання. Кульковий підшипник

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

сприймає радіальне і частково осьове навантаження, а підшипник ковзання – тільки осьове.

Відбір потужності здійснюється через еластичну муфту, яка допускає приєднання споживача потужності з певною неспіввісністю.

Система змащення двигуна – циркуляційна, під тиском.

Стартер – електричний ~380 В, 70 кВт. Керування – дистанційне, автоматичне.

Двигун випускається з 1998 р.

UGT 10000 витримує сейсмічний вплив до 7 балів по шкалі MSK-64 і зберігає працездатність при температурі повітря від мінус 55 до плюс 45 °С і відносній вологості до 100% (при температурі зовнішнього повітря 15 °С).

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТУ

Для привода генератора електричного струму аварійної електростанції доцільно прийняти газотурбінний агрегат, виконаний за простим термодинамічним циклом. Це пояснюється такими перевагами ГТА данного типу:

- невеликими масою та розмірами;
- невеликими витратами на монтаж і обслуговування;
- високою маневреністю.

Компактність і невелика маса газотурбінних агрегатів простого термодинамічного циклу дозволяє здійснювати їхнє повне збирання і випробовування на турбінному заводі з наступною доставкою у вигляді єдиного модуля до місця призначення залізничним, автодорожнім або повітряним транспортом.

Парові турбіни та газотурбінні агрегати з утилізацією тепла поставляються численними вузлами і деталями, монтаж як їх самих, так і численного допоміжного устаткування і зв'язків між ними займає у кілька разів більше часу, ніж для ГТА простого циклу.

Обслуговування газотурбінних агрегатів простого циклу істотно простіше, ніж парових турбін та газотурбінних агрегатів з утилізацією тепла. В енергетичній установці з ГТА простого циклу відсутні або спрощені кілька систем, що вимагають постійного спостереження. Деякі елементи (наприклад, паливна апаратура, форсунки, органи керування і т.п.) хоча і складніше (ніж в паротурбінних установках), але вимагають меншого догляду.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

Оптимізацію параметрів циклу ГТА виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Алгоритм програми GTA1CC 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.

Алгоритм програми передбачає розв'язання задачі оптимізації простої схеми ГТА методом сканування. При цьому на точність і тривалість процесу розв'язання впливають вибір інтервалу і кроку пошуку. Область зміни параметра π_k - інтервал пошуку, в якому очікується максимум η_e , - завжди може бути зазначена з великою вірогідністю. Крок сканування $\Delta\pi_k$ варто підбирати емпірично.

На рис.1.8 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 π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_2}, c_{p_6}, k_2, k_6$.. 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 і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язування методом Ньютона. Якщо задана

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення K_{oi+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 π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

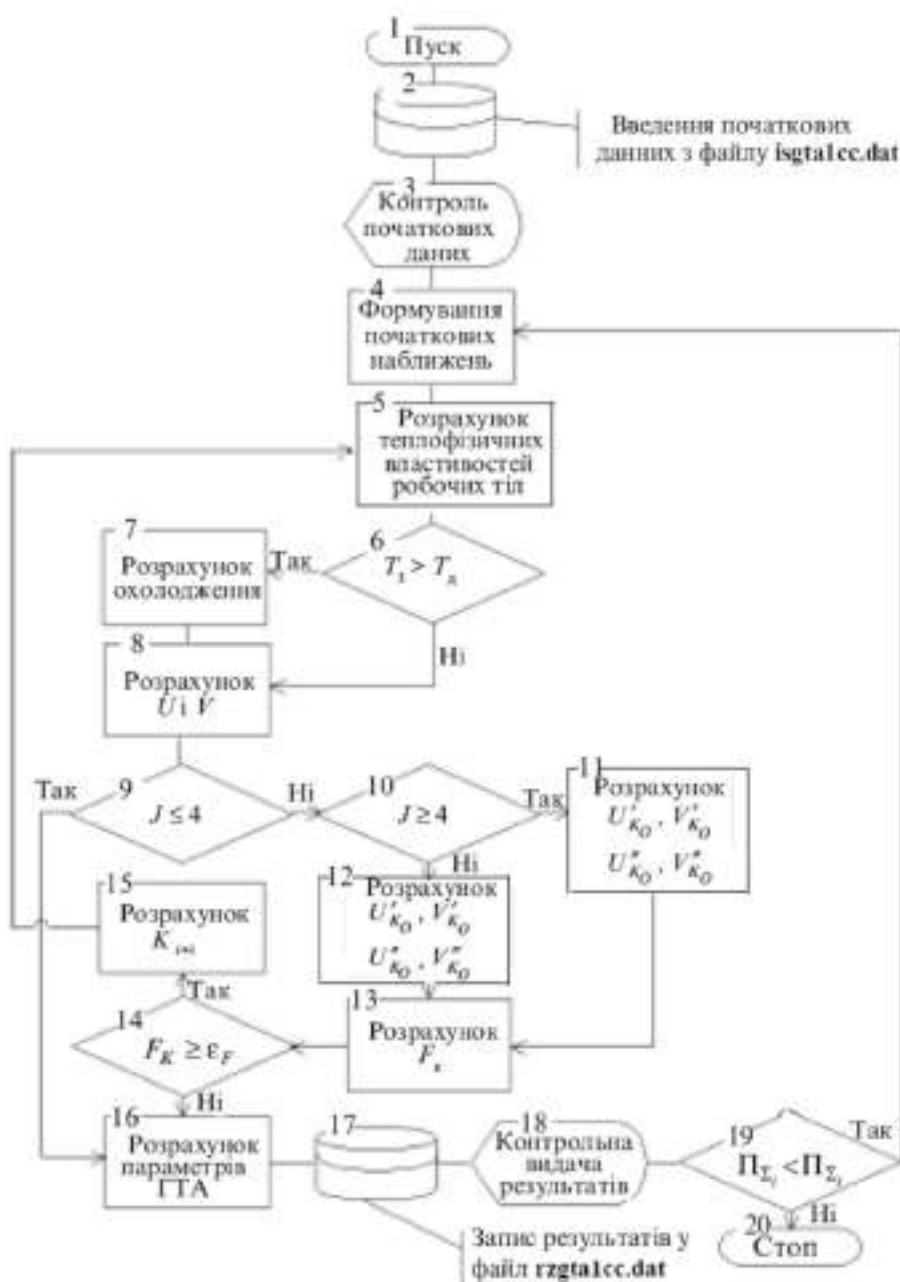


Рис. 1.8. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 1.3

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
ALO	Коефіцієнт надлишку повітря в КЗ ГТД	α_0	—
BD	Недогрів газу в КЗПП	Δ_d	град
BO	Недоохолодження повітря в ППО	Δ_o	град
EGE	Питома витрата охолоджуючого повітря	g_e	—
GOX	Відносна витрата охолодного повітря	g_{ox}	—
HBO	Коефіцієнт відновлення повного тиску (КВПТ) для ППО	U_{bo}	—
HBX	КВПТ вхідного пристрою	U_{bx}	—
HNO	КВПТ газовідвідного пристрою	U_{zv}	—
HK	КВПТ перехідників компресорів	U_k	—
HKS	КВПТ основний КЗ	U_{kz}	—
HKSD	КВПТ КЗПП	U_{kzpp}	—
HKY	КВПТ утилізаційного парогенератора	U_{yng}	—
HR	КВПТ регенератора	U_p	—
HT	КВПТ опорних вінців турбін	U_m	—
HU	Питома потужність ГТА	N_{nut}	кВт/(кг/с)
J	Ознака схеми ГТА	J	—
KO	Параметр розподілу роботи компресора	K_o	—
KD	Параметр розподілу роботи турбіни	K_d	—
NOX	Число рядів охолоджуваних лопаток	n_{ox}	—
ONPT	Відносна потужність ПТ	$\overline{N}_{пт}$	—
QK	Загальний ступінь підвищення тиску у циклі (ЗСПТ)	π_k	—
QKH	Початкове значення ЗСПТ	π_{k_n}	—
QKK	Кінцеве значення ЗСПТ	π_{k_k}	—
R	Ступінь регенерації	r	—
SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_k$	—
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{кз}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	—
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	η_{n_k}	—
UPT	ККД елементарного ступеня турбіни	η_{n_t}	—
UTE	Ефективний ККД циклу ГТА	η_e	—
UTP	Внутрішній ККД утилізаційної ПТ	η_{nt}	—

Список основних ідентифікаторів програми, їхніх умовних позначок у математичній моделі, розмірностей використовуваних величин в обсязі, необхідному для заповнення початкових даних і розшифрування результатів розрахунку, подано у табл. 1.3

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

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файлу isgtalcc.dat, що знаходиться в директорії GRUP5, розміщений в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файлу isgtalcc.dat здійснюється екранним редактором. При використанні програмної оболонки "Norton Commander" це може бути її вбудований редактор, викликуваний натисканням функціональної клавіші [F4], або редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом gtalcc.exe, розміщеним в директорії SAPRTA, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі STUDENT. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних

даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построково для кожного значення π_k у сканованому інтервалі зміни цього параметра. Розшифровування ідентифікаторів програми в заголовку виконується за даними табл.2.1. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщається в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GR4231\isgtalcc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1550
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1080
ККД ступеня компресора	0,900
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,995
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для переходника між компресорами	0,995
КВПТ для камери згоряння	0,960
КВПТ для опорних вінців турбін	0,995
КВПТ для газовихлопного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,022

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTS1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

student .6231m Shepurniy A.

01. ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02. ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД, К	1550.0
03. ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА, К	288.0
04. ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК, К	1080.0
05. КПД ЭЛЕМЕНТАЛЬНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
06. КПД ЭЛЕМЕНТАЛЬНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06. МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07. КОЭФФИЦИЕНТ ПОДНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08. НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09. КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	34.00
10. ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12. КВЛД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13. КВЛД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14. КВЛД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15. КВЛД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИНЫ	0.9950
16. КВЛД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17. УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0220
18. КВЛД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19. СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20. КВЛД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21. ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22. НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО, ГРАД.	0.00
23. КВЛД ДЛЯ ПВО	1.0000
24. НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП, ГРАД.	0.00
25. КВЛД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.328893	348.8	0.000	0.000	590.8	974.3	0.000	4.4	0.0877	2.47
11.0	0.33779	351.6	0.000	0.000	607.9	954.0	0.000	4.4	0.0899	2.51
12.0	0.34549	353.1	0.000	0.000	623.9	935.8	0.000	4.4	0.0922	2.55
13.0	0.35217	353.7	0.000	0.000	638.8	919.2	0.000	4.4	0.0945	2.58
14.0	0.35796	353.4	0.000	0.000	653.0	904.1	0.000	4.4	0.0968	2.62
15.0	0.36300	352.5	0.000	0.000	666.3	890.2	0.000	4.4	0.0992	2.66
16.0	0.36739	351.0	0.000	0.000	679.1	877.4	0.000	4.4	0.1016	2.70
17.0	0.37120	349.2	0.000	0.000	691.2	865.5	0.000	4.4	0.1040	2.73
18.0	0.37451	346.9	0.000	0.000	702.8	854.3	0.000	4.4	0.1065	2.77
19.0	0.37736	344.3	0.000	0.000	713.9	843.9	0.000	4.4	0.1090	2.80
20.0	0.37979	341.4	0.000	0.000	724.6	834.1	0.000	4.4	0.1115	2.83
21.0	0.38185	338.3	0.000	0.000	734.9	824.9	0.000	4.4	0.1141	2.87
22.0	0.38356	334.9	0.000	0.000	744.7	816.2	0.000	4.4	0.1167	2.90
23.0	0.38495	331.4	0.000	0.000	754.3	807.9	0.000	4.4	0.1194	2.93
24.0	0.38604	327.7	0.000	0.000	763.5	800.0	0.000	4.4	0.1221	2.96
25.0	0.38684	323.8	0.000	0.000	772.5	792.5	0.000	4.4	0.1249	3.00
26.0	0.38737	319.8	0.000	0.000	781.2	785.4	0.000	4.4	0.1277	3.03
27.0	0.38765	315.7	0.000	0.000	789.6	778.6	0.000	4.4	0.1306	3.06
28.0	0.38767	311.4	0.000	0.000	797.8	772.0	0.000	4.4	0.1336	3.09
29.0	0.38746	307.1	0.000	0.000	805.7	765.8	0.000	4.4	0.1367	3.12
30.0	0.38701	302.6	0.000	0.000	813.5	759.8	0.000	4.4	0.1398	3.15
31.0	0.38633	298.0	0.000	0.000	821.0	754.0	0.000	4.4	0.1430	3.18
32.0	0.38542	293.4	0.000	0.000	828.4	748.4	0.000	4.4	0.1463	3.21
33.0	0.38429	288.6	0.000	0.000	835.6	743.1	0.000	4.4	0.1496	3.25
34.0	0.38293	283.7	0.000	0.000	842.6	737.9	0.000	4.4	0.1531	3.28

					КР.142.6231м.18.ПЗ					Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуюмо графіки (рис.2.4 та рис.2.5) – залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 28$: $\eta_{e \text{ max}} = 0,38767$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 311,4 \text{ кВт/(кг/с)}$. Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 23$, якій відповідає $\eta_{e. \text{роз}} = 0,38495$ та $N_{\text{пит}} = 331,4 \text{ кВт/(кг/с)}$.



Рис. 1.9. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e, \max} - \eta_{e, \text{роз}}}{\eta_{e, \max}} = \frac{0,38767 - 0,38495}{0,38767} \cdot 100\% = 0,702\%,$$

що не перевищує норму 0,5...1,0%, а збільшення питомої потужності становить

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{331,4 - 311,4}{331,4} \times 100\% = 6,04\%.$$

Зменшені значення π_k дають можливість скоротити число ступенів компресора, зробити газотурбінний двигун компактнішим і легшим, розширити зону безпомпажної роботи його компресорного блока.



Рис. 1.10. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

1.4. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

Детальний тепловий розрахунок схеми газотурбінного агрегата на режимі повної потужності виконується з метою визначення параметрів повітря та продуктів згоряння по тракту двигуна, а також їх масових витрат. Протягом розрахунку уточнюються ефективний ККД, питома витрата палива та питома потужність газотурбінного агрегата.

Структурна схема проектуемого газотурбінного агрегата та відповідний їй цикл на тепловій діаграмі наведено на рис. 1.11. Розрахунок зведено до табл. 1.5.

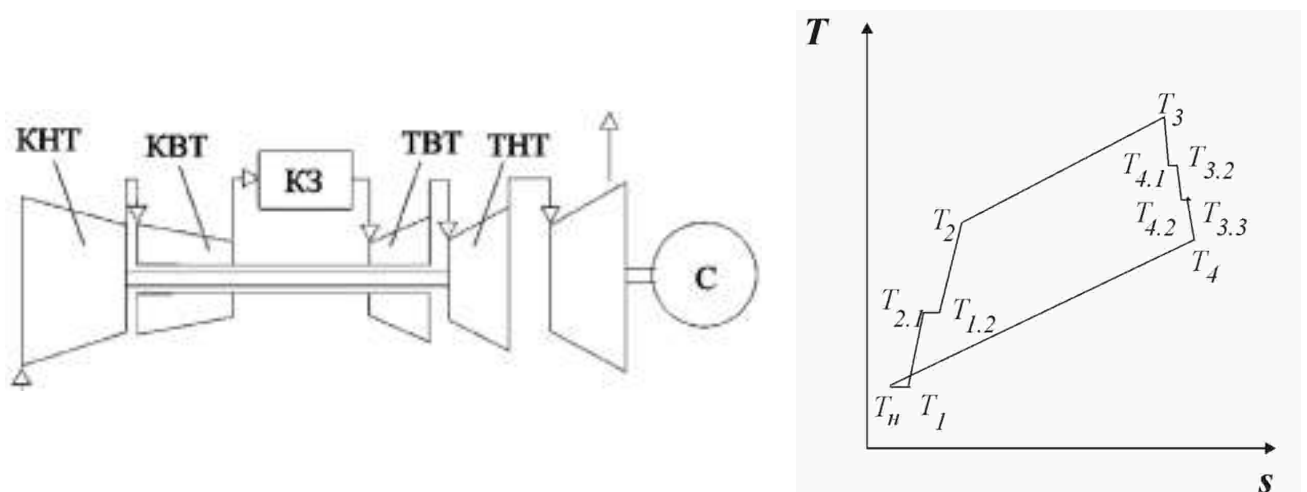


Рис. 1.11. Структурна схема газотурбінного агрегата (а) та відповідний їй цикл на тепловій діаграмі (б)

Таблиця 1.5

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Міра підвищення тиску в компресорній частині ГТА π_k	За результатами оптимізації	23
2. Міра підвищення тиску в компресорі високого тиску π_{k2}	Приблизно дорівнює $\sqrt{\pi_k}$, але не повинне перевищувати значення 4,4...4,6	4,6

Найменування параметра					Спосіб визначення	Числове значення
3. Міра підвищення тиску в компресорі низького тиску $\pi_{\kappa 1}$					$\frac{\pi_{\kappa}}{\pi_{\kappa 2}}$	5
4. Температура навколишнього повітря T_n , К					За відсутністю конкретних відомостей береться за вимогами ISO 2314	288
5. Тиск навколишнього повітря p_n , Па					За відсутністю конкретних відомостей береться за вимогами ISO 2314	101325
6. Температура перед компресором низького тиску T_1 , К					Береться рівною T_n	288
7. Коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному пристрої v_{ex}					Береться 0,98...0,99	0,985
8. Тиск перед компресором низького тиску p_1 , Па					$p_n v_{ex}$	99805
9. ККД елементарного ступеня осьового компресора η_{cm}					Береться 0,890...0,905	0,900
10. Температура за компресором низького тиску $T'_{2,1}$, К					Береться із подальшим уточненням	475
11. Комплекс для повітря $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_1}^{T'_{2,1}} = f(T)$					За таблицею 1.6	0,280
12. ККД компресора низького тиску $\eta_{\kappa 1}$					$\frac{\pi_{\kappa 1}^m - 1}{\pi_{\kappa 1}^{m/\eta_{cm}} - 1}$	0,876
13. Дійсний підігрів повітря в компресорі низького тиску $\Delta T_{\kappa 1}$, К					$T_1 (\pi_{\kappa 1}^m - 1) \frac{1}{\eta_{\kappa 1}}$	187,17
14. Температура повітря за компресором низького тиску $T_{2,1}$, К					$T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$	475,17
					КР.142.6231м.18.ПЗ	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
					Арк.	

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
15. Перевірка умови	$\left \frac{T_{2.1} - T'_{2.1}}{T_{2.1}} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення $T'_{2.1}$ в п.10	0,00036
16. Тиск за компресором низького тиску $p_{2.1}$, Па	$p_1 \pi_{\kappa 1}$	499026
17. Температура перед компресором високого тиску $T_{1.2}$, К	Береться рівною $T_{2.1}$	475
18. Коефіцієнт відновлення повного тиску у перехіднику між компресорами v_{κ}	Береться 0,99...1,0	0,995
19. Тиск перед компресором високого тиску $p_{1.2}$, Па	$p_{2.1} v_{\kappa}$	496531
20. Температура за компресором високого тиску T'_2 , К	Береться із подальшим уточненням	735
21. Комплекс для повітря $m \Big _{T_{1.2}}^{T'_2} = f(T)$	За таблицею 1.6	0,265
22. ККД компресора високого тиску $\eta_{\kappa 2}$	$\frac{\pi_{\kappa 2}^m - 1}{\pi_{\kappa 2}^{m/\eta_{cm}} - 1}$	0,878
23. Дійсний підігрів повітря в компресорі високого тиску $\Delta T_{\kappa 2}$, К	$T_{1.2} (\pi_{\kappa 2}^m - 1) \frac{1}{\eta_{\kappa 2}}$	278
24. Температура повітря за компресором високого тиску T_2 , К	$T_{1.2} + \Delta T_{\kappa 2}$	753,34
25. Перевірка умови	$\left \frac{T_2 - T'_2}{T_2} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення T'_2 в п.20	0,02435

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра					Спосіб визначення	Числове значення
26. Тиск за компресором високого тиску p_2 , Па					$p_{1.2} \pi_{\kappa 2}$	2284040
27. Температура газів за камерою згоряння T_3 , К					Задана	1550
28. Коефіцієнт відновлення повного тиску у камері згоряння $v_{\kappa c}$					Береться 0,96...0,98 (більші значення для прямотокових камер згоряння, менші – для протivotокових)	0,96
29. Тиск за камерою згоряння p_3 , Па					$p_2 v_{\kappa c}$	2192679
30. Нижча теплота згоряння палива Q_n^p , кДж/кг					За відсутністю конкретних відомостей береться для стандартного палива (42915 кДж/кг – для рідкого та 50032 кДж/кг – для газоподібного палива)	50032
31. Стехіометричний коефіцієнт L_0 , кг/кг					За відсутністю конкретних відомостей береться для стандартного палива (14,78 – для рідкого та 17,18 – для газоподібного палива)	17,18
32. Коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_{\kappa c}$					Береться 0,980...0,995 (більші значення для газоподібного палива, менші – для рідкого)	0,990
33. Теплоємність повітря $c_{pv} \Big _{293}^{T_3} = f(T)$, кДж/(кг·К)					За таблицею 1.6	1,125
34. Теплоємність повітря $c_{pv} \Big _{293}^{T_2} = f(T)$, кДж/(кг·К)					За таблицею 1.6	1,035
					КР.142.6231м.18.ПЗ	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
						Арк.

