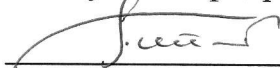


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



"14" 06 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

на тему: *Проект газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт для приводу нагнітача природного газу на компресорній станції*

Виконав:

студент групи 2237ст

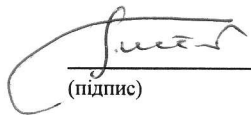


(підпис)

Стекачов Є.Г.

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

" 10 " _____ 2023 р.

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

Студенту _____ Стекачову Є.Г. _____

1. Тема роботи: **"Проект газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт для приводу нагнітача природного газу на компресорній станції"**

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 10.06.2023 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **25 000 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1550 К**;
- паливо: **природний газ**;
- розробка системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі компресорної станції.**

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

- 4.1. Інформаційний пошук.
- 4.2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА.
- 4.3. Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання.
- 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **одноступінчастої турбіни низького тиску ГТА.**
- 4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.
- 4.6. Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів у машинному залі електростанції.

5. Перелік презентаційних матеріалів

- 5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.
- 5.2. Поздовжній переріз турбіни низького тиску ГТА.
- 5.3. Схема системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

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

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	При-мітка
1	Інформаційний пошук	01.03.2023	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	01.04.2023	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	01.05.2023	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА	15.05.2023	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.05.2023	
6	Аналіз небезпечних виробничих факторів у машинному залі компресорної станції	01.06.2023	
7	Підготовка презентаційних креслень	08.06.2023	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.06.2023	

Студент


 (підпис)

Стекачов Є.Г.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проєктування газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт для приводу нагнітача природного газу на компресорній станції. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми газотурбінного агрегата; габаритний розрахунок газотурбінного агрегата та його компоновання; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі: розробку конструкції турбіни низького тиску; розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску; перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність; розробку системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна; охорона праці на об'єкті, де розміщується газотурбінний агрегат.

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

ABSTRACT

The work has designed a 25 MW gas turbine engine to drive a natural gas supercharger at a compressor station. The following issues have been consistently covered: information search; thermodynamic and thermal calculations of the cycle and scheme of the gas turbine unit; overall calculation of the gas turbine unit and its layout; thermo-gas dynamic calculation on the average diameter of a single-stage low-pressure turbine; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine unit, which included: development of the design of the low-pressure turbine; calculation of the twist of the low-pressure turbine blades; verification calculation of the working blades of the low-pressure turbine for strength; development of the gas turbine engine blowing and unloading system; labor protection at the facility where the gas turbine unit is located.

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Інформаційний пошук	6
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА . . .	17
2.1. Вибір теплової схеми	18
2.2. Оптимізація параметрів циклу	19
2.3. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	23
3. Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	35
4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску	50
5. Конструювання та конструктивні розрахунки	64
5.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску	65
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску . . .	67
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	71
5.4. Розробка системи суфлювання та розвантаження ГТД	81
6. Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА	89
Висновки	100
Список використаних джерел	102

.

ВСТУП

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

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

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

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

- перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність;
- розробку системи суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна;

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

Об'єктом дослідження є система транспортування природного газу.

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.2237ст.03.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Інформаційний пошук	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Є.Г.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 1

ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Розробку та створення газотурбінних двигунів, які можуть бути використані у складі компресорних станцій магістральних газопроводів, в теперішній час ведуть українські компанії ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", ВАТ "Констар", ДП "Івченко-Прогрес", російські фірми ОАО "Авиадвигатель", ОАО "Кузнецов", ЗАО "Невский завод", ОАО "НПО "Сатурн", ЗАО "УТЗ", а також міжнародні корпорації "Rolls-Royce plc", "Siemens AG", "Solar Turbines Inc.", "Kawasaki Heavy Industries, Ltd.", "MAN Turbo AG" та "General Electric Co."

Характеристики приводних газотурбінних двигунів, які мають потужність близьку до проектної – 25 МВт і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл.1.1 [3], [4].

Таблиця 1.1

Характеристики приводних газотурбінних двигунів потужністю від 22 до 35 МВт

Назва двигуна	Виробник	Потужність, МВт	ККД, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 25000 (ДН80)	ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект"	26,7	36,5	1520	22,0
НК-36СТ	ОАО "Кузнецов"	25,0	36,0	1420	23,1
ГТН-25-1	ЗАО "УТЗ"	25,0	32,0	1353	13,0
ГТН-25	ЗАО "Невский завод"	32,5	29,2	1173	12,5
ГТУ-25П	ОАО "Авиадвигатель"	25,6	39,0	1512	28,5
FT8	"Pratt & Whitney Corp."	25,9	38,5	–	19,5
FT8-3		28,3	38,7	–	20,2

Продовження табл.1.1

Назва двигуна	Виробник	Потужність, МВт	ККД, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
MFT-8	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	26,8	38,7	–	20,8
FT8 MechPac	"MAN Turbo AG"	26,0	38,6	–	20,3
"Coberra 6556"	"Rolls-Royce plc"	26,0	35,8	–	20,1
"Coberra 6562"		29,5	38,0	–	20,8
"Coberra 6762"		30,2	38,7	–	21,5
"Coberra 6761"		32,6	40,1	–	21,5
PGT25	"General Electric Co."	23,3	37,7	–	17,9
PGT25+		31,4	41,1	–	21,5
MS5382C		28,4	28,9	1240	8,8
MS5432D		32,6	29,4	1260	10,8
MS5002E		30,5	36,0	–	17,0
LM2500PE		23,9	37,6	–	19,5
LM2500PJ		23,2	37,5	–	17,8
LM2500PK		31,4	39,5	–	22,5
LM2500PV		31,4	41,1	–	21,5
DR61	"Dresser-Rand Co."	23,1	37,5	–	18,1
DR61P		31,4	40,5	–	22,1
SGT-600 (GT10B)	"Siemens AG"	25,4	35,1	–	13,9
SGT-700 (GT10C)		30,1	37,3	–	17,4

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного двигуна **UGT 25000 (ДН80)**, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

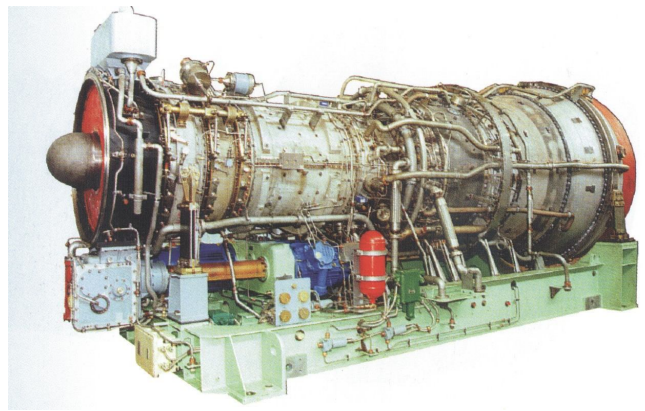


Рис.1.1. Двигун UGT 25000

для приводу нагнітачів природного газу, електрогенераторів і суднових рушіїв.

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

Основні переваги двигуна:

- високий ККД простого циклу;
- можливість роботи на рідкому і газоподібному паливі;
- змінювана частота обертання силової турбіни;
- високий ККД при часткових навантаженнях;
- швидкий запуск і навантаження;
- компактна модульна конструкція;
- можливість роботи в будь-яких кліматичних умовах;
- простота обслуговування в експлуатації.

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

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

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

Модульна конструкція забезпечує заміну вузлів в умовах експлуатації. Можлива заміна начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб,

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

компресорів низького тиску, силової турбіни. Для зручності обслуговування основні і допоміжні агрегати встановлені в доступних місцях.

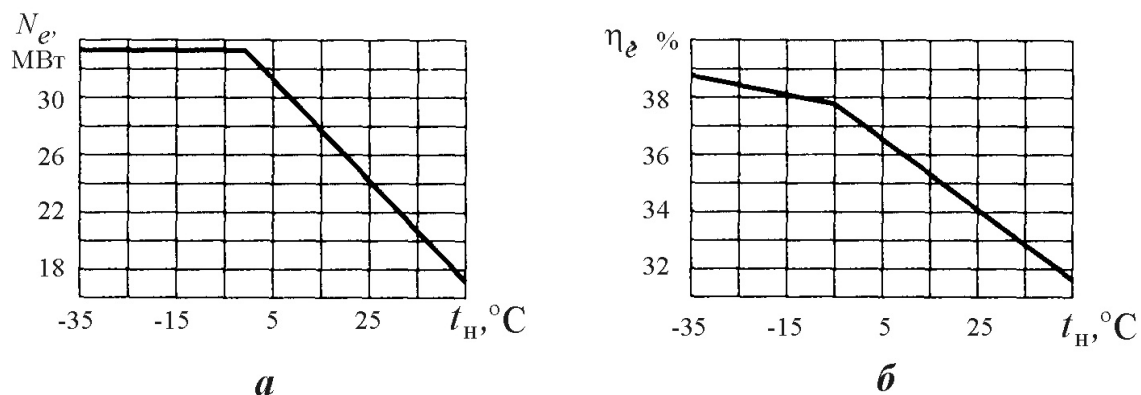


Рис.1.2. Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

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

Серійний випуск двигуна ведеться з 1995 р.

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

Конструктивні особливості

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

ротором компресора низького тиску. ГТД має пристрої, що забезпечують прокручування компресорів непрацюючого двигуна.

Таблиця 1.2

Основні технічні характеристики UGT 25000

Параметр	Модифікації двигуна ¹		
	ДГ80	ДН80 ²	ДА80
Потужність, МВт	27,5	26,5	28,7
ККД, %	36	36	37
Витрата повітря, кг/с	87	86	93
Міра підвищення тиску	21,8	21,8	23,6
Початкова температура газу, К	1518	1518	1548
Температура газу за ГТД, К	758	748	773
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/3600	3700/4670	3270
Довжина x ширина x висота, м	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7	6,4 x 2,5 x 2,7
Маса, т	16	16	16
Ресурс до капітального ремонту, год	25000	25000	20000
Призначений ресурс, год	100000	100000	60000

¹ ДГ80 – модифікація двигуна для приводу генератора електричного струму, ДН80 – нагнітача газу компресорної станції, ДА80 (або М80) – нереверсивна суднова модифікація двигуна.

² Двигун, призначений для роботи у складі компресорних станцій, має кілька модифікацій силової турбіни за частотою і напрямком обертання. Варіант ДН80Л з частотою обертання 3700 об/хв застосовується для модернізації агрегата ГПА-25/76 ОАО "Невский завод"; варіант ДН80П з частотою обертання 4850 об/хв із турбіною правого обертання призначений для заміни двигуна MS5003 розробки фірми "Дженерал Електрик" в імпортованих агрегатах ГТК-25И постачання компанії "Нуово Піньоне"; варіант ДУ80Л з частотою обертання 4850 об/хв лівого обертання призначений для створюваних "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе" і ОАО НПО "Искра" нових агрегатів ГПА-Ц-25С и ГПА-25С "Урал".

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

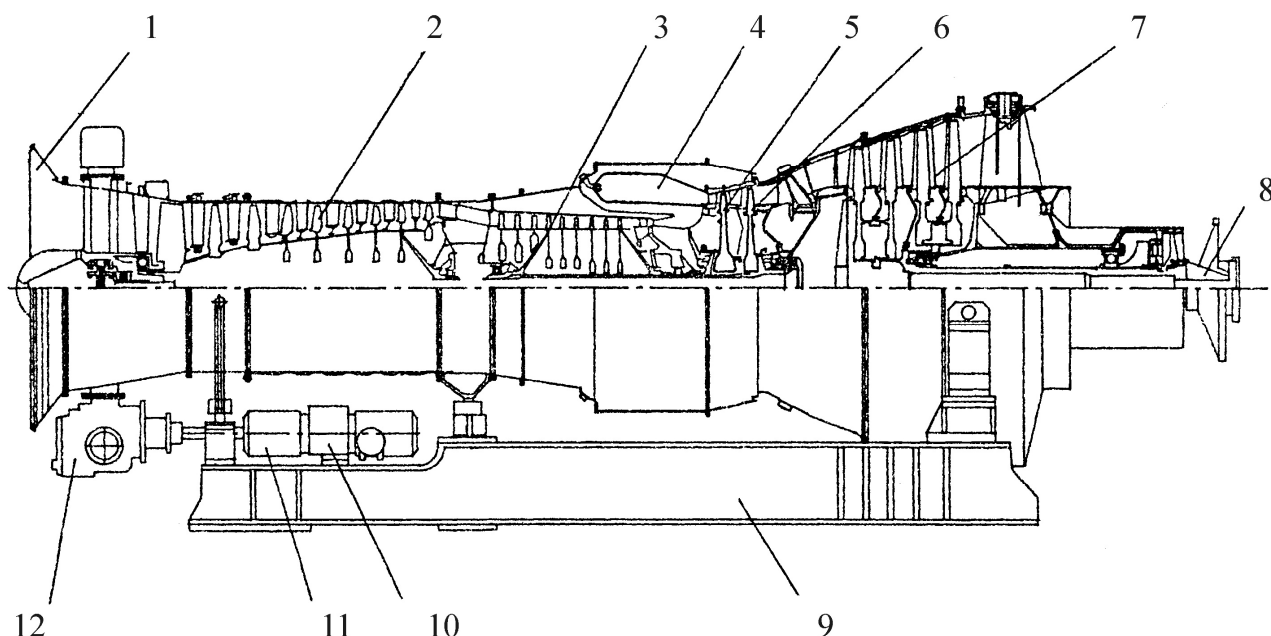


Рис.1.3. Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

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

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

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

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

Через повітрозбірник 11 відбирається повітря з другого ступеня компресора

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

на охолодження зовнішніх корпусів силової турбіни. У циліндричних проточках корпуса КНТ встановлюються напрямні апарати.

