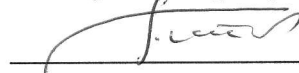


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



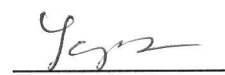
" 12 " 12 2023 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Розробка та дослідження параметрів мобільної електростанції на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт*

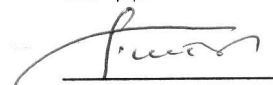
Виконав:

студент групи 6231м

 Устименко В.Ю.
(підпис)

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

 Патлайчук В.М.
(підпис)

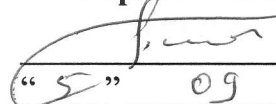
Миколаїв – 2023 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Гарант освітньої програми


"5" 09 _____ 2023 р.

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

Студенту _____ Устименку Віталію Юрійовичу _____

1. Тема роботи:

"Розробка та дослідження параметрів мобільної електростанції на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт"

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

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

2. Термін подання роботи: _____ 8.12.2023 року _____

3. Вихідні дані до проекту (роботи) _____

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

4.1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата

4.1.1. Інформаційний пошук

4.1.2. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу

4.1.3. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного двигуна

4.1.4. Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування

4.2. Конструювання та конструктивні розрахунки газотурбінного двигуна

4.2.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску

4.2.2. Термогазодинамічний розрахунок турбіни низького тиску

4.2.3. Перевірочний розрахунок на міцність лопаток турбіни низького тиску

4.2.4. Визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску

4.2.5. Розробка паливної системи газотурбінного двигуна

4.3. Охорона праці

4.4. Охорона навколишнього середовища

5. Консультанти розділів роботи

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

6. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

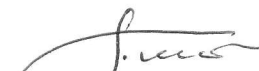
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	При-мітка
1	Інформаційний пошук	07.09.2023	
2	Вибір теплової схеми газотурбінного агрегату	14.09.2023	
3	Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	21.09.2023	
4	Детальний тепловий розрахунок газотурбінного двигуна	28.09.2023	
6	Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування	05.10.2023	
7	Розробка конструкції турбіни низького тиску	12.10.2023	
8	Термогазодинамічний розрахунок турбіни низького тиску	19.10.2023	
9	Перевірочний розрахунок на міцність лопаток турбіни низького тиску	26.10.2023	
10	Визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску	03.11.2023	
11	Охорона праці	10.11.2023	
12	Охорона навколишнього середовища	08.12.2023	

Студент


 (підпис)

Устименко В.Ю.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані розробка та дослідження параметрів мобільної електростанції на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; вибір теплової схеми та оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата; детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегату на режимі повної потужності; габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування; розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища; конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного агрегата, які містили в собі: розробку конструкції турбіни низького тиску; термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску; перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність; визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску за руйнівними обертами; розробку паливної системи газотурбінного двигуна.

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

ABSTRACT

The work includes the development and research of the parameters of a mobile power plant based on a 25 MW gas turbine engine. The following issues are consistently covered: information search; selection of a thermal scheme and optimization of the parameters of the thermodynamic cycle of the gas turbine unit; detailed thermal calculation of the gas turbine unit at full power; overall calculation of the gas turbine engine and its layout; development of occupational health and environmental protection measures; design and structural calculations of individual elements of the gas turbine unit, which included: development of the design of a low-pressure turbine; thermo-gas-dynamic calculation on the average diameter of the low-pressure turbine; verification calculation of the working blades of the low-pressure turbine for strength; determination of the safety margin of the low-pressure turbine disk at destructive speeds; development of the fuel system of the gas turbine engine.

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата для електростанції	
агрегата для електростанції	7
1.1. Інформаційний пошук	8
1.2. Вибір теплової схеми газотурбінного агрегату	22
1.3. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	27
1.4. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата ..	34
1.5. Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування	42
2. Конструювання та конструктивні розрахунки газотурбінного двигуна	
2.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску	70
2.2. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску	80
2.3. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску ...	79
2.4. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	83
2.5. Визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску за руйнівними обертами	93
2.6. Розробка паливної системи газотурбінного двигуна	100
3. Охорона праці	
3.1. Аналіз небезпечних виробничих факторів при експлуатації мобільної електростанції	129
3.2. Вибір і розрахунок автоматичної системи пожежогасіння для мобільної електростанції	133
3.3. Розробка заходів щодо зниження впливу небезпечних і	

шкідливих факторів	136
3.4. Розробка заходів для рятування людини, що потрапила під дію електричного струму	140
4. Охорона навколишнього середовища	140
4.1. Аналіз шкідливої дії випускних газів ГТД на навколишнє середовище	141
4.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів випускних газів	145
Висновки	152
Список використаних джерел	154

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність теми. Мобільні газотурбінні електростанції являють собою готові пересувні об'єкти, спеціально розроблені для швидкого та надійного енергозабезпечення регіонів, які мають дефіцит електроенергії. Особливо це стосується місць стихійних лих і надзвичайних ситуацій, таких як землетруси, повені, зсуви тощо. Мобільні електростанції також використовуються для сезонного зниження пікових навантажень на енергосистему, для резервного енергозабезпечення на випадок запланованих і позапланових відключень, для електропостачання віддалених промислових об'єктів. Вважаючи на теперішній стан енергетики України, розробка та удосконалення мобільних газотурбінних електростанцій становить в даний час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є розробка та дослідження параметрів мобільної електростанції на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

Відповідно до поставленої мети були вирішені такі завдання:

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність;

визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску за руйнівними обертами;

розробку паливної системи газотурбінного двигуна.

Об'єкт дослідження – мобільна електростанція на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.6231м.16.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та габаритні розрахунки ГТА для електростанції	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Устименко В.Ю.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 1

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА ДЛЯ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

1.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

У ролі прототипа для проектування обираємо конструкцію мобільної електростанції FT8® MOBILEPAC® потужністю 25 МВт, яка виготовляється в м. Гластонбери (штат Коннектикут, США) японською компанією "Mitsubishi Power Aero LLC" (дочірнє підприємство "Mitsubishi Heavy Industries, Ltd").

Дана компанія початково належала американській "Pratt & Whitney Corp." і з 2000 р. мала назву "Pratt & Whitney Power Systems, Inc." (PWPS). У 2010 р. булп придбана теперішнім японським власником і у квітні 2021 р. для кращої інтеграції з базовою компанією перейменована на "Mitsubishi Power Aero LLC".

Електростанція FT8® MOBILEPAC® (рис. 1.1) спеціально була розроблена на початку 21 ст. як пересувне готове рішення з потужністю, достатньою для енергозабезпечення невеликого міста для тимчасових енергосистем у будь-якій точці світу в широкому спектрі застосувань, таких як допомога при стихійних лихах, додаткова потужність, сезонне зниження пікових навантажень, резервне копіювання на випадок запланованих і позапланових відключень, виділене промислове електропостачання.

FT8® MOBILEPAC® може бути швидко розгорнута по всьому світу за допомогою автомобільних, морських або авіаперевезень. Її можна доставити на місце й почати виробляти аварійну електроенергію менш ніж за один день.

Завдяки дистанційному керуванню електростанція забезпечує високоякісні, надійні та швидкі рішення для аварійного живлення. FT8® MOBILEPAC® має перевагу гнучкості палива, а також вимагає найменшої займаної площі в галузі, використовуючи лише 80 футів на 54 фута. Це дозволяє встановити її практично в будь-якому місці. Для огляду потрібно дуже невелика

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

попередня підготовка місця, і для встановлення електростанції не потрібен фундамент або бетонна підкладка.



Рис.1.1. Мобільна електростанція FT8® MOBILEPAC®

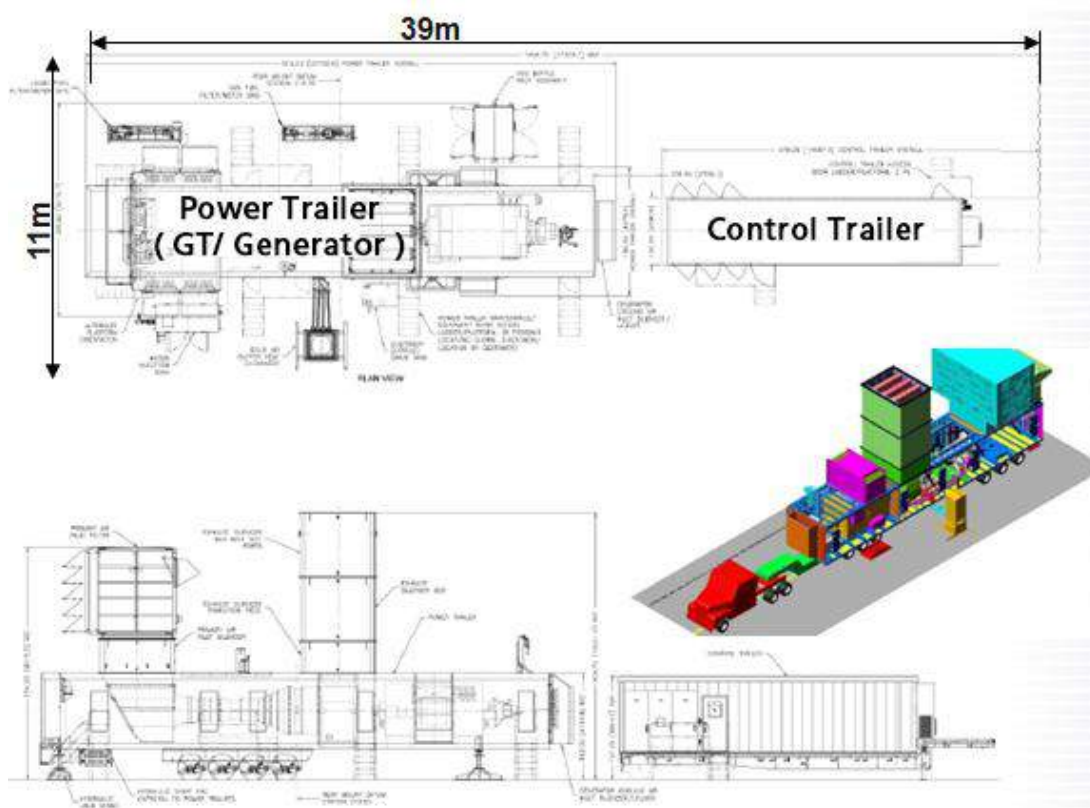


Рис.1.2. Мобільна електростанція FT8® MOBILEPAC®

Електростанція розташована в двох трейлерах, які готові до негайного розгортання (рис. 1.2). Перший містить газотурбінний двигун, електричний генератор, вихлопний колектор, дифузор і масляну систему двигуна. Другий

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

трейлер перевозить розподільний пристрій 15 кВ, систему керування, панель керування, захисні реле, акумулятори та зарядний пристрій, центр керування двигуном та гідравлічну пускову установку.

Електростанція може генерувати струм частотою 50 Гц (при потужності 29 МВт та ККД 34,7%) або 60 Гц (при потужності 31 МВт та ККД 36,7%).

Газотурбінний двигун може працювати на природньому газі або на дизельному паливі. Набирання повної потужності з холодного стану можливе за 5 хвилин. Передбачений контроль викидів NO_x впорскуванням води. Рівень шуму від електростанції не перевищує 95 дБ на відстані 1 м.

Починаючи з 2004 р. компанія продала більше 130 електростанцій FT8[®] MOBILEPAC[®].

У ролі приводу електрогенератора проєктуємої мобільної електростанції обираємо газотурбінний двигун потужністю 25 МВт.

Розробку та створення газотурбінних двигунів потужністю 25 МВт, які можуть бути використані у складі мобільної електростанції, в теперішній час ведуть українська компанія ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", а також міжнародні корпорації "General Electric Co.", "Pratt & Whitney Corp.", "Mitsubishi Heavy Industries, Ltd.", "Rolls-Royce plc", "Siemens AG", "Dresser-Rand Co.", "Hitachi, Ltd." та "Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd."