Найменування параметра					Спосіб визначення	Числове значення
35. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} = f(T, \alpha = 1),$ кДж/(кг·К)					За таблицею 1.6	1,243
36. Відносна витрата палива g_T , кг/кг					$\frac{c_{pv} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{pv} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_n^p \eta_{kc} - \left[c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} (L_0 + 1) - c_{pv} \Big _{293}^{T_3} L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0206
37. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α					$\frac{1}{g_T L_0}$	2,82
38. Коефіцієнт витрати компресора високого тиску α_{k2}					Береться 0,99...1,00	1,0
39. Сумарна відносна витрата охолоджуючого повітря $g_{ox\Sigma}$					Береться із подальшим уточненням	0,160
40. Коефіцієнт витрати камери згоряння α_{kc}					(0,96...0,98) – $g_{ox\Sigma}$	0,794
41. Коефіцієнт витрати турбіни високого тиску β_{T1}					$(1 + g_T) \frac{\alpha_{kc}}{\alpha_{k2}}$	0,810
42. Коефіцієнт втрат в опорах турбокомпресора високого тиску η_{m1}					Береться 0,990...0,995 для підшипників кочення та 0,97...0,98 для підшипників ковзання	0,995
43. Теплоємність повітря $c_{pv} \Big _{T_{1,2}}^{T_2} = f(T),$ кДж/(кг·К)					За таблицею 1.6	1,057
44. Температура за турбіною високого тиску $T'_{4,1}$, К					Береться із подальшим уточненням	1263
					КР.142.6231м.18.ПЗ	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
					Арк.	

Найменування параметра					Спосіб визначення	Числове значення
45. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p2} \Big _{T_3}^{T'_{4.1}} = f(T, \alpha),$ кДж/(кг·К)					За таблицею 1.6	1,352
46. Дійсне охолодження газів в турбіні високого тиску $\Delta T_{T1}, \text{ К}$					$\frac{c_{p2} \Big _{T_{1.2}}^{T_2} \Delta T_{\kappa 2}}{c_{p2} \Big _{T_3}^{T'_{4.1}} \beta_{T1} \eta_{m1}} -$	241
47. Температура за турбіною високого тиску $T_{4.1}, \text{ К}$					$0,995(T_3 - \Delta T_{T1})$	1302,42
48. Перевірка умови					$\left \frac{T_{4.1} - T'_{4.1}}{T_{4.1}} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення $T'_{4.1}$ в п.44	0,03027
49. ККД турбіни високого тиску η_{T1}					Береться 0,87...0,88	0,875
50. Комплекс для продуктів згоряння $m \Big _{T_3}^{T_{4.1}} = f(T, \alpha)$					За таблицею 2.3	0,214
51. Міра зниження тиску в турбіні високого тиску π_{T1}					$\left[1 - \frac{\Delta T_{T1}}{T_3 \eta_{T1}} \right]^{-\frac{1}{m}}$	2,50
52. Тиск за турбіною високого тиску $p_{4.1}, \text{ Па}$					$\frac{p_3}{\pi_{T1}}$	840542
53. Температура перед турбіною низького тиску $T_{3.2}, \text{ К}$					Береться рівною $T_{4.1}$	1302,42
54. Коефіцієнт відновлення повного тиску в опорному вінці турбіни високого тиску v_{T1}					Береться 0,99...1,00	1,0
КР.142.6231м.18.ПЗ						Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
55. Тиск перед турбіною низького тиску $p_{3,2}$, Па	$p_{4,1} v_{T1}$	840542
56. Температура охолоджуючого повітря T_{ox} , К	Береться рівною T_2	735
57. Допустима температура металу лопаток T_{don} , К	Береться 1073...1123	1080
58. Еталонна витрата охолоджуючого повітря $g_э$	Береться 0,020...0,025	0,022
59. Коефіцієнт теплообміну на торцях охолоджуваних лопаток $k_{m.l}$	Береться 1,05...1,10	1,05
60. Коефіцієнт перерозрахунку a	Береться 1,7 – при $T_3 - T_{don} \leq 100$, та 1,4...1,3 – при $T_3 - T_{don} > 100$	1,3
61. Відносний температурний перепад на 1 ступінь турбіни високого тиску $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{T1}$	Береться 0,110...0,135	0,135
62. Кількість охолоджуваних рядів соплових та робочих лопаток турбіни високого тиску n_{ox1}	$\frac{2 \lg \frac{T_{don}}{T_3}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T1} \right]}$; при $T_3 \leq T_{don}$ $n_{ox1} = 0$	4,98(2) ¹
63. Відносна витрата охолоджуючого повітря на турбіну високого тиску g_{ox1}	$a k_{m.l} g_э \beta_{T1} \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_{don})}{(T_{don} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25}$; при $T_3 \leq T_{don}$ $g_{ox1} = 0$	0,1338

¹ Турбіна високого тиску не може мати кількість охолоджуваних рядів лопаток, яка перевищує загальну кількість рядів лопаток цієї турбіни. Двигуни UGT 3000, UGT 6000, UGT 10000, UGT 15000 та UGT 25000 виробництва ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" мають одноступеневу ТВТ, тобто n_{ox1} у цьому випадку не може бути більшим, ніж 2.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра					Спосіб визначення	Числове значення
64. Коефіцієнт витрати турбіни низького тиску β_{T2}					$\beta_{T1}\alpha_{\kappa 2} + (0...0,01) + g_{ox1}$	1,051
65. Коефіцієнт втрат в опорах турбокомпресора низького тиску $\eta_{\mu 2}$					Береться 0,990...0,995 для підшипників кочення та 0,97...0,98 для підшипників ковзання	0,995
66. Теплоємність повітря $c_{pv} \Big _{T_1}^{T_{2,1}} = f(T)$, кДж/(кг·К)					За таблицею 1.6	1,095
67. Температура за турбіною низького тиску $T'_{4,2}$, К					Береться із подальшим уточненням	1100
68. Теплоємність продуктів згоряння $c_{pz} \Big _{T_{3,2}}^{T'_{4,2}} = f(T, \alpha)$, кДж/(кг·К)					За таблицею 1.6	1,317
69. Дійсне охолодження газів в турбіні низького тиску ΔT_{T2} , К					$\frac{c_{pv} \Big _{T_1}^{T_{2,1}} \Delta T_{\kappa 1}}{c_{pz} \Big _{T_{3,2}}^{T'_{4,2}} \beta_{T2} \eta_{\mu 2}}$	148,8
70. Температура за турбіною низького тиску $T_{4,2}$, К					$T_{3,2} - \Delta T_{T2}$	1153,63
71. Перевірка умови					$\left \frac{T_{4,2} - T'_{4,2}}{T_{4,2}} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення $T'_{4,2}$ в п.67	0,04649
72. ККД турбіни низького тиску η_{T2}					Береться 0,88...0,90	0,90
73. Комплекс для продуктів згоряння $m \Big _{T_{3,2}}^{T_{4,2}} = f(T, \alpha)$					За таблицею 1.6	0,219

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра					Спосіб визначення	Числове значення
74. Міра зниження тиску в турбіні низького тиску π_{T2}					$\left[1 - \frac{\Delta T_{T2}}{T_{3.2} \eta_{T2}}\right]^{-\frac{1}{m}}$	2,01
75. Тиск за турбіною низького тиску $p_{4.2}$, Па					$\frac{p_{3.2}}{\pi_{T2}}$	512156
76. Температура перед турбіною гвинта $T_{3.3}$, К					Береться рівною $T_{4.2}$	1154
77. Коефіцієнт відновлення повного тиску в опорному вінці турбіни низького тиску v_{T2}					Береться 0,99...1,00	0,995
78. Тиск перед турбіною генератора $p_{3.3}$, Па					$p_{4.2} v_{T2}$	509596
79. Коефіцієнт відновлення повного тиску у газовідводному пристрої v_z					Береться 0,98...0,99	0,98
80. Міра зниження тиску в турбіні генератора π_{T3}					$\frac{p_{3.3}}{p_n} v_z$	4,93
81. ККД турбіни генератора η_{T3}					Береться 0,90...0,91	0,90
82. Температура за турбіною генератора T'_4 , К					Береться із подальшим уточненням	802
83. Комплекс для продуктів згоряння $m \Big _{T_{3.3}}^{T'_4} = f(T, \alpha)$					За таблицею 2.3	0,227
84. Дійсне охолодження газів в турбіні генератора ΔT_{T3} , К					$T_{3.3} (1 - \pi_{T3}^{-m}) \eta_{T3}$	315
Зм. Лист № докум. Підпис Дата						КР.142.6231м.18.ПЗ Арк.

Найменування параметра					Спосіб визначення	Числове значення
85. Температура за турбіною генератора T_4 , К					$T_{3.3} - \Delta T_{T3}$	838,23
86. Перевірка умови					$\left \frac{T_4 - T'_4}{T_4} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення T'_4 в п.82	0,04322
87. Тиск за турбіною генератора p_4 , Па					$\frac{p_{3.3}}{\pi_{T3}}$	103393
88. Коефіцієнт перерозрахунку a					Береться 1,7 – при $T_{3.2} - T_{don} \leq 100$, та 1,4...1,3 – при $T_{3.2} - T_{don} > 100$	1,3
89. Відносний температурний перепад на 1 ступінь турбіни низького тиску $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{T2}$					Береться 0,110...0,135	0,135
90. Кількість охолоджуваних рядів соплових та робочих лопаток турбіни низького тиску n_{ox2}					$\frac{2 \lg \frac{T_{don}}{T_{3.2}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T2} \right]}$; при $T_{3.2} \leq T_{don}$ $n_{ox2} = 0$	2,58
91. Відносна витрата охолоджуючого повітря на турбіну низького тиску g_{ox2}					$a k_{m.l} g_{\beta T2} \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_{3.2} - T_{don})}{(T_{don} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3.2}}{T_{ox}} \right)^{0,25}$; при $T_{3.2} \leq T_{don}$ $g_{ox2} = 0$	0,0421
92. Коефіцієнт витрати турбіни низького тиску β_{T3}					$\beta_{T2} + (0...0,01) + g_{ox2}$	1,098
93. Коефіцієнт перерозрахунку a					Береться 1,7 – при $T_{3.3} - T_{don} \leq 100$, та 1,4...1,3 – при $T_{3.3} - T_{don} > 100$	1,7
94. Відносний температурний перепад на 1 ступінь турбіни генератора $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_{T3}$					Береться 0,110...0,135	0,120

Найменування параметра					Спосіб визначення	Числове значення
95. Кількість охолоджуваних рядів соплових та робочих лопаток турбіни генератора n_{ox3}					$\frac{2lg \frac{T_{don}}{T_{3.3}}}{lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T3} \right]}$; при $T_{3.3} \leq T_{don}$ $n_{ox3} = 0$	0
96. Відносна витрата охолоджуючого повітря на турбіну генератора g_{ox3}					$ak_{m.l} g_{\beta T3} \frac{(n_{ox3} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_{3.3} - T_{don})}{(T_{don} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3.3}}{T_{ox}} \right)^{0,25}$; при $T_{3.3} \leq T_{don}$ $g_{ox3} = 0$	0
97. Сумарна відносна витрата охолоджуючого повітря $g'_{ox\Sigma}$					$g_{ox1} + g_{ox2} + g_{ox3}$	0,160
98. Перевірка умови					$\left \frac{g_{ox\Sigma} - g'_{ox\Sigma}}{g_{ox\Sigma}} \right \leq 0,05$ При невиконанні умови уточнюється значення $g_{ox\Sigma}$ в п.39	0,0007
99. Перевірка умови					$\beta_{T1} \leq \beta_{T2} \leq \beta_{T3} \leq 1,0$ При невиконанні умови уточнюються значення β_{T1} , β_{T2} і β_{T3}	$0,907 \leq 1,051 \leq 1,098 \leq 1,0$
100. Коефіцієнт втрат в опорах турбіни генератора η_{m3}					Береться 0,990...0,995 для підшипників кочення та 0,97...0,98 для підшипників ковзання	0,995
101. ККД редуктора η_p					Оскільки редуктор відсутній береться 1,00	1,0
102. Теплоємність продуктів згоряння $c_{pz} \Big _{T_{3.3}}^{T_4} = f(T, \alpha)$, кДж/(кг·К)					За таблицею 1.6	1,2707
103. Питома потужність ГТА $N_{y\partial}$, кВт/(кг/с)					$c_{pz} \Big _{T_{3.3}}^{T_4} \Delta T_{T3} \beta_{T3} \eta_{m3} \eta_p$	438
104. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт					Задана	10000

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
105. Витрата повітря через компресор низького тиску $G_{\kappa 1}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{y\partial}}$	24,4
106. Витрата повітря через компресор високого тиску $G_{\kappa 2}$, кг/с	$\alpha_{\kappa 2} G_{\kappa 1}$	24,4
107. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{\text{в.кв}}$, кг/с	$\alpha_{\kappa c} G_{\kappa 1}$	21,7
108. Витрата газу через турбіну високого тиску G_{T1} , кг/с	$\beta_{T1} G_{\kappa 2}$	22,2
109. Витрата газу через турбіну низького тиску G_{T2} , кг/с	$\beta_{T2} G_{\kappa 1}$	25,7
110. Витрата газу через турбіну генератора G_{T3} , кг/с	$\beta_{T3} G_{\kappa 1}$	26,8
111. Годинна витрата палива $G_{\text{т.ч}}$, кг/год	$3600 g_T G_{\text{в.кв}}$	1614
112. Питома витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	$\frac{G_{\text{т.ч}}}{N_e}$	0,151
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{Q_H^p g_e}$	0,374

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Теплофізичні властивості повітря та продуктів згоряння [13]

Таблиця 1.6

Т, К	Повітря		Продукти згоряння					
			$\alpha = 1$		$\alpha = 3$		$\alpha = 5$	
	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$m = \frac{k-1}{k}$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$m = \frac{k-1}{k}$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$m = \frac{k-1}{k}$	$c_p,$ кДж/(кг·К)	$m = \frac{k-1}{k}$
273	1,0035	0,2861	1,055	0,2739	1,0215	0,2829	1,0173	0,284
373	1,0102	0,2843	1,0801	0,2675	1,0383	0,2783	1,0299	0,2806
473	1,0245	0,2803	1,1095	0,2604	1,055	0,2739	1,0467	0,2761
573	1,0446	0,2749	1,1388	0,2537	1,0801	0,2675	1,0718	0,2696
673	1,0684	0,2688	1,1723	0,2465	1,1053	0,2614	1,0969	0,2634
773	1,0923	0,2629	1,1974	0,2413	1,1304	0,2556	1,122	0,2575
873	1,1149	0,2574	1,2309	0,2347	1,1597	0,2492	1,1471	0,2519
973	1,1354	0,2527	1,256	0,23	1,1806	0,2447	1,1681	0,2474
1073	1,1538	0,2487	1,2853	0,2248	1,2057	0,2396	1,189	0,243
1173	1,1702	0,2452	1,3062	0,2212	1,2225	0,2364	1,2057	0,2396
1273	1,1844	0,2423	1,3272	0,2177	1,2351	0,2339	1,2225	0,2364
1373	1,197	0,2397	1,3439	0,215	1,2518	0,2308	1,2351	0,2339
1473	1,2083	0,2375	1,3607	0,2123	1,2644	0,2285	1,2476	0,2316
1573	1,2179	0,2356	1,3732	0,2104	1,2769	0,2263	1,256	0,23
1673	1,2267	0,2339	1,3855	0,2085	1,2853	0,2248	1,2644	0,2285
1773	1,2346	0,2324	1,3983	0,2066	1,2937	0,2233	1,2769	0,2263

1.5. ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів газотурбінного двигуна виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТД проводяться розрахунки, протягом яких визначаються радіальні та осьові розміри компресорів, камери згоряння і турбін. При цьому оцінюється число ступенів компресорів та турбін, частоти обертання їх роторів, кількість жарових труб у камері згоряння. Внаслідок цих розрахунків одержують дані для проведення компоновання газотурбінного двигуна і виконання креслення поздовжнього перерізу його проточної частини.

При компонованні ГТД і кресленні його поздовжнього перерізу конструктивно визначають габарити вхідного корпусу компресора низького тиску, перехідника між компресорами, габарити опорних вінців турбін, орієнтуючись на відповідні габаритні розміри базового двигуна.

Визначення габаритів осьового компресора

Розрахункова схема компресора наведена на рис. 1.12, результати розрахунку зведені до табл. 1.7.

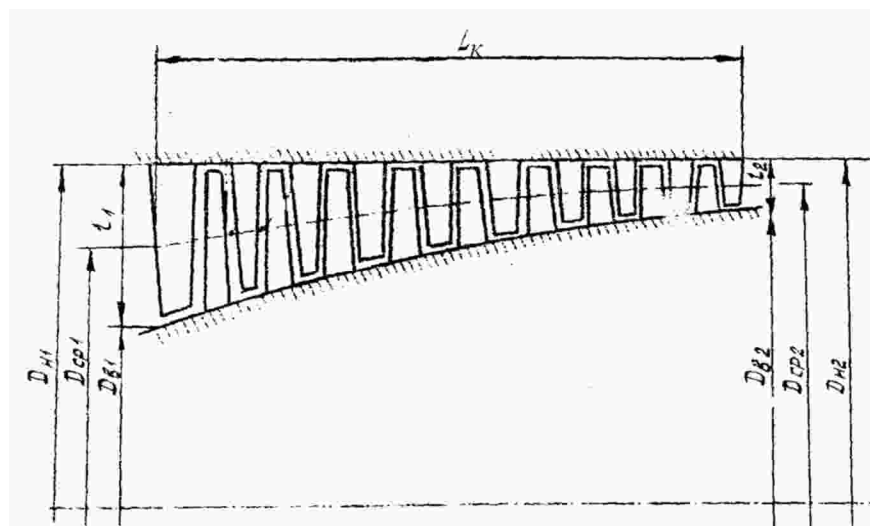


Рис. 1.12. Розрахункова схема осьового компресора газотурбінного двигуна

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.7

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
1. Витрата повітря через компресор G_k , кг/с	Див. розділ 1.4	29,1	29,1
2. Температура перед компресором T_1 , К	Див. розділ 1.4	288	475
3. Тиск перед компресором p_1 , Па	Див. розділ 1.4	99805	496531
4. Теплоємність повітря $c_{pв} = f(T_1)$, Дж/(кг·К)	За таблицею 1.6	1005	1025
5. Комплекс для повітря $m = f(T_1)$	За таблицею 1.6	0,2856	0,2803
6. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,399	1,389
7. Газова стала повітря R , Дж/(кг·К)	$c_{pв} m$	287,0	287,3
8. Колова швидкість на зовнішньому діаметрі $u_{н1}$, м/с	Береться 270...340 для КНТ, та 240...340 для КВТ	320	300
9. Осьова швидкість перед компресором c_{a1} , м/с	$(0,45...0,55)u_{н1}$	160	150
10. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_1}}$	0,515	0,377
11. Газодинамічна функція щільності току $q\psi_{c_{a1}}$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,726	0,560

12. Кільцева площа на вході до компресора F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_1 q(\kappa_{ca1})}}$	0,169	0,057
13. Втулкове відношення $\bar{d}_{em1}$	Береться 0,45...0,55 для КНТ, та 0,70...0,85 для КВТ	0,50	0,70
14. Зовнішній діаметр на вході D_{n1} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-\bar{d}_{em1}^2)}}$	0,536	0,376
15. Частота обертання ротора n_k , об/хв	$\frac{60u_{n1}}{\pi D_{n1}}$	11411	15227
16. Перевірка умови	$n_{KBT} > n_{KHT}$ При невиконанні умови скоригувати пп.8, 9 та 13	15227 > 11411	
17. Внутрішній діаметр на вході D_{e1} , м	$D_{n1} \bar{d}_{em1}$	0,268	0,263
18. Довжина вхідної кромки першої лопатки компресора l_1 , м	$0,5(D_{n1} - D_{e1})$	0,134	0,056
19. Середній діаметр на вході D_{cp1} , м	$0,5(D_{n1} + D_{e1})$	0,402	0,320
20. Температура за компресором T_2 , К	Див. розділ 1.4	475	753
21. Тиск за компресором p_2 , Па	Див. розділ 1.4	499026	2284040
22. Теплоємність повітря $c_{pv} = f(T_2)$, Дж/(кг·К)	За таблицею 1.6	1025	1086
23. Комплекс для повітря $m = f(T_2)$	За таблицею 1.6	0,2802	0,2644

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

24. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,389	1,358
25. Газова стала повітря R , Дж/(кг·К)	$c_{p6} m$	287,2	287,1
26. Осьова швидкість за компресором c_{a2} , м/с	$(0,90...0,95)c_{a1}$	152	143
27. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_2}}$	0,382	0,286
28. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,510	0,400
29. Кільцева площа на виході з компресора F_2 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_2}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_2 q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,062	0,022
30. Форма проточної частини компресора	Береться $D_n = const$ для КНТ та $D_e = const$ для КВТ	$D_n = const$	$D_e = const$
31-32. Зовнішній діаметр на виході D_{n2} , м	Для КНТ дорівнює D_{n1} для КВТ: $\sqrt{D_{e2}^2 + \frac{4}{\pi} F_2}$	0,536	0,312
31-32. Внутрішній діаметр на виході D_{e2} , м	Для КНТ: $\sqrt{D_{n2}^2 - \frac{4}{\pi} F_2}$, для КВТ дорівнює D_{e1}	0,457	0,263
33. Довжина вихідної кромки останньої лопатки компресора l_2 , м	$0,5(D_{n2} - D_{e2})$	0,040	0,024
34. Середній діаметр на виході D_{cp2} , м	$0,5(D_{n2} + D_{e2})$	0,496	0,287

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис. 1.13, результати розрахунку зведені до табл. 1.9.