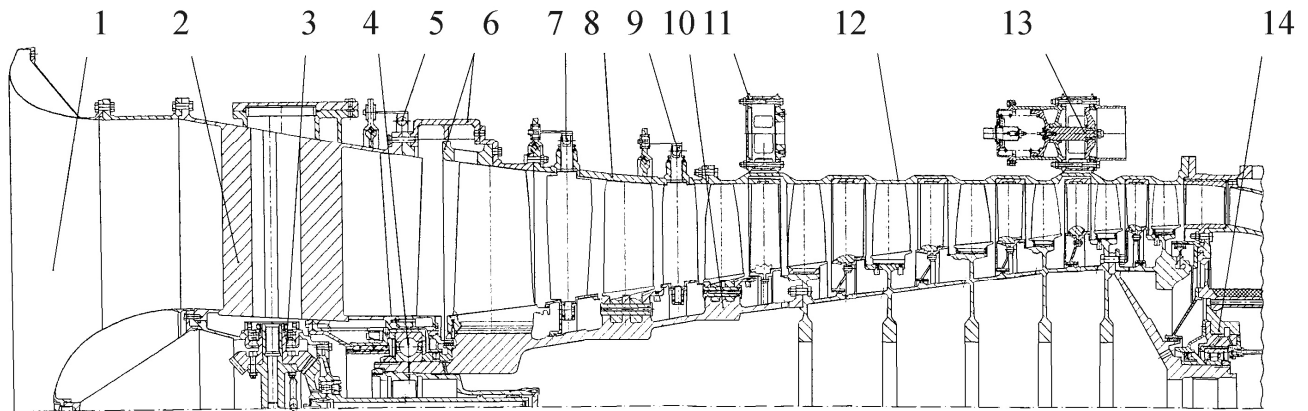


Рис.1.4. Компресор низького тиску:

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

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

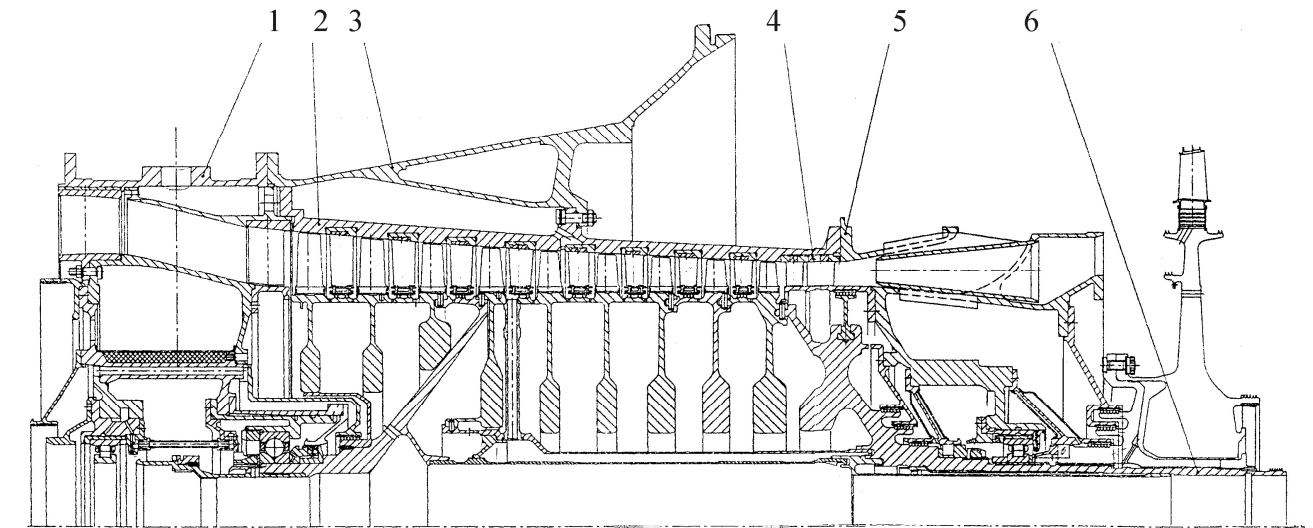


Рис.1.5. Компресор високого тиску:

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

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

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

Силовий корпус 3 призначений для посилення конструкції в самому

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

гарячому місці двигуна, а також використовується для кріплення на ньому комунікацій заднього корпусу.

Задній корпус 5 являє собою кільцевий дифузор, у якому відбувається зниження швидкості повітря і підвищення тиску перед входом до камери згоряння. У ньому розміщується задня опора турбокомпресора високого тиску, а також здійснюється відбір повітря на охолодження лопаток соплового апарата ТВТ.

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

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

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

Камера згоряння¹ (рис.1.6) – складається з кожуха камери згоряння 5, шістнадцяти жарових труб 6, розташованих у кільцевому просторі між зовнішнім і внутрішнім кожухами камери згоряння з невеликим підйомом голівки, шістнадцяти форсунок 4, що кріпляться до бобишок, розташованих проти кожної жарової труби на корпусі КВТ, паливних колекторів першого і другого ступеня 2, трубок підведення, запалювачів.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

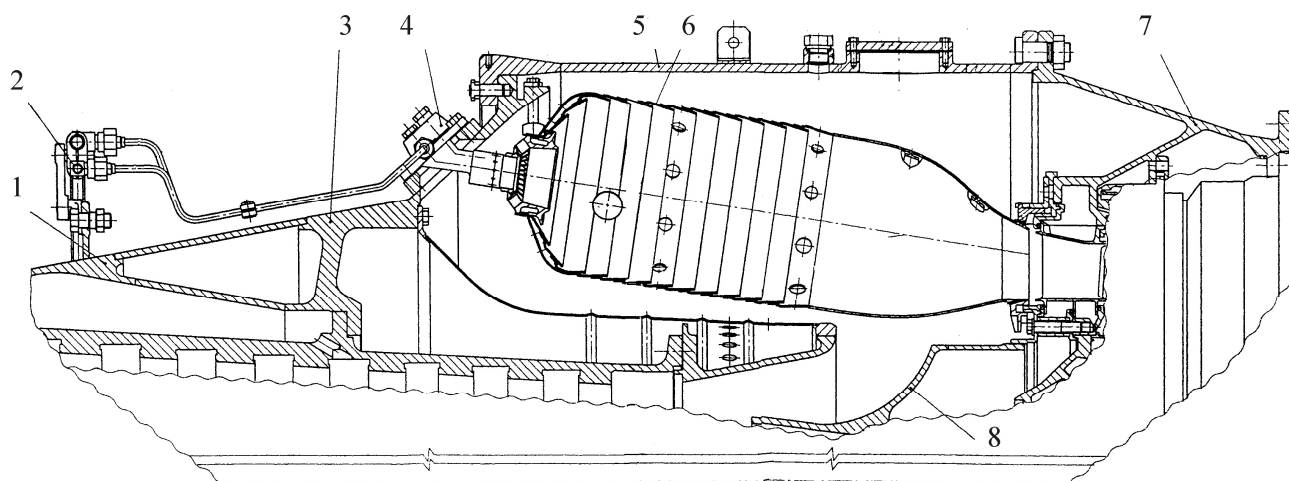


Рис.1.6. Камера згоряння:

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

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

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

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

Кожна жарова труба своєю хвостовою частиною (обоймою) телескопічно

¹ Розглядається конструкція двигуна, що працює на рідкому паливі.

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

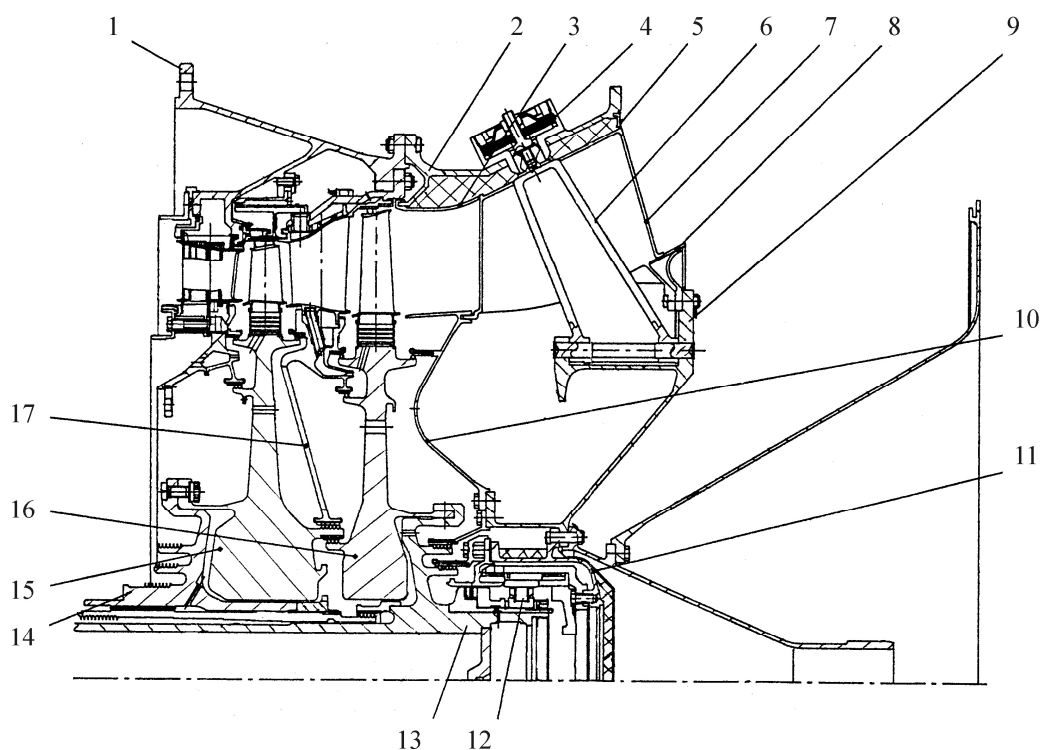


Рис.1.7. Турбіни високого і низького тисків:

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

Турбіна високого тиску (рис.1.7) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата і ротора. Сопловий апарат турбіни складається із силового корпусу 1, соплових лопаток, напрямного апарата.

Лопатки соплового апарата – охолоджувані. Охолодження вхідної крайки соплових лопаток плівкове, охолодження середньої частини лопаток і вихідної

крайки використовує вихрову матрицю. Охолодне повітря до лопаток підводиться знизу. Напрямний апарат підводить охолодне повітря до робочих лопаток турбіни.

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

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

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

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

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

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідності змінювати тільки газогенератор, не демонтуючи силову турбіну.

Опорами ротора служать роликовий підшипник 11, кульковий підшипник 7 і упорний підшипник ковзання 8. На кінці ротора розташована пружна муфта 9, призначена для передачі крутного моменту від вала силової турбіни до споживача, а також для компенсації зламів і неспіввісності¹ валів.

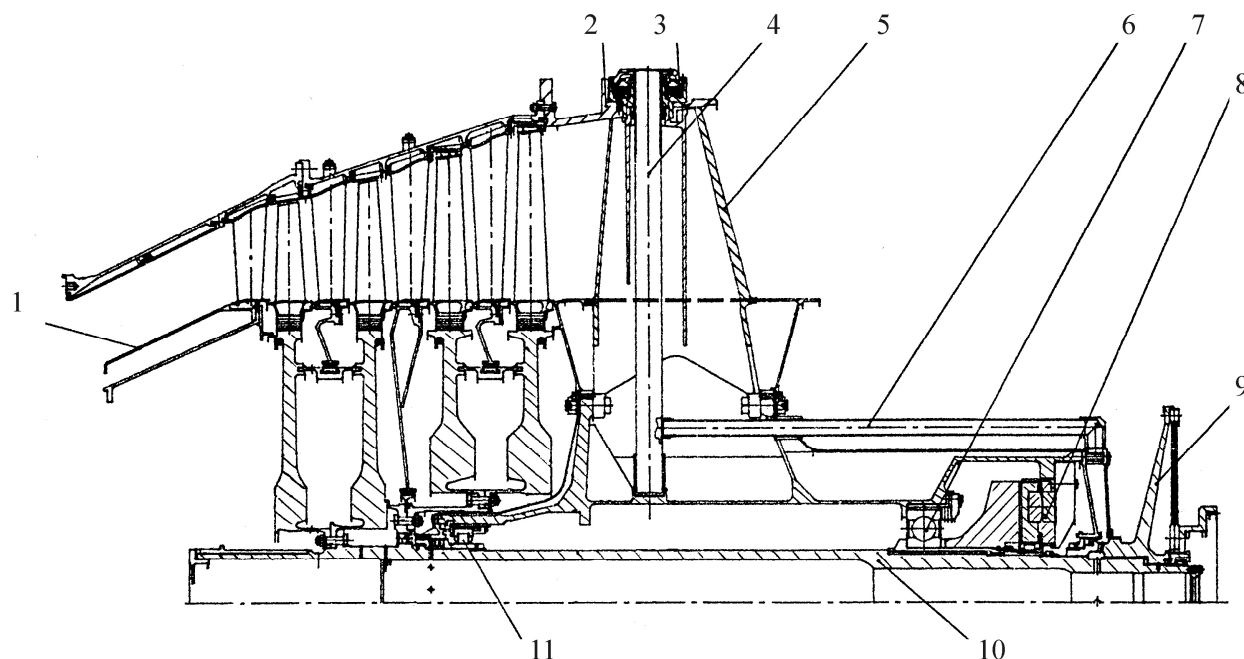


Рис.1.8. Силова турбіна:

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

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

Напрямок обертання силової турбіни – лівий або правий.

Високу готовність до дії двигуна забезпечують:

- циркуляційна система змащення з начіпним і електроприводним маслоагрегатами;

¹ Поєднувальна дискова муфта допускає перекіс валів до $0,5^0$ і осьовий зсув до 5 мм.