Характеристики енергетичних газотурбінних двигунів, які мають потужність близьку до проектної – 25 МВт і які в даний час серійно випускаються, наведені в табл.1.1.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

**Характеристики енергетичних газотурбінних двигунів
потужністю від 22 до 35 МВт**

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 25000 (ДГ80)	ДП НВКГ "Заря"- "Машпроект"	26,2	36,3	1520	22,0
НК-37	ОАО "Кузнецов"	25,0	36,4	1420	23,1
ГТЭ-25П	ОАО "Авиадвигатель"	23,8	38,0	1545	26,0
ГТЭ-25У	ЗАО "УТЗ"	32,0	32,5	1333	13,5
FT8 PowerPac	"Pratt & Whitney Corp."	25,0	37,3	—	19,3
FT8-3 PowerPac		27,4	37,5	—	20,2
MFT-8	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	25,7	37,2	—	21,0
MF-221		30,0	32,0	1523	15,0
PGT25	"General Electric Co."	22,4	36,3	—	17,9
PGT25+		30,2	39,6	—	21,5
PG5371PA		26,1	28,3	—	10,5
MS5002E		29,7	35,7	—	17,0
LM2500PE		22,4	35,4	—	19,1
LM2500PE		22,7	36,6	—	18,0
LM2500PJ		21,7	35,4	—	17,6
LM2500PJ		22,6	36,5	—	17,8
LM2500PH (STIG)		26,5	39,3	—	19,4
LM2500PH (STIG)		27,8	40,7	—	19,4
LM2500PK		29,2	35,4	—	22,6
LM2500PK		30,7	38,6	—	22,5
LM2500PV		30,3	39,8	—	21,5

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
DR61	"Dresser-Rand Co."	22,3	36,2	–	18,1
DR61P		30,3	39,1	–	22,1
RB211 6556	"Rolls-Royce plc"	24,1	34,1	–	21,0
RB211 6562		27,5	36,2	–	20,8
RB211 6762		29,4	37,8	–	21,5
RB211 6761		30,9	39,1	–	21,5
SGT-600 (GT10B)	"Siemens AG"	24,8	34,2	–	14,0
SGT-700 (GT10C)		29,1	36,0	–	17,6
H-25	"Hitachi, Ltd."	27,5	33,8	1533	14,7
SB120	"Mitsui Engineering & Shipbuilding Co., Ltd."	22,1	29,3	–	11,7

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію газотурбінного двигуна **UGT 25000 (ДГ80)**, який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Газотурбінний двигун UGT 25000 (рис.1.3) 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 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;

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



Рис.1.3. Двигун UGT 25000

- 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.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Можлива заміна начіпних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресорів низького тиску, силової турбіни. Для зручності обслуговування основні і допоміжні агрегати встановлені в доступних місцях.

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

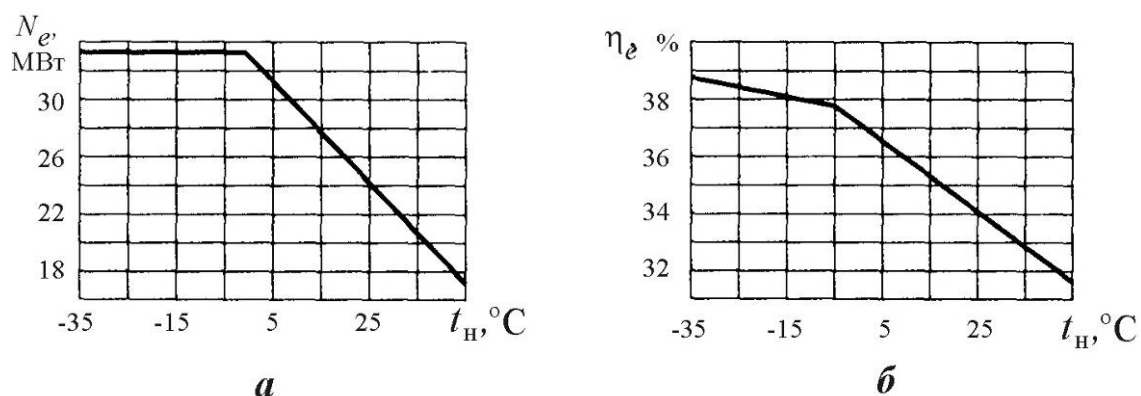


Рис.1.4. Залежність потужності (а) та ККД (б) UGT 25000 від температури повітря на вході

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.1.4.

Конструктивні особливості

До складу двигуна UGT 25000 (рис.1.5) 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 імпортних 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".

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Компресор низького тиску (рис.1.6) – осьовий, дев'ятиступінчастий, складається із вхідного пристрою 1, переднього корпусу 2, корпусу поворотних апаратів 8, корпусу КНТ 12, ротора КНТ 10.

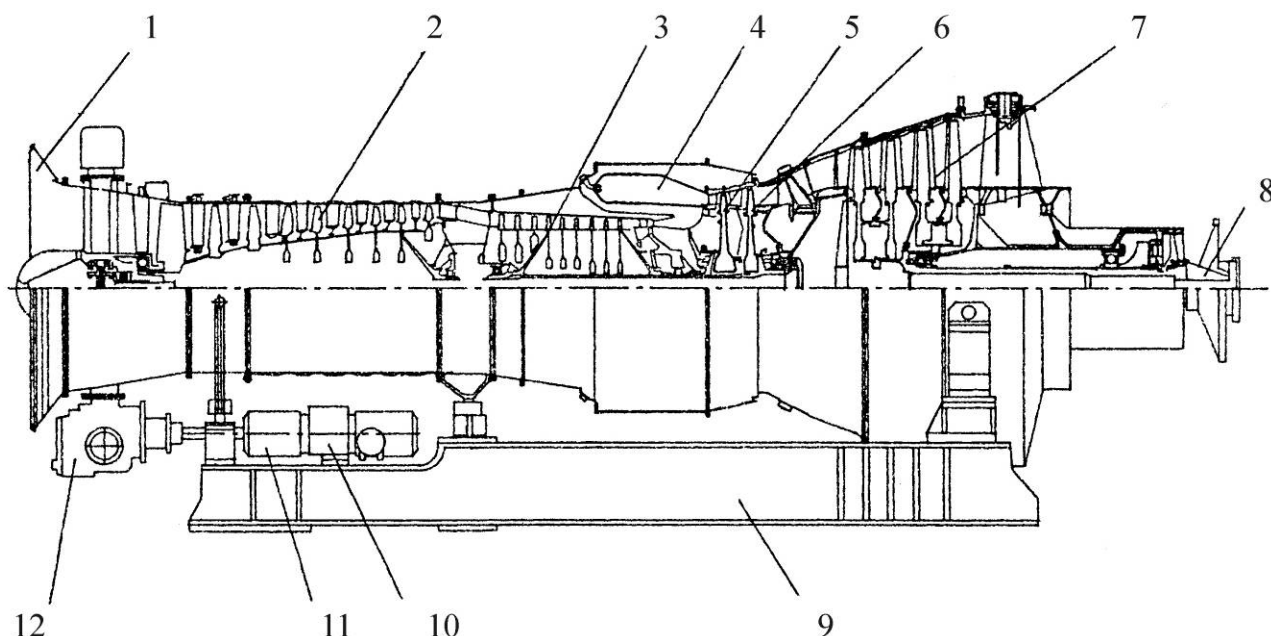


Рис.1.5. Конструктивна схема двигуна UGT 25000:

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

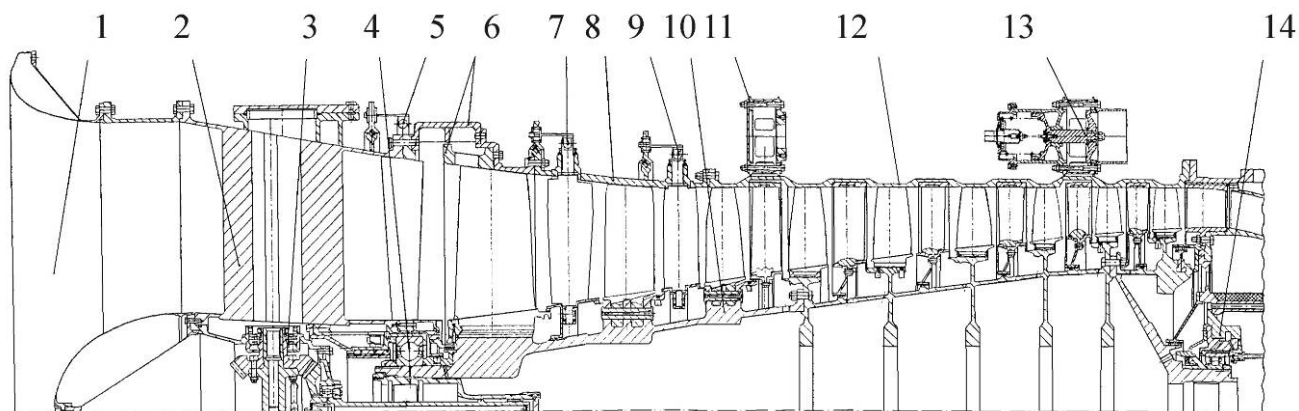


Рис.1.6. Компресор низького тиску:

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.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	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.1.7) – дев'яноступінчастий, складається з перехідника 1, корпусу КВТ 2, силового корпусу 3, заднього корпусу 5, ротора турбокомпресора 6.

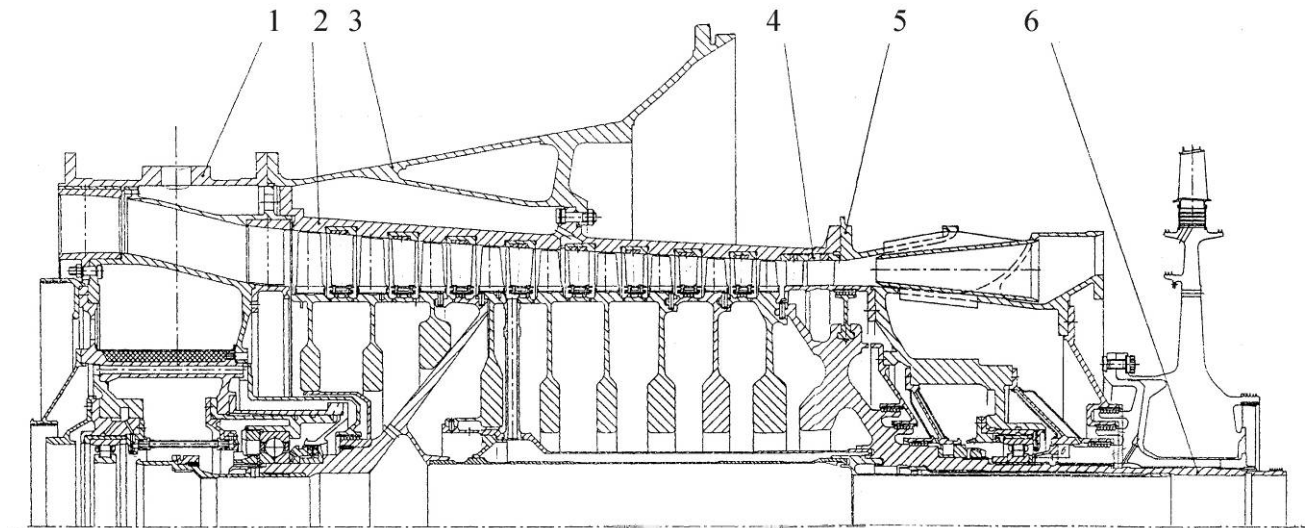


Рис.1.7. Компресор високого тиску:

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	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.1.8) – 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.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

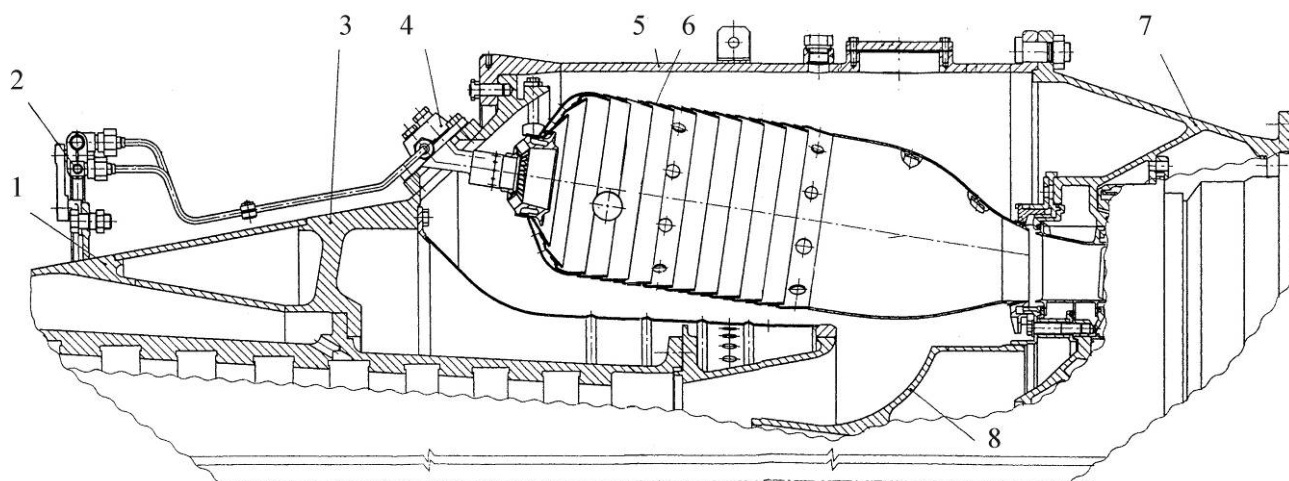


Рис.1.8. Камера згоряння:

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 корпуса КВТ, а заднім – спирається на зовнішню стінку корпуса 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.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

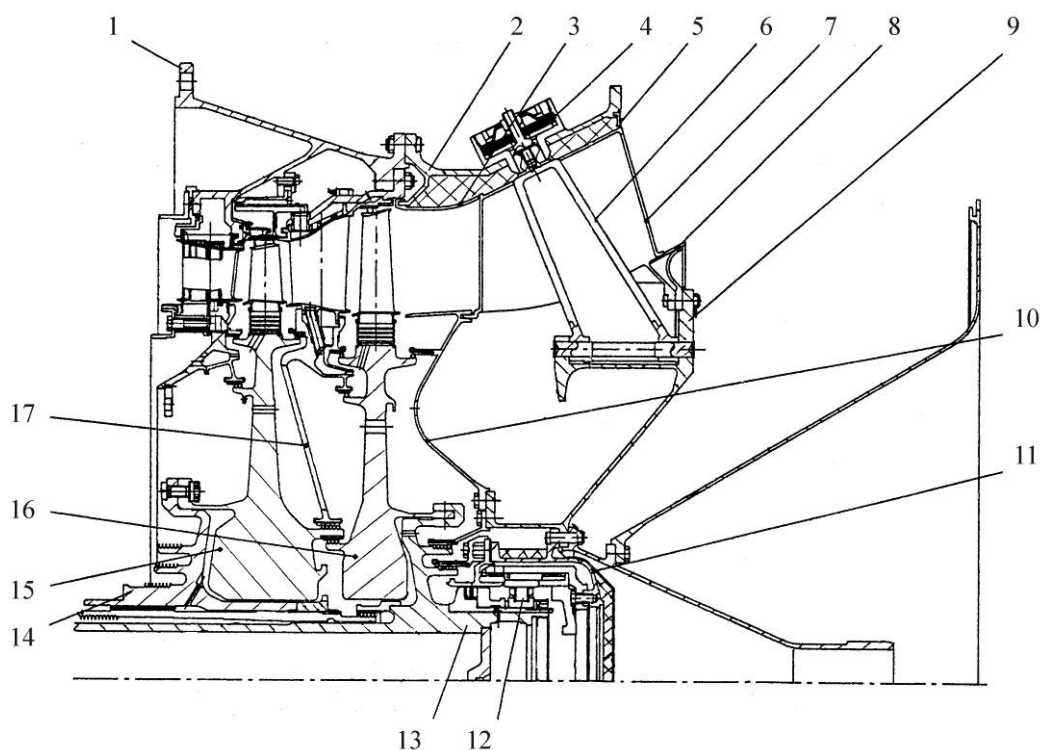


Рис.1.9. Турбіни високого і низького тисків:

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.1.9) – 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.1.10) – осьова, чотирьохступінчаста, складається із соплових апаратів, ротора й опорного вінця.

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	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.

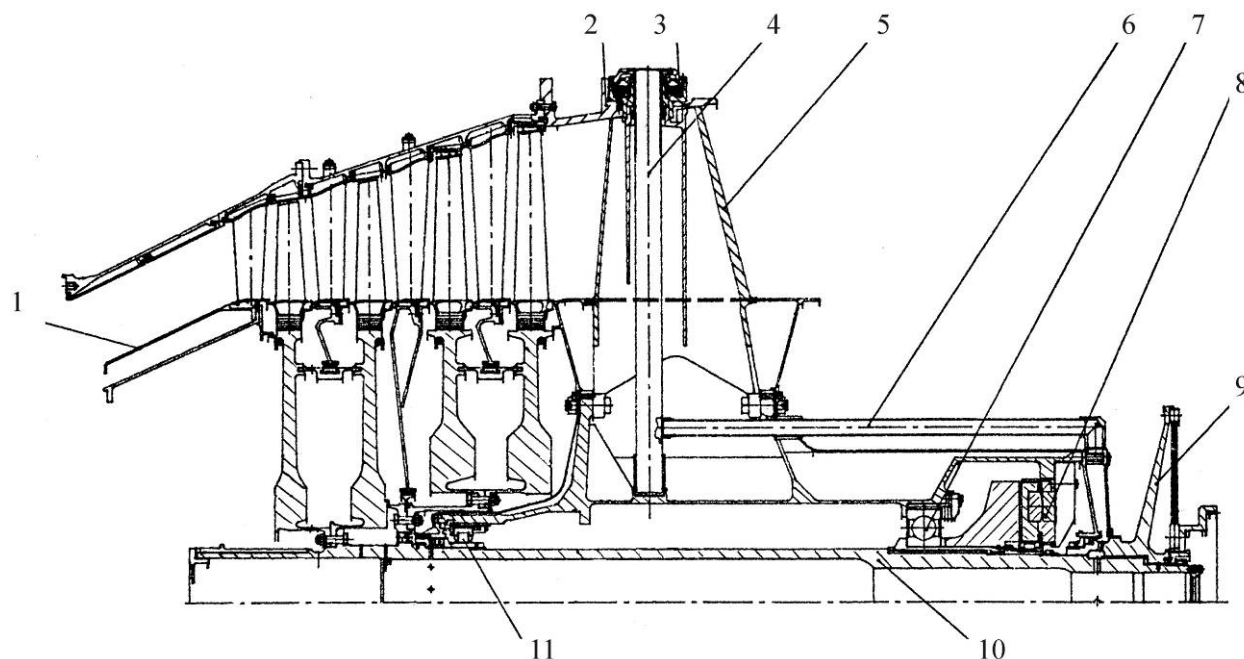


Рис.1.10. Силова турбіна:

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 $0,5^{\circ}$ 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.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТУ

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

Оптимізацію параметрів циклу газотурбінного агрегату виконуємо з використанням навчальної програми GTA1CC. Алгоритм програми GTA1CC дозволяє здійснювати оптимізацію параметрів газотурбінних циклів восьми різних теплових схем ГТА. При роботі з програмою тип схеми ГТА, дослідження циклу якого проводиться, задається у початкових даних ознакою циклу.

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

На рис.1.11 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_2}, c_{p_6}, k_2, k_6$.. Перевірка необхідності здійснювати охолодження турбін ГТД виконується блоком 6. Якщо охолодження турбін необхідне, то в блоці 7 виконується розрахунок потрібної кількості охолоджуючого повітря, коректується ККД турбін, оцінюється кількість охолоджуваних вінців турбін. В іншому випадку ці розрахунки не виконуються, а керування передається на блок 8, де відбувається обчислення значень чисельника U і знаменника V цільової функції η_e . Блоки 9 і 10 служать для розпізнавання схем ГТА з проміжним охолодженням повітря і проміжним підігріванням газу, а також формування подальшого обчислювального процесу. Потім у блоці 13 розраховується значення F_k , а в блоці 14 здійснюється перевірка досягнутої точності розв'язування методом Ньютона. Якщо задана

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

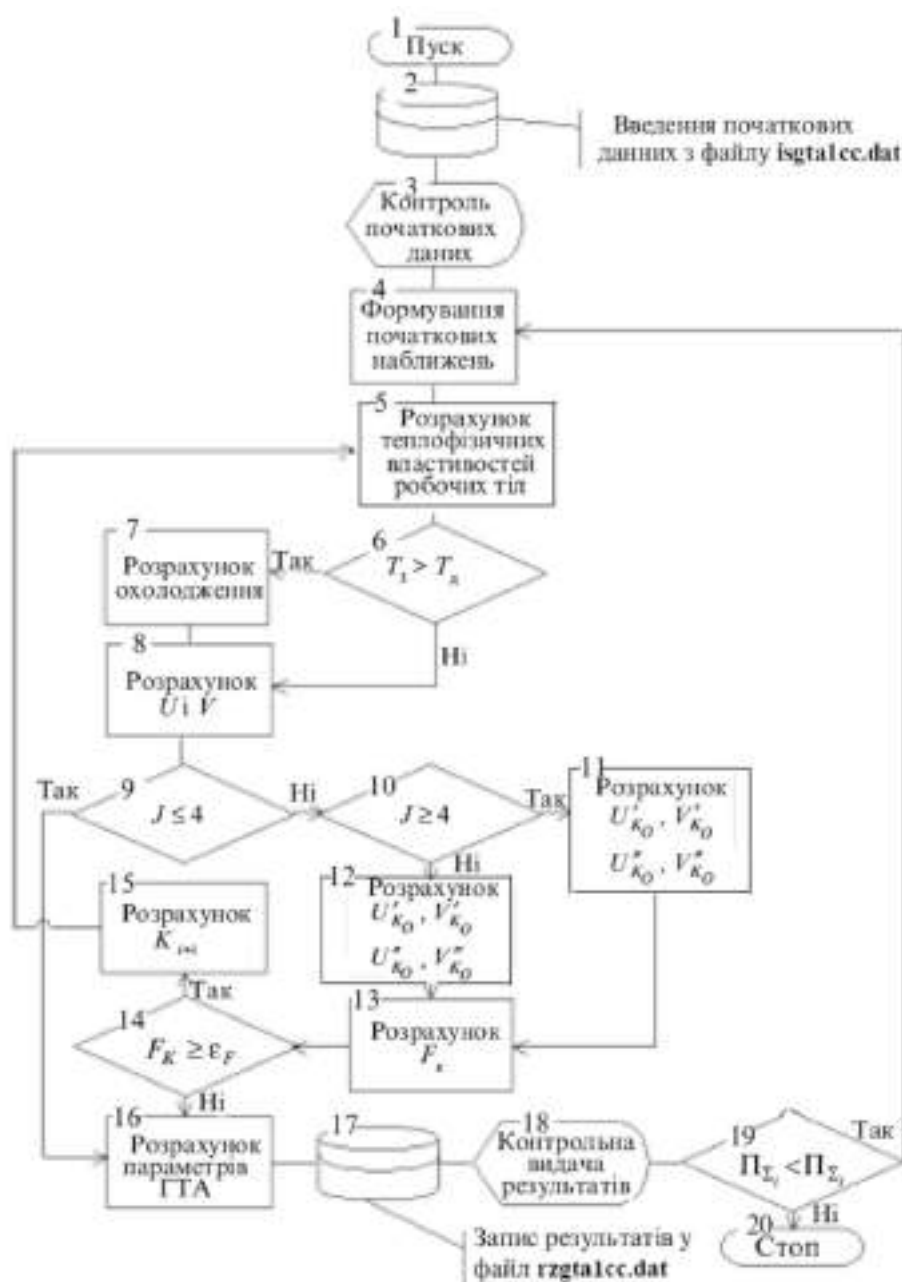


Рис.1.11. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

Таблиця 1.3

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

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

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

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

Початкові дані для розрахунку варіанта готуються студентом шляхом редагування файла isgtalcc.dat, що знаходиться в директорії GRUP5, розміщений в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файла 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.1.3. Паралельно з роботою програми відбувається запис кожного кроку обчислення на твердий диск у файл rzgtalcc.dat, який також розміщається в директорії GRUP5. Задаємося інтервалом зміни параметра π_{KE} від 10 до 30 із кроком 1, виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GR4231\isgtalcc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gtalcc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.1.4.

Таблиця 1.4

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1515
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	0,995
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	0,985
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,025

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис.1.12 та рис.1.13) –

					КР.142.6231м.16.ПЗ	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 $\pi_k = 26$: $\eta_{e \text{ max}} = 0,38439$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 297,1 \text{ кВт/(кг/с)}$. Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 22$, якій відповідає $\eta_{e, \text{роз}} = 0,38170$ та $N_{\text{пит}} = 312,7 \text{ кВт/(кг/с)}$.