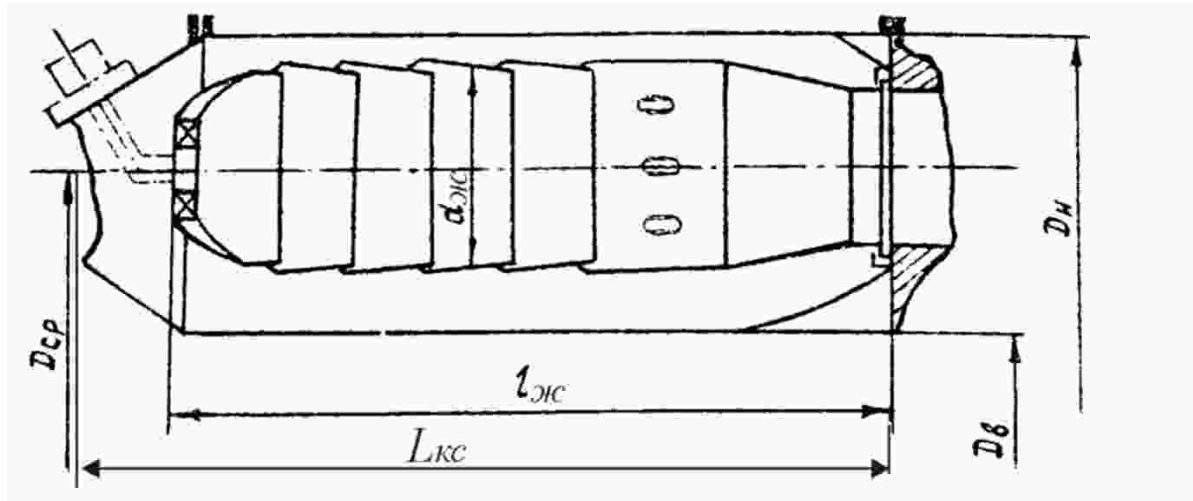


Рис. 1.13. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння

Таблиця 1.9

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Годинна витрата палива $G_{т.ч}$, кг/год	Див. розділ 1.4	1614
2. Нижча теплота згоряння палива Q_n^p , кДж/кг	Див. розділ 1.4	50032
3. Стехіометричний коефіцієнт L_0 , кг/кг	Див. розділ 1.4	17,18
4. Коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_{кc}$	Див. розділ 1.4	0,990
5. Тиск за компресором високого тиску p_2 , Па	Див. розділ 1.4	2284040

6. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{в.к\epsilon}$, кг/с	Див. розділ 1.4	21,7
7. Температура за компресором високого тиску T_2 , К	Див. розділ 1.4	753
8. Теплова напруженість робочого об'єму Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Береться 700...1000	900
9. Робочий об'єм камери згоряння $V_{ж\epsilon}$, м ³	$\frac{G_{т.ч} Q_H^p \eta_{к\epsilon}}{Q_v p_2}$	0,0389
10. Число жарових труб $n_{ж\epsilon}$	Береться із подальшим уточненням	14
11. Робочий об'єм однієї жарової труби $v_{ж\epsilon}$, м ³	$\frac{V_{ж\epsilon}}{n_{ж\epsilon}}$	0,00278
12. Коефіцієнт нециліндричності жарових труб a	Береться 0,70...0,75	0,7
13. Відносна довжина жарових труб $\bar{l}$	Береться 3...4	3,5
14. Діаметр жарової труби $d_{ж\epsilon}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4v_{ж\epsilon}}{\pi \bar{l} a}}$	0,113
15. Довжина жарових труб $l_{ж\epsilon}$, м	$d_{ж\epsilon} \bar{l}$	0,396
16. Установочний зазор жарових труб δ , м	$(0,07...0,20)d_{ж\epsilon}$	0,017
17. Середній діаметр розміщення жарових труб $D_{ср}$, м	$\frac{d_{ж\epsilon} + \delta}{\sin\left(\frac{180}{n_{ж\epsilon}}\right)}$	0,580

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

18. Перевірка умови для прямотокових камер згоряння	$D_{cp} \approx D_{cp2}^{KBT}$ При невиконанні умови змінити п.10	—
19. Коефіцієнт надлишку повітря в первинній зоні α_n	Береться 1,2...1,6	1,4
20. Витрата первинного повітря G_n , кг/с	$\frac{\alpha_n G_{m.ч} L_0}{3600}$	10,8
21. Витрата вторинного повітря G_B , кг/с	$G_{в.кc} - G_n$	10,9
22. Кільцева площа, зайнята жаровими трубами $F_{жс}$, м ²	$\frac{\pi}{4} d_{жс}^2 n_{жс}$	0,140
23. Сумарна кільцева площа $F_{кc}$, м ²	$(2,2...2,5)F_{жс}$	0,330
24. Внутрішній діаметр корпусу камери згоряння $D_в$, м	$D_{cp} - \frac{F_{кc}}{\pi D_{cp}}$	0,404
25. Зовнішній діаметр корпусу камери згоряння D_n , м	$D_{cp} + \frac{F_{кc}}{\pi D_{cp}}$	0,764
26. Перевірка умови для протитокових камер згоряння	$D_в > D_{н1}^{KBT}$ При невиконанні умови змінити п.10	0,404 > 0,376
27. Довжина камери згоряння $L_{кc}$, м	$(1,1...1,2)l_{жс}$	0,455

Визначення габаритів осьової турбіни

Розрахункова схема осьової турбіни газотурбінного агрегата наведена на рис. 1.14, результати розрахунку зведені до табл. 1.10.

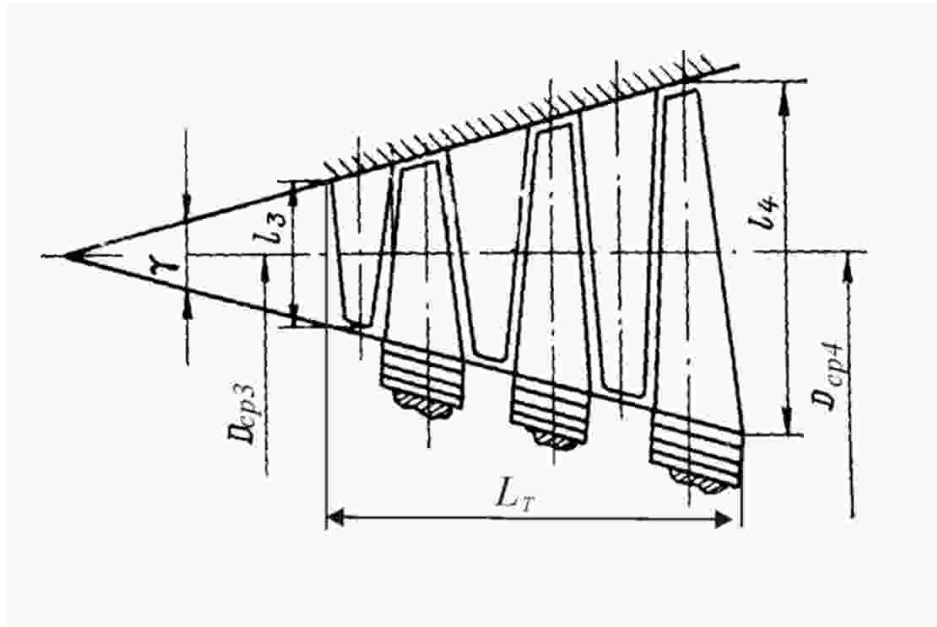


Рис. 1.14. Розрахункова схема осьової турбіни газотурбінного агрегата

Таблиця 1.10

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Витрата газу через турбіну G_T , кг/с	Див. розділ 1.4	22,2	25,7	26,8
2. Температура перед турбіною T_3 , К	Див. розділ 1.4	1550	1302	1154
3. Тиск перед турбіною p_3 , Па	Див. розділ 1.4	2192679	840542	509596

4. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p2} = f(T_3, \alpha)$, Дж/(кг·К)	За таблицею 1.6	1273	1238	1220
5. Комплекс для продуктів згоряння $m = f(T_3, \alpha)$	За таблицею 1.6	0,227	0,232	0,237
6. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,294	1,302	1,311
7. Газова стала продуктів згоряння R , Дж/(кг·К)	$c_{p2} m$	289	287,22	289,1
8. Середній діаметр на вході в турбіну D_{cp3} , м	Береться з подальшим уточненням із умов $D_{cp3}^{TBT} \approx D_{cp}^{KC}$ та $D_{cp3}^{TG} > D_{cp3}^{THT} \geq D_{cp3}^{TBT}$	0,600	0,600	1,00
9. Частота обертання ротора n_T , об/хв	Для ТВТ $n_{TBT} = n_{KBT}$, для ТНТ $n_{THT} = n_{KHT}$, для ТГ береться згідно з призначенням ГТА	15227	11411	3000
10. Колова швидкість u_3 , м/с	$\frac{\pi D_{cp3} n_T}{60}$	478	358	157
11. Осьова швидкість перед турбіною c_{a3} , м/с	$(0,30...0,40)u_3$	167	125	55
12. Приведена швидкість потоку λ_{ca3}	$\frac{c_{a3}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_3}}$	0,236	0,193	0,089
13. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{ca3})$	$\lambda_{ca3} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{ca3}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,338	0,282	0,137

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

14. Кільцева площа на вході до турбіни F_3 , м ²	$\frac{G_T \sqrt{T_3}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_3 q(\kappa_{c_{a3}})}}$	0,030	0,099	0,332
15. Довжина вхідної кромки першої лопатки l_3 , м	$\frac{F_3}{\pi D_{cp3}}$	0,016	0,053	0,106
16. Зовнішній діаметр на вході $D_{н3}$, м	$D_{cp3} + l_3$	0,616	0,653	1,106
17. Внутрішній діаметр на вході $D_{в3}$, м	$D_{cp3} - l_3$	0,584	0,547	0,894
18. Відносний температурний перепад на 1 ступінь $\left(\frac{\Delta T}{T}\right)_T$	Береться 0,110...0,135 (більші значення для перших турбін, менші - для останніх)	0,135	0,135	0,110
19. Температура за турбіною T_4 , К	Див. розділ 1.4	1302	1154	838
20. Кількість ступенів турбіни z_T	$\frac{\lg\left(\frac{T_4}{T_3}\right)}{\lg\left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T}\right)_T\right]}$	1	1	3
21. Тиск за турбіною p_4 , Па	Див. розділ 2.3	840542	512156	103393
22. Теплоємність продуктів згоряння $c_{pg} = f(T_4, \alpha)$, Дж/(кг·К)	За таблицею 1.6	1240	1218	1150
23. Комплекс для продуктів згоряння $m = f(T_4, \alpha)$	За таблицею 1.6	0,232	0,237	0,251
24. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1 - m}$	1,302	1,310	1,335

					КР.142.6231м.18.ПЗ		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

25. Газова стала продуктів згоряння R , Дж/(кг·К)	$c_{p2} m$	287,7	288,7	288,7
26. Осьова швидкість за турбіною c_{a4} , м/с	$(1,00...1,05)c_{a3}$	173	129	57
27. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_4}}$	0,266	0,211	0,108
28. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,411	0,329	0,171
29. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{G_T \sqrt{T_4}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_4 q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,059	0,132	1,113
30. Форма проточної частини турбіни	Береться $D_{cp} = const$, $D_n = const$ або $D_e = const$	Для ТВТ і ТНТ обираємо $D_{cp} = const$, для ТГ: $D_e = const$		
31-34. Середній діаметр на виході з турбіни D_{cp4} , м	Для ТВТ і ТНТ дорівнює D_{cp3} ; для ТГ: $0,5(D_{e4} + D_{n4})$	0,600	0,600	1,191
31-34. Довжина вихідної кромки останньої лопатки l_4 , м	Для ТВТ і ТНТ: $\frac{F_4}{\pi D_{cp4}}$; для ТГ: $0,5(D_{n4} - D_{e4})$	0,031	0,07	0,297
31-34. Внутрішній діаметр на виході з турбіни D_{e4} , м	Для ТВТ і ТНТ: $D_{cp4} - l_4$; для ТГ дорівнює D_{e3}	0,569	0,530	0,894
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата
КР.142.6231м.18.ПЗ				Арк.

31-34. Зовнішній діаметр на виході з турбіни $D_{н4}$, м	Для ТВТ і ТНТ: $D_{cp4} + l_4$; для ТГ: $\sqrt{D_{с4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$	0,631	0,670	1,489
35. Перевірка умови	$\frac{D_{cp4}}{l_4} > 3,5$ При невиконанні умови скоригувати п.8	19,15	8,58	4,01
36. Середній діаметр турбіни $D_{cp.T}$, м	$0,5(D_{cp3} + D_{cp4})$	0,600	0,600	1,096
37. Середня довжина лопаток l_T , м	$0,5(l_3 + l_4)$	0,024	0,061	0,202
38. Віяловість турбіни λ_T	$\frac{D_{cp.T}}{l_T}$	25,4	9,8	5,4
39. Коефіцієнт $\bar{\delta}_T$	За таблицею 1.6	1,82	1,35	0,84
40. Осьова ширина одного ступеня b_{cm} , м	$\bar{\delta}_T l_T$	0,043	0,083	0,169
41. Довжина турбіни L_T , м	$z_T b_{cm}$	0,052	0,069	0,465

Довжини перехідних частин ГТД беруться відповідно аналогічним розмірам базового двигуна UGT 10000:

довжина переднього корпусу компресора – 0,613 м;

довжина перехідника між компресорами – 0,145 м;

довжина заднього корпусу компресора – 0,306 м;

довжина опорного вінця ТНТ – 0,362 м;

довжина опорного вінця силової турбіни – 0,454 м.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Ескіз поздовжнього перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис. 1.15.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

И-в. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	И-в. № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231М.18.ПЗ

М 115

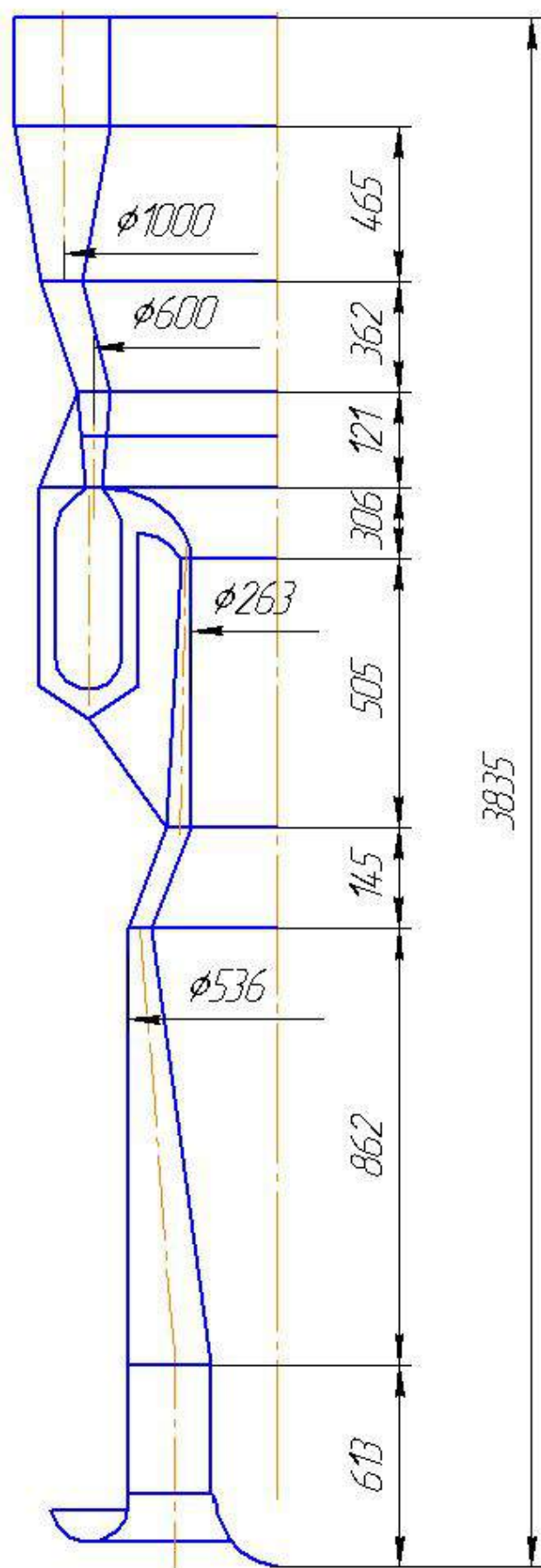


Рис. 115 Ескіз подовжнього перерізу ГТД

КР.14.2.6231М.18.ПЗ

Копіював

Формат А4

Лист

					КР.142.6231м.18.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки газотурбінного двигуна	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Чепурний А.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2
КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ
ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

2.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

Проектуємий газотурбінний агрегат складається з газогенератора і вільної силової турбіни (див. розділ 1).

Газогенератор містить у собі два каскади осевого 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 агрегата UGT 10000 (ДН70Л), який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну високого тиску (ТВТ) проектуємо осевою, одноступінчастою; її призначення – приведення в обертання компресора високого тиску. Турбіна складається із соплового апарата 1 і диска 2, розташованого консольно на задній цапфі компресора високого тиску і прикріпленого до неї за допомогою штифтів (рис. 2.1).

Сопловий апарат ТВТ складається з корпусу силового, корпусу зовнішнього, соплових лопаток, апарата напрямного, стільникових вставок, встановлених у кільці, і екрана розподільного. Стільникові вставки, кільце і екран розподільний є частинами системи регулювання радіального зазору над робочими лопатками турбіни високого тиску.

Соплові лопатки ТВТ одиночні, охолоджувані, двоопорні. По верхніх і нижніх буртах ущільнені ущільнювальними елементами для зменшення втрат охолодного повітря, підводимого до лопаток.

Охолодження вхідної крайки соплових лопаток здійснюється обдувом

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

повітря крізь отвори дефлектора, розташованого усередині лопаток. Для інтенсифікації охолодження профільна частина лопаток має усередині розвитку систему оребріння. Холодне повітря до лопаток підводиться знизу.

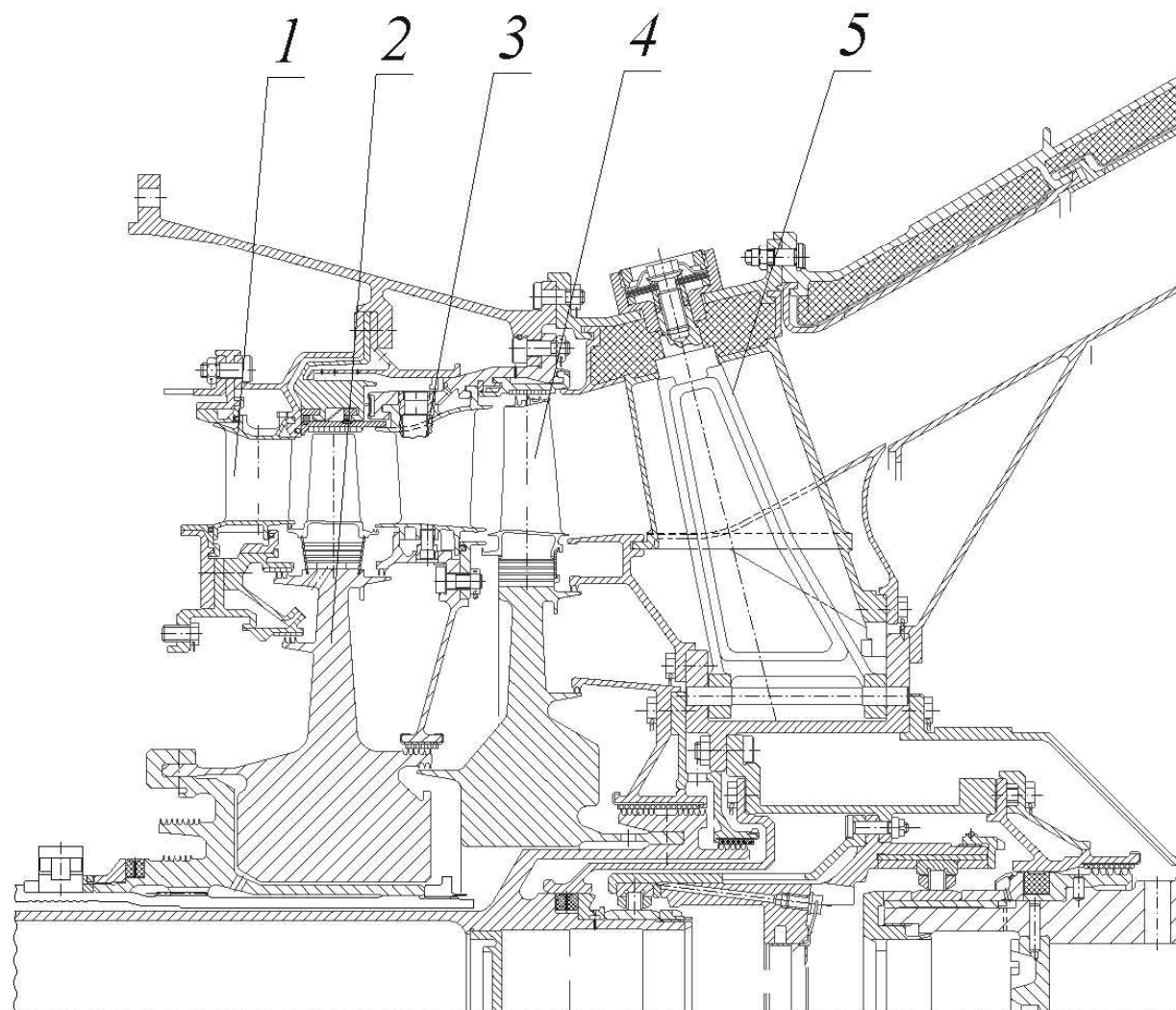


Рис. 2.1. Турбіни високого та низького тисків проектуемого ГТА:

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

2.2. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

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

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

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

Слід зазначити, що використовуєма методика розрахунку ступеня осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є **плоскорівнобіжним**. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрешностей у розрахунок тільки для ступенів із відносно короткими лопатками, коли $\lambda = D_{\text{ср}} / l_p \geq 10 \dots 12$. У протилежному випадку потік в решітках має явно виражений просторовий характер, а отже, дійсні показники таких ступенів будуть істотно відрізнятися від розрахункових.