- паливна система з черпаковим паливним насосом;
- прилади контролю й автоматичного захисту;
- електричний (~380 В, 3х70 кВт) або пневматичний стартер для розкручування контуру низького тиску.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.2237ст.03.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Є.Г.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ТЕПЛОВІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ
ТА СХЕМИ ГТА

2.1. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ

Для привода нагнітача природного газу компресорної станції 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 їхню повну зборку 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.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.2. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ 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.2.3 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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового значення $K_{O_{i+1}}$ або $K_{D_{i+1}}$ здійснюється наступне наближення з поверненням на блок 5. В іншому випадку у блоці 16 обчислюються всі необхідні показники і параметри циклу ГТА при даному значенні параметра π_k . Далі блок 18 видає результат на екран дисплея, а блок 17 записує результат у вихідний файл rzgtalcc.dat. Блок 19 перевіряє необхідність здійснення наступного кроку по π_k і, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

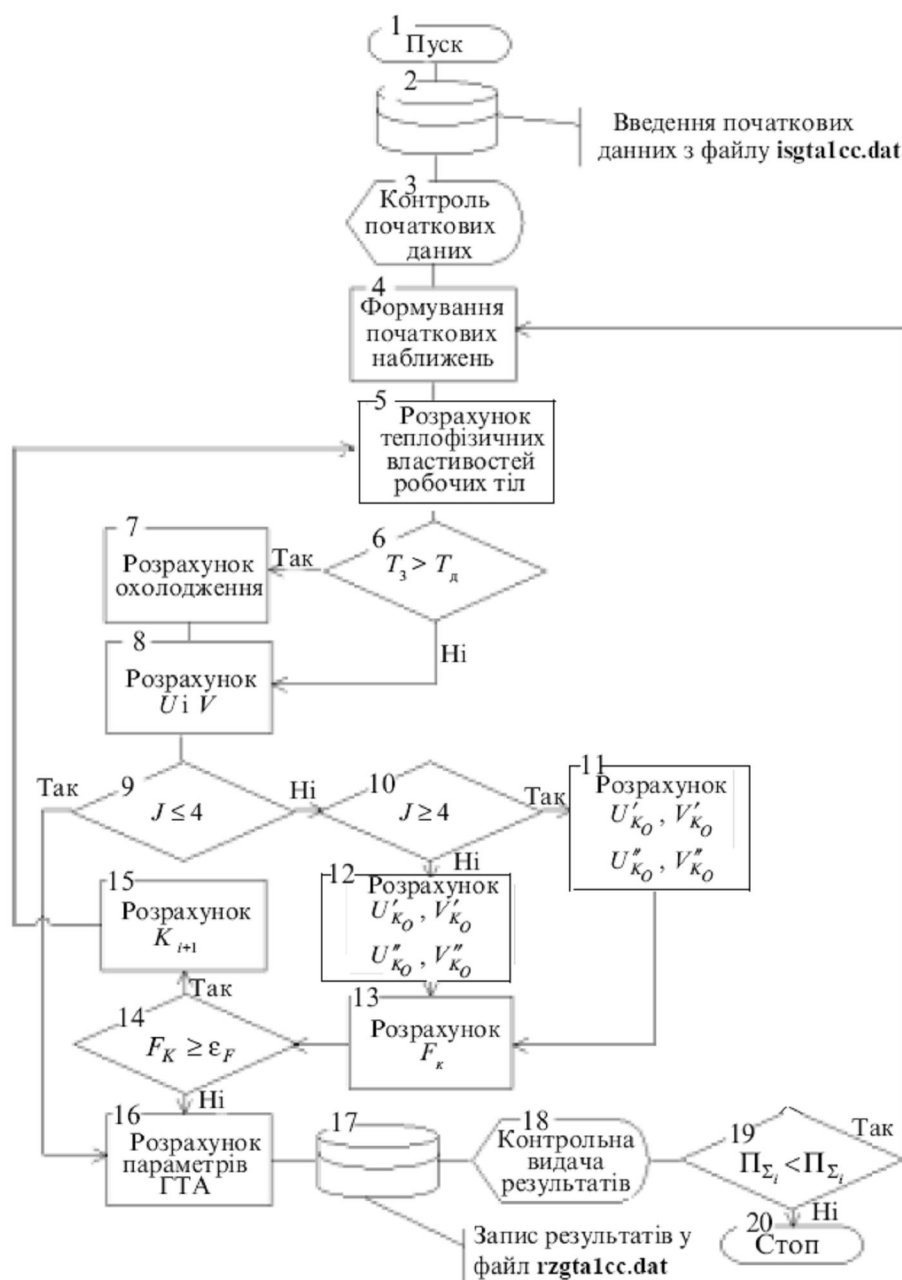


Рис.2.3. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 2.1

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.2.1

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 розміщується 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.2.2.

Таблиця 2.2

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	0,025

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.2.4 та рис.2.5) –

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 $\pi_k = 27$: $\eta_{e \max} = 0,38547$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 275,5$ 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 $\eta_{e.\text{роз}} = 0,38339$ та $N_{\text{пит}} = 290,4$ кВт/(кг/с).

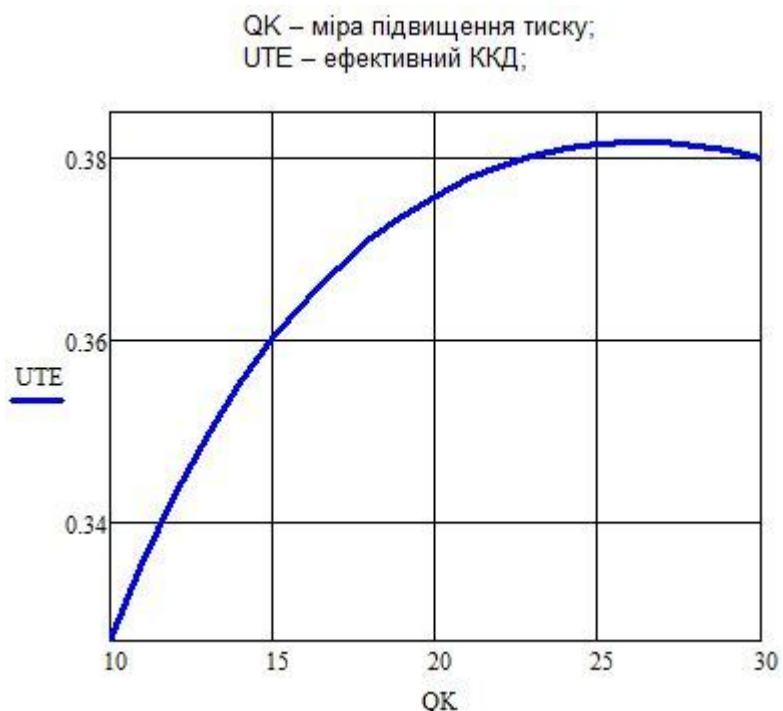


Рис.2.4. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e.\max} - \eta_{e.\text{роз}}}{\eta_{e.\max}} = \frac{0,38547 - 0,38339}{0,38547} \cdot 100\% = 0,540\%,$$

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{290,4 - 275,5}{275,5} \times 100\% = 5,41\%.$$

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

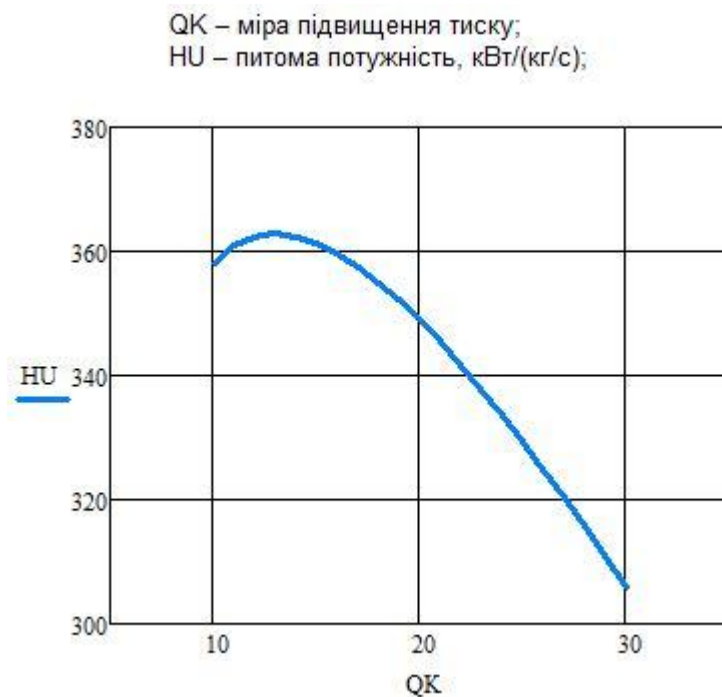


Рис.2.5. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTAISS
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Stekachov E.G.

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 ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.9000
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9950
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0250
18.КВПД ДЛЯ РЕГЕНЕРАТОРА	1.0000
19.СТЕПЕНЬ РЕГЕНЕРАЦИИ	0.0000
20.КВПД ДЛЯ УТИЛИЗАЦИОННОГО ПАРОГЕНЕРАТОРА	1.0000
21.ВНУТРЕННИЙ КПД УТИЛИЗАЦИОННОЙ ПТ	0.0000
22.НЕДООХЛАЖДЕНИЕ ВОЗДУХА В ПВО,ГРАД.	0.00
23.КВПД ДЛЯ ПВО	1.0000
24.НЕДОГРЕВ ГАЗА В КСПП,ГРАД.	0.00
25.КВПД ДЛЯ КСПП	1.0000

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

QK	UTE	HU	KO	KD	T2	T4	ONPT	NOX	GOX	ALO
10.0	0.32683	358.2	0.000	0.000	590.8	1009.6	0.000	4.8	0.1161	2.33
11.0	0.33559	360.9	0.000	0.000	607.9	988.8	0.000	4.8	0.1190	2.37
12.0	0.34315	362.4	0.000	0.000	623.9	970.0	0.000	4.8	0.1219	2.40
13.0	0.34966	362.8	0.000	0.000	638.8	953.0	0.000	4.8	0.1249	2.44
14.0	0.35528	362.4	0.000	0.000	653.0	937.5	0.000	4.8	0.1279	2.47
15.0	0.36014	361.3	0.000	0.000	666.3	923.2	0.000	4.8	0.1309	2.50
16.0	0.36433	359.7	0.000	0.000	679.1	910.0	0.000	4.8	0.1339	2.53
17.0	0.36795	357.5	0.000	0.000	691.2	897.7	0.000	4.8	0.1370	2.56
18.0	0.37104	355.0	0.000	0.000	702.8	886.3	0.000	4.8	0.1401	2.60
19.0	0.37367	352.1	0.000	0.000	713.9	875.5	0.000	4.8	0.1433	2.63
20.0	0.37587	348.9	0.000	0.000	724.6	865.5	0.000	4.8	0.1465	2.66
21.0	0.37768	345.4	0.000	0.000	734.8	855.9	0.000	4.8	0.1497	2.68
22.0	0.37913	341.7	0.000	0.000	744.7	847.0	0.000	4.8	0.1530	2.71
23.0	0.38025	337.8	0.000	0.000	754.3	838.4	0.000	4.8	0.1564	2.74
24.0	0.38105	333.7	0.000	0.000	763.5	830.3	0.000	4.8	0.1598	2.77
25.0	0.38155	329.4	0.000	0.000	772.5	822.6	0.000	4.8	0.1633	2.80
26.0	0.38176	325.0	0.000	0.000	781.2	815.3	0.000	4.8	0.1669	2.83
27.0	0.38170	320.4	0.000	0.000	789.6	808.3	0.000	4.8	0.1705	2.85
28.0	0.38137	315.7	0.000	0.000	797.8	801.5	0.000	4.8	0.1742	2.88
29.0	0.38079	310.9	0.000	0.000	805.7	795.1	0.000	4.8	0.1780	2.91
30.0	0.37995	305.9	0.000	0.000	813.5	788.9	0.000	4.8	0.1818	2.94

2.3. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТА

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.

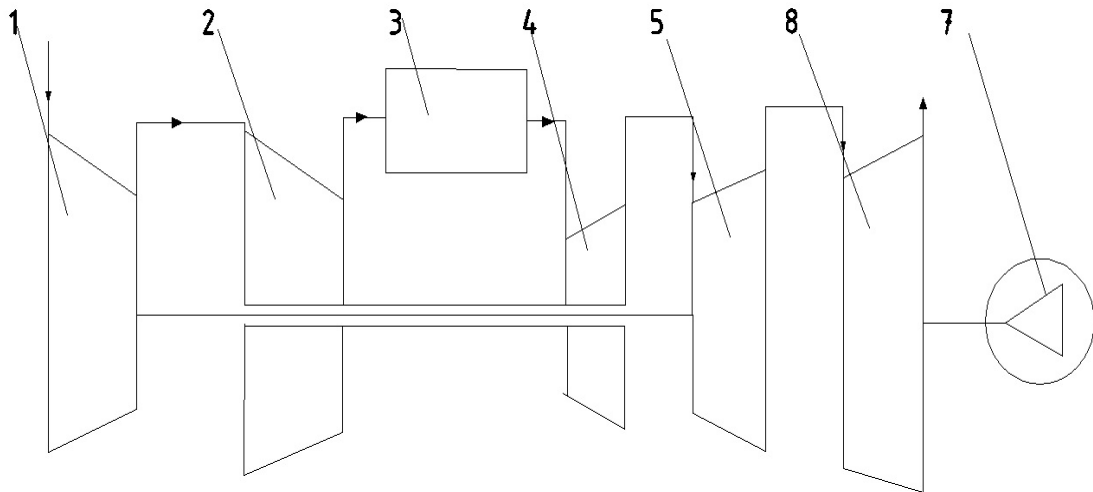


Рис.2.6. Структурна схема газотурбінного агрегата:

1 – компресор низького тиску; 2 – компресор високого тиску; 3 – камера згоряння; 4 – турбіна високого тиску; 5 – турбіна низького тиску; 6 – турбіна нагнітача; 7 – нагнітач природного газу

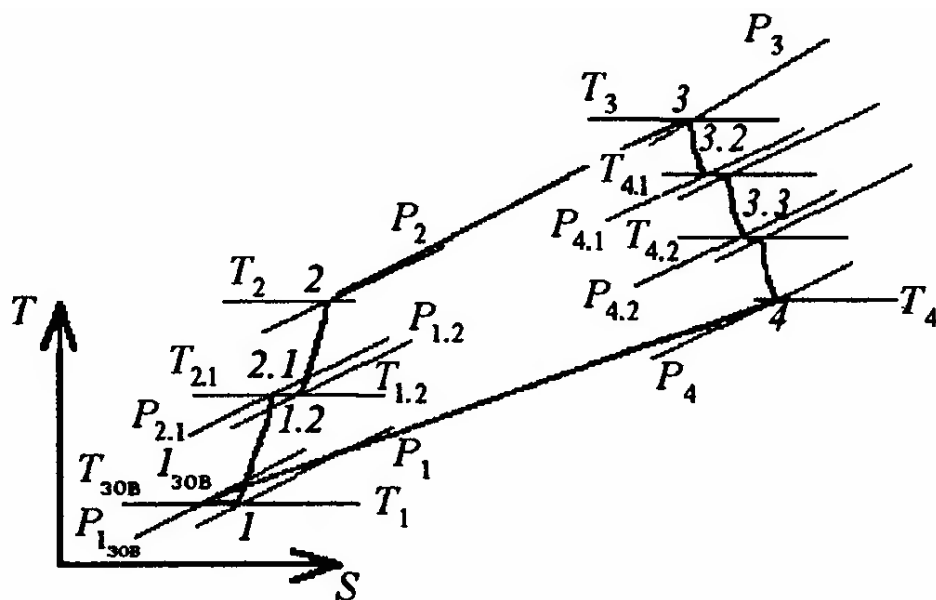


Рис.2.7. Термодинамічний цикл газотурбінного агрегата

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Структурна схема проектуемого газотурбінного агрегата та відповідний їй цикл на тепловій діаграммі наведено на рис.2.6 та 2.7. Розрахунок зведено до табл.2.2.