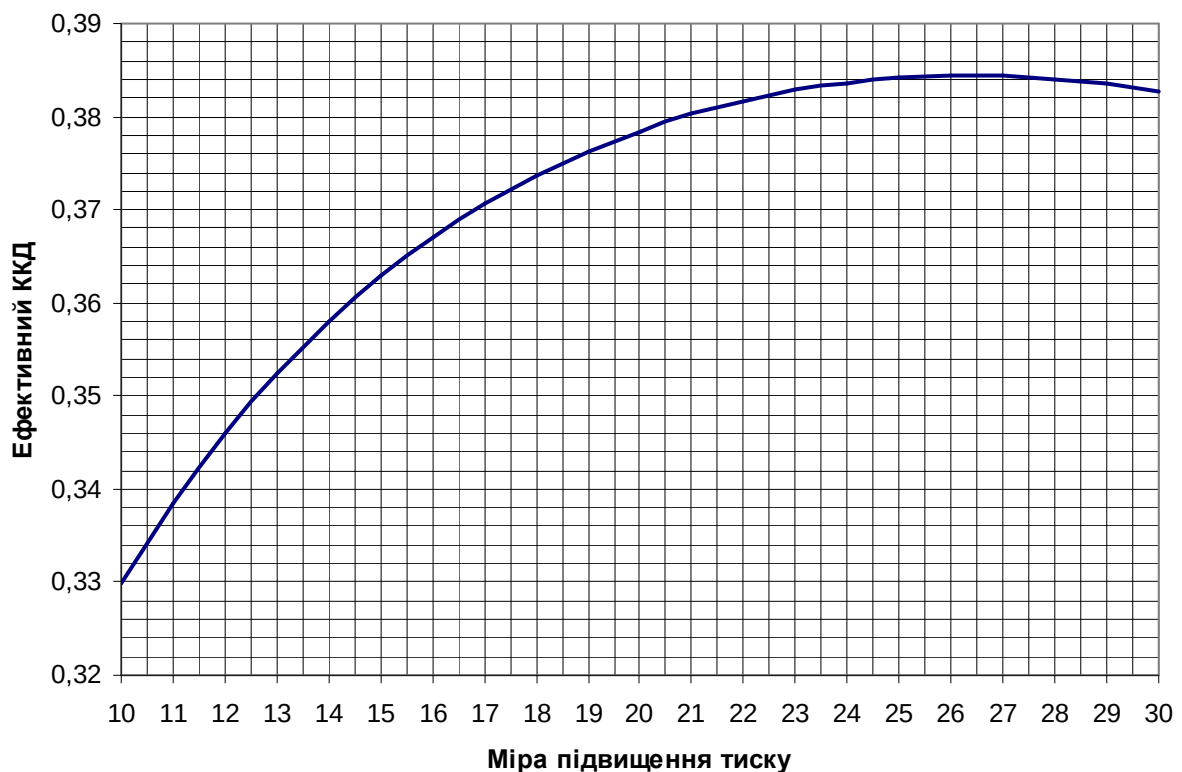


Рис.1.12. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e, \text{max}} - \eta_{e, \text{роз}}}{\eta_{e, \text{max}}} = \frac{0,38439 - 0,38170}{0,38439} \cdot 100\% = 0,699\%,$$

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{312,7 - 297,1}{312,7} \times 100\% = 4,99\%.$$

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

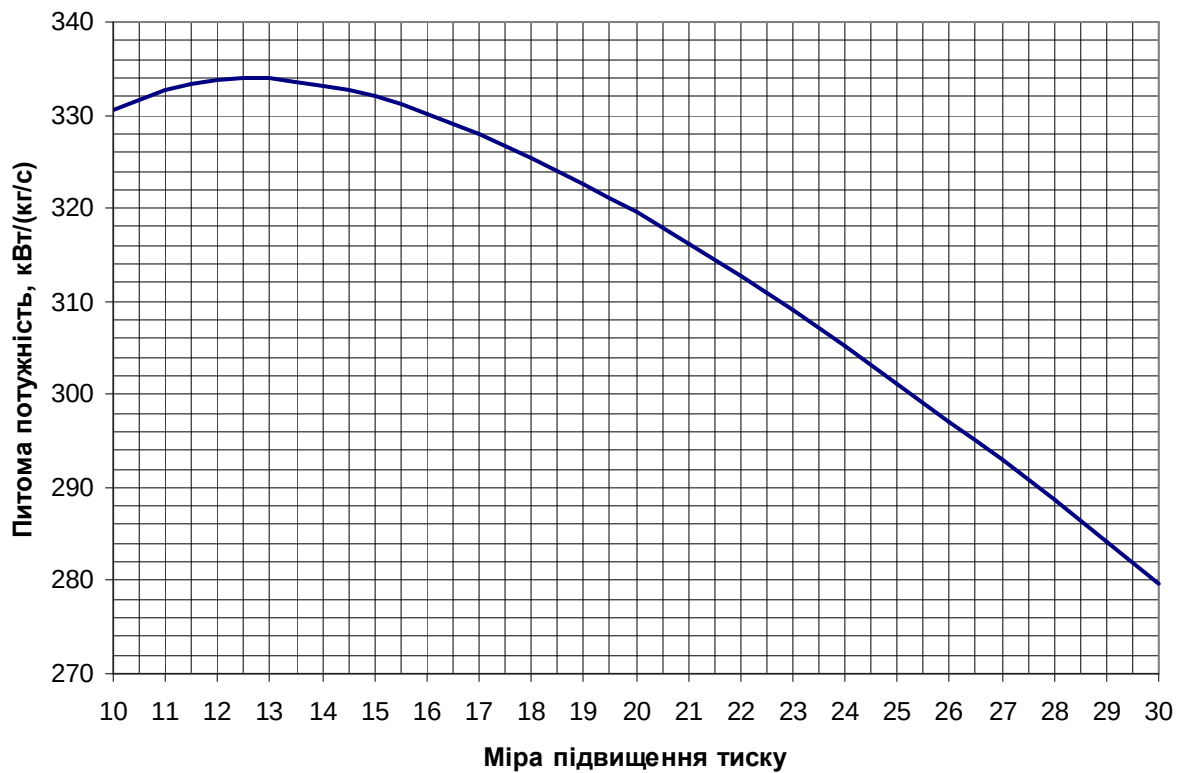


Рис.1.13. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTALCC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент гр. 6231m Ustimenko V.Y.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1515.0
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	0.9950
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9600
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
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	0.32978	330.6	0.000	0.000	590.8	945.0	0.000	4.1	0.0849	2.60
11.0	0.33853	332.8	0.000	0.000	607.9	925.2	0.000	4.1	0.0870	2.64
12.0	0.34604	333.8	0.000	0.000	623.9	907.4	0.000	4.1	0.0893	2.69
13.0	0.35250	333.9	0.000	0.000	638.8	891.2	0.000	4.1	0.0915	2.73
14.0	0.35807	333.2	0.000	0.000	653.0	876.5	0.000	4.1	0.0938	2.77
15.0	0.36288	332.0	0.000	0.000	666.3	862.9	0.000	4.1	0.0961	2.81
16.0	0.36704	330.2	0.000	0.000	679.1	850.4	0.000	4.1	0.0984	2.85
17.0	0.37061	328.0	0.000	0.000	691.2	838.8	0.000	4.1	0.1008	2.89
18.0	0.37368	325.5	0.000	0.000	702.8	827.9	0.000	4.1	0.1032	2.93
19.0	0.37628	322.6	0.000	0.000	713.9	817.7	0.000	4.1	0.1056	2.97
20.0	0.37846	319.5	0.000	0.000	724.6	808.2	0.000	4.1	0.1081	3.01
21.0	0.38026	316.2	0.000	0.000	734.8	799.2	0.000	4.1	0.1106	3.05
22.0	0.38170	312.7	0.000	0.000	744.7	790.6	0.000	4.1	0.1131	3.08
23.0	0.38282	309.0	0.000	0.000	754.3	782.6	0.000	4.1	0.1157	3.12
24.0	0.38363	305.2	0.000	0.000	763.5	774.9	0.000	4.1	0.1184	3.16
25.0	0.38415	301.2	0.000	0.000	772.5	767.6	0.000	4.1	0.1211	3.19
26.0	0.38439	297.1	0.000	0.000	781.2	760.6	0.000	4.1	0.1238	3.23
27.0	0.38437	292.9	0.000	0.000	789.6	754.0	0.000	4.1	0.1267	3.26
28.0	0.38409	288.6	0.000	0.000	797.8	747.6	0.000	4.1	0.1296	3.30
29.0	0.38356	284.2	0.000	0.000	805.7	741.5	0.000	4.1	0.1325	3.33
30.0	0.38279	279.6	0.000	0.000	813.5	735.7	0.000	4.1	0.1356	3.37

1.4. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

Тепловий проектувальний розрахунок газотурбінного агрегата на режимі повної потужності проводиться з метою знаходження значень параметрів і витрат робочого тіла для його основних агрегатів: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного агрегата, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного агрегата, його питома потужність.

Структурна схема газотурбінного агрегата наведена на рис.1.14, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.1.15. Результати розрахунків зведено до табл.1.5.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 25 000 кВт, початкова температура газу – 1515 К, базовий двигун – UGT 25000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 22.

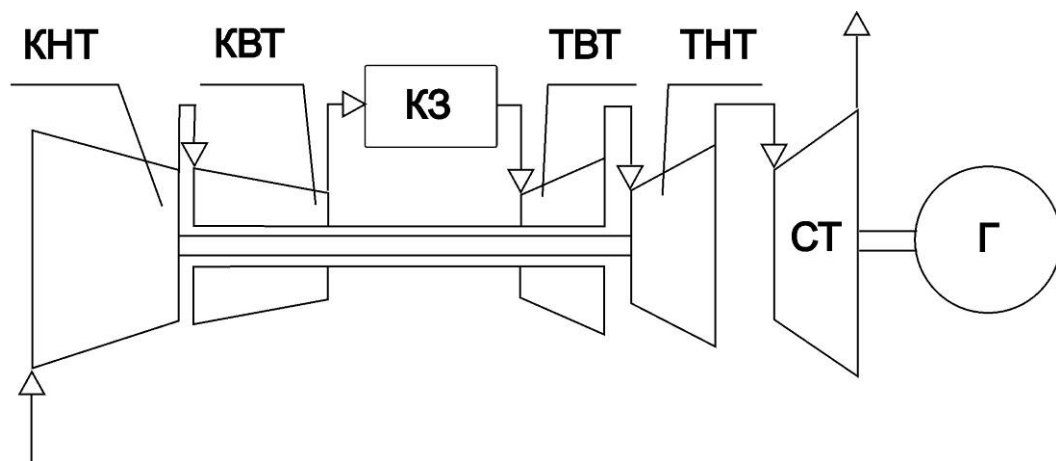


Рис.1.14. Схема ГТД з вільною силовою турбіною:

КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; СТ – силова турбіна; Г – генератор електричного струму