Результати розрахунку зведені до табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1. Витрата робочого тіла G , кг/с	Див. розділ 1.5	22,2
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. розділ 1.5	2 192 679
температура T_0 , К	Див. розділ 1.5	1550
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. розділ 1.5	840 542
температура T_2 , К	Див. розділ 1.5	1302
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Приблизно дорівнює осьової швидкості c_{a3} (див. розділ 1.5)	167
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 1.5	15 227

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha), \text{ Дж/(кг·К)}$	Див. розділ 1.5	1 257
7. Показник ізоентропи робочого тіла k	Див. розділ 1.5	1,297
8. Комплекс $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$ для робочого тіла	Див. розділ 1.5	0,229
9. Газова стала робочого тіла R , Дж/(кг·К)	Див. розділ 1.5 $c_{p2} m$	288
10. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	760,7
11. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,219
12. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня: тиск p_0^* , Па температура T_0^* , К	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2\right)$	2 262 039 1561
13. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]$	398 023

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
14. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с					$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	892,2
15. Віяловість ступеня λ					Береться (3,5...40) і уточнюється в п.45	15
16. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k					Береться 0,03...0,05	0,04
17. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ					$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,169
18. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град					Береться 11...15	12,0 (0,21 рад.)
19. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки ϕ					Береться 0,950...0,975	0,97
20. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг					$\Delta h_a^*(1 - \rho)$	330 801,3
21. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с					$\phi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	788,988
22. Характеристика ступеня $v_{ад} = u_1/c_{ад}$					$\frac{\phi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1 - \rho}}$	0,520
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с					$c_{ад} v_{ад}$	464,2
24. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м					$\frac{60u_1}{\pi n}$	0,582

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
25. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг					$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	19 550
26. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск p_1 , Па					$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	1 010 086
температура T_1 , К					$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1313
густина ρ_1 , кг/м ³					$\frac{p_1}{RT_1}$	2,67
27. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$					$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,546
28. Відношення тисків в соплах ε_1					p_1/p_0^*	0,450
29. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град: при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$ при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$					α_1' $\arcsin \left(\sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right)$	12,0 (0,21рад.) 12,31 (0,21рад.)
30. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с					$\sqrt{kRT_1}$	700,3
КР.142.6231м.18.ПЗ						Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
31. Число Маха на виході з соплових каналів M_1					c_1/a_1	1,127
32. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м					$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,027
33. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_{\pi} + \gamma_{\kappa}$, град					Береться 4...16	8,0 (0,14рад.) (4,0 + 4,0)
34. Осьовий зазор в ступені s , м					Береться 0,005...0,015	0,007
35. Коефіцієнт $(l/B)_c$					Приймаємо	1,90
36. Ширина соплових лопаток B_c , м					$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,014
37. Коефіцієнт $(l/B)_p$					Приймаємо	2,50
38. Радіальний зазор δ_r , м					Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,0003
39. Ширина робочих лопаток B_p , м					$\frac{l_c + s(\operatorname{tg} \gamma_{\pi} + \operatorname{tg} \gamma_{\kappa}) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg} \gamma_{\pi} - \operatorname{tg} \gamma_{\kappa}}$	0,012
40. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м					$B_p \cdot (l/B)_p$	0,030
41. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м					$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$	0,582
42. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с					$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	464,2
43. Віяловість ступеня λ					D_{cp2}/l_p	19,6
КР.142.6231м.18.ПЗ						Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
44. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,139
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	0,2%
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	Приймаємо	37,0 (0,65рад.)
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,023
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	$\bar{t}_c b_c$	0,019
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	95
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	349,7
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	28,76 (0,5рад.)
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.17 цієї таблиці.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг					$\rho \Delta h_a^*$	67 222
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг					$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	128 382
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с					$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	486,4
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг					$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	10 065
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³					$\frac{p_2}{RT_2}$	2,24
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с					$\sqrt{kRT_2}$	697,2
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w2}					w_2/a_2	0,698
61. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град					$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	22 (0,385рад.)
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град					Приймаємо	73,0 (1,27рад)
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м					$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,012
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$					$0,4 \rho + 0,6$	0,655
					КР.142.6231м.18.ПЗ	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
						Арк.

Найменування параметра					Спосіб визначення	Чисельне значення
65. Крок робочої решітки t_p , м					$\bar{t}_p b_p$	0,008
66. Кількість робочих лопаток z_p					$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	225
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с					$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	183,0
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг					$c_2^2/2$	16 752
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град					$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	94,1 (1,64rad.)
70. Колові складові абсолютних швидкостей:						
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с					$c_1 \cos \alpha_1$	770,8
за робочою решіткою c_{2u} , м/с					$c_2 \cos \alpha_2$	-13,3
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг					$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	351 655
72. Коловий ККД ступеня l_u					$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,884
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:						
число щілин z					Залежно від конструкції ущільнення	—
коефіцієнт витрати μ					Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	—
					КР.142.6231м.18.ПЗ	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
						Арк.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
радіальний зазор $\delta_{\text{щ}}$, м	Береться 0,0004...0,0020	—
діаметр втулки $d_{\text{вт}}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	—
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{\text{вт}} \delta_{\text{щ}}$	—
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{\text{уд.}}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	—
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{\text{уд}}$	$\frac{G_{\text{уд.}}}{G} \eta_u$	—
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця: осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення ² (0,001...0,005)	—
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	—
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	—
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	—

² Осьового зазору може і не бути.

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}};$ для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	0,000202483
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0185
79. Середня густина газу в робочих каналах $\rho_{\text{ср}}$, кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	2,46
80. Коефіцієнт K_T	Береться $(0,58 \dots 1,15) \cdot 10^{-3}$	0,0006
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_T \frac{D_{\text{ср1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0086
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{у.д}} - \xi_{\text{заз}} - \xi_{\text{тр}}$	0,856
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	340 870
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	7 567

За результатами розрахунку будуюмо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі (рис. 2.2 та 2.3).

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Рис. 2.2 Ескіз проточної частини турбінного ступеня

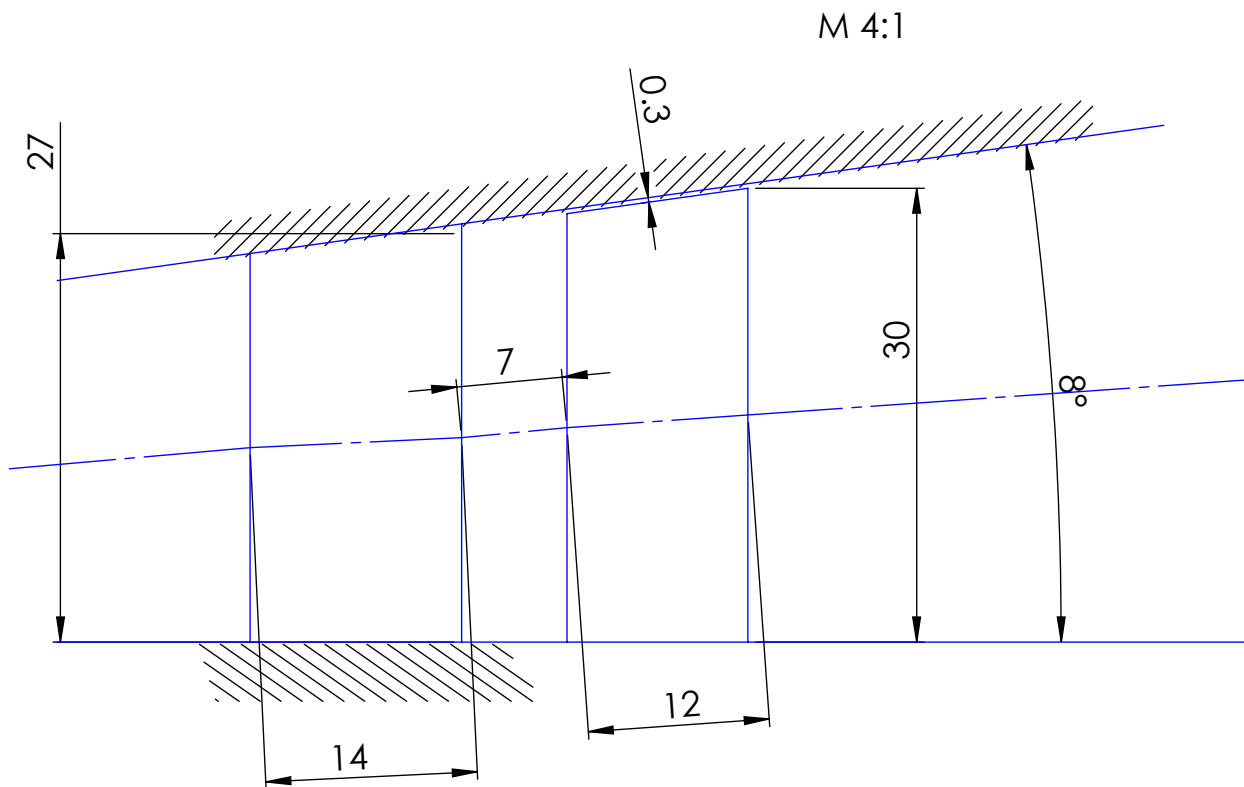
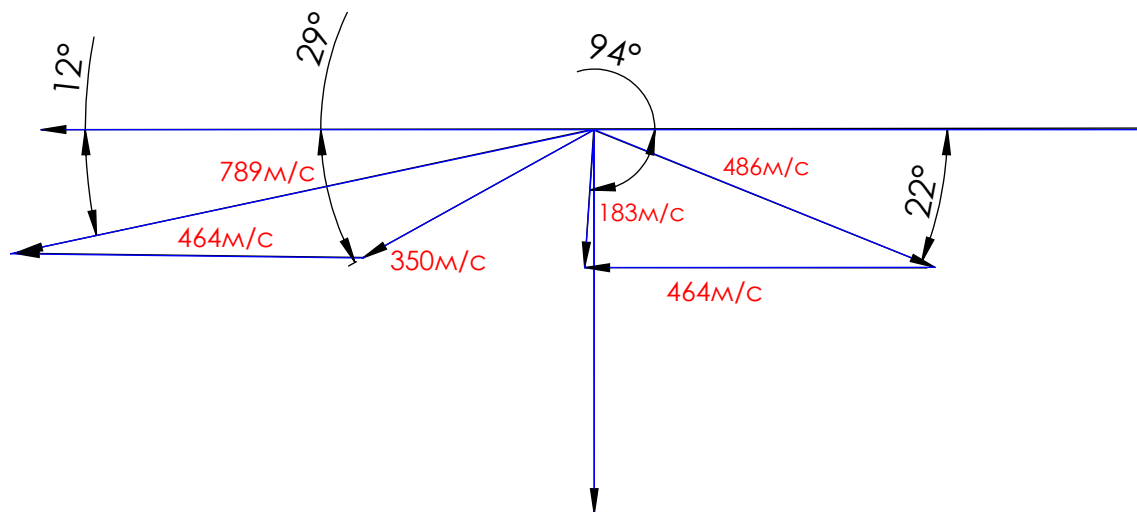


Рис.2.3 Трикутники швидкостей

1 мм = 5 м/с



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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

2.3. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ ВИСОКОГО ТИСКУ

З термогазодинамічного розрахунку ступеня турбіни високого тиску на середньому діаметрі (табл. 2.1) беремо такі вихідні для розрахунку закручення лопаток дані:

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,582$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,030$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 464,2$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 12^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 789,0$ м/с;

відношення $(u/c_1)_{cp} = 464,2/789,0 = 0,588$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 94,1^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 183,0$ м/с;

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

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 486,4$ м/с;

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

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,96$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл. 2.2.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середнь- ому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p)$; для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2}$; для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,276	0,291	0,306
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,948	1	1,052
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	440,3	464,2	488,1
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	830,1	789	752
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	11,4 (0,20 рад.)	12 (0,21 рад.)	12,6 (0,22 рад.)
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,530	0,588	0,649
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	23,8	28,12	33,77
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	408,2	348,9	295,9

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	23,15	22,01	20,98
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	459	481,3	503,9
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	94,1	93,9	93,7
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	180,9	180,8	180,8
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,078	0,164	0,238

2.4. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНИ ВИСОКОГО ТИСКУ НА МІЦНІСТЬ

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

витрата газу через турбіну $G = 22,2$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 15\,227$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,582$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,030$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 225$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1313$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 1\,010\,086$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 840\,542$ Па;

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

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 2.2): швидкості $c_1 = 789$ м/с та $c_2 = 183$ м/с; кути $\alpha_1 = 12^\circ$ та $\alpha_2 = 94,1^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	23,8	28,1	33,8
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	23,2	22,0	21,0

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

$$T_{розр} = T_1 = 1313 \text{ К.}$$

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо отримане значення є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про необхідність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 1). Тому надалі як розрахункову слід використовувати допустиму температуру металу лопаток:

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

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

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

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

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

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

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

$$P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$$

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

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розраховані значення зведемо до табл. 2.3.

Таблиця 2.3

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

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

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

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

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 1080 (\lg 30000 + 20) = 26\,435$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 247,1 \text{ МПа.}$$

4) Розрахунок робочих лопаток на міцність проводиться після термогазодинамічного розрахунку турбінного ступеня і виконаного профілювання лопаткового апарату, наслідком чого є побудова профілю досліджуваної робочої лопатки в трьох характерних перерізах: кореневому, середньому і периферійному (див. рис. 2.2).

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

найбільшу висоту підйому середньої лінії h , м (рис. 2.4).

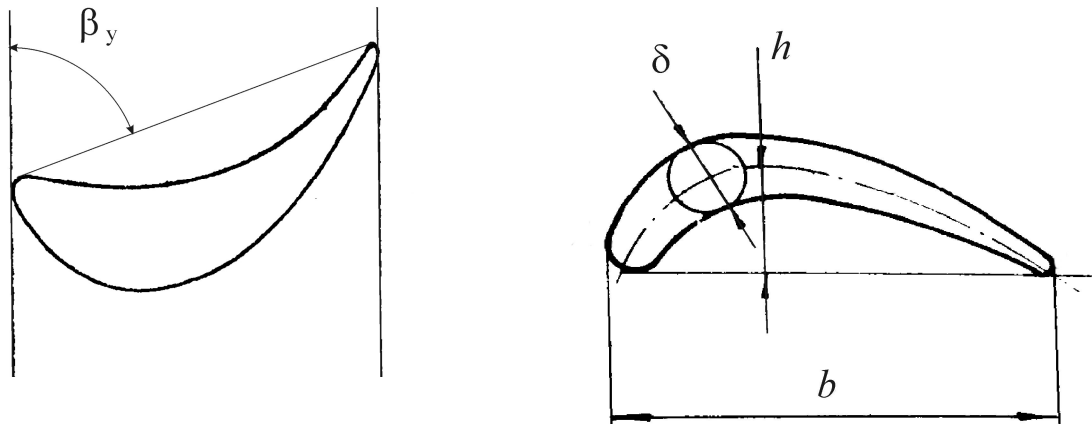


Рис. 2.4. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів, або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [2, с.236], кут установки профілю

$$\beta_y = 57,84 - 0,3929\beta_1 + 0,8221\beta_2 = \mathbf{67,6}$$

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

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл. 2.4.

Таблиця 2.4

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	0,014	67,6	0,015	0,004	0,005	$0,29 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,012	64,9	0,013	0,002	0,005	$0,13 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,010	61,8	0,011	0,001	0,003	$0,03 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [2, 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.

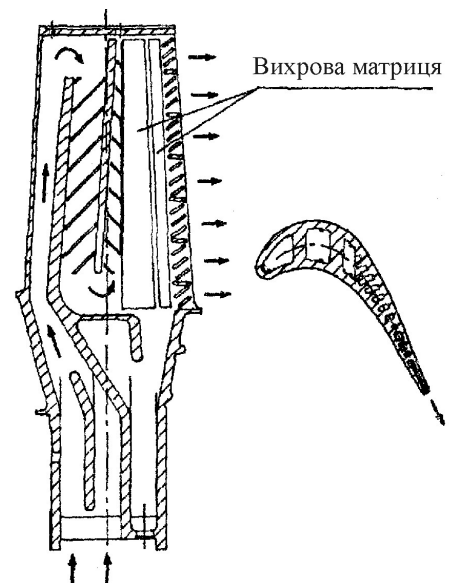


Рис. 2.5. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"- "Машпроект" наведена на рис. 2.5.

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

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

де $k_{\text{ox}} \approx 0,55 \dots 0,75$ – коефіцієнт зменшення площі (приймаємо $k_{\text{ox}} \approx 0,65$) .

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

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

де $F_o = 0,29 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл. 2.4); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{сп}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(0,29 - 0,03) \cdot 10^{-4}}{(0,29 - 0,13) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,700$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(0,29 - 0,03) \cdot 10^{-4}}{0,030^{0,700}} = 0,00030315$$

де $F_{\text{сп}} = 0,13 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\text{п}} = 0,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл. 2.4).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_o} = \frac{0,03 \cdot 10^{-4}}{0,29 \cdot 10^{-4}} = 0,103$$

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 ;

$$C = \rho \omega^2 \int_r^R r F dr + C_6 - \text{відцентрова сила, що діє в досліджуваному перерізі, Н.}$$

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 15\,227}{30} = 1595 \text{ с}^{-1}.$$

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці дорівнюється в цьому випадку нулю, оскільки робочі лопатки турбіни високого тиску необандажені:

$$C_6 = 0,$$

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\begin{aligned}\sigma_{po} &= \frac{m + \mu_{\text{п}}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{\text{cp}2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] = \\ &= \frac{0,700 + 0,103}{0,700 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 1595^2}{2} 0,582 \cdot 0,030 + \frac{0}{0,29 \cdot 10^{-4}} \right] = 85,0 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

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

Вважаємо, що центр ваги кореневого перерізу є також центром двох систем координат: $u - a$ та $\xi - \eta$ (рис. 2.6). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни у бік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

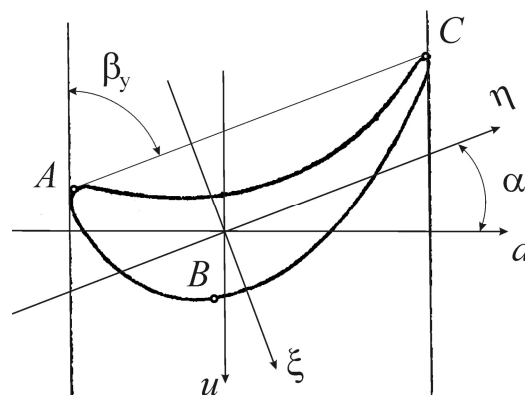


Рис. 2.6. Розміщення координатних осей

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

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 67,6 = 24,4^\circ,$$

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де $\beta_y = 67,6^\circ$?

– кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл. 2.4).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис. 2.6)¹. Для цього використовуємо формули:

$$\begin{aligned} W_{\eta A} &\approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = \\ &= -0,053 \frac{0,015 \cdot 0,004^3}{0,005} \left[1 + \left(\frac{0,005}{0,004} \right)^2 \right] = -2,6076 \text{E-}08 \text{ м}^3; \\ W_{\eta B} &= 0,084 b \delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = \\ &= 0,084 \cdot 0,015 \cdot 0,004^2 \frac{1 + \left(\frac{0,005}{0,004} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,005}{0,004}} = 3,28 \text{E-}08 \text{ м}^3; \\ W_{\xi A} &= -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,015^2 \cdot 0,004 = -7,92 \text{E-}08 \text{ м}^3; \\ W_{\xi B} &= -\infty; \\ W_{\xi C} &= 0,066 b^2 \delta = 0,066 \cdot 0,015^2 \cdot 0,004 = 5,94 \text{E-}08 \text{ м}^3, \end{aligned}$$

де $b = 0,015 \text{ м}$ – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,004 \text{ м}$ – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,005 \text{ м}$ – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл. 2.4).