Таблиця 2.2

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Міра підвищення тиску в компресорній частині ГТА π_k	За результатами оптимізації	23,5
2. Міра підвищення тиску в компресорі високого тиску π_{k2}	Приблизно дорівнює $\sqrt{\pi_k}$, але не повинне перевищувати значення 4,4...4,6	4,4
3. Міра підвищення тиску в компресорі низького тиску π_{k1}	$\frac{\pi_k}{\pi_{k2}}$	5,34
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 входному 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	0,90
10. Температура за компресором низького тиску $T'_{2.1}$, К	Береться із подальшим уточненням	488

11. Комплекс для повітря $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_1}^{T'_{2.1}} = f(T)$	За таблицею 2.3	0,284
12. ККД компресора низького тиску $\eta_{\kappa 1}$	$\frac{\pi_{\kappa 1}^m - 1}{\pi_{\kappa 1}^{m/\eta_{cm}} - 1}$	0,875
13. Дійсний підігрів повітря в компресорі низького тиску $\Delta T_{\kappa 1}$, К	$T_1 (\pi_{\kappa 1}^m - 1) \frac{1}{\eta_{\kappa 1}}$	201
14. Температура повітря за компресором низького тиску $T_{2.1}$, К	$T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$	489
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	0,0013
16. Тиск за компресором низького тиску $p_{2.1}$, Па	$p_1 \pi_{\kappa 1}$	533050
17. Температура перед компресором високого тиску $T_{1.2}$, К	Береться рівною $T_{2.1}$	489
18. Коефіцієнт відновлення повного тиску у перехіднику між компресорами v_{κ}	Береться 0,99...1,0	0,99
19. Тиск перед компресором високого тиску $p_{1.2}$, Па	$p_{2.1} v_{\kappa}$	527720
20. Температура за компресором високого тиску T'_2 , К	Береться із подальшим уточненням	764
21. Комплекс для повітря $m \Big _{T_{1.2}}^{T'_2} = f(T)$	За таблицею 2.3	0,272

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

22. ККД компресора високого тиску $\eta_{\kappa 2}$	$\frac{\pi_{\kappa 2}^m - 1}{\pi_{\kappa 2}^{m/\eta_{cm}} - 1}$	0,879
23. Дійсний підігрів повітря в компресорі високого тиску $\Delta T_{\kappa 2}$, К	$T_{1.2} \left(\pi_{\kappa 2}^m - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\kappa 2}}$	276
24. Температура повітря за компресором високого тиску T_2 , К	$T_{1.2} + \Delta T_{\kappa 2}$	765
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	0,0008
26. Тиск за компресором високого тиску p_2 , Па	$p_{1.2} \pi_{\kappa 2}$	2321966
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 противотокових)	0,96
29. Тиск за камерою згоряння p_3 , Па	$p_2 v_{\kappa c}$	2229088
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	17,18

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					газоподібного палива)	
32. Коефіцієнт повноти згоряння палива $\eta_{\kappa\kappa}$					Береться 0,980...0,995 (більші значення для газоподібного палива, менші – для рідкого)	0,995
33. Теплоємність повітря $c_{p\kappa} \Big _{293}^{T_3} = f(T)$, кДж/(кг·К)					За таблицю 2.3	1,130
34. Теплоємність повітря $c_{p\kappa} \Big _{293}^{T_2} = f(T)$, кДж/(кг·К)					За таблицю 2.3	1,032
35. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} = f(T, \alpha = 1)$, кДж/(кг·К)					За таблицю 2.3	1,250
36. Відносна витрата палива g_T , кг/кг					$\frac{c_{p\kappa} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{p\kappa} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_n^p \eta_{\kappa\kappa} - \left[c_{p\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} (L_0 + 1) - c_{p\kappa} \Big _{293}^{T_3} L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0205
37. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α					$\frac{1}{g_T L_0}$	2,84
38. Коефіцієнт витрати компресора високого тиску $\alpha_{\kappa 2}$					Береться 0,99...1,00	1,0
39. Сумарна відносна витрата охолоджуючого повітря $g_{ox\Sigma}$					Береться із подальшим уточненням	0,120
40. Коефіцієнт витрати камери згоряння $\alpha_{\kappa\kappa}$					(0,96...0,98) – $g_{ox\Sigma}$	0,86
41. Коефіцієнт витрати турбіни високого тиску β_{T1}					$(1 + g_T) \frac{\alpha_{\kappa\kappa}}{\alpha_{\kappa 2}}$	0,878
42. Коефіцієнт втрат в опорах турбокомпресора високого тиску $\eta_{\kappa 1}$					Береться 0,990...0,995 для підшипників кочення та 0,97...0,98 для підшипників ковзання	0,990
43. Теплоємність повітря					За таблицю 2.3	1,050
					142.2237ст.03.КР	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
					Арк.	

$c_{p\theta} \Big _{T_{1,2}}^{T_2} = f(T), \text{ кДж/(кг}\cdot\text{К)}$						
44. Температура за турбіною високого тиску $T'_{4,1}, \text{ К}$					Береться із подальшим уточненням	1290
45. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p\theta} \Big _{T_3}^{T'_{4,1}} = f(T, \alpha),$ кДж/(кг·К)					За таблицею 2.3	1,285
46. Дійсне охолодження газів в турбіні високого тиску $\Delta T_{T1}, \text{ К}$					$\frac{c_{p\theta} \Big _{T_{1,2}}^{T_2} \Delta T_{\kappa 2}}{c_{p\theta} \Big _{T_3}^{T'_{4,1}} \beta_{T1} \eta_{\text{м1}}}$	260
47. Температура за турбіною високого тиску $T_{4,1}, \text{ К}$					$0,995(T_3 - \Delta T_{T1})$	1284
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	0,0047
49. ККД турбіни високого тиску η_{T1}					Береться 0,87...0,88	0,87
50. Комплекс для продуктів згоряння $m \Big _{T_3}^{T_{4,1}} = f(T, \alpha)$					За таблицею 2.3	0,231
51. Міра зниження тиску в турбіні високого тиску π_{T1}					$\left[1 - \frac{\Delta T_{T1}}{T_3 \eta_{T1}} \right]^{\frac{1}{m}}$	2,52
52. Тиск за турбіною високого тиску $p_{4,1}, \text{ Па}$					$\frac{p_3}{\pi_{T1}}$	883418
53. Температура перед турбіною низького тиску $T_{3,2}, \text{ К}$					Береться рівною $T_{4,1}$	1285
54. Коефіцієнт відновлення повного тиску в опорному вінці турбіни високого тиску ν_{T1}					Береться 0,99...1,00	1,0
					142.2237ст.03.КР	
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		
					Арк.	

55. Тиск перед турбіною низького тиску $p_{3,2}$, Па	$p_{4,1} v_{T1}$	883418
56. Температура охолоджуючого повітря T_{ox} , К	Береться рівною T_2	765
57. Допустима температура металу лопаток T_{don} , К	Береться 1073...1123	1080
58. Еталонна витрата охолоджуючого повітря g ,	Береться 0,020...0,025	0,025
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}	$a k_{m.l} g \beta_{T1} \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_3 - T_{don})}{(T_{don} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_3}{T_{ox}}\right)^{0,25}$; при $T_3 \leq T_{don}$ $g_{ox1} = 0$	0,0799
64. Коефіцієнт витрати турбіни низького тиску β_{T2}	$\beta_{T1} \alpha_{\kappa 2} + (0...0,01) + g_{ox1}$	0,957
65. Коефіцієнт втрат в опорах	Береться 0,990...0,995 для	0,990

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.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

турбокомпресора низького тиску $\eta_{м2}$					підшипників кочення та 0,97...0,98 для підшипників ковзання		
66. Теплоємність повітря $c_{p6} \Big _{T_1}^{T_{2.1}} = f(T)$, кДж/(кг·К)					За таблицею 2.3		1,023
67. Температура за турбіною низького тиску $T'_{4.2}$, К					Береться із подальшим уточненням		1105
68. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p2} \Big _{T_{3.2}}^{T'_{4.2}} = f(T, \alpha)$, кДж/(кг·К)					За таблицею 2.3		1,242
69. Дійсне охолодження газів в турбіні низького тиску ΔT_{T2} , К					$\frac{c_{p6} \Big _{T_1}^{T_{2.1}} \Delta T_{\kappa 1}}{c_{p2} \Big _{T_{3.2}}^{T'_{4.2}} \beta_{T2} \eta_{м2}}$		174
70. Температура за турбіною низького тиску $T_{4.2}$, К					$T_{3.2} - \Delta T_{T2}$		1110
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		0,0042
72. ККД турбіни низького тиску η_{T2}					Береться 0,88...0,90		0,88
73. Комплекс для продуктів згоряння $m \Big _{T_{3.2}}^{T_{4.2}} = f(T, \alpha)$					За таблицею 2.3		0,231
74. Міра зниження тиску в турбіні низького тиску π_{T2}					$\left[1 - \frac{\Delta T_{T2}}{T_{3.2} \eta_{T2}} \right]^{-\frac{1}{m}}$		2,07
75. Тиск за турбіною низького тиску $p_{4.2}$, Па					$\frac{p_{3.2}}{\pi_{T2}}$		427636
76. Температура перед турбіною гвинта $T_{3.3}$, К					Береться рівною $T_{4.2}$		1110
					142.2237ст.03.КР		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

77. Коефіцієнт відновлення повного тиску в опорному вінці турбіни низького тиску v_{T2}	Береться 0,99...1,00	0,99
78. Тиск перед турбіною генератора $p_{3,3}$, Па	$p_{4,2} v_{T2}$	423360
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}	$\frac{p_{3,3}}{p_n} v_z$	4,09
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	815
83. Комплекс для продуктів згоряння $m \Big _{T_{3,3}}^{T'_4} = f(T, \alpha)$	За таблицею 2.3	0,246
84. Дійсне охолодження газів в турбіні генератора ΔT_{T3} , К	$T_{3,3} (1 - \pi_{T3}^{-m}) \eta_{T3}$	293
85. Температура за турбіною генератора T_4 , К	$T_{3,3} - \Delta T_{T3}$	817
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	0,0024
87. Тиск за турбіною генератора p_4 , Па	$\frac{p_{3,3}}{\pi_{T3}}$	103393
88. Коефіцієнт перерозрахунку a	Береться 1,7 – при $T_{3,2} - T_{дон} \leq 100$, та 1,4...1,3 – при $T_{3,2} - T_{дон} > 100$	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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

90. Кількість охолоджуваних рядів соплових та робочих лопаток турбіни низького тиску n_{ox2}	$\frac{2 \lg \frac{T_{\partial on}}{T_{3.2}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T_2} \right]}; \text{ при } T_{3.2} \leq T_{\partial on}$ $n_{ox2} = 0$	2,39 (2) ²
91. Відносна витрата охолоджуючого повітря на турбіну низького тиску g_{ox2}	$a k_{m.l} g_3 \beta_{T_2} \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_{3.2} - T_{\partial on})}{(T_{\partial on} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3.2}}{T_{ox}} \right)^{0,25};$ $\text{при } T_{3.2} \leq T_{\partial on} \quad g_{ox2} = 0$	0,0361
92. Коефіцієнт витрати турбіни низького тиску β_{T_3}	$\beta_{T_2} + (0...0,01) + g_{ox2}$	0,994
93. Коефіцієнт перерозрахунку a	Береться 1,7 – при $T_{3.3} - T_{\partial on} \leq 100$, та 1,4...1,3 – при $T_{3.3} - T_{\partial on} > 100$	1,7
94. Відносний температурний перепад на 1 ступінь турбіни генератора $\left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T_3}$	Береться 0,110...0,135	0,120
95. Кількість охолоджуваних рядів соплових та робочих лопаток турбіни генератора n_{ox3}	$\frac{2 \lg \frac{T_{\partial on}}{T_{3.3}}}{\lg \left[1 - \left(\frac{\Delta T}{T} \right)_{T_3} \right]}; \text{ при } T_{3.3} \leq T_{\partial on}$ $n_{ox3} = 0$	0,37 (1)
96. Відносна витрата охолоджуючого повітря на турбіну генератора g_{ox3}	$a k_{m.l} g_3 \beta_{T_3} \frac{(n_{ox3} + 1)}{2} \cdot \frac{(T_{3.3} - T_{\partial on})}{(T_{\partial on} - T_{ox})} \cdot \left(\frac{T_{3.3}}{T_{ox}} \right)^{0,25};$ $\text{при } T_{3.3} \leq T_{\partial on} \quad g_{ox3} = 0$	0,0046
97. Сумарна відносна витрата охолоджуючого повітря $g'_{ox\Sigma}$	$g_{ox1} + g_{ox2} + g_{ox3}$	0,121
98. Перевірка умови	$\left \frac{g_{ox\Sigma} - g'_{ox\Sigma}}{g_{ox\Sigma}} \right \leq 0,05$	0,0046

² Турбіна низького 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 ТНТ, тобто n_{ox2} у цьому випадку не може бути більшим, ніж 2.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					При невиконанні умови уточнюється значення $g_{ox\Sigma}$ в п.39	
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}	
100. Коефіцієнт втрат в опорах турбіни генератора $\eta_{м3}$					Береться 0,990...0,995 для підшипників кочення та 0,97...0,98 для підшипників ковзання	0,99
101. ККД редуктора η_p					Оскільки редуктор відсутній береться 1,00	1,00
102. Теплоємність продуктів згоряння $c_{p2} \Big _{T_{3,3}}^{T_4} = f(T, \alpha)$, кДж/(кг·К)					За таблицею 2.3	1,160
103. Питома потужність ГТА $N_{y\partial}$, кВт/(кг/с)					$c_{p2} \Big _{T_{3,3}}^{T_4} \Delta T_{T3} \beta_{T3} \eta_{м3} \eta_p$	334
104. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт					Задана	25000
105. Витрата повітря через компресор низького тиску $G_{к1}$, кг/с					$\frac{N_e}{N_{y\partial}}$	74,9
106. Витрата повітря через компресор високого тиску $G_{к2}$, кг/с					$\alpha_{к2} G_{к1}$	74,9
107. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{в.кc}$, кг/с					$\alpha_{кc} G_{к1}$	64,4
108. Витрата газу через турбіну високого тиску G_{T1} , кг/с					$\beta_{T1} G_{к2}$	65,8
109. Витрата газу через турбіну низького тиску G_{T2} , кг/с					$\beta_{T2} G_{к1}$	71,9
110. Витрата газу через турбіну					$\beta_{T3} G_{к1}$	74,5
142.2237ст.03.КР						Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

генератора G_{T3} , кг/с		
111. Годинна витрата палива $G_{m.ч}$, кг/ГОД	$3600 g_T G_{в.кc}$	5796
112. Питома витрата палива g_e , кг/(кВт·год)	$\frac{G_{m.ч}}{N_e}$	0,232
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{Q_n^P g_e}$	0,310

Теплофізичні властивості повітря та продуктів згоряння [13]

Таблиця 2.3

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.2237ст.03.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Є.Г.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 3

ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГТА ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів газотурбінного агрегата виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТА 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 агрегата і виконання креслення меридіанного перерізу його проточної частини.