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

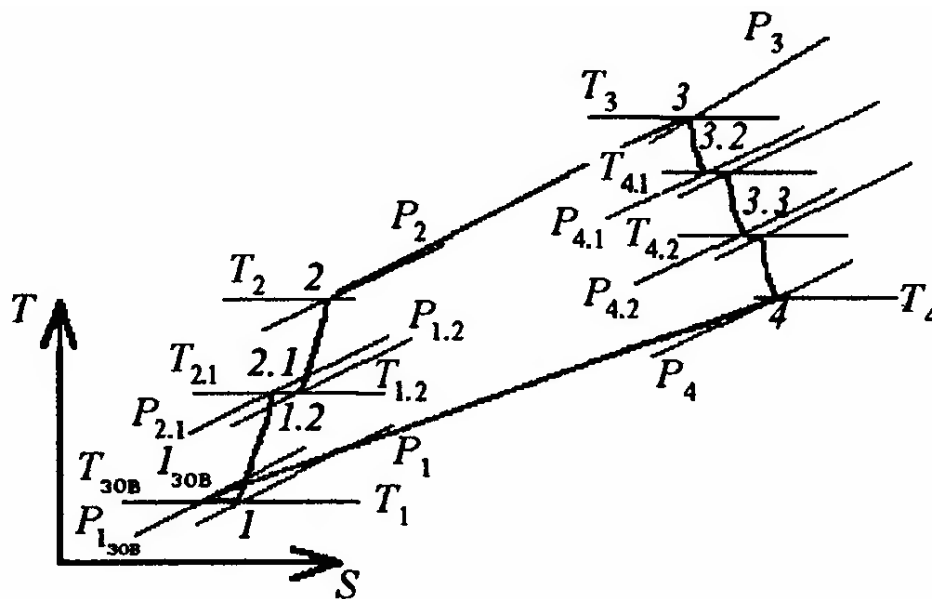


Рис.1.15. Термодинамічний цикл газотурбінного агрегата

Таблиця 1.5

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі π_{Σ}	Приймається [5]	22	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1515	-
3. Температура зовнішнього повітря T_{30B} , К	Приймається [5]	288,0	-
4. Тиск зовнішнього повітря P_{30B} , МПа	Приймається [5]	0,1013	-
5. Допустима температура за умовами міцності лопаток T_d , К	Приймається [5]	1080,0	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [5]	0,9000	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [5]	0,9950	-
8. КВПТ у вхідному пристрої $v_{вх}$	Приймається [5]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора v_k	Приймається [5]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [5]	0,9600	
11. КВПТ опорного вінця ТНТ $v_{т2}$	Приймається [5]	0,9950	
12. КВПТ опорного вінця ТГ $v_{т3}$	Приймається [5]	0,9950	
13. КВПТ газовідводу $v_{гв}$	Приймається [5]	0,9850	
14. Внутрішній ККД ТВТ $\eta_{т1}$	Приймається [5]	0,8800	
15. Внутрішній ККД ТНТ $\eta_{т2}$	Приймається [5]	0,9000	
16. Внутрішній ККД ТГ $\eta_{т3}$	Приймається [5]	0,9150	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [5]	0,9950	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [5]	1,000	
19. Коефіцієнт витрати КВТ α_{k2}	Приймається [5]	0,9950	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [5]	0,0250	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [5]	50032	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [5]	17,18	
23. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Задається завданням	25 000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ π_{k2}	Приймається [5]	4,50	
25. Міра підвищення тиску в КНТ π_{k1}	$\pi_{k\Sigma} / \pi_{k2}$	4,889	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,400	1,395
27. Адіабатичний ККД КНТ η_{k1}	$\frac{\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{k1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1}$	0,876	0,876
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ ΔT_{k1} , К	$\frac{T_1(\pi_{k1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{k1}}$	188,6	186,5
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{k1}$	476,6	474,5
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.k1}$, К	$T_{3ов} + \frac{\Delta T_{k1} \cdot \eta_{k1}}{2}$	382,3	381,2
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.k1})$	1,013	1,013
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,395	1,395
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{3ов} \cdot \nu_{вх}$	0,099	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{k1}$	0,486	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,380	1,370
36. Адіабатичний ККД КВТ η_{k2}	$\frac{\pi_{k2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{k2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1}$	0,878	0,879

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	277,3	270,7
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	751,8	745,2
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	613,1	609,8
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,064	1,063
40. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КВТ $k_{п2}$	$\frac{c_{пн2}}{c_{пн2} - R_{п}}$	1,370	1,370
41. Тиск повітря на вході в КВТ $P_{1,2}$, МПа	$P_{2,1} \cdot \nu_{к}$	0,484	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,178	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{пр\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,237	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $C_{рп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3})$	1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $C_{рп} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}^{вх})$	1,044	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{рп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{рп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^n \cdot \eta_{кз} - \left[C_{пр\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{рп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0196	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	2,973	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{кз}$	2,091	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [5]	2 (4,1)	
50. Коефіцієнт перерахунку еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T_3 - T_{д} > 100$	1,30	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{т1}$	Приймається	0,900	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox1}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$	0,0715	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$	1393,2	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}	Приймається [5]	2 (3,1)	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T'_{3,2} - T_d > 100$	1,30	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,05	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається [5]	0,98	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$	0,0549	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{к3}$	$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$	0,858	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{к3}}{\alpha_{к2}}$	0,879	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{к3} + g_{ox1} + 0,006$	0,952	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТН β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$	1,011	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$	$\beta_{t3} + 0,004$	1,015	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{ср.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1376,6	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{ср.т1}, \alpha)$	1,254	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ k_{t1}	$\frac{c_{pz1}}{c_{pz1} - R_r}$	1,298	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$	0,969	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	262,3	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1252,7	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,234	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*)$	1,177	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К	$\frac{\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{\text{т1}}}{(\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{\text{т1}} + g_{\text{ox1}})} (T_3 - \Delta T_{\text{т1}}) + \frac{c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,1}^*} g_{\text{ox1}}}{c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,1}^*} (\alpha_{\kappa 2} \cdot \beta_{\text{т1}} + g_{\text{ox1}})} \cdot T_{\text{ox}}$	1211,8	
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{\text{т1}}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{\text{т1}}}{T_3 \cdot \eta_{\text{т1}} - \Delta T_{\text{т1}}} \right)^{\frac{k_{\kappa 1}}{k_{\kappa 1} - 1}}$	2,597	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot \nu_{\kappa 3}$	2,091	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{\text{т1}}}$	0,805	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$, К	$T_{3,2} = T_{4,1}$	1211,8	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{\text{сер.т2}}$, К	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{\kappa 1}}{2 \cdot \eta_{\text{м2}}}$	1118,5	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ $c_{\text{пр2}}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{\text{сер.т2}}, \alpha)$	1,209	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{\text{п2}}$	$\frac{c_{\text{пр2}}}{c_{\text{пр2}} - R_{\text{г}}}$	1,313	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{\text{пр1}}}{c_{\text{пр2}} \cdot \eta_{\text{м2}} \cdot \beta_{\text{т2}}}$	0,884	
82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{\text{т2}}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{\kappa 1}$	164,9	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4,2}^?$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{\text{т2}}$	1046,9	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,195	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*)$	1,145	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{\text{т2}}}{(\beta_{\text{т2}} + g_{\text{ox2}})} (T_{3,2} - \Delta T_{\text{т2}}) + \frac{c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,2}^*} g_{\text{ox2}}}{c_{\text{пр}} \Big _{T_{4,2}^*} (\beta_{\text{т2}} + g_{\text{ox2}})} \cdot T_{\text{ox}}$	1028,7	
87. Міра розширення газу в ТНТ $\pi_{\text{т2}}$	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{\text{т2}}}{T_{3,2} \cdot \eta_{\text{т2}} - \Delta T_{\text{т2}}} \right)^{\frac{k_{\text{т2}}}{k_{\text{т2}} - 1}}$	1,991	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot \nu_{\text{т1}}$	0,805	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{\text{т2}}}$	0,404	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
90. Тиск газу перед турбіною генератора $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{t2}$	0,402	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	1028,7	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{30B}}{v_{TB}}$	0,103	
93. Міра розширення газу в ТГ π_{T3}	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	3,924	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	914,4	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{pг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,167	1,167
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{г3}$	$\frac{c_{pг3}}{c_{pг3} - R_{г}}$	1,327	1,327
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{г3}-1}{k_{г3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$	269,5	269,5
98. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{т3}$	759,2	759,2
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$	881,5	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{pг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	310,1	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	83,9	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$	82,6	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	82,2	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$	70,8	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал, год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$	4292,6	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	72,2	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	5,9	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	78,6	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox2}$	4,5	

Продовження табл. 2.3

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
110. Витрата газу через ТГ $G_{ТЗ}$, кг/с	$\beta_{ТЗ} \cdot G_{к1}$	83,5	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{ГВ}$, кг/с	$\beta_{ГВ} \cdot G_{к1}$	83,8	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{200}} / N_e$	0,192	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,375	

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5. ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

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

При компонованні ГТД і кресленні його меридіанного перерізу конструктивно визначають габарити перехідників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих енергетичних ГТД. У процесі проектування ГТД слід прагнути, щоб напрямок середньої лінії течії в проточній частині не мав різких зламів. Різкі зміни напрямку потоку робочого тіла по тракту ГТД, викликані значними коливаннями величин середніх діаметрів агрегатів, які стикуються між собою, призводять до підвищених утрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

1.5.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюють послідовно, починаючи з КНТ. Для виконання цих розрахунків необхідні наступні параметри, які визначаються на етапі детального теплового проектувального розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності:

КНТ: тиск повітря на вході в КНТ $P_1 = 0,099$ МПа; тиск повітря на виході з КНТ $P_2 = 0,486$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

температура повітря за КНТ $T_2 = 474,5 \text{ К}$; витрата повітря через КНТ $G_k = 82,6 \text{ кг/с}$.

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,484 \text{ МПа}$; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 2,178 \text{ МПа}$; температура повітря перед КВТ $T_1 = 474,5 \text{ К}$; температура повітря за КВТ $T_2 = 745,2 \text{ К}$; витрата повітря через КВТ $G_k = 82,2 \text{ кг/с}$.

Розрахункова схема компресора наведена на рис.1.16. Результати розрахунку зведені до табл.1.6.

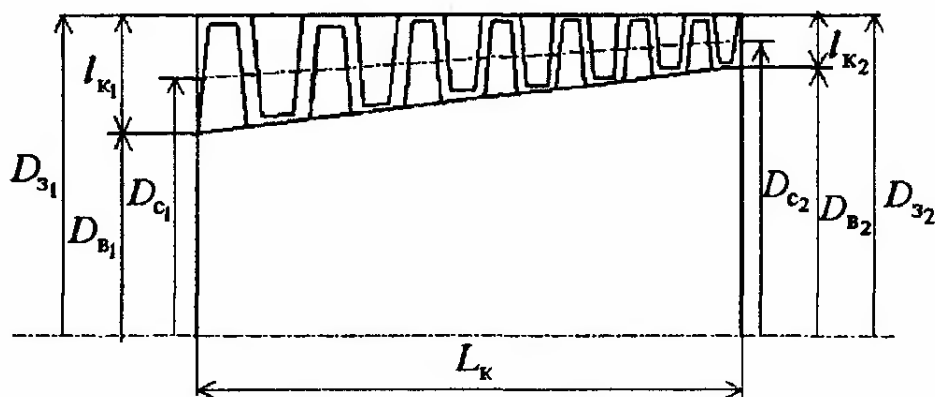


Рис.1.16. Розрахункова схема компресора

Таблиця 1.6

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
1. Окружна швидкість на вході в компресор на зовнішньому діаметрі $u_{з1}$, м/с	Приймається [5]	270	340
2. Відносна осьова швидкість на вході в компресор $\bar{c}_{a1}$, м/с	Приймається (0.45...0.55)	0,50	0,45
3. Абсолютне значення осьової швидкості на вході в компресор c_{a1} , м/с	$\bar{c}_{a1} \cdot U_{з1}$	135	108
4. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_1	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,408	1,384
5. Коефіцієнт швидкості у вхідному перерізі компресора $\lambda_{c_{a1}}$	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,434	0,272
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a1}})$	$\lambda_{c_{a1}} \left[\frac{k_n+1}{2} \left(1 - \frac{k_n-1}{k_n+1} \lambda_{c_{a1}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n-1}}$	0,632	0,416

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a1}})}}$	0,550	0,221
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{\text{вТ}}$	Приймається [5]	0,50	0,70
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - d_{\text{вТ}}^2)}}$	0,967	0,743
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор $D_{\text{в1}}$, м	$\bar{d}_{\text{вТ}} \cdot D_{31}$	0,483	0,520
11. Середній діаметр на вході в компресор $D_{\text{с1}}$, м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{\text{в1}})$	0,725	0,631
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході $l_{\text{к1}}$, м	$(D_{31} - D_{\text{в1}}) / 2$	0,242	0,111
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	5336	6174
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [5]	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора $\rho_{\text{МК}}$, кг/м ³	Приймається [5]	4540	7850
16. Межа міцності матеріалу лопатки σ_k , МПа	Приймається [5]	970	950
17. Напруження розтягу в корені лопатки 1-го ступеня $\sigma_{\text{к1}}$, МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{\text{МК}}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	115,0	91,2
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{\text{міц1}}$	$\sigma_k / \sigma_{\text{к1}}$	7,42	9,35
19. Осьова швидкість на виході з компресора c_{a2} , м/с	$(0,9?1,0) c_{a1}$	121,5	97,0
20. Показник ізоентропи повітря, визначений для температури T_2	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,384	1,357
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора $\lambda_{c_{a2}}$	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_2}}$	0,306	0,196
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{c_{a2}})$	$\lambda_{c_{a2}} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{c_{a2}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,464	0,305

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,198	0,084
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$ $D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,967 0,826 0,897	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,520 0,615 0,567
25. Висота останньої лопатки компресора l_{k2} , м	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,070	0,047
26. Міра підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається [5]	4,889	4,50
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора π_{kst}	Приймається [5]	1,20	1,17
28. Число ступенів компресора z_k	Ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{kst}}$	9 (8,7)	10 (9,6)
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,3742	0,1526
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$ $D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,967 0,677 0,822	
	$D_{6c} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,520 0,682 0,601

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{\text{КС}}$, м	$(D_{\text{ЗС}} - D_{\text{ВС}})/2$	0,145	0,081
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{\text{ЛК}}$	$D_{\text{СС}}/l_{\text{КС}}$	5,67	7,43
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{СТК}}$	$0,087353 + 0,02604 v_{\text{ЛС}} + 0,00092 v_{\text{ЛС}}^2 + 0,00004 v_{\text{ЛС}}^3$	1,270	1,199
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{СТК}}$, м	$l_{\text{КС}} \cdot \bar{L}_{\text{СТК}}$	0,184	0,097
35. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{К}}$, м	$L_{\text{СТК}} \cdot z_{\text{К}}$	1,658	0,971
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{В.П.}}$, м	$0,26 \cdot D_{\text{З1}}$	0,232	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{П.К.К.}}$, м	$0,59 \cdot D_{\text{З1}}$	0,523	—
38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{П.К.}}$, м	$0,44 \cdot D_{\text{З2}}$	0,392	—

1.5.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння

Габаритний розрахунок камери згоряння ГТД проводиться з використанням статистичних даних щодо існуючих конструкцій камер згоряння.