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

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

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$P_u = \frac{G}{Z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{22,2}{225}(789 \cos 12 + 183 \cos 94,1) = 74,9 \text{ Н},$$

$$P_a = \frac{G}{Z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{cp}^2}{Z} l (p_1 - p_2) =$$

$$= \frac{22,2}{225}(789 \sin 0,21 - 183 \sin 1,64) + \frac{3,14 \cdot 0,582}{225} 0,030 \cdot (1010086 - 840542) = 39,5 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 39,5 \sin 24,4 + 74,9 \cos 24,4 = 84,5 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 39,5 \cos 0,43 - 74,9 \sin 0,43 = 4,7 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки A:

$$\sigma_{\text{ио}A}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{84,5 \frac{0,030}{2}}{-2,6076\text{E}-08} - \frac{4,7 \frac{0,030}{2}}{-7,92\text{E}-08} = 4,95\text{E}+07 \text{ Па},$$

для точки B:

$$\sigma_{\text{ио}B}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{84,5 \frac{0,030}{2}}{3,28\text{E}-08} - \frac{4,7 \frac{0,030}{2}}{-\infty} = -3,86\text{E}+07 \text{ Па},$$

для точки C:

$$\sigma_{\text{ио}C}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{84,5 \frac{0,030}{2}}{-2,6076\text{E}-08} - \frac{4,7 \frac{0,030}{2}}{5,94\text{E}-08} = 4,74\text{E}+07 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 49,5 \text{ МПа}.$$

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

$$\sigma_\Sigma \approx \sigma_{po} + 0,2 |\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 85,0 + 0,2 \cdot 49,5 = 94,9 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 85 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$n = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{247,1}{94,9} = 2,60$$

де $\sigma_{\text{дл}} = 247,1$ МПа – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

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

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ДИСКА ТУРБІНИ ВИСОКОГО ТИСКУ ЗА РУЙНІВНИМИ ОБЕРТАМИ

1) Виконуємо в масштабі 1:1 рисунок диска газової турбіни (рис. 2.7).

2) По даному рисунку визначаємо такі розміри, вважаючи, що пояс кріплення має прямокутну форму:

- товщину поясу кріплення $h_{кр} = 0,028$ м;
- радіус кореневого перерізу лопаток $r_o = 0,195$ м;
- зовнішній розрахунковий радіус диска $r_a = 0,173$ м;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,026$ м.

3) У напрямку від радіуса r_a до радіуса r_i наносимо розрахункові перетини по висоті диска (див. рис. 2.7). Перший перетин має індекс "0" ($j = 0$).

Оскільки ці перетини будуть використовуватися для чисельного інтегрування, то чим менше будуть між ними відстані, тим вище буде точність розрахунку.

У місцях ступінчастої зміни товщини диска на одному радіусі позначаємо два розрахункових перетини (наприклад, на рис. 2.7 це перетини 1 та 2, 6 та 7 та ін.), кожному з яких відповідає своя товщина диска.

Якщо диск має внутрішній центральний отвір, то на радіусі r_i позначаємо додатковий розрахунковий перетин з товщиною диска, яка дорівнює нулю. (Тим самим у методику розрахунку вводиться перевірка диска також для першої форми руйнування.)

3) Густина поясу кріплення

$$\rho_{кр} = 0,5 (\rho_l + \rho_o) = 0,5 (8100 + 8320) = 8210 \text{ кг/м}^3,$$

де $\rho_l = 8100 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу лопатки.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

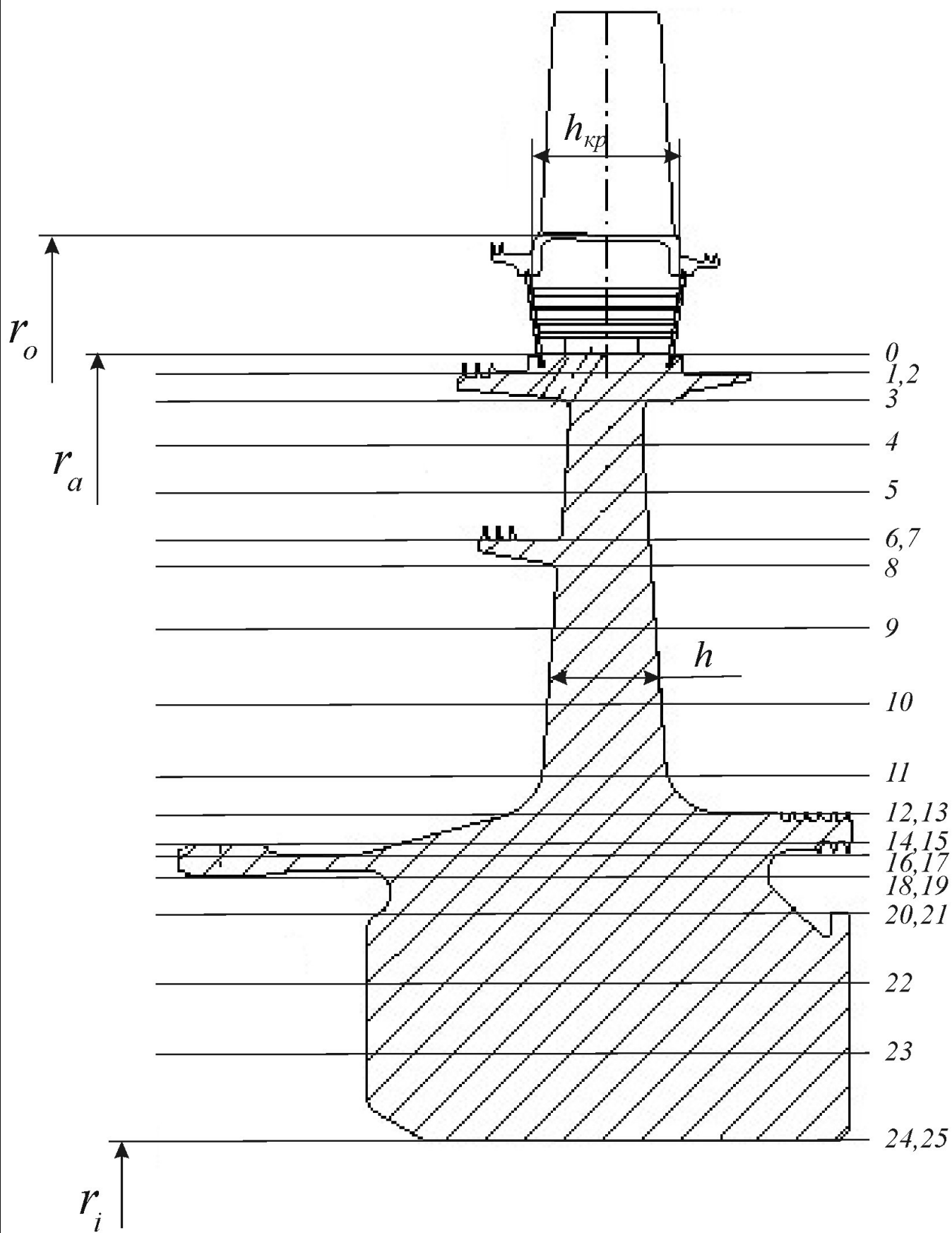


Рис. 2.7. Диск турбіни високого тиску з позначенням розрахункових перетинів

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

$$I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0,195^3 - 0,173^3}{3} \right) \cdot 0,028 = 2,08801 \text{E-}05 \text{ м}^4.$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 15\,227}{30} = 1595 \text{ с}^{-1}.$$

де $n = 15527$ об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2 \pi \rho_{кр} \omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8210 \cdot 1595^2 \cdot 2,08801 \text{E-}05 = 2\,740\,172 \text{ Н}.$$

7) Сумарна відцентрова сила, що діє на обод диска від маси робочих лопаток і пояса кріплення

$$C_{\Sigma} = z C_o + C_{кр} = 3\,294\,797 \text{ Н},$$

де $z = 225$ – число робочих лопаток на вінці;

$C_o = \sigma_{p0} F_o = 85,0 \cdot 10^6 \cdot 0,29 \cdot 10^{-4} = 2465 \text{ Н}$ – відцентрова сила в кореновому перерізі однієї робочої лопатки.

8) Комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2 \pi} = \frac{3\,294\,797}{2 \cdot 3,14} = 524\,383$$

9) Температура диска на його зовнішньому розрахунковому радіусі (при ялинковому кріпленні робочих лопаток)

$$T_a = T_{расч} - (50 \dots 100) = 1080 - 100 = 980 \text{ К},$$

де $T_{расч} = 1080 \text{ К}$ – розрахункова (з урахуванням охолодження) температура металу лопаток.

10) Температура диска на його внутрішньому радіусі

$$T_i = (200 \dots 300) + 273 = 200 + 273 = 473 \text{ К}.$$

11) Розрахунок запасу міцності диска за руйнівними обертами проводиться чисельним методом за методикою, яка викладена в роботі [8], за допомогою формули

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$K_{\theta} = \sqrt{\frac{\int_{r^*}^{r_a} \sigma_{\theta} h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*}{\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \int_{r^*}^{r_a} r^2 h dr}}.$$

Розрахунок зведений у табл. 2.5.

Значення радіусів розрахункових перетинів r і толщин диска h на цих радіусах (рядки № 1 і 2 табл. 2.5) визначаються безпосередньо з рис. 2.7.

При ступінчастій зміні товщини диска на одному радіусі проставлені два розрахункові перетини. Для кожного з них характерна своя товщина диска. Приклади визначення цих товщин наведені на рис. 2.8.

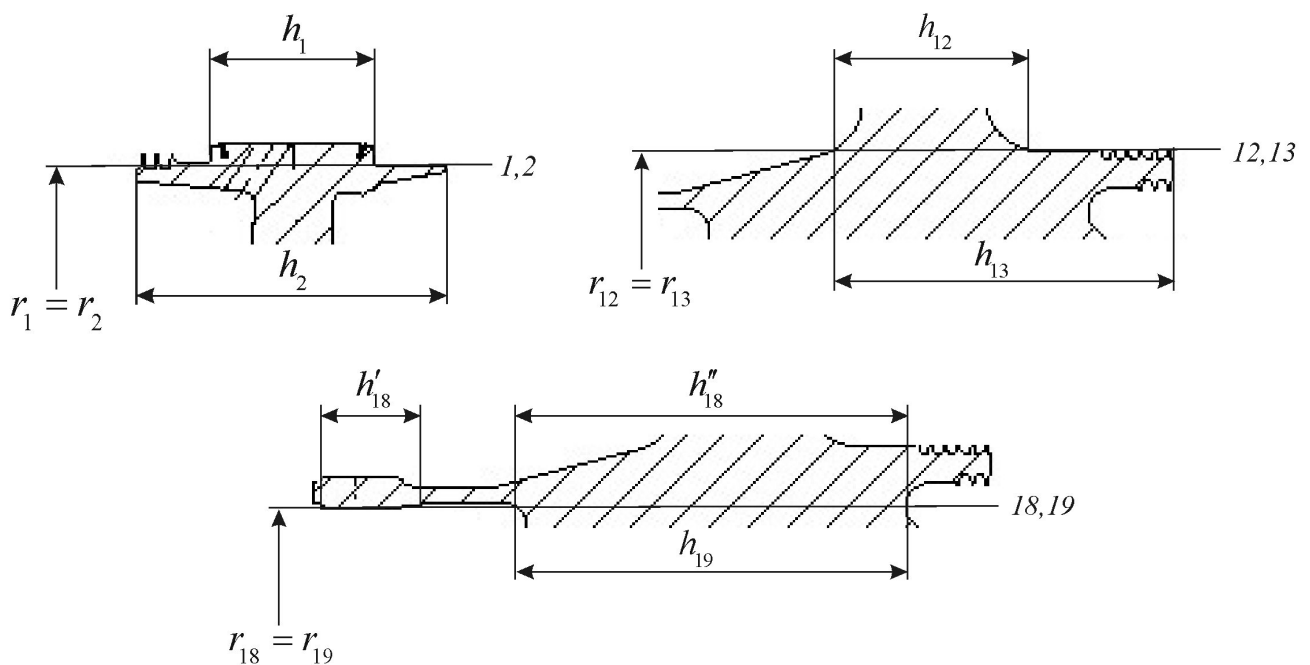


Рис. 2.8. Приклад визначення товщини диска на розрахункових перетинах при ступінчастій її зміні

Температура диска на довільному радіусі r (рядок № 3 табл. 2.5) може бути визначена по формулі¹

¹ Вважаємо, що температура за радіусом диска змінюється по квадратичній параболі.

$$T = T_i + (T_a - T_i) \left(\frac{r - r_i}{r_a - r_i} \right)^2.$$

Для визначення границі міцності матеріалу ЭИ698-ВД (рядок № 4 табл. 2.5) залежно від температури T використовуємо формулу:

$$\sigma_{\epsilon} = 1072,6 + 0,3973 \cdot T - 6,128 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 \text{ (МПа)}.$$

12) З табл. 2.5 (рядок № 19) видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має перетин диска під № 6:

$$K_{\epsilon}^{\min} = 1,83.$$

Саме в цьому перетині при невиконанні умов міцності і почнеться процес руйнування. Перетин № 6 знаходиться на радіусі диска, більшим, ніж r_i . Це означає, що руйнування диска при недотриманні умов міцності буде проходити по 2-й формі (через відрив частини диска)¹.

13) Допустиме значення запасу міцності диска становить $[K_{\epsilon}] = 1,4 \dots 1,6$. Оскільки у всіх розрахункових перетинах значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $K_{\epsilon} \geq [K_{\epsilon}]$), то спроектований диск задовольняє умовам міцності.

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

$$r_n = \frac{1}{\omega K_{\epsilon}^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_{\epsilon}}{\rho_d}} = \frac{1}{1595 \cdot 1,83} \sqrt{\frac{1014 \cdot 10^6}{8320}} = 0,119 \text{ м}.$$

де $\sigma_{\epsilon} = 1014 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – границя міцності матеріалу диска в найбільш небезпечному перетині.

Знаходиться він, згідно рис. 2.7, між перетинами №9 та №10.

¹ Якщо найменше значення запасу міцності буде відповідати розрахунковому перетину з радіусом, який дорівнює внутрішньому радіусу диска, то це буде означати, що руйнування буде проходити за 1-ю формою (з утворенням зламів уздовж меридіональних перетинів).

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5

Позначення	Розрахунковий переріз						
	0	1	2	3	4	5	6
1. r , м	0,173	0,170	0,170	0,165	0,157	0,148	0,139
2. h , м	0,029	0,029	0,055	0,023	0,015	0,016	0,017
3. t , $^{\circ}\text{C}$	980	960	960	926	876	822	773
4. σ_{θ} , Па	873	890	890	915	951	985	1014
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	25,33	25,80	48,93	21,04	14,26	15,76	17,23
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	25,33	51,13	74,73	69,97	35,30	30,02	32,99
7. $(\Delta r/r)_{\theta}$, м	0	0,0015	0,0000	0,0025	0,0040	0,0045	0,0045
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0	0,077	0,000	0,175	0,141	0,135	0,148
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	0	0,077	0,077	0,252	0,393	0,528	0,676
10. r^2 , м^2	0,0299	0,0289	0,0289	0,0272	0,0246	0,0219	0,0193
11. $r^2 h$, м^3	8,68E-04	8,38E-04	1,59E-03	6,26E-04	3,70E-04	3,50E-04	3,28E-04
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м^3	8,68E-04	1,71E-03	2,43E-03	2,22E-03	9,96E-04	7,20E-04	6,79E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	0	2,56E-06	0,00E+00	5,54E-06	3,98E-06	3,24E-06	3,06E-06
14. $\int r^2 h dr$, м^4	0	2,56E-06	2,56E-06	8,10E-06	1,21E-05	1,53E-05	1,84E-05
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0	0,054	0,054	0,171	0,256	0,324	0,389
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	0,524	0,579	0,579	0,696	0,780	0,849	0,913
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	4,382	4,386	8,318	3,472	2,239	2,332	2,396
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	4,382	4,463	8,395	3,723	2,632	2,860	3,072
19. K_{θ}	2,89	2,78	3,81	2,31	1,84	1,84	1,83

					КР.142.6231м.18.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Позначення	Розрахунковий переріз						
	7	8	9	10	11	12	13
1. r , м	0,139	0,134	0,122	0,108	0,095	0,088	0,088
2. h , м	0,032	0,021	0,020	0,022	0,024	0,040	0,066
3. t , $^{\circ}\text{C}$	773	747	689	631	585	563	563
4. σ_{θ} , Па	1014	1028	1055	1079	1095	1102	1102
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	32,44	21,58	21,11	23,75	26,29	44,08	72,73
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	49,67	54,02	42,69	44,85	50,04	70,37	116,81
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0,0000	0,0025	0,0060	0,0070	0,0065	0,0035	0,0000
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,000	0,135	0,256	0,314	0,325	0,246	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	0,676	0,811	1,068	1,382	1,707	1,953	1,953
10. r^2 , м^2	0,0193	0,0180	0,0149	0,0117	0,0090	0,0077	0,0077
11. $r^2 h$, м^3	6,18E-04	3,77E-04	2,98E-04	2,57E-04	2,17E-04	3,10E-04	5,11E-04
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м^3	9,47E-04	9,95E-04	6,75E-04	5,54E-04	4,73E-04	5,26E-04	8,21E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	0,00E+00	2,49E-06	4,05E-06	3,88E-06	3,08E-06	1,84E-06	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м^4	1,84E-05	2,09E-05	2,49E-05	2,88E-05	3,19E-05	3,37E-05	3,37E-05
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0,389	0,442	0,527	0,609	0,675	0,714	0,714
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	0,913	0,966	1,052	1,134	1,199	1,238	1,238
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	4,509	2,892	2,575	2,565	2,498	3,879	6,400
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_{\theta} h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	5,186	3,703	3,643	3,946	4,204	5,832	8,353
19. κ_{θ}	2,38	1,96	1,86	1,87	1,87	2,17	2,60

	14	15	16	17	18
1. r , м	0,082	0,082	0,080	0,080	0,076
2. h , м	0,087	0,103	0,099	0,115	0,088
3. t , °C	547	547	541	541	532
4. σ_{θ} , Па	1107	1107	1108	1108	1111
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	96,28	113,99	109,70	127,43	97,73
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	169,01	210,27	223,69	237,13	225,16
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0,0030	0,0000	0,0010	0,0000	0,0020
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,507	0,000	0,224	0,000	0,450
9. $\int_r^{r_{\theta}} \sigma_{\theta} h dr$, Н	2,460	2,460	2,684	2,684	3,134
10. r^2 , м ²	0,0067	0,0067	0,0064	0,0064	0,0058
11. $r^2 h$, м ³	5,85E-04	6,93E-04	6,34E-04	7,36E-04	5,08E-04
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	1,10E-03	1,28E-03	1,33E-03	1,37E-03	1,24E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	3,29E-06	0,00E+00	1,33E-06	0,00E+00	2,49E-06
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	3,70E-05	3,70E-05	3,83E-05	3,83E-05	4,08E-05
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	0,783	0,783	0,811	0,811	0,864
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	1,308	1,308	1,336	1,336	1,388
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	7,895	9,347	8,776	10,194	7,428
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	10,355	11,807	11,460	12,878	10,562
19. κ_{θ}	2,81	3,00	2,93	3,11	2,76

	19	20	21	22	23	24	25
1.r, м	0,076	0,069	0,069	0,056	0,043	0,027	0,027
2.h, м	0,073	0,081	0,085	0,091	0,091	0,079	0
3.t, °C	532	516	516	494	480	473	490
4. σ_{θ} , Па	1111	1114	1114	1119	1122	1123	1120
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	81,07	90,26	94,72	101,86	102,12	88,75	0,00
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	178,81	171,34	184,98	196,58	203,97	190,87	88,75
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0,0000	0,0035	0,0000	0,0065	0,0065	0,0080	0,0000
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,000	0,600	0,000	1,278	1,326	1,527	0,000
9. $\int_r^{r_{\theta}} \sigma_{\theta} h dr$, Н	3,134	3,734	3,734	5,012	6,337	7,864	7,864
10. r^2 , м ²	0,0058	0,0048	0,0048	0,0031	0,0018	0,0007	0,0007
11. $r^2 h$, м ³	4,22E-04	3,86E-04	4,05E-04	2,85E-04	1,68E-04	5,76E-05	0,00E+00
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	9,30E-04	8,07E-04	7,90E-04	6,90E-04	4,54E-04	2,26E-04	5,76E-05
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0,00E+00	2,83E-06	0,00E+00	4,49E-06	2,95E-06	1,81E-06	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	4,08E-05	4,36E-05	4,36E-05	4,81E-05	5,11E-05	5,29E-05	5,29E-05
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	0,864	0,924	0,924	1,019	1,081	1,119	1,119
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	1,388	1,448	1,448	1,543	1,605	1,644	1,644
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	6,162	6,228	6,536	5,704	4,391	2,396	0,000
18. $\int_{r^*}^{r_{\theta}} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	9,296	9,962	10,269	10,715	10,728	10,261	7,864
19. K_{θ}	2,59	2,62	2,66	2,64	2,59	2,50	2,19

2.6. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

Паливна система призначена для забезпечення 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.

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

Паливна система (рис.2.9) 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.

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

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

часу з моменту відкриття стоп-крана 4, система автоматичного керування формує сигнал на аварійну зупинку двигуна. Подальше дозування газу при запуску, вихід на холостий хід та режимну роботу двигуна здійснює електронна система керування за допомогою керування клапанами 7 і 8. Замір тиску газу до та після регулюючих клапанів здійснюється перетворювачами тиску 6, 9 і 10.