При компонованні ГТА і кресленні його меридіанного перерізу конструктивно визначають габарити вхідного корпусу КНТ, перехідника між компресорами, габарити опорних вінців турбін, орієнтуючись на відповідні габаритні розміри базового двигуна.

Визначення габаритів осьового компресора

Розрахункова схема компресора наведена на рис.3.1, результати розрахунку зведені до табл.3.1.

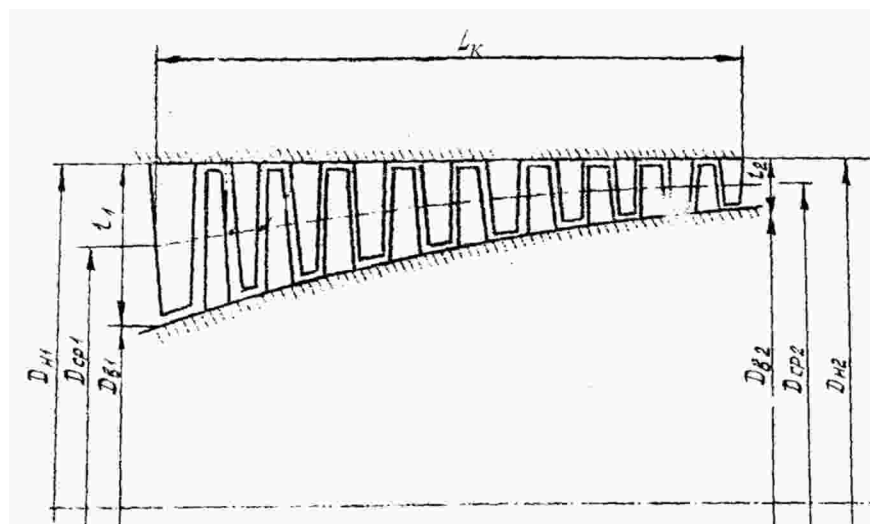


Рис.3.1. Розрахункова схема осьового компресора газотурбінного агрегата

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 3.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення	
		КНТ	КВТ
1. Витрата повітря через компресор G_k , кг/с	Див. розділ 2.3	74,9	74,9
2. Температура перед компресором T_1 , К	Див. розділ 2.3	288	489
3. Тиск перед компресором p_1 , Па	Див. розділ 2.3	99805	527720
4. Теплоємність повітря $c_{pв} = f(T_1)$, Дж/(кг·К)	Табл.2.3	1005	1023
5. Комплекс для повітря $m = f(T_1)$	Табл.2.3	0,231	0,231
6. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,3	1,3
7. Газова стала повітря R , Дж/(кг·К)	$c_{pв} m$	232,2	236,3
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	$(0,45...0,55)u_{н1}$	144	135
10. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_1}}$	0,524	0,373
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	0,553

12. Кільцева площа на вході до компресора F_1 , м ²	$\frac{G_{\kappa} \sqrt{T_1}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_1 q(\kappa_{c_{a1}})}}$	0,174	0,056
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	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1-\bar{d}_{em1}^2)}}$	0,543	0,375
15. Частота обертання ротора n_{κ} , об/хв	$\frac{60u_{n1}}{\pi D_{n1}}$	16410	15293
16. Перевірка умови	$n_{КВТ} > n_{КНТ}$ При невиконанні умови скоригувати пп.8, 9 та 13	16410 > 15293	
17. Внутрішній діаметр на вході D_{e1} , м	$D_{n1} \bar{d}_{em1}$	0,272	0,263
18. Довжина вхідної кромки першої лопатки компресора l_1 , м	$0,5(D_{n1} - D_{e1})$	0,136	0,056
19. Середній діаметр на вході D_{cp1} , м	$0,5(D_{n1} + D_{e1})$	0,408	0,319
20. Температура за компресором T_2 , К	Див. розділ 2.3	488	764
21. Тиск за компресором p_2 , Па	Див. розділ 2.3	533050	2321966
22. Теплоємність повітря $c_{pv} = f(T_2)$, Дж/(кг·К)	Табл.2.3	1023	1050
23. Комплекс для повітря $m = f(T_2)$	Табл.2.3	0,2801	0,2645
24. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,389	1,360

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

25. Газова стала повітря R , Дж/(кг·К)	$c_{p\theta} m$	286,5	277,7
26. Осьова швидкість за компресором c_{a2} , м/с	$(0,90...0,95)c_{a1}$	130	122
27. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_2}}$	0,322	0,247
28. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,487	0,381
29. Кільцева площа на виході з компресора F_2 , м ²	$\frac{G_{\kappa} \sqrt{T_2}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_2 q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,045	0,017
30. Форма проточної частини компресора	Береться $D_n = const$ для КНТ та $D_{\theta} = const$ для КВТ	$D_n = const$	$D_{\theta} = const$
31-32. Зовнішній діаметр на виході D_{n2} , м	Для КНТ дорівнює D_{n1} для КВТ: $\sqrt{D_{\theta 2}^2 + \frac{4}{\pi} F_2}$	0,543	0,218
31-32. Внутрішній діаметр на виході $D_{\theta 2}$, м	Для КНТ: $\sqrt{D_{n2}^2 - \frac{4}{\pi} F_2}$, для КВТ дорівнює $D_{\theta 1}$	0,488	0,263
33. Довжина вихідної кромки останньої лопатки компресора l_2 , м	$0,5(D_{n2} - D_{\theta 2})$	0,027	0,023
34. Середній діаметр на виході D_{cp2} , м	$0,5(D_{n2} + D_{\theta 2})$	0,516	0,241
35. Міра підвищення тиску у компресорі π_{κ}	Див. розділ 2.3	5,34	4,4

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

36. Міра підвищення тиску в одному ступені компресора π_{cm}	Береться 1,20...1,26 для КНТ та 1,16...1,20 для КВТ	1,21	1,18
37. Кількість ступенів компресора z_k	$\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{cm}}$	9	9
38. Середній діаметр компресора $D_{cp.k}$, м	$0,5(D_{cp1} + D_{cp2})$	0,462	0,280
39. Середня довжина лопаток l_k , м	$0,5(l_1 + l_2)$	0,082	0,040
40. Віяловість компресора λ_k	$\frac{D_{cp.k}}{l_k}$	5,64	7,00
41. Коефіцієнт $\bar{\delta}_k$	Табл.3.2	1,05	1,21
42. Осьова ширина одного ступеня b_{cm} , м	$\bar{\delta}_k l_k$	0,086	0,048
43. Довжина компресора L_k , м	$(z_k + 1)b_{cm}$	0,86	0,48

Таблиця 3.2

$\lambda_k; \lambda_T$	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	≥ 18
$\bar{\delta}_k$	0,91	1,02	1,12	1,21	1,29	1,37	1,47	1,54	1,60	1,65	1,71	1,75	1,81	1,85	1,88
$\bar{\delta}_T$	0,62	0,77	0,91	1,05	1,17	1,27	1,37	1,46	1,53	1,60	1,66	1,71	1,74	1,79	1,82

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Визначення габаритів трубчасто-кільцевої камери згоряння

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.3.2, результати розрахунку зведені до табл.3.3.

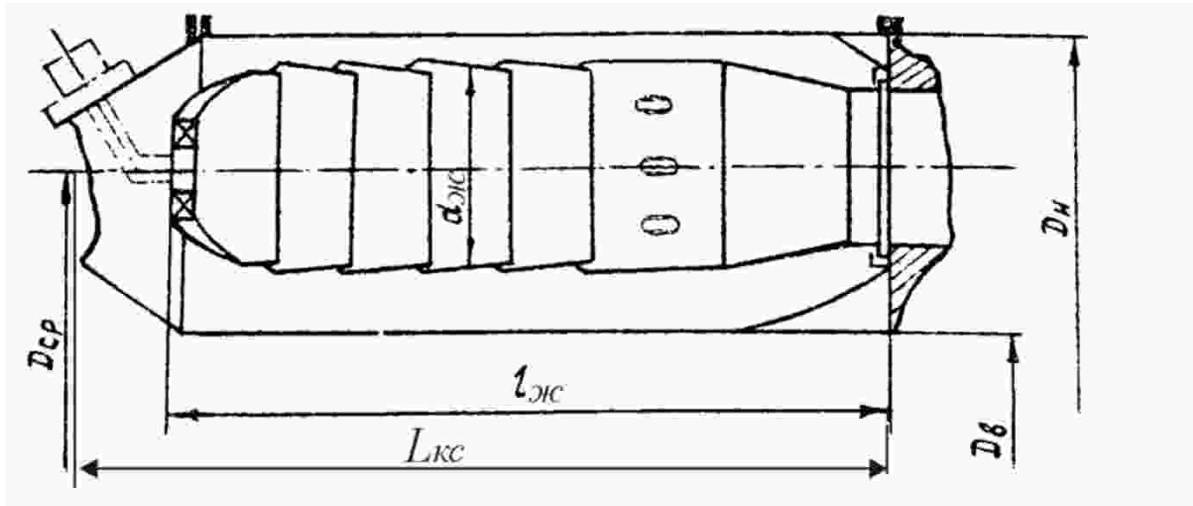


Рис.3.2. Розрахункова схема трубчато-кільцевої камери згоряння

Таблиця 3.3

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення
1. Годинна витрата палива $G_{m.ч}$, кг/год	Див. розділ 2.3	5796
2. Нижча теплота згоряння палива Q_n^p , кДж/кг	Див. розділ 2.3	50032
3. Стехіометричний коефіцієнт L_0 , кг/кг	Див. розділ 2.3	17,18
4. Коефіцієнт повноти згоряння палива η_{kc}	Див. розділ 2.3	0,995
5. Тиск за компресором високого тиску p_2 , Па	Див. розділ 2.3	2321966
6. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{в.кc}$, кг/с	Див. розділ 2.3	64,4

7. Температура за компресором високого тиску T_2 , К	Див. розділ 2.3	765
8. Теплова напруженість робочого об'єму Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Береться 700...1000	700
9. Робочий об'єм камери згоряння $V_{жс}$, м ³	$\frac{G_{т.ч} Q_H^p \eta_{КС}}{Q_v p_2}$	0,1775
10. Число жарових труб $n_{жс}$	Береться із подальшим уточненням	14
11. Робочий об'єм однієї жарової труби $v_{жс}$, м ³	$\frac{V_{жс}}{n_{жс}}$	0,01268
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 $d_{жс}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4v_{жс}}{\pi \bar{l} a}}$	0,081
15. Довжина жарових труб $l_{жс}$, м	$d_{жс} \bar{l}$	0,284
16. Установочний зазор жарових труб δ , м	$(0,07...0,20)d_{жс}$	0,0057
17. Середній діаметр розміщення жарових труб $D_{ср}$, м	$\frac{d_{жс} + \delta}{\sin\left(\frac{180}{n_{жс}}\right)}$	0,390
18. Перевірка умови для прямотокових камер згоряння	$D_{ср} \approx D_{ср2}^{КВТ}$ При невиконанні умови змінити п.10	—
19. Коефіцієнт надлишку повітря в первинній зоні α_n	Береться 1,2...1,6	1,4

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

20. Витрата первинного повітря G_n , кг/с	$\frac{\alpha_n G_{m.ч} L_0}{3600}$	38,7
21. Витрата вторинного повітря G_B , кг/с	$G_{в.к\kappa} - G_n$	25,7
22. Кільцева площа, зайнята жаровими трубами $F_{ж\kappa}$, м ²	$\frac{\pi}{4} d_{ж\kappa}^2 n_{ж\kappa}$	0,072
23. Сумарна кільцева площа $F_{к\kappa}$, м ²	$(2,2...2,5)F_{ж\kappa}$	0,158
24. Внутрішній діаметр корпусу камери згоряння $D_в$, м	$D_{cp} - \frac{F_{к\kappa}}{\pi D_{cp}}$	0,232
25. Зовнішній діаметр корпусу камери згоряння D_n , м	$D_{cp} + \frac{F_{к\kappa}}{\pi D_{cp}}$	0,519
26. Перевірка умови для протитокових камер згоряння	$D_в > D_{н1}^{КВТ}$ При невиконанні умови змінити п. 10	0,232 > 0,175
27. Довжина камери згоряння $L_{к\kappa}$, м	$(1,1...1,2)l_{ж\kappa}$	0,341

Визначення габаритів осьової турбіни

Розрахункова схема осьової турбіни газотурбінного агрегата наведена на рис.3.3, результати розрахунку зведені до табл.3.4.