Протитокова трубчасто-кільцева камера згоряння розміщується над задньою частиною КВТ. Тут потік повітря перед входом у фронтний пристрій жарової труби робить поворот на 360° : 180° в осерадіальному дифузори і кільцевому каналі між зовнішніми та внутрішніми кожухами і ще на 180° при вході в жарову трубу через фронтний пристрій. З огляду на надзвичайно потужний вихровий рух повітря в міжтрубному просторі, що сприяє рівномірному розподілу вторинного повітря в жарових трубах, середній діаметр розміщення жарових труб тоді беруть середньогометрічним. У результаті теплового розрахунку схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо вихідні дані до розрахунку камери згоряння:

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 70,8$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.зод} = 4993$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф} = 82,2$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,995$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 50\,032$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 17,18$.

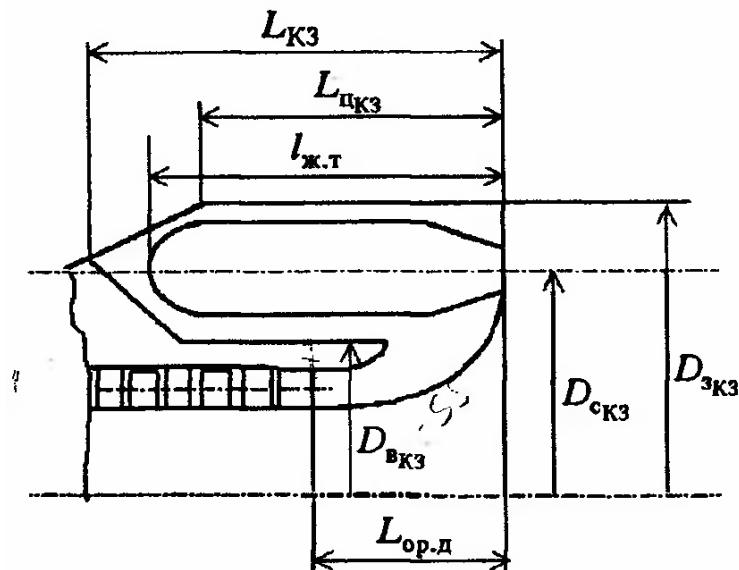


Рис.1.17. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.1.17, результати розрахунку зведені до табл.1.7.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 1.7

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	2,178·10 ⁶				
2. Теплонапруженість робочого об'єму камери згоряння Q_v , кДж/(м ³ ·год·Па)	Приймається [5]	900				
3. Сумарний об'єм жарових труб $V_{ж.т.}$, м ³	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,1268				
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	14	16	18	20	22
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0091	0,0079	0,0077	0,0063	0,0058
6. Коефіцієнт нециліндричності жарової труби a	Приймається [5]	0,7				
7. Відносна довжина жарової труби $\bar{l}$	Приймається (3.0...3.65)	3,5				
8. Діаметр жарової труби $d_{ж.т.}$, м	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,168	0,160	0,154	0,149	0,144
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,587	0,561	0,540	0,521	0,505
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,025	0,024	0,023	0,022	0,022
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{с_{кз}}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,867	0,946	1,021	1,095	1,166
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.50)	1,50				
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	35,7				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{оиф}} - G_{п1}$	35,1				

Продовження табл.1.7

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
----------	-------------------	------------------

15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз ж.т.}}, \text{ м}^2$	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	0,3088	0,3228	0,3358	0,3478	0,3590
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}, \text{ м}^2$	$2,5 \cdot F_{\text{кз ж.т.}}$	0,7256	0,7587	0,7891	0,8173	0,8436
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{зкз}}, \text{ м}$	$D_{\text{скз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{скз}}}$	1,133	1,201	1,267	1,332	1,396
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{вкз}}, \text{ м}$	$D_{\text{скз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{скз}}}$	0,600	0,690	0,775	0,857	0,935
19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}, \text{ м}$	$0,82 \cdot D_{\text{с2 квм}}$	0,412				
20. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}, \text{ м}$	$1,15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	0,675	0,645	0,620	0,599	0,580

Приймаємо число жарових труб $n_{\text{ж.т.}} = 22$.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін

З розрахунку теплової схеми ГТД на режимі повної потужності одержуємо наступні вихідні дані для габаритного розрахунку турбін:

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T = 72,2$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox} = 5,9$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3 = 1515$ К; температура газу за ТВТ $T_4 = 1211,8$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3 = 2,091$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4 = 0,805$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T = 0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T = 78,6$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox} = 4,5$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3 = 1211,8$ К; температура газу за ТНТ $T_4 = 1028,7$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3 = 0,805$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4 = 0,404$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T = 0,90$;

СТ: витрата газу через СТ $G_T = 83,5$ кг/с; температура газу перед СТ $T_3 = 1028,7$ К; температура газу за СТ $T_4 = 759,2$ К; тиск газу перед СТ $P_3 = 0,402$ МПа; тиск газу за СТ $P_4 = 0,103$ МПа; внутрішній ККД СТ $\eta_T = 0,915$.

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для газотурбінного двигуна електростанції визначається частотою обертання обраного генератора електричного струму. Для двохполюсного генератора, який виробляє перемінний електричний струм частотою 50 Гц, така частота обертання становить 3000 об/хв.

Розрахункова схема осьових турбін газотурбінного двигуна наведена на рис.1.18.

Середні діаметри на вході в ТНТ та СТ визначають при компонуванні всієї турбінної частини ГТД. Для ТНТ величина середнього діаметру на вході може бути рівною середньому діаметру на виході з ТВТ або бути більшою від нього на

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5...20%. У вільній силовій турбіні середній діаметр на вході завжди більший від середнього діаметра на виході з ТНТ.

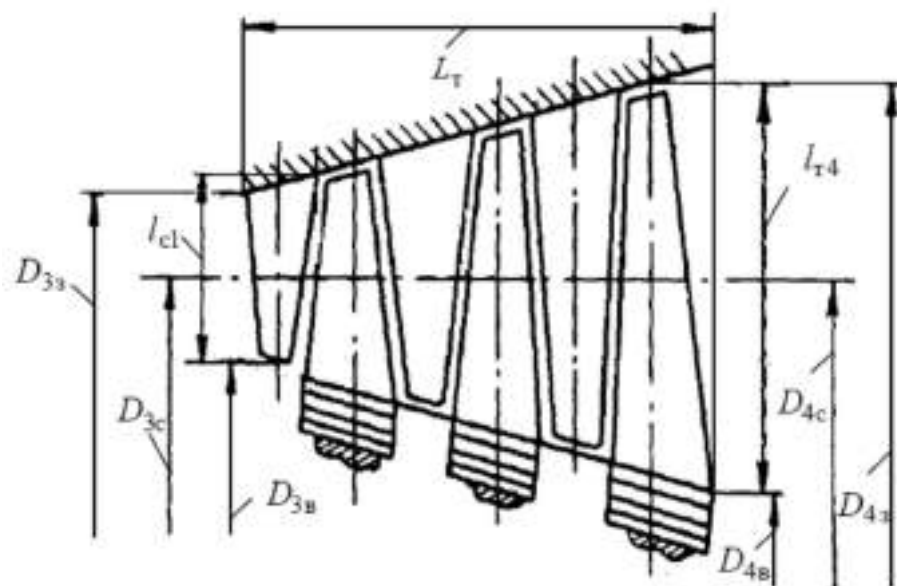


Рис.1.18. Розрахункова схема турбін високого та низького тисків ГТД

Результати габаритного розрахунку турбін зведені до табл.1.18.

За результатами розрахунків викреслюємо меридіанний переріз проточної частини для кожної з розрахованих турбін і погоджуємо між собою габаритні розміри вихідних та входних перерізів для забезпечення плавності середньої лінії в проточній частині ГТД.

Осьові габарити опорних вінців ТНТ і СТ варто визначати конструктивно, орієнтуючись на двигун-прототип. На осьовий габарит опорного вінця СТ значною мірою впливає конструкція її ротора і заднього підшипникового узла.

Таблиця 1.18

Величина	Спосіб визначення	ТВД	ТНТ	СТ
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{CT}]}$	1	1	4
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{вих}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний тепलोперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{вих}) \cdot c_p \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	432,3	246,0	343,8
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [5]	28	11	8,2

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
5. Коренева міра реактивності ступеня ρ_k	Приймається [5]	0,02	0,03	0,04
6. Міра реактивності 1-ого ступеня на середньому діаметрі ρ_1	$\rho_k + \frac{2 \cdot v_r - 1}{v_r^2}$	0,090	0,204	0,269
7. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ_{c_1}	Приймається (0,97...0,98)	0,97	0,97	0,97
8. Швидкість газу на виході газу із соплових решіток c_1 , м/с	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	771,6	585,3	343,8
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_T}$	1,292	1,307	1,319
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,983	0,931	0,592
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1,1}$, град	Приймається [5]	14	14	18
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{r3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{r3} - 1)}{(\kappa_{r3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{r3} - 1}}$	0,989	0,957	0,807
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_r \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{1t}}) \cdot \sin \alpha_{1,1}}}$	0,143	0,359	0,676
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C_3} , м	Визначається конструктивно	1,166	1,166	1,360
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C_3})$	0,039	0,098	0,158
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,041	0,103	0,166
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C_3} / l_{p1}	28,4	11,3	8,2
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{1,1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,533	0,609	0,651
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	6174	5336	3000
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C_3} \cdot n_T) / 60$	376,7	325,6	213,5
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,488	0,556	0,621
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	1,092	1,095	1,048

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	1,205	1,264	1,518
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{3c} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	1,127	1,068	1,202
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни ρ_{m3} , кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня T_{m3} , К	Приймається $T_{m3} = T_d$	1080	1080	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{m3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	410
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{mц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{m3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m3}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_{3c}}$	3,57	1,77	7,38
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1.1}$	205,2	155,7	116,8
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p2}}{c_{p2} - R_\Gamma}$	1,307	1,319	1,341
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_z}{k_z + 1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,326	0,268	0,233
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \left[\frac{k_z + 1}{2} \left(1 - \frac{k_z - 1}{k_z + 1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_z - 1}}$	0,496	0,413	0,362
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_t + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_z}{R_z} \left(\frac{2}{k_z + 1} \right)^{\frac{k_z + 1}{k_z - 1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,160	0,382	1,560
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{m4} , К	Приймається $T_{m4} = T_d$	1080	1080	
	$1,07 \cdot T_4$			900
36. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{\tau 4}^{T_{m4}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [4]	247	247	617
37. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки в корневому перерізі $k_{mц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_t^2 \cdot F_4}$	2,99	1,56	4,83

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	СТ
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{c4} = D_{c3}$	1,166	1,166	
	$D_{в4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,122	1,062	
	$D_{з4} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	1,210	1,270	
	$D_{в4} = D_{в3}$			1,202
	$D_{з4} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4}{\pi} F_4}$			1,852
	$D_{c4} = 0,5(D_{в4} + D_{з4})$			1,527
39. Висота останньої лопатки турбіни $l_{т4}$, м	$(D_{з4} - D_{в4})/2$	0,044	0,104	0,326
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня $v_{т4}$	$D_{4c} / l_{т4}$	26,7	11,2	3,69
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,152	0,370	1,118
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		$D_e = const$
	$D_{cc} = D_{3c}$	1,166	1,166	
	$D_{вc} = D_{cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	1,122	1,062	
	$D_{зc} = D_{cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{cc}}$	1,210	1,270	
	$D_{вc} = D_{в3}$			1,202
	$D_{зc} = \sqrt{D_{в4}^2 + \frac{4}{\pi} F_{cm}}$			1,694
	$D_{cc} = 0,5(D_{вc} + D_{зc})$			1,448
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{тc}$, м	$(D_{зc} - D_{вc})/2$	0,041	0,101	0,246
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня $v_{тc}$	$D_{cc} / l_{тc}$	23,6	9,3	5,9

45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{стт}}$	$0,23065 + 0,05899 v_{\text{тс}} + 0,00331 v_{\text{тс}}^2 + 0,00003 v_{\text{тс}}^3$	2,999	1,127	0,614
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{стт}}, \text{м}$	$l_{\text{тс}} \cdot \bar{L}_{\text{стт}}$	0,138	0,133	0,152
47. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{т}}, \text{м}$	$L_{\text{стт}} \cdot z_{\text{т}}$	0,138	0,133	0,607

Ескіз меридіанного перерізу газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.1.19.