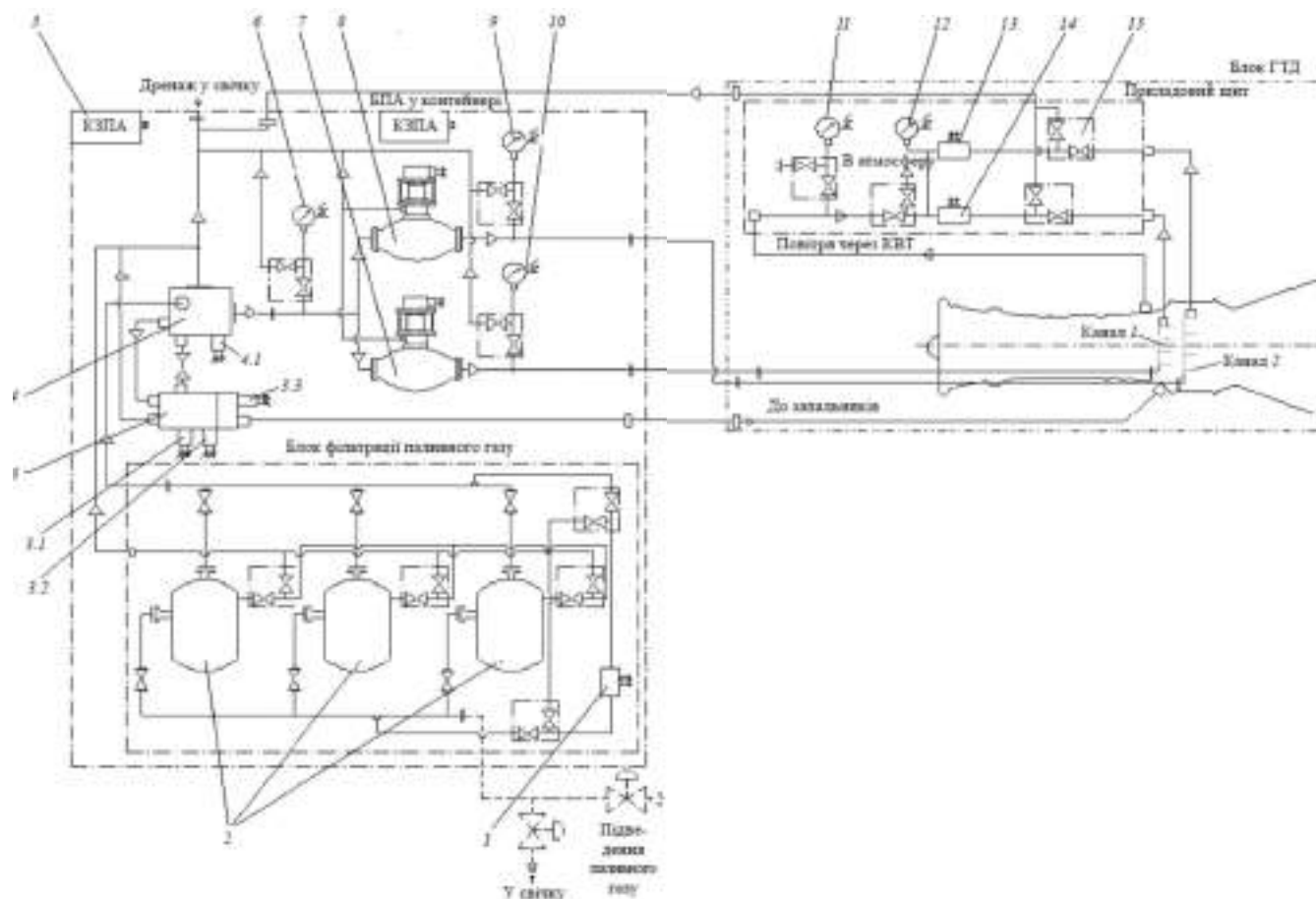


Рис.2.9. Паливна система газотурбінного двигуна:

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, система керування видає сигнал на клапан 7, який знижує подачу газу до форсунок. Після прогріву двигуна на холостому ходу виконується синхронізація та набір навантаження за програмою системи керування впливом на регулюючі клапани. Подальша зміна режиму відбувається за командами оператора шляхом зміни

величини відкриття клапанів 7 і 8. 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; трубопроводи та елементи кріплення. Манометричні крани призначені для відсікання підведеного середовища до перетворювачів тиску при необхідності їхньої заміни та для стравлювання газу з імпульсних трубопроводів у свічку.

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 систему керування сигналу про досягнення заданого значення величини перепаду тисків на форсунках.

До основних елементів паливної системи належать наступні елементи.

Блок фільтрації паливного газу призначений для очищення від механічних домішок газу, який подається у паливну систему. Блок фільтрації (рис.2.10) 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.

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. З колектора 1 газ

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 систему керування.

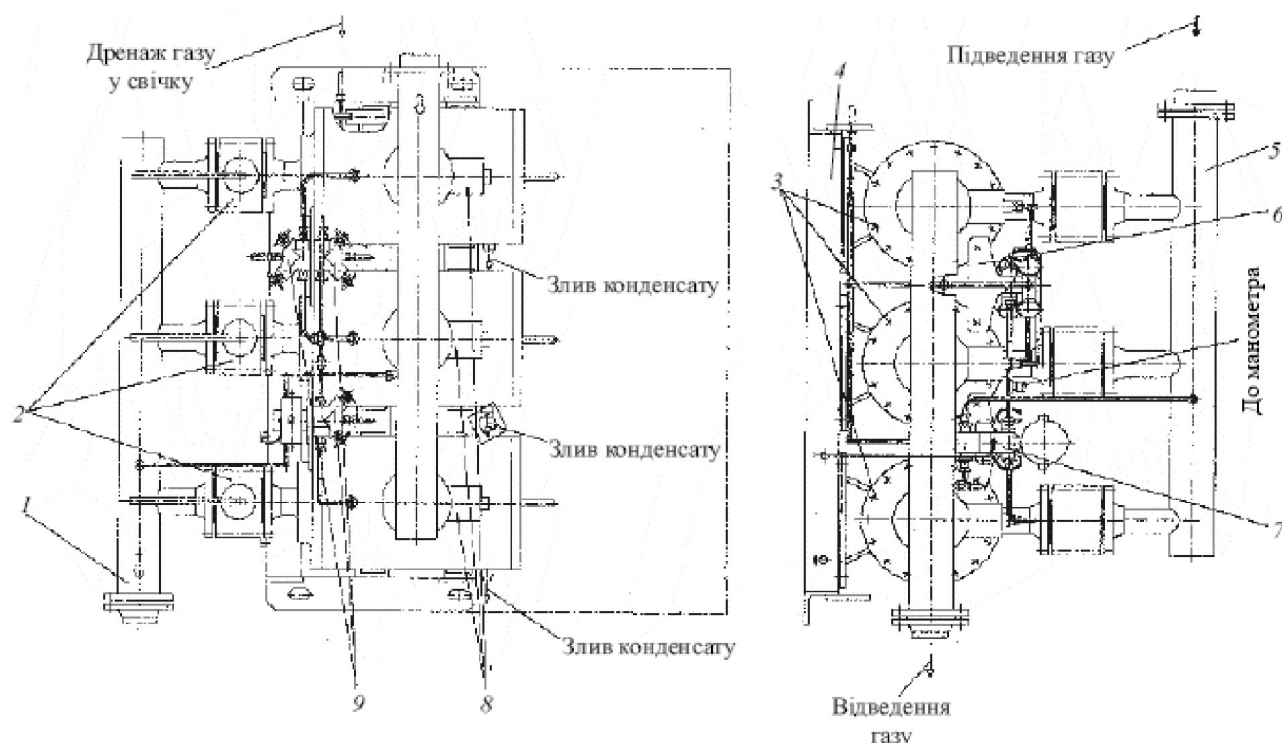


Рис.2.10. Блок-фільтрації паливного газу:

1 – колектор підведення газу; 2,8 – кульові крани; 3 – газові фільтри; 4 – рама; 5 – колектор підведення газу; 6 – кронштейн; 7 – датчик-реле різниці тисків; 9 – клапани

Газовий фільтр призначений для очищення паливного газу перед подачею в двигун і входить до складу блоку фільтрів. Газовий фільтр (рис.2.11) складається з корпусу 1, кришки 2, фільтрувального пакета 5 і патрубку 6. Пакет 5, який складається з фільтроелементів 5.1, каркаса 5.2, кришки 5.3 і винта 5.4, утримується пружиною 3. Заглушка 4 призначена для стравлювання газу і зливу конденсату з внутрішньої порожнини корпусу.

Агрегат керування призначений для подачі паливного газу до запальника та керування стоп-краном. Агрегат керування (рис.2.12) складається з двох блоків – пускового газу 1 та маніпулятора 2, які з'єднані каналом *a*.

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.

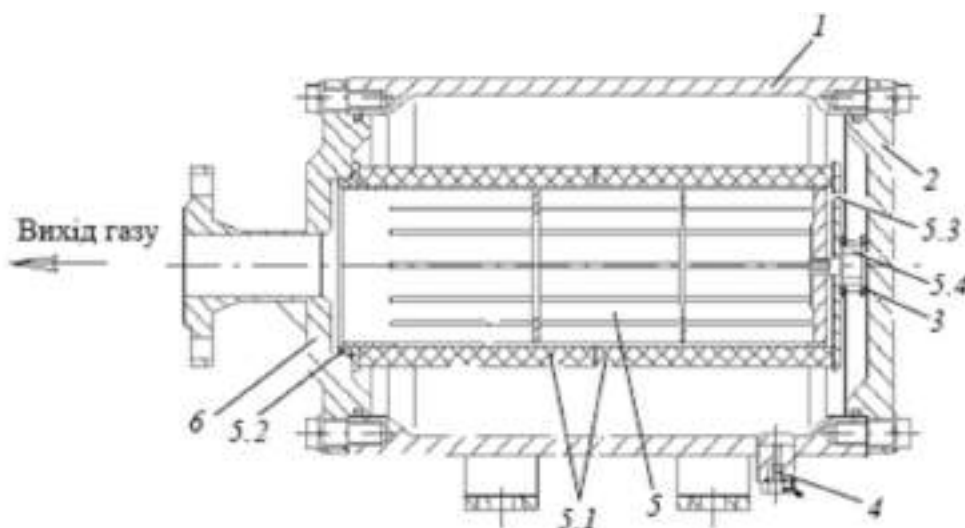


Рис.2.11. Газовий фільтр

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 *a*, 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 *c* 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 *a* надходить до штуцера відведення газу 5.

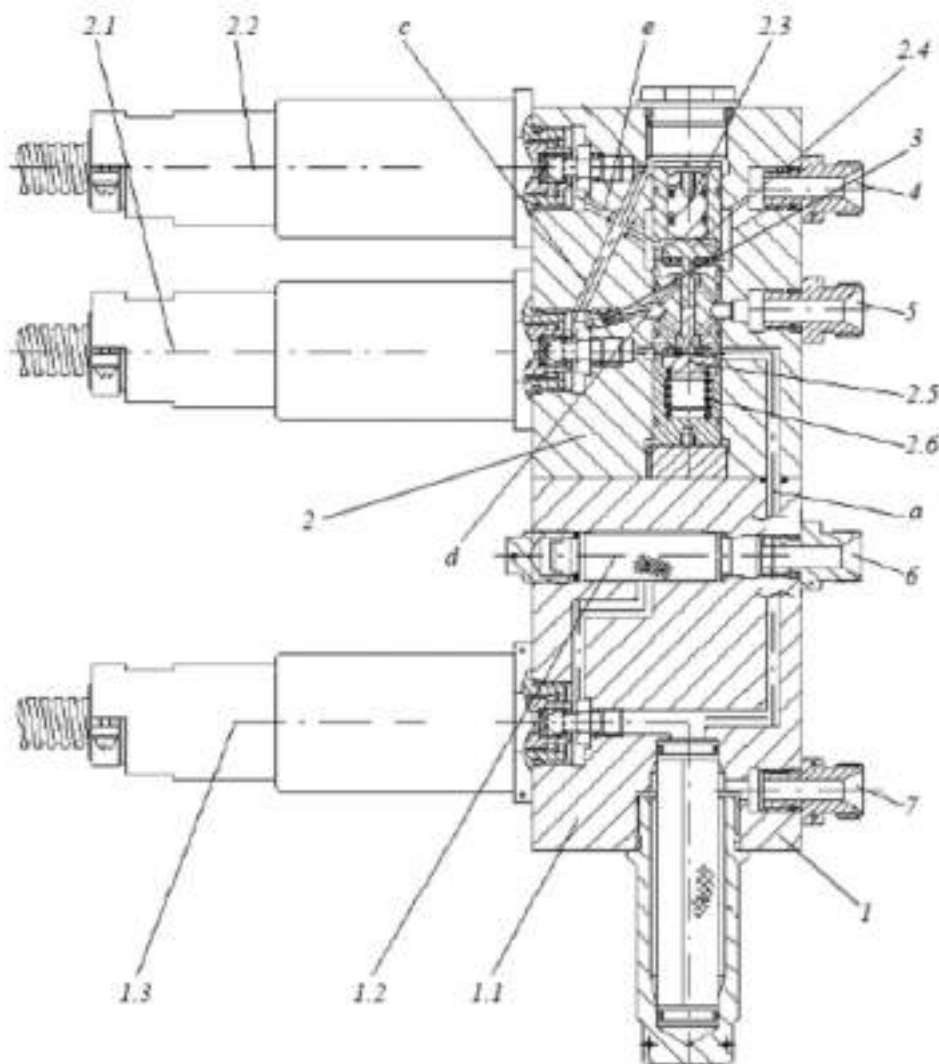


Рис.2.12. Агрегат керування:

a, c, 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

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 *e* 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.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.2.13) входять:

корпус 8, у якому розміщені клапан 6, сідло стопи 7, фланці підведення 9 та відведення 3 газу до регулюючого клапана, фланець дренажу у свічку 4, штуцер відведення газу в агрегат керування 2;

кришка 13, в якій розміщені мікровимикачі 17, 18, електророз'єм 15, сигналізатор положення стоп-крана 14, вказівна стрілка 16 і штуцер підведення газу 1;

пружины 10, 11; сервопоршень 12 та сідло дренажу 5.

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 сідла 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.

Газ на керування стоп-краном підводиться від агрегату керування до штуцера 1. При підвищенні тиску в порожнині *b* сервопоршень 12, олаючи зусилля пружин 10 і 11, відкриває стоп-кран. Паливний газ через фланець 3

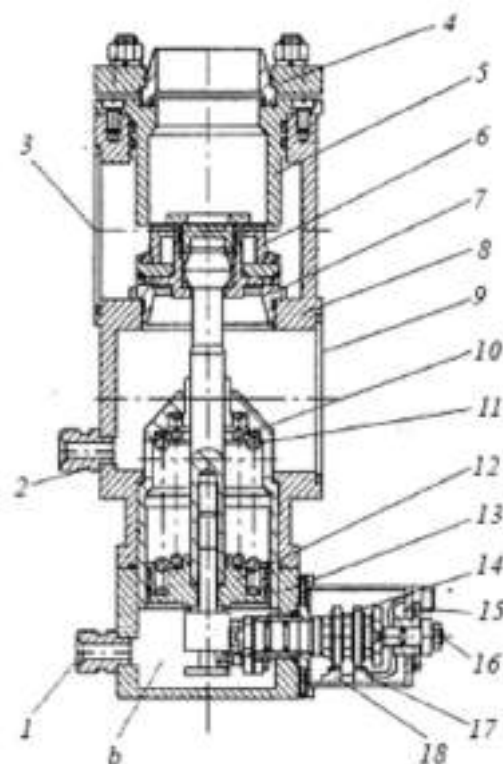


Рис.2.13. Стоп-кран

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

відводиться до регулюючого клапана, а сідло дренажу 5 перекривається, запобігаючи витоку газу у дренаж. Зі штоком сервопоршня 12 з'єднаний сигналізатор положення стоп-крана 14, що розмикає мікрвимикач 17 (положення "закрито") і замикає мікрвимикач 18 (положення "відкрито"), сигналізуючи у САК про відкриття стоп-крана. На зовнішньому кінці сигналізатора знаходиться стрілка 16, що вказує крайні положення клапана 6 стоп-крана.

При стравлюванні газу з порожнини *b* 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.

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

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.6231м.18.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Студент	Чепурний А.В.				Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ

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

Повністю безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Завдання охорони праці – звести до мінімальної ймовірності ураження або захворювання працюючого з одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

Прикладами небезпечних факторів можуть служити відкриті струмопровідні частини обладнання, рухомі деталі машин і механізмів, розпечені тіла, можливість падіння з висоти самого працюючого або деталей і предметів, наявність ємностей із стисненими або шкідливими речовинами тощо. Прикладами шкідливих факторів є шкідливі домішки в повітрі, несприятливі метеорологічні умови, промениста теплота, недостатнє освітлення, вібрації, шум, ультра- і інфразвук, іонізуючі і лазерні випромінювання, електромагнітні поля. Підвищені напруженість і важкість праці, наявність шкідливих мікроорганізмів або комах і т.д.

Між небезпечними і шкідливими факторами часто не можна провести чіткої межі. Один і той же фактор може призвести до нещасного випадку.

Охорона праці – це комплексна соціально-технічна дисципліна. Вона включає до себе питання виробничої санітарії, техніку безпеки, пожежну і вибухову безпеку, законодавство з охорони праці.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГАЗОТУРБІННОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

При роботі газотурбінних електростанцій мають місце ряд явищ, що роблять шкідливий вплив на організм людини. До них відносяться, шум, вібрація, виділення продуктів згоряння, тепловиділення, випаровування масла і технічних рідин.

Основним джерелом перерахованих небезпечних виробничих факторів є газотурбінний двигун та електрогенератор. Для забезпечення нормальної роботи персоналу необхідно, щоб показники, що характеризують вентиляцію, освітленість, вібрацію і шум, відповідали допустимим нормам. Це пов'язано з тим, що шкідливі фактори, діючи дратівливо на організм людини, послаблюють реакцію людини і погіршують її самопочуття.

Відповідно до ГОСТ 12.1.005-88 “Загальні вимоги до повітря робочої зони” встановлено норми на температуру в машинному залі і на його чистоту. У теплу пору року температура на робочих місцях не повинна перевищувати температуру зовнішнього повітря і повинна бути не вище +25°C [10].

ГТД насичений трубопроводами. При витокі і випаровуванні технічних рідин, масла та інших речовин відбувається забруднення повітря. Для видалення шкідливих домішок передбачена система припливно-витяжної вентиляції, яка забезпечує необхідну кількість повітря. У табл. 3.1 наведені гранично допустимі концентрації токсичних компонентів, продуктів згоряння та випаровування, які можуть потрапляти в машинний зал.

Таблиця 3.1

ГДК на робочому місці	Токсичні компоненти, мг/м ³						
	Пил	Сажа	Окис вуглецю	Окис вуглеводню	Окис азоту	З'єднання сірки	
	-	С	СО	CH ₂ O	N ₂ O	SO ₂	H ₂ SO ₄
	-	3,5	20	0,7	9	-	-

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Велика гучність, особливо при тривалому впливі, не тільки вражає органи слуху, а й здійснює шкідливий вплив на нервову систему і діяльність всього організму людини. При цьому послаблюється увага, знижується гострота зору, загальмовуються психічні реакції. Сильний шум в умовах експлуатації ГТА значно знижує продуктивність праці і може стати причиною нещасного випадку.

У табл. 3.2 наведені гранично допустимі рівні шуму для певних робочих місць.

Таблиця 3.2

Вид робочого місця	Рівень звукового, дБ, в октавних полосах з середньо геометричними частотами, Гц							
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Постійні робочі місця в виробничому приміщенні і на території підприємства	99	92	86	83	80	78	76	74
Пульти в кабінах стеження і ДУ без мовного зв'язку по телефону	97	94	82	78	75	73	71	70

Шум і пов'язані з ним вібрації здійснюють також руйнівний вплив на споруди і конструкції. Основними джерелами шуму в ГТД є: повітрязбірний пристрій двигуна; випускний пристрій двигуна; корпус двигуна та його агрегати. Рівень акустичної потужності у вирішальній мірі визначається витратою повітря, залежною від потужності ГТА.

Основним джерелом шуму, випромінюваного повітрязбірним патрубком ГТА, є компресор, що генерує шум в області середніх і високих частот, складаючись з широкосмугового “білого” шуму і піків шуму на дискретних частотах. Останні за своєю інтенсивністю можуть на 15-20 дБ перевищувати рівень широкосмугового шуму, і найбільш неприємні для сприйняття.

Основне джерело шуму на вихлопі – вихідний струмінь продуктів згорання, який породжує шум в процесі його турбулентного змішування з

навколишнім повітрям.

З внутрішніх шумів, що прослуховуються на вихлопі, низькочастотні (30-200 Гц) належать зазвичай камері згорання і теплообмінним апаратам, а високочастотні (2000-8000 Гц) – турбіні.

Шум корпусу породжується об'єднаними в нього агрегатами: компресором, турбіною, камерою згорання, редуктором, регулювальними клапанами, насосами і тому може бути як механічного, так і газодинамічного походження.

Низькочастотна частина спектру коливань стінок корпусу (30-200 Гц) обумовлена зазвичай механічними причинами, а високочастотна – аеродинамічними збудженнями. До механічних причин належать коливання (вібрації), викликані неврівноваженістю роторів, роботою зубчастих зачеплень і підшипників, вібрацією лопаток, корпусів, камери згорання та інших частин, тим чи іншим чином пов'язаних з корпусом ГТУ. Аеродинамічними збудженнями є різні нестационарні процеси в проточній частині газоповітряного тракту двигуна.

Складову шуму турбіни, викликану взаємодією роторних і статорних вінців, можна знизити збільшенням осьового азору між сопловими і робочими вінцями із збільшенням числа ступенів, що зменшує перепад тисків і число Маха в кожному ступені.

Шум камери згорання має складну природу, відображаючи складність протікання в ній процесів. По самій своїй конструкції вона являє собою зосередження аеродинамічних генераторів шуму: струменів, що втікають в порожнину жарової труби; закручених потоків, що створюються завихрювачами; зворотних течій.