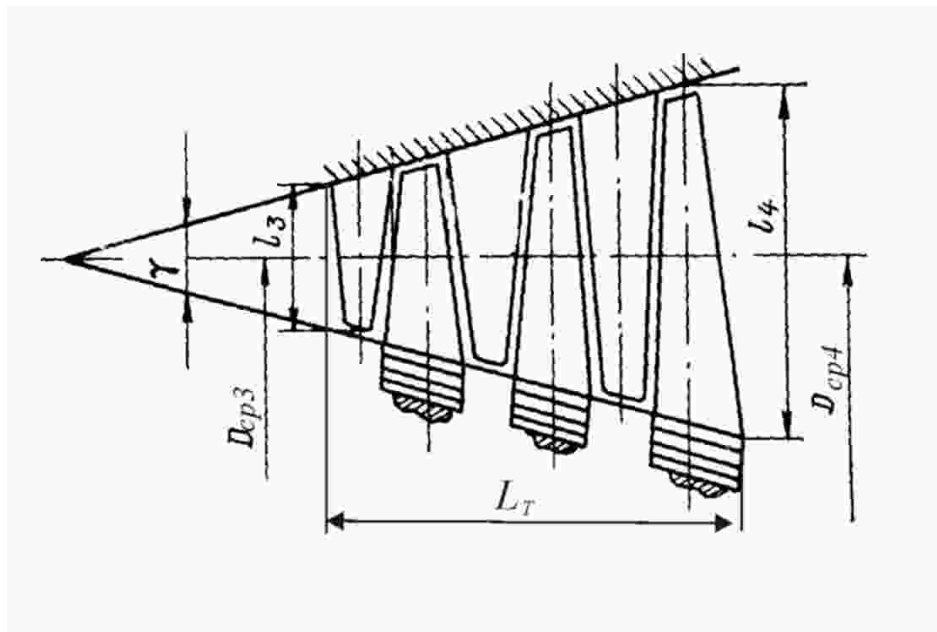


Рис.3.3. Розрахункова схема осьової турбіни газотурбінного агрегата

Таблиця 3.4

Найменування параметра	Спосіб визначення	Числове значення		
		ТВТ	ТНТ	ТГ
1. Витрата газу через турбіну G_T , кг/с	Див. розділ 2.3	65,8	71,9	74,5
2. Температура перед турбіною T_3 , К	Див. розділ 2.3	1550	1284	1110
3. Тиск перед турбіною p_3 , Па	Див. розділ 2.3	2229088	883418	423360
4. Теплоємність продуктів згоряння $c_{pg} = f(T_3, \alpha)$, Дж/(кг·К)	Табл.2.3	1285	1242	1160
5. Комплекс для продуктів	Табл.2.3	0,231	0,231	0,246

згоряння $m = f(T_3, \alpha)$				
6. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1-m}$	1,301	1,301	1,326
7. Газова стала продуктів згоряння R , Дж/(кг·К)	$c_{p2} m$	296,8	286,9	285,4
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	15291	11261	3000
10. Колова швидкість u_3 , м/с	$\frac{\pi D_{cp3} n_T}{60}$	480	354	157
11. Осьова швидкість перед турбіною c_{a3} , м/с	$(0,30...0,40)u_3$	168	124	55
12. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a3}}$	$\frac{c_{a3}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_3}}$	0,233	0,192	0,091
13. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a3}})$	$\lambda_{c_{a3}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a3}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,362	0,300	0,243
14. Кільцева площа на вході до турбіни F_3 , м ²	$\frac{G_T \sqrt{T_3}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_3 q(\lambda_{c_{a3}})}}$	0,027	0,081	0,362
15. Довжина вхідної кромки першої лопатки l_3 , м	$\frac{F_3}{\pi D_{cp3}}$	0,014	0,043	0,115

					142.2237ст.03.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

16. Зовнішній діаметр на вході $D_{н3}, \text{ м}$	$D_{ср3} + l_3$	0,614	0,643	1,115
17. Внутрішній діаметр на вході $D_{в3}, \text{ м}$	$D_{ср3} - l_3$	0,586	0,557	0,885
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 $T_4, \text{ К}$	Див. розділ 2.3	1284	1110	817
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	4
21. Тиск за турбіною $p_4, \text{ Па}$	Див. розділ 2.3	883418	427636	103393
22. Теплоємність продуктів згоряння $c_{pg} = f(T_4, \alpha),$ Дж/(кг·К)	Табл.2.3	1285	1242	1160
23. Комплекс для продуктів згоряння $m = f(T_4, \alpha)$	Табл.2.3	0,246	0,231	0,231
24. Показник ізоентропи k	$\frac{1}{1 - m}$	1,326	1,300	1,300
25. Газова стала продуктів згоряння $R, \text{ Дж/(кг·К)}$	$c_{pg} m$	316,11	286,9	267,96
26. Осьова швидкість за турбіною $c_{a4}, \text{ м/с}$	$(1,00...1,05)c_{a3}$	168	124	55
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

142.2237ст.03.КР

Арк.

27. Приведена швидкість потоку $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k}{k+1}RT_4}}$	0,256	0,207	0,110
28. Газодинамічна функція щільності току $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k+1}{2} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k-1}}$	0,396	0,324	0,174
29. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{G_T \sqrt{T_4}}{\sqrt{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot \frac{k}{R} p_4 q(\lambda_{c_{a4}})}}$	0,180	0,149	1,201
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	1,203
31-34. Довжина вихідної кромки останньої лопатки l_4 , м	Для ТВТ і ТНТ: $\frac{F_4}{\pi D_{cp4}}$; для ТГ: $0,5(D_{n4} - D_{e4})$	0,096	0,079	0,318
31-34. Внутрішній діаметр на виході з турбіни D_{e4} , м	Для ТВТ і ТНТ: $D_{cp4} - l_4$; для ТГ дорівнює D_{e3}	0,504	0,521	0,885
31-34. Зовнішній діаметр на виході з турбіни D_{n4} , м	Для ТВТ і ТНТ: $D_{cp4} + l_4$; для ТГ: $\sqrt{D_{e4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$	0,696	0,679	1,521
35. Перевірка умови	$\frac{D_{cp4}}{l_4} > 3,5$	6,25	7,59	3,78

					142.2237ст.03.КР		Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата			

	При невиконанні умови скоригувати п.8			
36. Середній діаметр турбіни $D_{cp.T}$, м	$0,5(D_{cp3} + D_{cp4})$	0,600	0,600	2,703
37. Середня довжина лопаток l_T , м	$0,5(l_3 + l_4)$	0,053	0,061	0,216
38. Віяловість турбіни λ_T	$\frac{D_{cp.T}}{l_T}$	11,32	9,84	12,51
39. Коефіцієнт $\bar{\delta}_T$	Табл.3.2	1,46	1,37	1,60
40. Осьова ширина одного ступеня b_{cm} , м	$\bar{\delta}_T l_T$	0,077	0,084	0,346
41. Довжина турбіни L_T , м	$z_T b_{cm}$	0,077	0,084	1,384

Довжини перехідних частин ГТА визначаються пропорційно аналогічним розмірам базового двигуна UGT 25000:

довжина переднього корпусу компресора – 0,546м;

довжина перехідника між компресорами – 0,049 м;

довжина заднього корпусу компресора – 0,306 м;

довжина опорного вінця ТНТ – 0,362 м;

довжина опорного вінця силової турбіни – 0,454 м.

Загальна довжина газотурбінного двигуна становить 4,602м.

Ескіз меридіанного перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.3.4.

Компоновочна схема спроектованого газотурбінного двигуна наведена на кресленні 142.2237ст.03.01.КР.

					142.2237ст.03.КР	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

14.2.2237см.03.КР

M 115

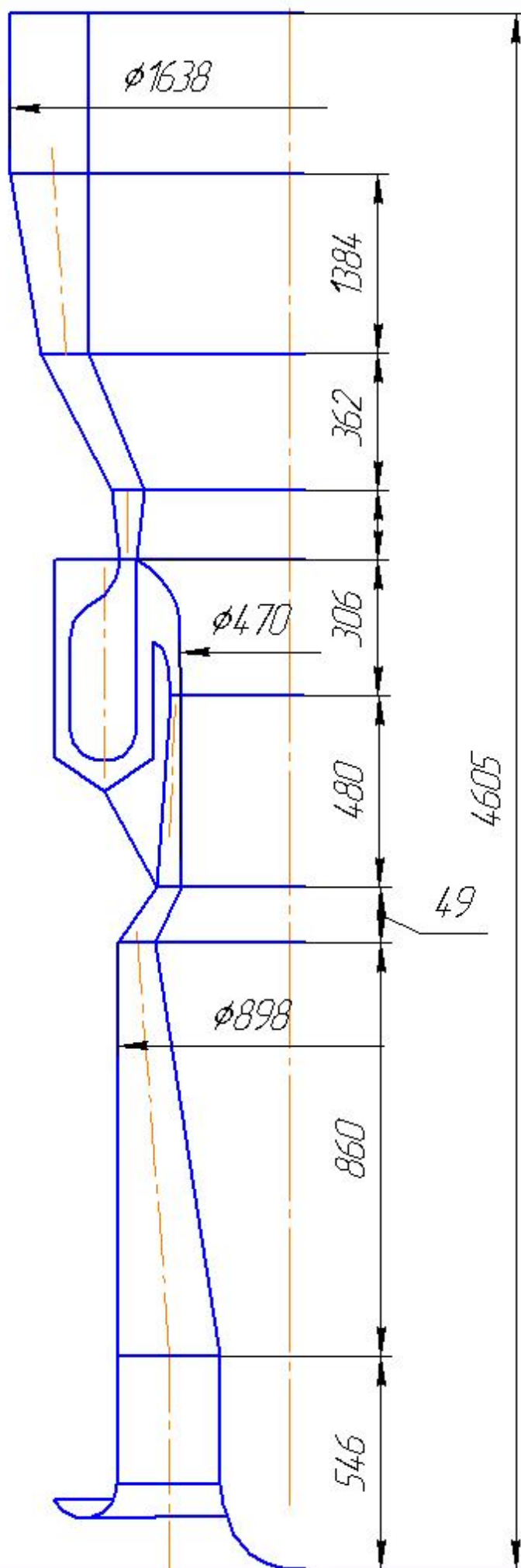


Рис.3.4. Ескіз меридіанного перерізу ГТД

14.2.2237см.03.КР

Лист

					142.2237ст.03.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термогазодинамічний розрахунок турбіни низького тиску	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Є.Г.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

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

При розрахунку камерних втрат в ступені необхідно враховувати особливості його конструктивного виконання: наявність або відсутність бандажу, наявність та місце розташування зазорів, їхній тип (відкритий чи закритий зазор) 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 незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

плоскорівнобіжним. Таке допущення може бути прийняте і не вносить істотних погрішностей 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.4.1.

Таблиця 4.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1	2	3
1. Витрата робочого тіла G , кг/с	Див. розділ 2	74,9
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. розділ 2	$884 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Див. розділ 2	1285
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. розділ 2	$428 \cdot 10^3$
температура T_2 , К	Див. розділ 2	1110
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Приблизно дорівнює осьової швидкості c_{a3} (див. розділ 3)	168
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 3	15291
6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$, Дж/(кг·К)	Див. розділ 2	1285

1	2	3
7. Показник ізоентропи робочого тіла k	Див. розділ 2	1,300
8. Комплекс $m = \frac{k-1}{k} \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha)$ для робочого тіла	$\frac{k-1}{k}$	0,231
9. Газова стала робочого тіла R , Дж/(кг·К)	$c_p m$	296,8
10. Швидкість звуку на вході до ступеня a_0 , м/с	$\sqrt{kRT_0}$	704,13
11. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,239
12. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня: тиск p_0^* , Па температура T_0^* , К	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	917 238 1296
13. Наявний теплоперепад ступеня Δh_a^* , Дж/кг	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	268 123
14. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}$, м/с	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	732,3
15. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після об- числення довжини робочої лопатки	9,5

1	2	3
16. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,03
17. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,229
18. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...15	14,0
19. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,97
20. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	206 723
21. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	623,7
22. Характеристика ступеня $v_{ад} = u_1 / c_{ад}$	$\frac{\varphi \cos \alpha'_1}{2\sqrt{1-\rho}}$	0,536
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$c_{ад} v_{ад}$	392,5
24. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	$\frac{60u_1}{\pi n}$	0,49
25. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	12 197
26. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою: тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	516 405

1	2	3
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1145
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,52
27. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,544
28. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,563
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' $\arcsin \left[\sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right]$	14 —
30. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	664,7
31. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,938
32. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,212
33. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Береться 4...20	12,0 (6,0 + 6,0)
34. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,015	0,026

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1	2	3
35. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,58
36. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,134
37. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	2,50
38. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,01
39. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg}\gamma_{\pi} + \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg}\gamma_{\pi} - \operatorname{tg}\gamma_{\kappa}}$	0,083
40. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,208
41. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_{\pi} - \gamma_{\kappa}}{2}$	0,708
42. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	566,6
43. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	3,39
44. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_{\kappa} + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,533
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	3,9 %

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1	2	3
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90°)	51,3
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,172
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,88
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,151
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	10
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1c_1 \cos \alpha_1}$	514,27
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	85,6
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	61 400
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	193 637
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	450,6
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	8 636

1	2	3
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,30
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	654,4
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w_2}	w_2/a_2	0,688
61. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp2} w_2 l_p}$	21,1
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	83,85
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,084
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,692
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,058
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	38
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	293,8
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	43 159
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	49,86
70. Колові складові абсолютних швидкостей: за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	 $c_1 \cos \alpha_1$	 355,1

1	2	3
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	189,4
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	246 691
72. Коловий ККД ступеня l_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,920
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:		
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	0,75
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020	0,001
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	0,336
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	$1,06 \cdot 10^{-3}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{у.д.}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,462
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{у.д.}$	$\frac{G_{у.д.}}{G} \eta_u$	0,0062
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця: осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення ² (0,001...0,005)	0,005

² Осьового зазору може і не бути.