КР.14.2.6231М.16.ПЗ

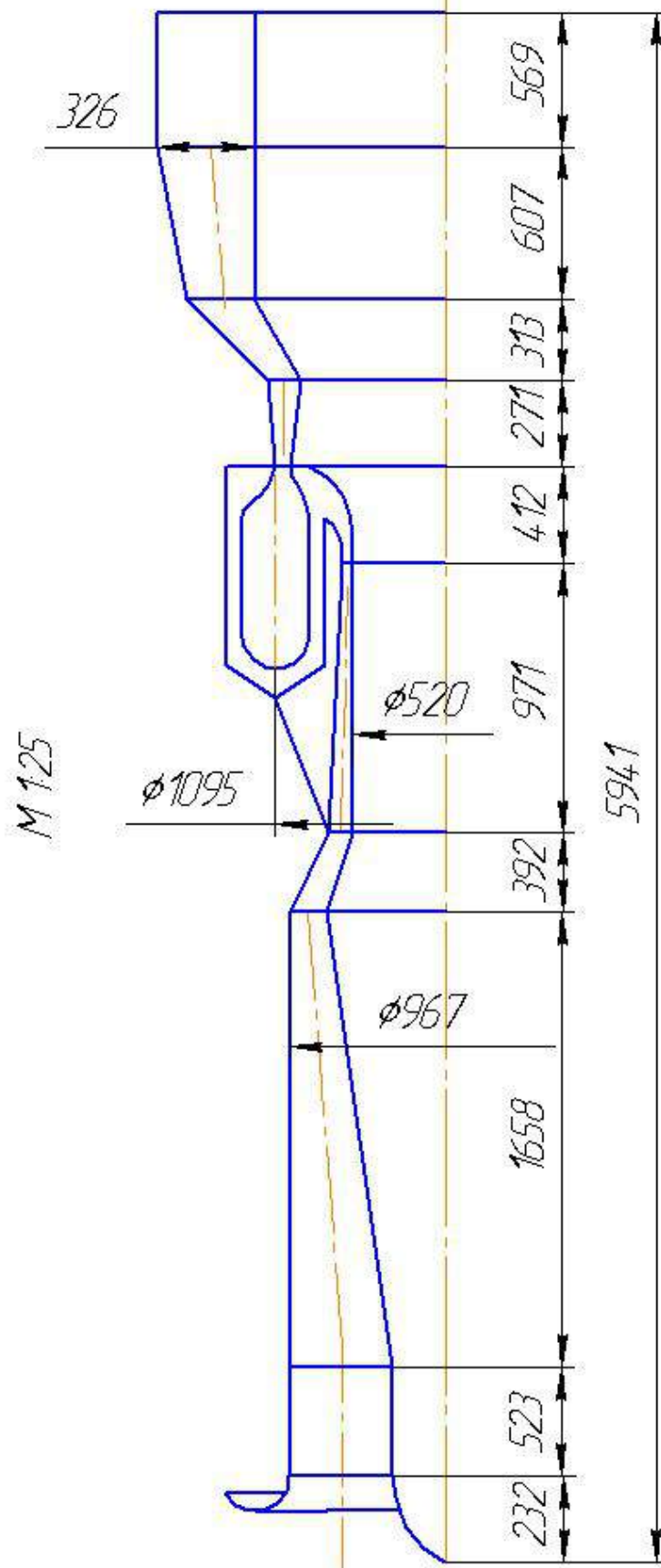


Рис.119. Ескіз меридіанного перерізу ГТД

И-в. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	И-в. № дудл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
КР.14.2.6231М.16.ПЗ				
Копировал				Лист
Формат А4				

					КР.142.6231м.16.ПЗ			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки газотурбінного двигуна	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Устименко В.Ю.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 2

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

2.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

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 (ДГ80), 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.2.1).

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,

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

зовнішнього корпусу, двох корпусів підшипників і шести стійок, які проходять через обтікачі. Стійки з корпусом поєднані пальцями, а із зовнішнім корпусом опорного вінця турбіни низького тиску – за допомогою компенсаторів.

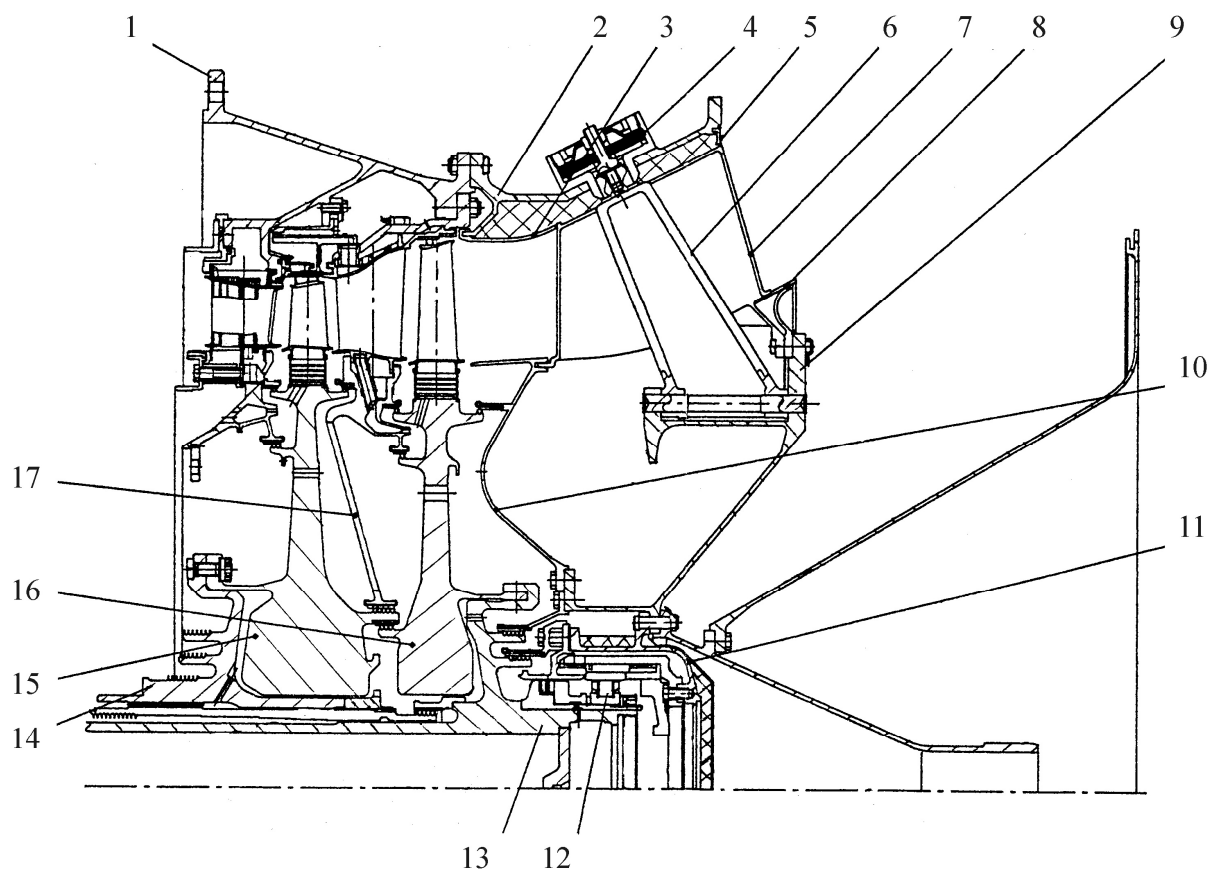


Рис.2.1. Турбіни високого і низького тисків проектуемого ГТА:

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 ТНТ; 15 – диск ТНТ; 16 – диск ТНТ; 17 – діафрагма

2.2. ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі окремих турбін газотурбінного двигуна проводиться після наближеного проектування його в цілому. На цьому етапі дипломної роботи у ролі вихідних використовуються дані, отримані протягом попереднього розрахунку теплової схеми ГТА на номінальному режимі (витрата робочого тіла, тиск, температура та ін.), та параметри, що були визначені у першому 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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	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.2.1.

Таблиця 2.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1	2	3
1. Витрата робочого тіла G , кг/с	Див. розділ 1.5	78,6
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. розділ 1.5	$805 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Див. розділ 1.5	1211,8
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. розділ 1.5	$404 \cdot 10^3$
температура T_2 , К	Див. розділ 1.5	1028,7
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Дорівнює швидкості c_{a4} на виході з ТВТ (див. розділ 1.5)	185,2
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 1.5	5336

1	2	3
6. Теплоємність робочого тіла у ступені $c_p \Big _{T_0}^{T_2} = f(T, \alpha), \text{ Дж/(кг·К)}$	Див. розділ 1.5	1209
7. Газова стала робочого тіла R , Дж/(кг·К)	Див. розділ 1.5	288,0
8. Показник ізоентропи робочого тіла k	Див. розділ 1.5	1,313
9. Швидкість звуку на вході до ступеня $a_0, \text{ м/с}$	$\sqrt{kRT_0}$	676,9
10. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,185
11. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня: тиск $p_0^*, \text{ Па}$ температура $T_0^*, \text{ К}$	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	823 176 1218
12. Наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^*, \text{ Дж/кг}$	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	229 702
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}, \text{ м/с}$	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	677,8
14. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після об- числення довжини робочої лопатки	11,0

Продовження табл. 2.1

1	2	3
15. Міра реактивності ступеня в кореневому перерізі ρ_k	Береться 0,03...0,05	0,03
16. Міра реактивності ступеня на середньому діаметрі ρ	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,204
17. Кут виходу потоку з соплової решітки α'_1 , град	Береться 11...15	14,0
18. Швидкісний коефіцієнт соплової решітки φ	Береться 0,950...0,975	0,97
19. Наявний теплоперепад в соплових каналах Δh_{ac}^* , Дж/кг	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	182 945
20. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	586,7
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}	$\frac{\cos \alpha'_1}{2(1 - \rho)}$	0,609
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	Див. розділ 1.5	1,166
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	325,6
24. Дійсна характеристика ступеня v_1	u_1 / c_1	0,555
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	v_1^{opt} / v_1	1,098
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	10 812

1	2	3
27. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:		
тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	471 730
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1076
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,52
28. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,543
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,573
30. Кут виходу потоку з соплових каналів з урахуванням розширення в косому зрізі α_1 , град:		
при $\varepsilon_1 \geq (p_{кр}/p_0^*)$	α_1'	14,0
при $\varepsilon_1 < (p_{кр}/p_0^*)$	$\arcsin \left(\sin \alpha_1' \sqrt{\frac{k-1}{2} \cdot \frac{\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}{\varepsilon_1^k - \varepsilon_1^{\frac{k+1}{k}}}} \right)$	—
31. Швидкість звуку на виході з соплової решітки a_1 , м/с	$\sqrt{kRT_1}$	637,8
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,920

1	2	3
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,099
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Береться 4...18	16,0 (8 + 8)
35. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020	0,015
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [8, с.288]	1,66
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,060
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [8, с.288]	3,25
39. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,001
40. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg} \gamma_n + \operatorname{tg} \gamma_k) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg} \gamma_n - \operatorname{tg} \gamma_k}$	0,033
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,108
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_k}{2}$	1,166
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	325,6
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	10,77
45. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,207

1	2	3
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	1,7 %
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [8, с.288] (кут α_0 береться рівним 90°)	37,0
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,100
48. Відносний крок соплової решітки $\bar{t}_c = t_c / b_c$	Береться 0,75...0,90	0,85
49. Крок соплової решітки t_c , м	$\bar{t}_c b_c$	0,085
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	43
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}$	282,0
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	30,2
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,97
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	46 757
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	86 522

¹ Тут ρ – міра реактивності на середньому діаметрі ступеня, визначена в п.16 цієї таблиці.