Поряд з аеродинамічним шумом горіння саме по собі здатне генерувати шум. Як видно з рис. 3.1, шум цей має широкосмуговий спектр.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

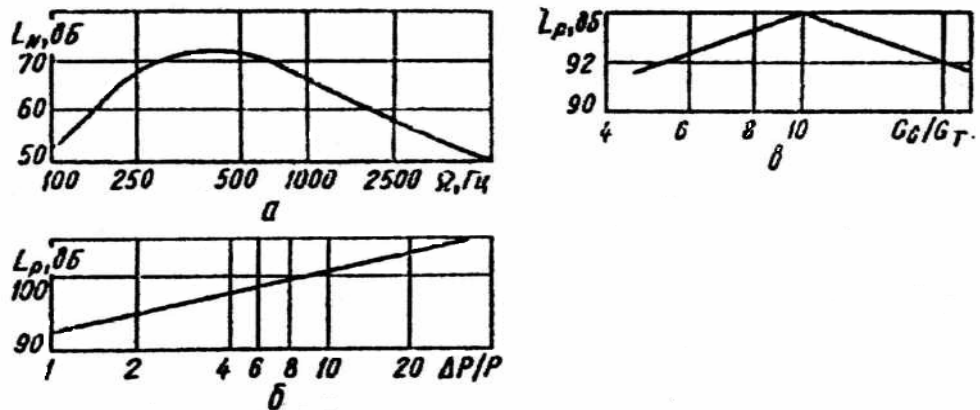


Рис. 3.1. Деякі акустичні характеристики шуму горіння:

а – спектр шуму полум'я; б – вплив перепаду тиску на пальник;

в – вплив складу горючої суміші.

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

Ще однією небезпекою є пожежі на підприємствах. Горіння – це хімічна реакція окислення, що супроводжується виділенням теплоти і світла. Для виникнення горіння потрібна наявність трьох чинників: горючої речовини, окислювача і джерела загоряння. При оцінці пожежної небезпеки речовині матеріалів необхідно враховувати їх агресивний стан. Оскільки горіння, як правило, відбувається в газовому середовищі, то в якості показників пожежної небезпеки необхідно враховувати умови, при яких утвориться достатня для горіння кількість газоподібних горючих продуктів. Основними показниками пожежної небезпеки, що визначають умови виникнення та розвитку процесу горіння, є температура самозаймання та концентраційні межі запалення.

3.2. ВИБІР І РОЗРАХУНОК АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ПОЖЕЖОГАСІННЯ ДЛЯ ГАЗОТУРБІННОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

Система піногасіння призначена для гасіння пожеж у машинних і насосних відділеннях, сховищах палива і масла, ангарах та інших пожежонебезпечних приміщеннях.

Для даної мобільної електростанції доцільно використовувати стаціонарну систему піногасіння із застосуванням стаціонарновстановлених і переносних генераторів високократної піни. Система піногасіння складається з наступних елементів:

- резервуар для зберігання піноутворювача;
- змішувачі або пристрої для отримання піноутворюючої суміші;
- генератори високократної піни, труби, подовжувачі до них, повітроводи та пінопроводи;
- повітряно-пінні стволи;
- арматура і контрольно-вимірювальні прилади.

Стаціонарні системи піногасіння розміщуються позаохоронюваних приміщень в станціях піногасіння. Інтенсивність подачі піноутворюючої суміші для отримання повітряно-механічної піни кратністю 70-100 на кожен квадратний метр приміщення, що охороняється. Час безперервної роботи системи і запас піноутворювача приймаються згідно з вимогами [9].

Вихідні дані до розрахунку:

Площа будівлі $F=252 \text{ м}^2$;

Інтенсивність подачі води $g = 6 \frac{\text{л}}{\text{хв.} \cdot \text{м}^2}$;

Розрахунковий час роботи $t = 15 \text{ хв}$;

Продуктивність піногенераторів $G = 600 \frac{\text{л}}{\text{хв}}$

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок системи піногасіння для електростанції

1. Розрахункова кількість піноутворювача:

$$V = 0,06 \cdot g \cdot F \cdot t = 2160 \text{ л.}$$

2. Інтенсивність подачі розчину на розрахункову площу:

$$g_1 = g \cdot F = 2400 \frac{\text{л}}{\text{хв}}.$$

3. Розрахункова кількість піногенераторів:

$$n = \frac{g_1}{G} = 4.$$

4. Запас піноутворювача:

$$V_1 = V \cdot 6 = 12960 \text{ л.}$$

5. Запас піноутворювача для першої стадії:

$$V_2 = \frac{2}{3} \cdot V_1 = 8640 \text{ л.}$$

6. Запас піноутворювача:

$$V_3 = V_1 - V_2 = 12960 \text{ л.}$$

7. Кількість води на першій стадії:

$$g_2 = 0,06 \cdot g_1 = 144 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

8. Кількість води на другій стадії:

$$g_3 = 0,5 \cdot g_2 = 72 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$

9. Приймаємо швидкість води в трубопроводі: $W = 2,4 \text{ м/с.}$

10. Діаметр трубопроводу:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot g_2}{W \cdot \pi \cdot 3600}} = 0,15 \text{ м.}$$

11. Розмір труби: $D \times S = 150 \times 4 \text{ мм.}$

12. Площа перерізу трубопроводу:

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$F_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 0,0177 \text{ м}^2.$$

13. Різниця тисків біля діафрагми: приймаємо $P_1 - P_2 = 5000 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^2} = 500 \text{ Па}.$

14. Перемноження коефіцієнтів:

$$m_1 \cdot a = \frac{g_2 \cdot \gamma}{3600 \cdot F_1 \cdot 2 \cdot g \cdot (P_1 - P_2)} = 0,042,$$

де $\alpha_1 = 0,975$ – коефіцієнт витрати; $m = m_1 \cdot \frac{\alpha}{\alpha_1} = 0,043$ – відношення площі.

15. Площа нормальної діафрагми: $F_2 = m \cdot F_1 = 76 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$

16. Діаметр отвору в нормальній діафрагмі:

$$D_H = \sqrt{\frac{4 \cdot F_2}{\pi}} = 0,031 \text{ м}.$$

17. Розмір труби для піноутворювача: $D \times S = 30 \times 2 \text{ мм}.$

18. Площа перерізу труби для піноутворювача:

$$F_2 = \frac{\pi \cdot D_H^2}{4} = 7,07 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

19. Питома вага піноутворювача: $\gamma = 1110 \frac{\text{кгс}}{\text{м}^3}.$

20. Висота бака піноутворювача: $H = 2 \text{ м}.$

21. Витрата піноутворювача:

$$g_n = \frac{g_1}{10^6} \cdot 2400 \cdot 10^{-6} = 0,0024 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}.$$

22. Відношення площі:

$$m_1 = \sqrt{\frac{g_n^2}{g_n^2 \cdot F_3^2 \cdot H \cdot 2 \cdot g \cdot \frac{F_3^2 \cdot (P_1 - P_2) \cdot 2 \cdot g}{\gamma}}} = 0,358.$$

23. Площа отвору дозуючої діафрагми:

$$F_4 = m_1 \cdot F_3 = 2,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

24. Діаметр отвору дозуючої діафрагми:

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$D_d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_4}{\pi}} = 0,0178 \text{ м.}$$

3.3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕБЕЗПЕЧНИХ І ШКІДЛИВИХ ФАКТОРІВ

Управління ГТА повинно проводитися дистанційно з пульта дистанційного керування (ПДК). Для забезпечення безпеки людей, що працюють з електричним струмом, всі струмоведучі поверхні повинні бути ізольовані. Ізоляція в процесі експлуатації повинна задовольняти вимогам ГОСТ 12.1.019-79 ССБТ “Електробезпека. Загальні вимоги, номенклатура видів захисту”.

Для зменшення небезпеки виникнення пожежі на ГТД повинні бути передбачені системи пожежогасіння. Паливопроводи, масляні ємності та інші трубопроводи повинні бути герметичні, розташовуватися в приміщеннях, ізольованих від ГТД, на безпечній відстані від високотемпературної зони.

Для запобігання потрапляння людини на рухомі елементи ГТА необхідно застосовувати засоби колективного захисту: запобіжні, блокуючі, які сигналізують і спеціальні відповідно до ГОСТ 12.04.001-75.

Для захисту від шуму найбільш галасливі машини і механізми повинні бути закриті звукоізольованими кожухами, локалізуючи джерело шуму. Кожухи зазвичай виготовляються з дерева, металу або пластмаси. Із засобів індивідуального захисту від шумів застосовувати вкладиші, навушники або шоломи.

В допоміжних механізмах в певних умовах при обтіканні потоком їх теплообмінних поверхонь можуть збуджуватися низькочастотні автоколивання, що призводять до сильної вібрації і шуму, як у машинному залі, так і на виході вихлопної труби. Такий шум може поширюватися в радіусі декількох кілометрів. Для придушення автоколивань в газоході встановлені перегородки, що

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

змінюють ефективне значення поперечного розміру газоходу. Досвід показує, що так можна повністю усунути можливість газодинамічних коливань в теплообмінниках (і зв'язаних з ними газоходах) практично на всіх режимах роботи.

До шумів механічного походження відносяться шуми, породжені вібраціями ротора, роботою підшипників і т.д. Для зниження цих шумів застосовані такі заходи: ретельне балансування і центрування роторів, висока точність виготовлення підшипників, заміна підшипників кочення підшипниками ковзання, застосування високоякісних масел.

Для зменшення шуму всмоктування застосовано двоступеневе глушіння шуму (рис.4.3). Один з пластинчастих глушників встановлений до повороту потоку, а другий – за поворотом, в конфузорі всмоктуючого тракту ГТУ. Повороти повітря також вважаються засобом, що знижує рівень зовнішнього шуму.

У приміщенні електростанції повинен бути виключений контакт з вібруючими об'єктами шляхом використання огорожень, сигналізації. У разі виникнення необхідності контакту з вібруючими поверхнями застосовувати засоби індивідуального захисту рук (ГОСТ 12.4.002-74), а при загальній вібрації застосовувати спецвзуття (ГОСТ 12.4.024-76).

Таблиця 3.3

**Граничні спектри рівнів вібрації (ГОСТ 12.1.012-90)
по швидкості ПС(L_z),LS, відносно $V_0=5 \cdot 10^{-8}$ м/с**

$N = ПС(L_z)$	Середньгеометрична частота в октавн. полос., Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	99	98
3	106	98	98	95	93	92

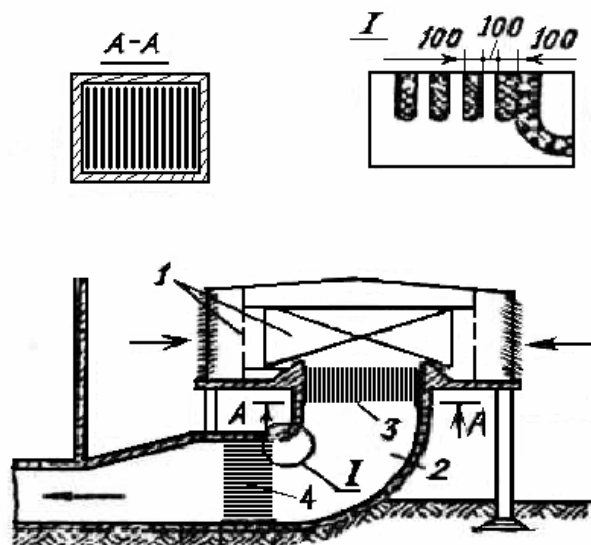


Рис. 3.3. Схема глушіння шуму:

1 – повітряні фільтри; 2 – поворотне коліно; 3,4 – панельні ступені шумопоглинання.

Таблиця 3.4

Граничні спектри рівнів вібрації по
прискоренню ПС (L_z), LS, відносно $a_0=3 \cdot 10^{-8}$ м/с

$N = ПС(L_z)$	Середньогогеометрична частота в октавн. полос., Гц					
	2	4	8	16	32	63
1	115	107	104	102	101	101
2	112	104	101	99	99	98
3	106	98	98	95	93	92

Приміщення для роботи має бути освітлене відповідно до норм СНіП.
Норми штучного освітлення наведені в табл. 3.3-3.5.

Таблиця 3.5

Приміщення, робоче місце	Площина освітлення	Мінімум при люмінесцентних лампах Е, Лк	Мінімум при лампах накалювання Е, Лк
Машинний зал	Горизонтальна	100	50
Приміщення допоміжних установок	Вертикальна	500	300
Котельне відділення	Горизонтальна	100	500
Котельне відділення	Вертикальна	300	200

Висновок: проведений аналіз зниження впливу небезпечних виробничих факторів в машинному залі електростанції свідчить, що необхідний стан робочої зони може бути забезпечений виконанням таких заходів:

- а) дотриманням правил техніки безпеки і поведіння на виробництві;
- б) захистом від джерел теплових випромінювань;
- в) влаштуванням вентиляції та опалення;
- г) засобами індивідуального захисту.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ДЛЯ РЯТУВАННЯ ЛЮДИНИ, ЩО ПОТРАПИЛА ПІД ДІЮ ЕЛЕКТРИЧНОГО СТРУМУ

Газотурбінна електростанція є джерелом потенційної загрози людині з точки зору ураження її електричним струмом. Енергосистема таїть в собі багато ризику і часто тягне за собою неприємні ситуації. Дотримання правил техніки безпеки дозволяє обслуговуючому персоналу без нанесення шкоди здоров'ю працювати на електростанції, проте завжди залишається потенційна можливість появи незапланованої ситуації, яка може призвести до ураження людини.

3.4.1. Перша медична допомога при ураженні електричним струмом: алгоритм

Перше, що необхідно зробити – це запобігти потраплянню електрики на людину. При цьому треба не забувати убезпечити себе, адже неправильні дії можуть погубити і зробити вас таким же постраждалим;

негайно оцініте стан людини, яка отримала удар струмом, обстежте покриви, якщо є ушкодження необхідно полегшити їх болючість;

зверніть увагу на характер електротравми. Занадто сильні пошкодження з відсутніми свідомістю і диханням, можуть говорити про загрозу життю;

якщо наслідки складні – виконується штучне дихання, і при потребі непрямий масаж серця. У легкому ступені поразення достатньо дати людині багато пити;

по можливості, до приїзду медиків, потрібно зробити так, щоб, потерпілий мав ознаки життя.

Важливо! Не торкайтеся до потерпілого голими руками – краще скористатися дерев'яними матеріалами, так як подібна сировина не проводить електрику.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.2. Методи з порятунку людини від електричного струму

Все що потрібно від очевидця – це надати допомогу людині, що потрапила під удар електрикою. З такою метою необхідно провести ряд заходів.

Виконайте відключення електропостачання: від'єднайте рубильники або обесточьте мережу будь-якими відповідними способами. Якщо на потерпілому загорівся одяг, обов'язково усуньте його якомога швидше. Щоб не постраждати самому використовуйте не струмопровідний одяг. Наприклад, підійдуть гумові рукавички і тонкий сухий одяг. Наближатися до людини, яка отримала електротравму, треба короткими кроками і повільно.

Перекладіть потерпілого на плоску поверхню. Якщо він починає задихатися, слід під плечі або шию підкласти валик з одягу. Якщо у вас під рукою аптечка, то дайте потерпілому знеболюючий засіб. У цій ситуації будуть не зайвими серцеві таблетки.

Помітивши опіки на тілі, обов'язково накладіть стерильну пов'язку, не слід застосовувати медикаменти – це може викликати алергічну реакцію і інші ускладнення. Коли опіки відповідають самим важким стадіям і відсутня свідомість, вдаються до серцевої стимуляції. Для цього одночасно проводять непрямий масаж серця і штучне дихання «рот в рот».

Нерідко у потерпілого від ураження електрикою виникає «уявна смерть». У подібній обстановці рятувальник повинен діяти уважно. Навіть якщо не спостерігається серцебиття, і є поверхневе дихання, слід виконувати заходи з порятунку життя аж до поліпшення стану або до ознак клінічної смерті.

3.4.3. Медикаментозний огляд

Помітивши, що людина отримала електротравму, не залишайте цю проблему на самоплив, обов'язково викличте бригаду медиків і здійсніте при потребі вище перераховані заходи. Навіть якщо у потерпілого спостерігається

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

легкий ступінь ураження, виключати думку медичного персоналу не слід. Можливо, ускладнення дадуть про себе знати через кілька годин після удару струмом. Коли немає очевидних пошкоджень – це ще не висновок, що ніяких складнощів немає. Обов'язково електротравму потрібно максимально діагностувати, щоб виключити наслідки, які можуть проявитися раптово на внутрішніх органах.

Перша медична допомога при ураженні електричним струмом здійснюється в фізіологічному кабінеті. З такою метою використовується спеціальна апаратура, що аналізує можливість ускладнень після електротравми.

3.4.4. Визначення ознак життя потерпілого

Обов'язкові дії при отриманні електротравми повинні проводитися тільки після визначення стану людини, яку вдарило струмом.

1. Оцініть стан її свідомості. Він буває ясним, відсутнім або порушеним.

2. Огляньте шкіряні покриви людини, зверніть увагу на слизові оболонки.

У нормальному стані вони злегка рожеві. Коли людина отримала пошкодження, не виключені прояви синюшності і утворення блідо-жовтих плям.

3. Стабільне дихання у людини говорить про легке порушення організму електричним струмом. Буває, що дихання відсутнє або працює ненормально.

4. Проведіть промацування пульсу. Оцініть подальшу ситуацію щодо його стану, тобто пульс слабкий або його немає.

5. Очні зіниці обов'язково перевірити: вони бувають розширеними і звуженими від наслідків ураження людини електрикою.

Важливо! Якщо ви не маєте досвіду в наданні першої долікарської допомоги потерпілому від електричного струму, необхідно покликати того, хто знає в цьому толк і негайно зателефонувати до швидкої допомоги.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.5. Тактика проведення штучного дихання

Від правильності штучного дихання залежить подальший стан потерпілого і його шанс на життя.

Виконуватися процес може двома способами «з рота в ніс» і «з рота в рот». Завдяки таким способам в легені потерпілого, який не може самостійно дихати, надходить оптимальна кількість повітря.

Укладаємо потерпілого на спину, видаляємо з рота постраждалого чужорідні речовини. Розстебніть стискуючий одяг і звільніть дихальні шляхи. Якщо язик запал і перешкоджає диханню, необхідно його корінь витягти з гортані. Для цього підкладіть знизу одну долоню, а на лоб натисніть іншою, і як можна краще закиньте голову постраждалого. Таким чином язик повинен піднятися і звільнити шлях повітря.

Тепер рятувальник глибоко вдихає повітря відкритим ротом і виконує енергійний видих в рот потерпілому, при цьому не забувайте закривати ніс.

Увага! Слідкуйте за станом грудної клітини: вона повинна підніматися при надходженні повітря і опускатися після його виходу. Для більшого ефекту натискайте на грудну клітку, щоб залишки повітря швидше вишли і продовжуйте методику доти, поки людина самостійно не почне дихати.

3.4.6. Проведення непрямого масажу серця

Якщо штучне дихання залишилося безрезультатним, як надання першої допомоги при електротравмі проводять непрямий масаж серцевого м'яза, щоб відновити кровотік по всіх системах і органах потерпілого:

укладають потерпілого на рівну горизонтальну площину;

тепер виконується енергійне штучне дихання;

тут же перебудовуються, укладають правильно долоні, як це показано на зображенні, і роблять сильні поштовхи в області грудини. Зверніть увагу,

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

грудина постраждалого повинна продавлюватися на 5 см. Проміжок між надавлюваннями повинен складати не більше півсекунди;

два глибокі вдихи в дихальні шляхи потерпілого супроводжуються п'ятнадцятьма надавлюваннями.

Дану методику застосовують кілька разів, щоб в результаті в хвилину вийшло 60 натискань і 50 вдукань.

Важливо! Ні в якому разі при вдуканні повітря ураженому струмом, водночас не слід виконувати тиск на грудну клітину.

Долікарська допомога при електротравмі здійснюється в певному часовому проміжку.

3.4.7. Визначення ураження людини електричним струмом

Якщо на людину впливає струм з силою від 15мА, у неї виникають масові судоми по всьому тілу. В результаті відбувається оніміння деяких м'язів і спазми. За рахунок таких поразок потерпілому не вдається відпустити напругу, а порушення роботи голосових зв'язок не дає покликати на допомогу.

У разі тривалого перебування під напругою настає зупинка дихання і клінічна смерть, якщо потерпілому вчасно не надали медичну допомогу. За зовнішніми ознаками, якщо людина постраждала від удару струмом, вона мало відрізняється від померлої. Практично не можна вислухати стукіт серця і ритм дихання, шкіра стає блідою, в деяких місцях є синюшні плями.

В окремих випадках, при легкому ураженні електричним струмом, може виникнути запаморочення і легка непритомність. Пам'ятайте, жоден удар електричним струмом не проходить безслідно для серця.

Непоодинокі й удари людина блискавкою, при цьому спостерігаються аналогічні ознаки. Найчастіше, на тілі потерпілого спостерігаються сині або чорні розгалуження – це говорить про розширення судин. Настає глухота, німота, втрата створення і відсутні ознаки життя.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При порятунку потерпілого, який отримав електротравму, важливо користуватися діелектричними елементами, не можна торкатися до людини голими руками. Потрібні предмети, що не проводять електрику.

3.4.8. Величина «небезпечного» електричного струму

У більшості випадків, людина страждає від удару електрики при недотриманні техніки безпеки. Тому саме на цьому слід загострити увагу, працюючи з електроустановками.