1	2	3
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	3
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для 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: $0,75 \delta_r$	$7,50 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e \frac{1}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0197
79. Середня густина газу в робочих каналах $\rho_{\text{ср}}$, кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,49
80. Коефіцієнт K_t	Береться $(0,58...1,15) \cdot 10^{-3}$	$0,6 \cdot 10^{-3}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажу о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_t \frac{D_{\text{ср1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{ср}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0046
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{\text{у.д}} - \xi_{\text{заз}} - \xi_{\text{тр}}$	0,855
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	201 866
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	16 014

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

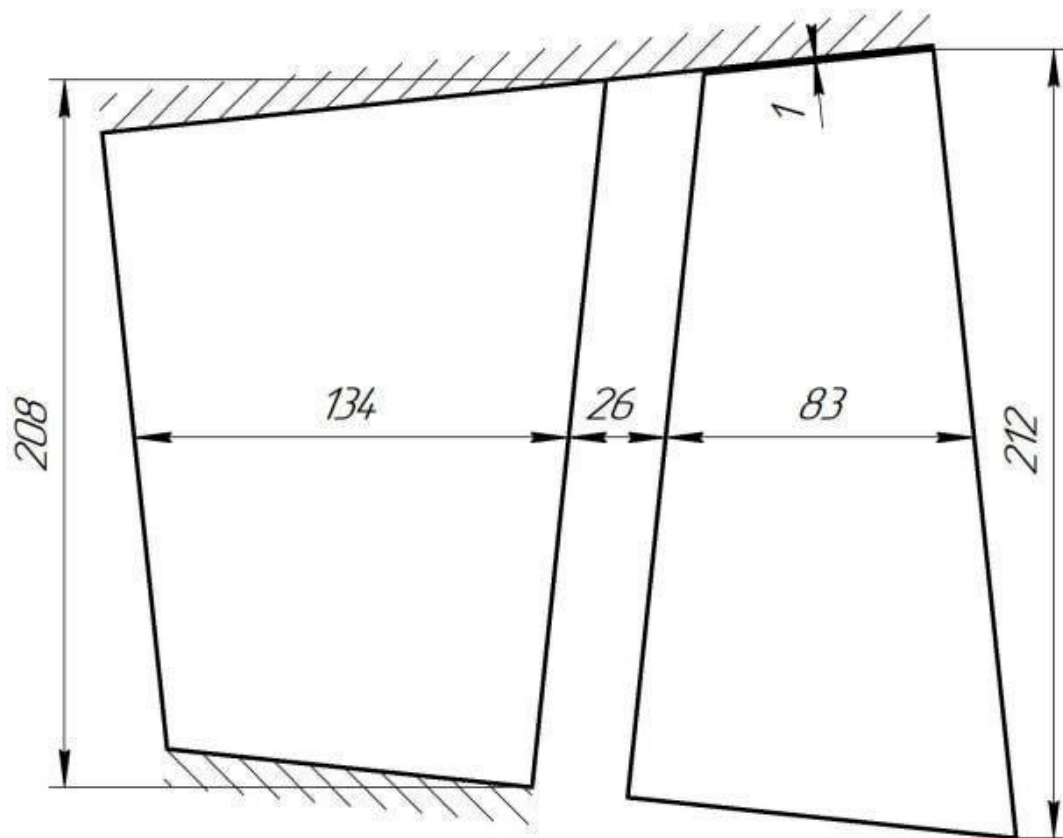


Рис.4.1. Ескіз проточної частини турбінного ступеня
М 1:1

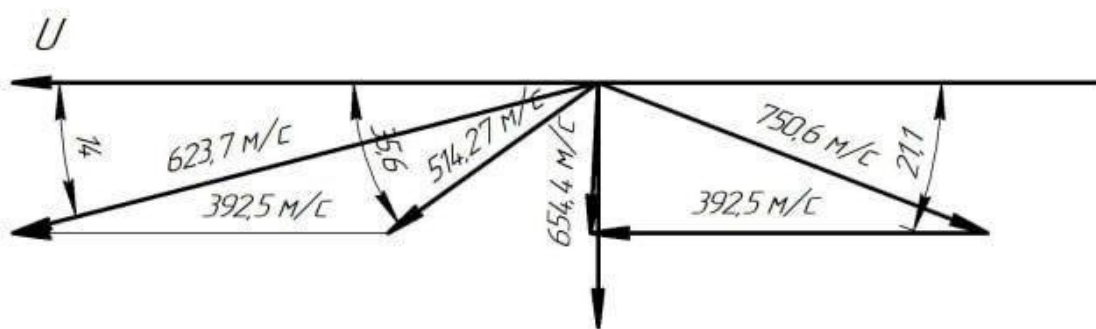


Рис.4.2. Трикутники швидкостей
1 мм = 6 м/с

Взам. инв. №	Инв. № дейн.	Подп. и дата
Подп. и дата	Инв. № подл.	
Изм.	Лист	№ докум.
Подп.	Дата	

					142.2237ст.03.КР										
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки						Літ.		Арк.	Аркушів	
Студент	Стекачов Є.Г.														
Керівник	Патлайчук В.М.														
Зав.каф.	Патлайчук В.М.														
											НУК				

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

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

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата UGT 25000 (ДН80), який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"-Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

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

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

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

через обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця турбіни низького тиску – за допомогою компенсаторів.

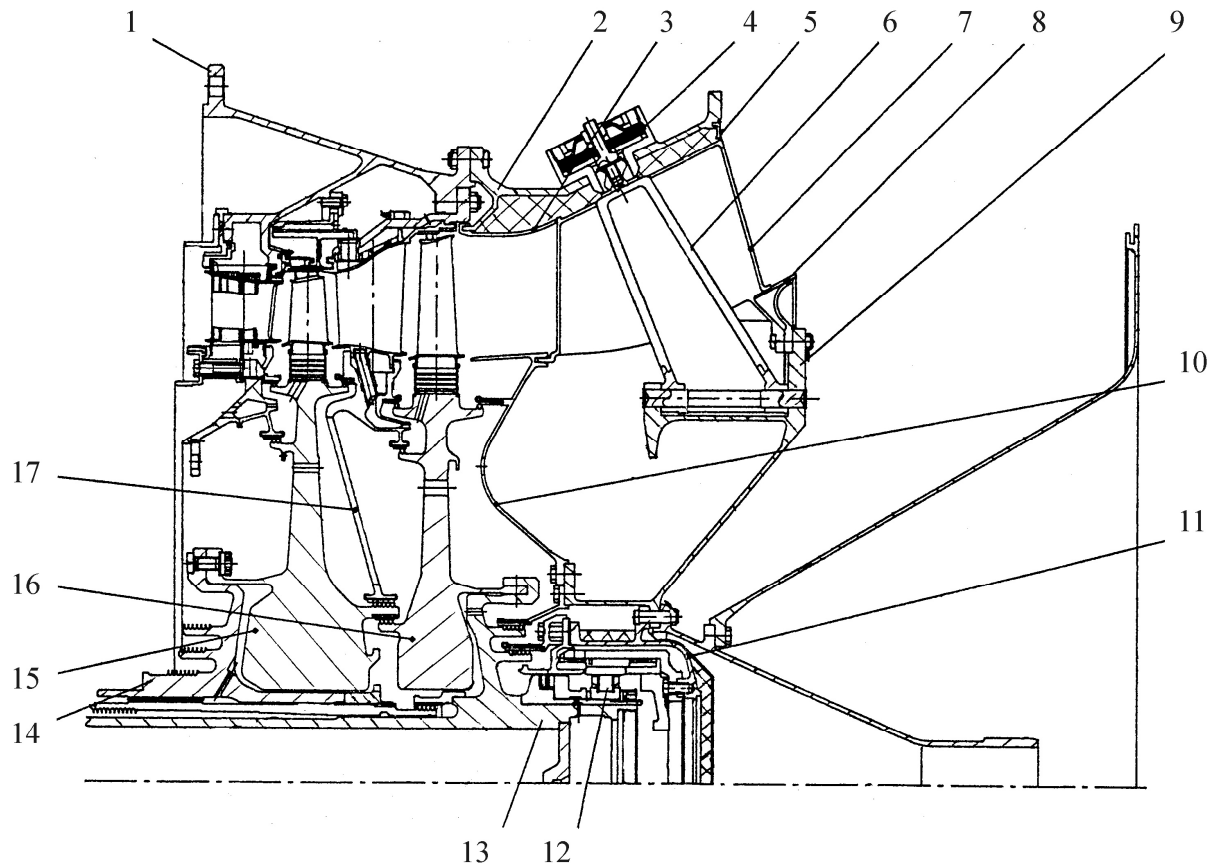


Рис.5.1. Турбіни високого і низького тисків проектуемого ГТА:

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

5.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,122$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,114$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 368,4$ м/с;

кут виходу потоку з соплових каналів $\alpha_{1cp} = 14^0$;

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 585,1$ м/с;

відношення $(u/c_1)_{cp} = 368,4/585,1 = 0,630$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 90,7^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 142,7$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 21,3^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 393,6$ 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.5.1.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1

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: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,504	0,561	0,618
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,899	1	1,101
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	331,1	368,4	405,7
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	647,4	585,1	534,6
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	12,6	14	15,4
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,511	0,630	0,759
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1} \right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	25,2	35,4	52,2
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	332,3	244,5	179,1

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	23,4	21,3	19,4
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	358,9	393,6	428,7
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^0$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^0$: $180^0 + \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	90,7	90,7	90,5
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	142,7	142,7	142,7
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,062	0,229	0,355

5.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ НА МІЦНІСТЬ

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

витрата газу через турбіну $G = 79,33$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 6277$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,122$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,114$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 107$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1052$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 487\,517$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 406\,001$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{доп} = 1090$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4): швидкості $c_1 = 585,1$ м/с та $c_2 = 142,7$ м/с; кути $\alpha_1 = 14,0^\circ$ та $\alpha_2 = 90,7^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферійний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	25,2	35,4	52,2
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	23,4	21,3	19,4

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

$$T_{розр} = T_1 = 1052 \text{ К.}$$

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Оскільки прийняте значення не є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про відсутність необхідності охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 2). Прийнятну температуру використовуємо надалі як розрахункову.

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

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

3) Запишемо відомі значення границі тривалої міцності для використовуваного матеріалу [5]:

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

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

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

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

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

Розраховані значення зведемо до табл.5.2.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.2

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

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:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 1052 (\lg 30000 + 20) = 25750.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 313,1 \text{ МПа}.$$

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.

Для кожного побудованого профілю необхідно встановити:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

хорду b , м;

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

найбільшу товщину δ , м;

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

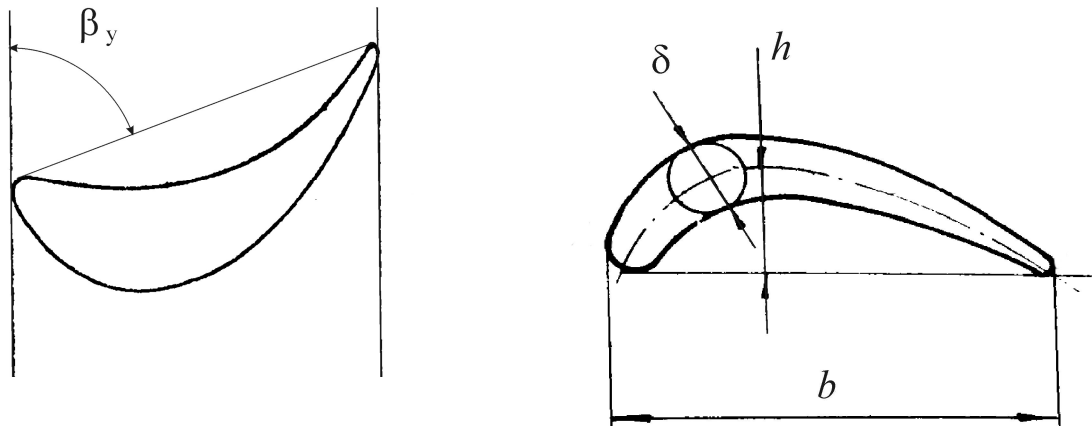


Рис.5.3. Геометричні характеристики профілю

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

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

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

Розмір хорди профілю

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

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

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

Для кореневого перерізу вона не повинна перевищувати величину

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

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

Таблиця 5.3

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,051	67,2	0,055	0,014	0,019	$5,90 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,045	61,4	0,051	0,008	0,018	$3,03 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,038	53,3	0,047	0,002	0,012	$0,87 \cdot 10^{-4}$

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

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

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

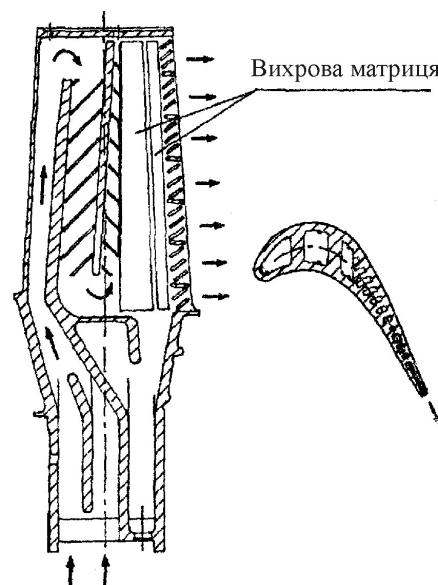


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

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

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

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

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

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

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

де $F_o = 5,90 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{сп}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(5,90 - 0,87) \cdot 10^{-4}}{(5,90 - 3,03) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,813,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(5,90 - 0,87) \cdot 10^{-4}}{0,114^{0,813}} = 2,94 \cdot 10^{-3},$$

де $F_{\text{сп}} = 3,03 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\text{п}} = 0,87 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.5.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_o} = \frac{0,87 \cdot 10^{-4}}{5,90 \cdot 10^{-4}} = 0,147.$$

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

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 6277}{30} = 657 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{107} \cdot 8100 \cdot (657)^2 \cdot (0,619)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,038 = 5976 \text{ Н,}$$

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,619$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,038$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

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

$$= \frac{0,813 + 0,147}{0,813 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 657^2}{2} 1,122 \cdot 0,114 + \frac{5976}{5,90 \cdot 10^{-4}} \right] = 123,8 \text{ МПа.}$$

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

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

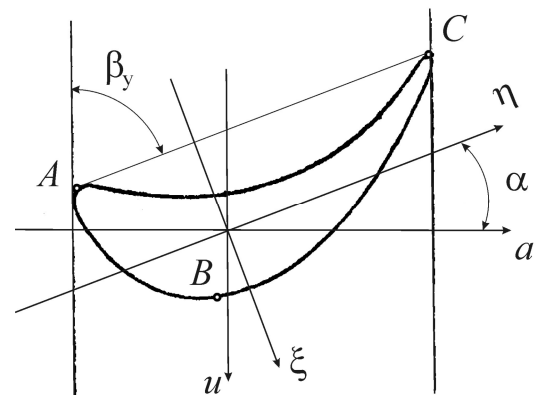


Рис.5.5. Розміщення координатних осей

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

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 67,2 = 22,8^\circ,$$

де $\beta_y = 67,2^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.5.3).

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

$$\begin{aligned}
 W_{\eta A} \approx W_{\eta C} &= -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] = \\
 &= -0,053 \frac{0,055 \cdot 0,014^3}{0,019} \left[1 + \left(\frac{0,019}{0,014} \right)^2 \right] = -1,19 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\eta B} &= 0,084 b \delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} = \\
 &= 0,084 \cdot 0,055 \cdot 0,014^2 \frac{1 + \left(\frac{0,019}{0,014} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,019}{0,014}} = 1,60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\xi A} &= -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,055^2 \cdot 0,014 = -3,73 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3; \\
 W_{\xi B} &= -\infty; \\
 W_{\xi C} &= 0,066 b^2 \delta = 0,066 \cdot 0,055^2 \cdot 0,014 = 2,80 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,
 \end{aligned}$$

де $b = 0,055$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,014$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,019$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл.5.3).

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.

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:

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{79,33}{107}(585,1 \cos 14 + 142,7 \cos 90,7) = 419,6 \text{ Н},$$

$$P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{\text{ср}^2}}{z} l (p_1 - p_2) = \\ = \frac{79,33}{107}(585,1 \sin 14 - 142,7 \sin 90,7) + \frac{3,14 \cdot 1,122}{107} 0,114 \cdot (487517 - 406001) = 305,3 \text{ Н}.$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 305,3 \sin 22,8 + 419,6 \cos 22,8 = 505,2 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 305,3 \cos 22,8 - 419,6 \sin 22,8 = 118,6 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A :

$$\sigma_{\text{ио}A}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{-1,19 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{-3,73 \cdot 10^{-6}} = 22,4 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B :

$$\sigma_{\text{ио}B}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{1,60 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{-\infty} = -18,0 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :

$$\sigma_{\text{ио}C}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{505,2 \frac{0,114}{2}}{-1,19 \cdot 10^{-6}} - \frac{118,6 \frac{0,114}{2}}{2,80 \cdot 10^{-6}} = 26,7 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 26,7 \text{ МПа}.$$

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{io}^r \right| = 123,8 + 0,2 \cdot 26,7 = 129,1 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 123,8 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{313,1}{129,1} = 2,43,$$

де $\sigma_{дл} = 313,1 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ СУФЛЮВАННЯ ТА РОЗВАНТАЖЕННЯ

ГТД

Система суфлювання служить для підтримання в масляних порожнинах двигуна (завдяки сполученню порожнин з атмосферою) такого тиску повітря, при якому забезпечується нормальна робота масляної системи й ущільнень.

Масло, яке подається на змащення й охолодження підшипників, стікає в масляні порожнини 1, 27, 33, 42, 44 двигуна (рис.5.6), які відділені від проточної частини й атмосфери лабіринтовими ущільненнями 4, 8, 14, 20, 24, 25, 29, 32, 45 і від порожнин підпору графітовими радіально-торцевими контактними ущільненнями 3, 9, 13, 21, 23, 26, 30, 31, 46.

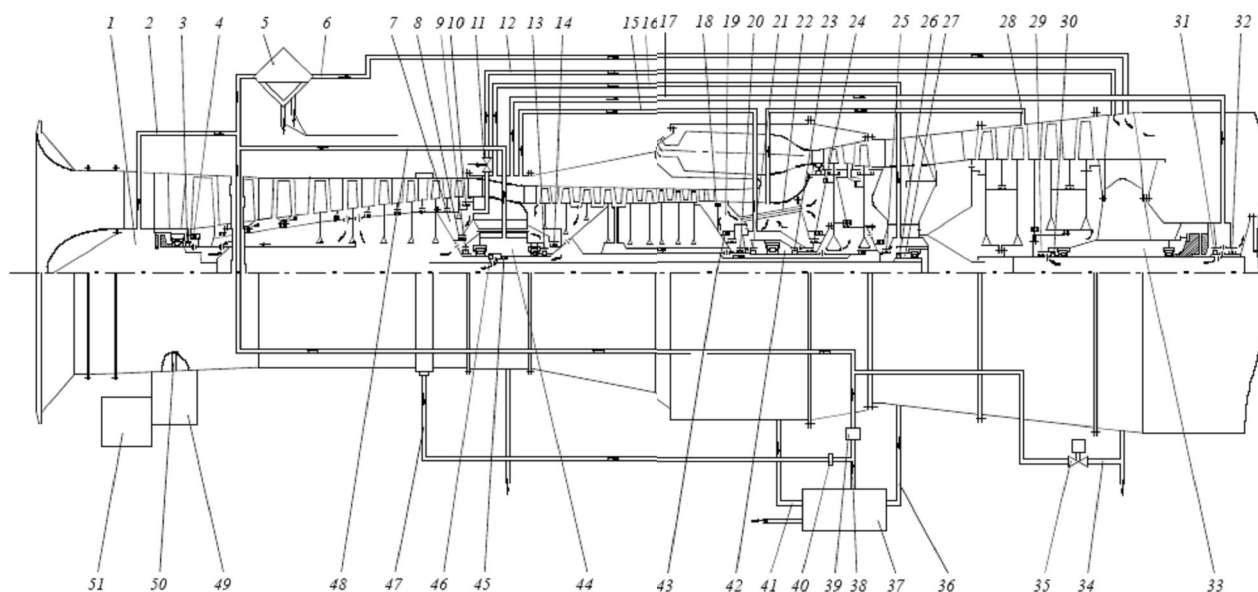


Рис.5.6. Система суфлювання і розвантаження ГТД:

6 – труба відведення повітря зі статичного масловіддільника; 7 – розвантажувальна порожнина КНТ; 10, 18, 43 – лабіринтові ущільнення; 11 – регулювальний кран; 12 – труба стравлювання повітря з розвантажувальної порожнини КНТ; 19 – розвантажувальна порожнина КВТ; 22 – труба перепуску повітря; 28 – труба стравлювання повітря з міжлабіринтових порожнин заднього корпусу КВТ; інші позиції описані в тексті

Для запобігання попаданню масла в проточну частину двигуна ущільнення всіх масляних порожнин, крім ущільнення 3 у передньому корпусі

КНТ і міжвального ущільнення 46, підпираються повітрям із проточної частини перехідника. Ущільнення 3 підпирається повітрям за третім ступенем КНТ, ущільнення 46 – повітрям з проточної частини КВТ. До ущільнень 21 і 23 заднього корпусу КВТ, ущільнень 26 опорного вінця ТНТ, 30 і 31 опорного вінця ТС повітря з проточної частини перехідника підводиться по трубах 15, 16 і 17 відповідно.

Для зниження перепаду тиску на контактних ущільненнях 9, 13 і 46 перехідника надлишкове повітря з порожнин підпору стравлюється в порожнину ротора КНТ, а звідти надходить на вхід у спрямний апарат четвертого ступеня КНТ. Повітря з міжлабіринтових порожнин заднього корпусу КВТ стравлюється в проточну частину силової турбіни по трубах 28.

Для зменшення витрачання стравлюваного повітря і підтримання оптимального перепаду тиску на контактних ущільненнях застосована система суфлювання з наддуванням масляних порожнин заднього корпусу КВТ 42, опорного вінця ТНТ 27 і зв'язаного з ними масловіддільного бака (МВБ) 37. Наддування масляних порожнин досягається за допомогою регулятора перепаду тиску (РПТ) 39, встановленого на трубі 38 суфлювання МВБ у статичний масловіддільник 5. Для забезпечення стійкої роботи регулятора на вхід у РПТ по трубі 47 підводиться повітря за шостим ступенем КНТ. Необхідна подача повітря забезпечується за допомогою встановленої на цій трубі змінної дросельної шайби 40.

Оскільки тиск повітря перед ущільненнями (тиск підпору) завжди вищий за тиск у масляних порожнинах, то повітря по зазорах в ущільненнях протікає в масляні порожнини, перешкоджаючи виходу масла й утворюючи в цих порожнинах маслоповітряну суміш. Маслоповітряна суміш і відпрацьоване масло з масляних порожнин 42 заднього корпусу КВТ і 27 опорного вінця ТНТ надходять по зливних трубах 41 і 36 у МВБ 37. Маслоповітряна суміш з МВБ, масляних порожнин переднього корпусу КНТ 1 і перехідника 44 надходить по трубах відповідно 38, 2, і 48 у статичний масловіддільник 5 для відділення масла від

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

повітря. Очищене від масла повітря відводиться зі статичного масловіддільника в проточну частину опорного вінця силової турбіни трубою 6, а масло, що відокремилося, зливається в циркуляційний бак. Масло з масляної порожнини переднього корпусу КНТ 1 по каналу 50 стояка зливається в нижню коробку приводів 49. З нижньої коробки приводів, масляних порожнин перехідника, опорного вінця ТС і МВБ масло відкачується маслоагрегатом 51 і повертається в систему змащення.

Автоматичний клапан 35, установлений на трубі суфлювання 34 масляної порожнини ТС, забезпечує перепад тисків на контактних ущільненнях, який виключає викид масла з масляної порожнини при запуску, зупинці і на холостому ходу двигуна.

Система розвантаження призначена для забезпечення припустимого осьового навантаження на упорні підшипники двигуна. Для цього на виході з КНТ і КВТ створені розвантажувальні порожнини.

Розвантажувальна порожнина КНТ 7 (див. рис.5.6) обмежена лабіринтовими ущільненнями 8 і 10. При необхідності зниження навантаження на опору ТКНТ повітря з розвантажувальної порожнини КНТ може стравлюватися по трубі 12 у проточну частину опорного вінця силової турбіни. При цьому підтримування необхідної величини тиску в розвантажувальній порожнині здійснюється за допомогою регулювального крана 11.

Розвантажувальна порожнина КВТ 19 обмежена лабіринтовими ущільненнями 18 і 43. Для підтримання необхідного тиску повітря з розвантажувальної порожнини КВТ перепускається по трубах 22 у порожнину перед робочим колесом ТВТ, а регулювання осьових зусиль здійснюється заміною лабіринтового ущільнення 18 ущільненням іншого діаметра, зазначеного в кресленні КВТ. Заміна лабіринтового ущільнення проводиться після вимірювання осьових зусиль при розбиранні двигуна.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.2237ст.03.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці на об'єкті, де розміщується ГТА	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Стекачов Є.Г.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 6

ОХОРОНА ПРАЦІ НА ОБ'ЄКТІ, ДЕ РОЗМІЩУЄТЬСЯ ГТА

6.1. ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ

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

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

Цілком безпечних і нешкідливих виробництв не існує. Задача охорони праці звести до мінімуму імовірність ураження або захворювання працюючих з

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

одночасним забезпеченням комфорту при максимальній продуктивності праці. Реальні виробничі умови характеризуються, як правило, наявністю деяких небезпечних і шкідливих виробничих факторів.

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

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

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

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

6.2. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ТА ШКІДЛИВИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ У МАШИННОМУ ЗАЛІ КОМПРЕСОРНОЇ СТАНЦІЇ

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

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

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

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 6.1

Речовина	Пил	Сажа (C)	Оксид вуглецю CO	Аль- дегід CH ₂ O	Бенз- пірен C ₂₀ H ₁₂	Ок- сид азоту NO ₂	З'єднання сірки	
							SO ₂	H ₂ SO ₄
Гранично допустима концентрація, мг/м ³	—	4	20	0,7	0,00015	9	—	1

У виробничих умовах працівники знаходяться поблизу нагрітого металу, горячих поверхонь і т. п. Таким чином вони підлягають дії *теплоти*, що випромінюється цими джерелами. В результаті поглинання теплової енергії підвищується температура шкіри та тканин, що розташовані глибше. Але цим дія променевого потоку теплоти не обмежується: на випромінювання реагує весь організм. Під впливом випромінювання в організмі відбуваються біохімічні відхилення, порушення діяльності серцево-судинної і нервової систем. Променевий потік теплоти, окрім безпосередньої дії на працівників, нагріває підлогу, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується.

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

Освітлення робочої зони. Правильно спроектоване та виконане освітлення на підприємствах машинобудівної промисловості забезпечує можливість нормальної виробничої діяльності. Збереження зору людини, стан його центральної нервової системи в значній мірі залежать від умов освітлення. В машинному залі рекомендовано систему загального освітлення, як для приміщення, де однотипні роботи виконуються по всій площі. Окрім робочого

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

освітлення слід передбачати аварійне та евакуаційне. Аварійне освітлення створюють для тих випадків, коли раптове відключення робочого освітлення може викликати порушення нормального обслуговування обладнання, що в свою чергу може призвести до вибуху, пожежі, отруєння людей, порушення роботи таких об'єктів, як диспетчерські пункти, насосні установки водопостачання та інші виробничі приміщення, в яких неприпустимо припинення роботи. Евакуаційне освітлення передбачається для евакуації людей з приміщень при аварійному відключенні робочого освітлення в місцях, небезпечних для проходження людей, на сходах.

Таблиця 6.2

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

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

Таблиця 6.3

Приміщення і поверхні	Мінімальна освітленість $E_{\min}$, лк	
	При люмінесцентних лампах	При лампах розжарювання
Машинні приміщення:		
Розподільні пристрої і пульти керування	100	75
Місця керування головними механізмами	100	75
Котельні приміщення:		
Площадки обслуговування котлів	100	—
Приміщення димососів, вентиляторів	100	—
Конденсаторна, хімводоочищення, деаераторна, бойлерна	100	—
Диспетчерські, пульти операторів, контрольно-вимірювальні прилади	200	100
Сходи службових і допоміжних приміщень	50	20

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Таблиця 6.4

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

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

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

Аналіз зареєстрованих великих пожеж на машинобудівних підприємствах показав, що при пожежах на цих підприємствах виникає складна обстановка для

пожежогасіння, тому потрібна розробка комплексу заходів щодо протипожежного захисту. Цей комплекс включає заходи профілактичного характеру та влаштування систем пожежогасіння і вибухозахисту.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У кваліфікаційній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено газотурбінний агрегат потужністю 25 МВт простої теплової схеми для приводу нагнітача природного газу для компресорної станції магістрального газопроводу.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного агрегата, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1550 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 23$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,310$, питома потужність $N_{уд} = 334 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{Ne} = 0,232 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 817 \text{ K}$.

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

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. Компресор низького тиску має у своєму складі 9 ступенів, компресор високого тиску – 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 чотириступінчастої неохолоджуваної силової турбіни.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни низького тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни газотурбінного двигуна UGT 25000 (модифікація ДН80), який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

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

7. Детально розроблена система суфлювання та розвантаження газотурбінного двигуна.

8. У розділі охорони праці проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів у машинному залі компресорної станції.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ващиленко М.В. Оптимізаційні розрахунки термодинамічних циклів суднових і енергетичних ГТА в задачах автоматизованого проєктування : навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 44 с.
2. Збірник завдань та вправ з теорії і проєктування турбінних агрегатів : навч. посібник / Г.Ф. Романовський, С.І. Сербін, М.В. Ващиленко, М.П. Седько, В.М. Патлайчук, В.І. Харченко. Миколаїв: Вид-во НУК, 2012. 248 с.
3. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Сербін С.І. Теоретичні основи проєктування суднових газотурбінних агрегатів : навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
4. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін : навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
5. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння ГТУ: навч. посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 88 с.
6. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с.
7. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Газотурбінні агрегати: у 2-х ч. Ч. 1: Загальна будова та класифікація. Миколаїв : НУК, 2016. 215 с.
8. Романовський Г. Ф., Сербін С. І., Патлайчук В. М. Газотурбінні агрегати: у 2-х ч. Ч. 2: Елементи конструкцій. Миколаїв : НУК, 2017. 196 с.
9. 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.
10. 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.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

11. 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.
12. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Седько М.П. Основи проектування компресорів суднових газотурбінних двигунів: навч. посібник. Миколаїв: НУК, 2008. 292 с.

					142.2237ст.03.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		