Удар струмом відбувається, якщо через тіло людини проходить струм від 0,06 А. Якщо поразка відбулася з силою струму 0,1 А, – тут здійснювати спроби порятунку людини марно. Подібний випадок завжди літальний. Як і інші предмети, людина має певний опір щодо електричного струму. Зрозуміло, ця величина буде змінною, в залежності від різних факторів.

Середнє значення опору тіла людина, є 20...100 кОм. Якщо показник знижується до 1 кОм, в такому випадку, небезпечним для життєвих функцій стає навіть струм з висотою напруги до 100 В.

Нерідко значення опору залежить від частоти струму, що проходить через тіло людини. Найменший опір тіла виникає при впливаючій частоті від 6 до 15 кГц.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.6231м.18.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона навколишнього середовища	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Чепурний А.В.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

Охорона навколишнього середовища – самостійна наука, яка вивчає вплив різних промислових підприємств на навколишнє середовище.

Проблеми захисту навколишнього середовища від забруднень і відходів, що викидаються промисловими підприємствами та транспортом, з кожним роком набувають всебільшого значення. Вирішення цих проблем носить важливий характер, так як це позначається на стані екології та на стані здоров'я людей.

Охорона навколишнього середовища повинна розглядатися не як проблема, що раптово виникла, або непередбачений наслідок зростання виробництва, а як нормальна умова загального процесу.

Гострота проблеми захисту навколишнього середовища під час бурхливого розвитку науки і техніки обумовлюється тим, що в сучасних умовах негативні наслідки впливу антропогенного характеру на природу досягли великих масштабів. Щоб виключити можливий прояв т.зв. “екологічної кризи”, необхідні зусилля наукових, громадських та інших організацій.

4.1. АНАЛІЗ ШКІДЛИВОЇ ДІЇ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ГТД НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

Техніко-економічний аналіз і накопичений світовий досвід показують, що застосування газотурбінних установок є одним з перспективних шляхів вдосконалення енергетичних систем, підвищення їх економічності і надійності. Значними є також переваги газотурбінних двигунів в якості транспортних. Тому останні десятиліття характеризуються інтенсивним розвитком газотурбобудування.

ГТД відносяться до сімейства теплових двигунів, в основі робочого

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

процесу яких лежить процес горіння палива. У зв'язку з цим їх розвиток супроводжується як зростанням споживання палива та атмосферного кисню, так і збільшенням масштабів забруднення атмосфери випускними (димовими) газами.

Загалом, з боку газових турбін найбільш значними факторами впливу на навколишнє середовище є: теплові викиди, викиди в атмосферу екологічно шкідливих речовин і шум.

Випускні гази являють собою суміш продуктів згоряння з надмірним повітрям. У загальному випадку продукти згоряння застосовуваних у ГТД і ПГУ рідких і газоподібних (вуглеводневих) палив можуть містити:

- продукти повного згоряння горючих компонентів палива: вуглекислий газ CO_2 , водяна пара H_2O , оксиди сірки SO_2 і SO_3 (за наявності в паливі сірки);
- компоненти неповного згоряння палива: вільний вуглець (сажа C), оксид вуглецю CO , різні вуглеводні C_xH_y ;
- оксиди азоту (основними з яких є оксид азоту NO і діоксид азоту NO_2);
- зольні частинки, що утворюються з негорючих мінеральних домішок.

Окремі складові продуктів згоряння палива дуже токсичні, негативно діють на людину і навколишнє середовище. Токсичні оксиди вуглецю CO , азоту NO_x , сірки SO_x , незгорілі вуглеводні C_xH_y , сірчисті, галоїдні з'єднання і багато інших компонентів. Дим, який являє собою вуглецеві частинки, як активний адсорбент може також містити канцерогенні речовини.

Кількість шкідливих викидів найчастіше вимірюють: в грамах забруднюючої речовини, яка випадає на 1 кг згорілого палива (г/кг); в міліграмах забруднювача на 1 м³ продуктів згоряння (мг/м³); в об'ємних відсотках (%); в частинах на мільйон об'ємних часток продуктів згорання (ppm). Димність визначається в умовних одиницях щодо затемнення матеріалу фільтра або у відсотках.

Оксид вуглецю – газ без кольору і запаху. При його поєднанні з гемоглобіном зменшується здатність крові переносити кисень. Гранично

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

допустима концентрація (ГДК) цього забруднювача в повітрі населених пунктів складає 1 мг/м³.

Оксиди азоту (NO + NO₂) дуже токсичні. Потрапляючи в організм людини і з'єднуючись з водою, вони утворюють азотну кислоту, яка руйнує легеневу тканину, подразнює слизові оболонки, викликає незворотні зміни в серцево-судинній системі. ГДК їх становить 0,085 мг/м³ (у перерахунку на NO₂).

Оксиди сірки впливають на верхні дихальні шляхи як дратівливий і задушливий газ. ГДК їх 0,05 мг/м³ (в перерахунку на SO₂).

Незгорілі вуглеводні при попаданні в людський організм впливають на світлову чутливість очей, умовно-рефлекторну діяльність, активність мозку. ГДК їх становить 2,5 мг/м³ (у перерахунку на бензин). Найбільш токсичний з вуглеводнів бензоперін C₂₀H₁₂, ГДК якого 0,000001 мг/м³.

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:

- водяний пар і двоокис вуглецю через небезпеку виникнення в атмосфері “парникового” ефекту;
- сполуки сірки, які викликають утворення в атмосфері твердих частинок, що не пропускають сонячні промені;
- оксиди азоту через небезпеку руйнування озонового шару із більшення результату цього ультрафіолетової радіації на поверхні землі.

Азотисті сполуки в паливі знаходяться в незначній кількості. В атмосферному повітрі об'ємна частка азоту перевищує 78%. У загальному випадку оксиди азоту можуть бути як продуктом окислення азоту повітря (“повітряні” окисли азоту), так і продуктом окислення азоту, що міститься в паливі (“паливні” окисли азоту). Абсолютні їх кількості і співвідношення між ними різні в залежності від вмісту паливного азоту і від факторів, що впливають на процеси окислення.

При нормальному тиску азот інертний, проте при збільшенні його парціального тиску 0,8-1,2 МПа з'являється ефект наркотичної дії, а підвищення вмісту в повітрі до 93% може призвести до аноксемії і навіть смерті.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Газові викиди ГТД та ПГУ відрізняються димовими газами від інших теплових двигунів і промислово-спалювального обладнання тим, що в них продукти згоряння сильно розбавлені надлишковим повітрям. Коефіцієнт надлишку повітря у вихлопних газах ГТУ: $\alpha_o = G_B / G_T \cdot L_o$, де G_B , G_T – секундні витрати повітря і палива, L_o – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання поданого в камеру згоряння палива, досягає 3-5 на номінальному режимі і ще більш високих значень – на часткових навантаженнях. Це призводить до того, що реальні концентрації токсичних речовин у вихлопних газах ГТД і ПГУ завжди істотно нижче, ніж в димових газах ПТУ і у вихлопних газах ДВЗ. Проте, існуючими нормами вміст шкідливих (токсичних) компонентів у вихлопних газах ГТУ також лімітується.

Концентрація оксидів азоту у вихлопних газах ГТУ визначається величиною NO, що утворюється в первинній зоні, але з урахуванням розбавлення продуктів згоряння вторинним повітрям.

Розбавлення повітрям, природно, полегшує наступне розсіювання вихлопних газів ГТУ до необхідних санітарно-гігієнічних норм, не вимагаючи високих димових труб.

Однак розбавлення газів повітрям, що знижує концентрацію шкідливих викидів у вихлопному струмені, неозначає зменшення загального, а тим більше регіонального забруднення атмосфери, оскільки воно визначається абсолютним значенням шкідливих викидів.

У ГТД, що працюють на газоподібному паливі, викиди оксидів сірки та золи відсутні, а основними шкідливими компонентами вихлопних газів є оксид азоту (повітряного походження) і продукти неповного згоряння палива: C, CO, C_xH_y. У ГТД масові викиди CO і C_xH_y істотно нижче, ніж в поршневому ДВЗ, але по викиду NO_x може навіть перевершувати поршневий двигун (особливо за наявності регенерації тепла). Не поступаються ГТУ в цьому відношенні і іншим видам паливоспалювального обладнання.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

На відміну від котлоагрегатів паротурбінних ТЕС, де склад токсичних компонентів димових газів визначається в основному видом палива і мало залежить від навантаження, в ГТУ склад токсичних компонентів дуже сильно змінюється зі зміною навантаження. Якщо при часткових навантаженнях токсичність вихлопних газів в своїй мірі визначається токсичністю CO і NO_x, то на максимальних режимах домінуючими стають високотоксичні оксиди азоту, причому намітилися тенденції подальшого розвитку ГТУ та ПГУ сприяють зростанню їх емісії.

4.2. МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДУ ШКІДЛИВИХ КОМПОНЕНТІВ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ

Методи зменшення емісії CO і C_xH_y полягають у наступному:

- зменшення часу існування крапель палива;
- підвищення ефективності процесів сумішоутворення;
- зменшення часу затримки займання і горіння палива.

У реальних системах горіння це досягається:

- поліпшенням якості розпилювання палива використанням високонапірних і низьконапірних паливоповітряних форсунок;
- оптимальною організацією робочого процесу в камері згорання і підвищенням температури в зоні хімічного реагування;
- використанням принципів попереднього підігріву і випаровування палива, а також гомогенізації паливоповітряної суміші;
- збільшенням обсягу первинної зони і часу перебування в ній;
- зменшенням витрати повітря на плівкове охолодження стінок жарових труб.

Методи зменшення димності. При спалюванні рідких палив димність збільшується із збільшенням вмісту в паливі ароматичних складових, щільності і температури кипіння. Схильність до димоутворення зростає зі зменшенням

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

вмісту в паливі водню. Димність істотно зростає при збільшенні тиску в камері згоряння. Методи зменшення димності полягають у наступному:

- зменшення часу існування крапель палива;
- зменшення часу затримки займання і горіння палива.

Ці методи реалізуються шляхом :

- зменшення обсягу перенасиченням паливом високотемпературних зон, якщо це не супроводжується зменшенням стійкості горіння;
- використання багато форсуночних фронтів пристроїв камер згоряння;
- поліпшенням якості розпилування палива;
- попереднього випаровування палива перед його подачею в камеру;
- гомогенізації горючої суміші в камері згоряння;
- модифікації палив і використання спеціальних металовмісних присадок (на основі барію або магнію);
- використання водопаливних емульсій і уприскування води.

Способи зменшення викиду NO_x . Оскільки боротьба з утворенням оксидів азоту паливного походження NO_T важка, то єдиною практично доцільною мірою зниження їх концентрації у вихлопних газах ГТУ слід вважати обмеження вмісту азоту в паливі. Річ у тім, що в традиційних газотурбінних паливах вміст азоту невеликий, і тому основну частку NO_x у вихлопних газах ГТУ, особливо при великих навантаженнях, складають зазвичай оксиди азоту “повітряного” (тобто термічного) походження NO_v . У зв'язку з цим розглянемо заходи щодо зниження емісії саме цих оксидів.

1. **Збільшення коефіцієнта надлишку повітря в зоні горіння камери (тобто збіднення суміші в первинній зоні).** Цим зменшується температура в зоні горіння і час перебування газів в ній. Цей метод ефективний, якщо передбачені додаткові пристосування для збільшення коефіцієнта повноти згоряння палива при збідненні паливоповітряної суміші.

Можливе при цьому зниження NO_x в різних камерах згоряння показано на

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

рис. 4.1.

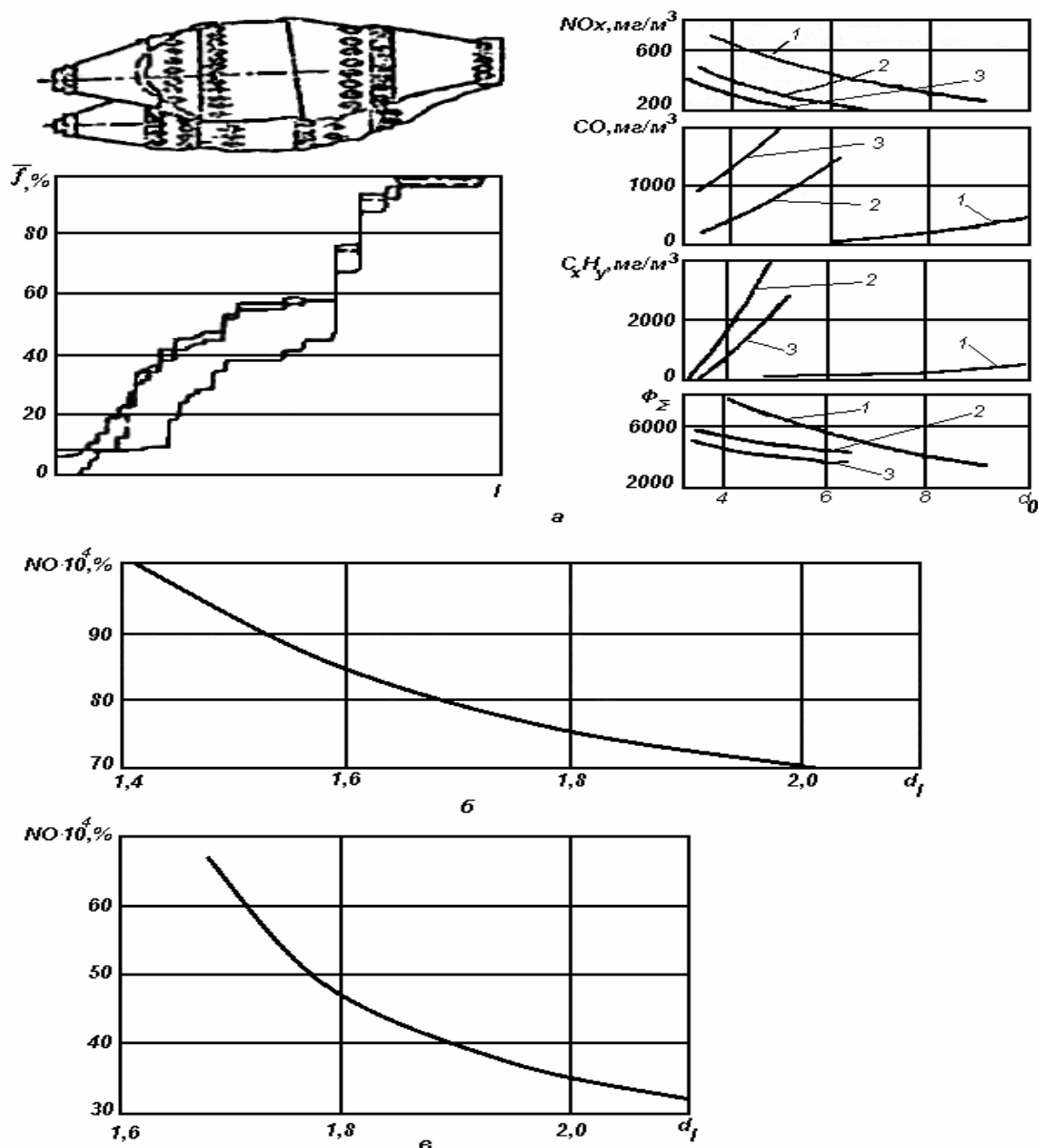


Рис. 4.1. Графіки зміни показників токсичності камер згорання в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а – кільцева камера авіаційного ГТД при роботі на природному газі (умови $P_b=0,12...0,13$ МПа. $T_b = 343...353$ К); 1,2,3 – варіанти розподілу повітря по трактам;
 б – трубчатa камера (газотурбінне паливо $\alpha_0=5,5$); в – семипальникова камера з регулюючим змішувачем (природний газ, $\alpha_0=5,7$).

При різних конструкціях камер згорання збільшення α_1 зменшує емісію NO_x , особливо при роботі камер згорання на газоподібному паливі. Однак слід зауважити, що при збільшенні α_1 збільшується емісія CO і C_xH_y , в результаті

чого сумарний фактор токсичності може зберегти досить високе значення. При більш високих початкових параметрах повітря зростання емісії продуктів недопалу може бути не настільки різким, як при випробуваннях в умовах низьких параметрів повітря, але все ж матиме місце. Як це відбувається в камерах при збільшенні надлишку повітря на часткових навантаженнях. Крім того, в камерах класичного виконання при збільшенні α_1 , погіршуються пускові властивості характеристики стійкого горіння.

З усього викладеного можна зробити висновок, що збідніння (збільшення α_1) суміші в зоні горіння, дійсно, може бути ефективним засобом зниження емісії NO_x , і з цієї точки зору доцільно виконання камери взагалі без розділення повітря на первинну і вторинну зони. Однак для реалізації такого режиму необхідна розробка спеціальних конструкцій фронтних пристроїв, здатних ефективно і стійко працювати при високих надлишках повітря.

2. Поліпшення розпилювання палива і перемішування його з повітрям. Наприклад, використання низьконапірних паливоповітряних форсунок зменшує вихід оксидів азоту на 25...35%. У цьому розумінні оптимальним є отримання гомогенної паливоповітряної суміші до подачі її в зону горіння камери. У результаті з сумарного часу горіння рідкого палива виключається час прогріву, випаровування і сумішоутворення, що зменшує довжину зони хімічного реагування та викиди NO_x . Однак зайва гомогенізація суміші істотно звужує область стійкої роботи камери.

3. Подача в зону горіння води або пари. Теплоємність водяної пари майже в два рази перевищує теплоємність повітря, тому подача його в зону горіння дає більш значне зниження температури, ніж рециркуляція продуктів згоряння.

У результаті такого зниження температури в експериментальних дослідженнях вдавалося знизити вміст оксидів азоту в 1,6 рази, ніж при роботі на сухому повітрі.

Ще більший ефект дає подача в зону горіння води, тому що тоді зона

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

горіння втрачає додаткове тепло на випаровування рідини.

Але детальні дослідження показують, що введення в зону горіння води або пари дає також ряд побічних ефектів, які помітно впливають на інші характеристики робочого процесу камер згоряння.

4. Застосування каталітичних камер згоряння. Застосування каталізаторів в процесах горіння дозволяє або збільшити швидкість хімічних реакцій при тому ж рівні температур, або зберегти цю швидкість на необхідному рівні при істотно зниженому температурному рівні процесу. Друге – для зменшення утворення окислів азоту. Як каталізатор використовують керамічні матеріали, оксиди хрому, кобальту, а також цезій, лантан та ін.

Випробування показали, що поряд з видом матеріалу каталізатора велику роль грає також його конструктивне виконання у вигляді спеціальних матриць або ґрат.

5. Введення спеціальних присадок в паливо, які запобігають утворенню NO_x , сприяють їх розкладанню або зменшують температуру полум'я. Так добавки 0,3% кобальту або міді в паливо зменшують викиди оксидів азоту на 20...25%.

6. Плазмохімічне горіння. Плазмохімічні технології засновані на використанні низькотемпературних плазмових струменів. Спалювання палив в камерах згоряння за допомогою плазмового факела істотно підвищує повноту згоряння. Це спалювання відбувається за участю плазмотрона, який конструктивно розміщується поблизу форсунок або суміщають з ними.

					КР.142.6231м.18.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін розроблено проєкт газотурбінної електростанції аварійного енергозабезпечення потужністю 10 МВт.

У першій частині роботи проведені термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата для електростанції. На основі результатів інформаційного пошуку виконані вибір теплової схеми газотурбінного агрегату та оптимізація його ефективних показників, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1550 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 23$.

В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності отримано такі значення його показників ефективності: коефіцієнт корисної дії $\eta_e = 0,374$, питома потужність $N_{e_{\text{пит}}} = 438 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{N_e} = 0,151 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з двигуна $T_4 = 838 \text{ K}$.

Протягом проектування розраховані основні габаритні розміри компресорної частини газотурбінного двигуна, камери згоряння і турбінної частини та проведене їхнє компоновання.

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. Компресор низького тиску має у своєму складі 9 ступенів, компресор високого тиску – також 9 ступенів.

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

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

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
КР.142.6231м.18.ПЗ				
Аркуш				
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

В четвертій частині проведено аналіз шкідливого впливу випускних газів газотурбінного двигуна на навколишнє середовище та розглянуто методи зменшення викидів шкідливих складових цих газів.

[illegible]

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Романовський Г.Ф., Ващилєнко М.В., Сєрбін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
2. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
3. Романовський Г. Ф., Сєрбін С. І. Екологічно чисті камери згоряння ГТУ: навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 83 с.
4. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с.
5. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.1: Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 2016. 216 с.
6. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.2: Елементи конструкцій. Миколаїв: НУК, 2017. 196 с.
7. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 1: Агрегати виробництва України та Росії. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с.
8. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії. Миколаїв: НУК, 2008. 420 с.
9. Романовський Г.Ф., Султанський Ю.О., Харченко В.І. Будова, правила технічної експлуатації та обслуговування газотурбінних двигунів: навч. посібник. Миколаїв: Вид-во НУК, 2011. 156 с.

Инв. № подл.	Подпись и дата				Лист	
	Инв. № дубл.					
	Взам. инв. №					
	Подпись и дата					
	Инв. № подл.					
6. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.2: Елементи конструкцій. Миколаїв: НУК, 2017. 196 с.						
7. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 1: Агрегати виробництва України та Росії. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с.						
8. Романовський Г.Ф., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати: у 2 т. Т. 2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії. Миколаїв: НУК, 2008. 420 с.						
9. Романовський Г.Ф., Султанський Ю.О., Харченко В.І. Будова, правила технічної експлуатації та обслуговування газотурбінних двигунів: навч. посібник. Миколаїв: Вид-во НУК, 2011. 156 с.						
					КР.142.6231м.18.ПЗ	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		