1	2	3
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	403,5
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	5113
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,36
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	623,6
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w_2}	w_2/a_2	0,647
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 [8, с.288]	68,0
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,036
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,681
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,024
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp2}}{t_p}$	150
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	154,1
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	11 867

1	2	3
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	70,8
70. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	569,3
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	50,8
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	201 910
72. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,879
73. Характеристики лабіринтового ущільнення діафрагми:		
число щілин z	Залежно від конструкції ущільнення	6
коефіцієнт витрати μ	Залежно від конструкції ущільнення (0,50...1,15)	0,50
радіальний зазор $\delta_{щ}$, м	Береться 0,0004...0,0020	0,0004
діаметр втулки $d_{вт}$, м	Визначається з конструкції ущільнення	0,400
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	$5,02 \cdot 10^{-4}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{у.д.}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,113
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{у.д.}$	$\frac{G_{у.д.}}{G} \eta_u$	0,0013
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:		

1	2	3
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення ² (0,001...0,010)	0,006
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: $0,75 \delta_r$	$4,29 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\frac{\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e}{l_c \sin \alpha_1} \sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}} \eta_u$	0,0104
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,44
80. Коефіцієнт K_t	Береться (0,58...1,15) · 10 ⁻³	$0,6 \cdot 10^{-3}$
81. Коефіцієнт втрат від тертя диска і бандажа о робоче тіло $\xi_{\text{тр}}$	$K_t \frac{D_{\text{cp1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0016

² Осьового зазору може і не бути.

1	2	3
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{y.d} - \xi_{зав} - \xi_{тр}$	0,866
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	198 864
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	15 631

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

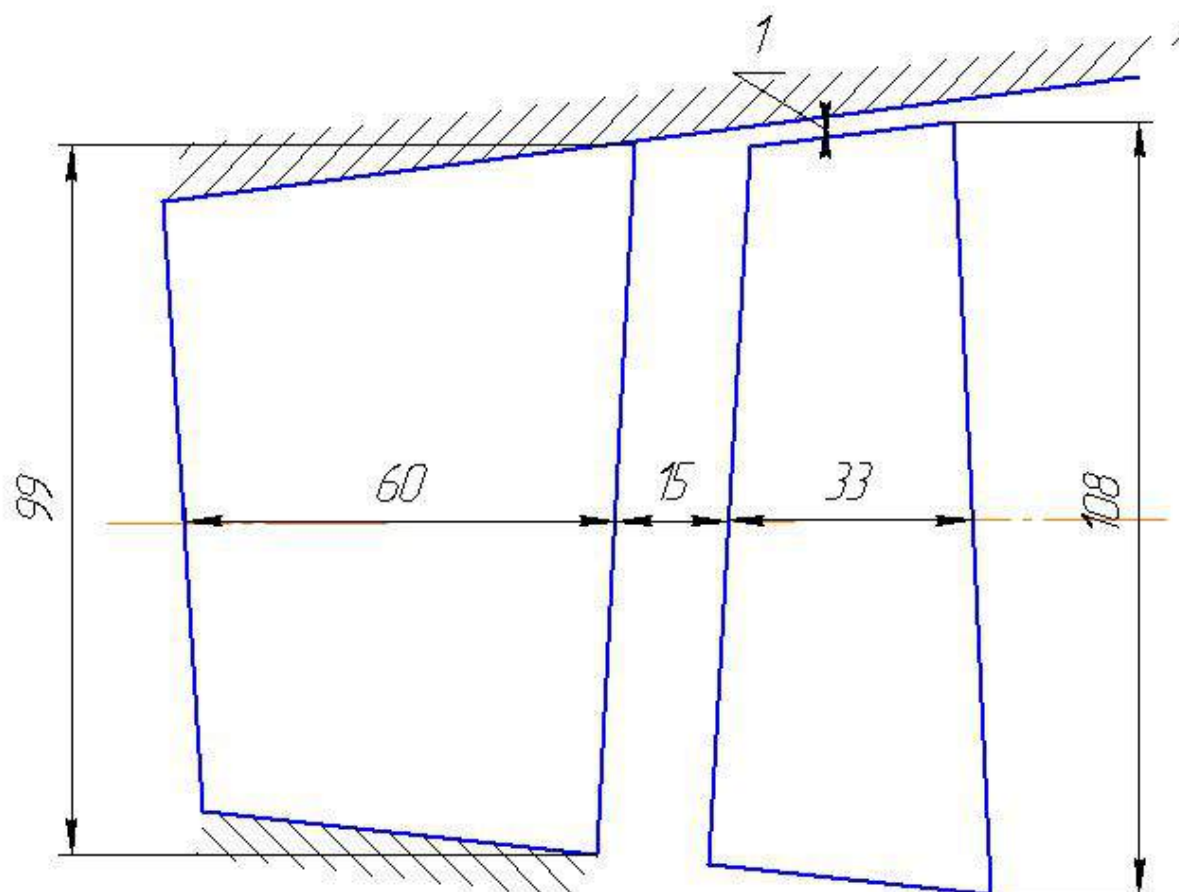


Рис.2.2. Ескіз проточної частини турбіни низького тиску
М 1:1

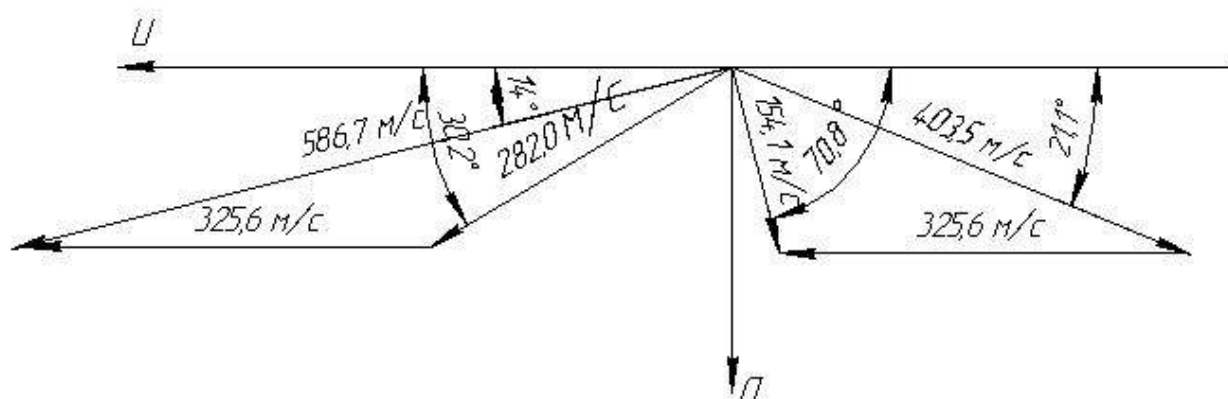


Рис.2.3. Трикутники швидкостей
1 мм = 6 м/с

И-в. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	И-в. № дудл.	Подп. и дата
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Елементи трикутників швидкостей

Назва величини	Значення
1. Кут виходу потоку з соплової решітки α_1 , град	14,0
2. Дійсна швидкість виходу потоку з сопел c_1 , м/с	586,7
3. Кут входу потоку на робочі лопатки у віднос русі β_1 , град	30,2
4. Відносна швидкість входу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	282,0
5. Колова швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	325,6
6. Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі α_2 , град	70,8
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	154,1
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	211
9. Відносна швидкість виходу потоку з робочої решітки w_2 , м/с	403,5
10. Колова швидкість за робочими каналами u_2 , м/с	325,6

И-в № докл	Подп. и дата	Взам. инв №	И-в № докл	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.6231м.16.ПЗ

Лист

2.3. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,166$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,108$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 325,6$ м/с;

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

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 586,7$ м/с;

відношення $(u/c_1)_{cp} = 325,6/586,7 = 0,555$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 70,8^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 154,1$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 21,1^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 403,5$ м/с;

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

швидкісний коефіцієнт робочої решітки $\psi = 0,97$.

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл.2.2.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.2

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середнь- ому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p)$; для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2}$; для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,529	0,583	0,637
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,907	1	1,093
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	295,4	325,6	355,8
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	643,4	586,7	539,9
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	12,7	14	15,2
6. Характеристика ступеня u / c_1	$\left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}}$	0,459	0,555	0,659
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	23,1	30,2	40,7
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	361,2	282,0	217,7

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	22,5	21,1	19,9
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	380,3	403,5	427,8
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	69,0	70,8	72,3
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	155,8	154,1	152,7
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,050	0,204	0,322

2.4. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ НА МІЦНІСТЬ

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

витрата газу через турбіну $G = 78,6$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 5336$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 1,166$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,108$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 150$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1076$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 471\,730$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 404\,001$ Па;

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

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 2.2):
швидкості $c_1 = 586,7$ м/с та $c_2 = 154,1$ м/с; кути $\alpha_1 = 14,0^\circ$ та $\alpha_2 = 70,8^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	23,1	30,2	40,7
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	22,5	21,1	19,9

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{\text{розр}} = T_1 = 1076 \text{ K.}$$

Оскільки це значення є меншим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про відсутність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 1.4).

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

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

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

$T, \text{ K}$	$\sigma_{100}, \text{ МПа}$
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.

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

$$P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$$

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

Розраховані значення зведемо до табл.2.3.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.3

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

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

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

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

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розр}} (\lg \tau + C) = 1076 (\lg 30000 + 20) = 26\,337.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 256,0 \text{ МПа}.$$

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;

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

найбільшу товщину δ , м;

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

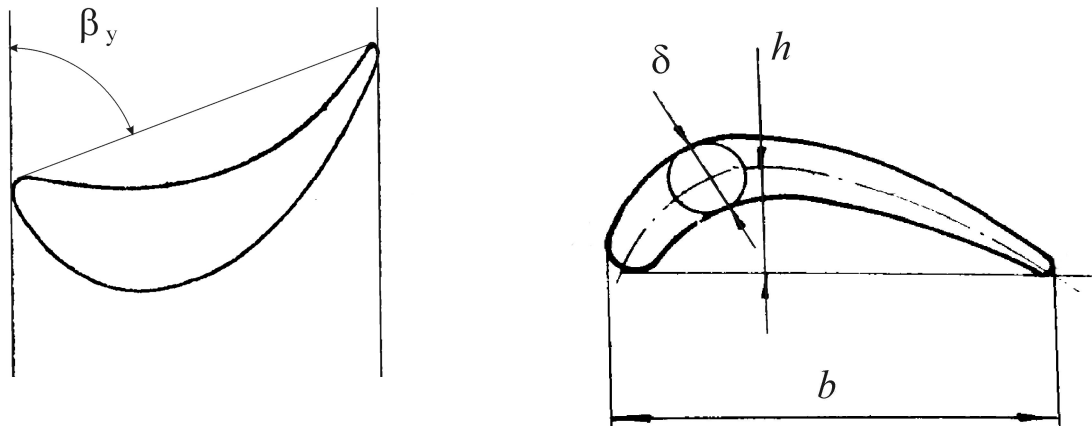


Рис. 2.4. Геометричні характеристики профілю

Зробити це можна або безпосереднім вимірюванням побудованих профілів (див. також рис.2.4), або розрахунком за наближеними формулами.

Наприклад, згідно з [8, 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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл. 2.4.

Таблиця 2.4

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,039	67,3	0,042	0,011	0,015	$3,44 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,033	63,3	0,037	0,006	0,013	$1,58 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,029	58,2	0,034	0,002	0,009	$0,45 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [8, с.236]:

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

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

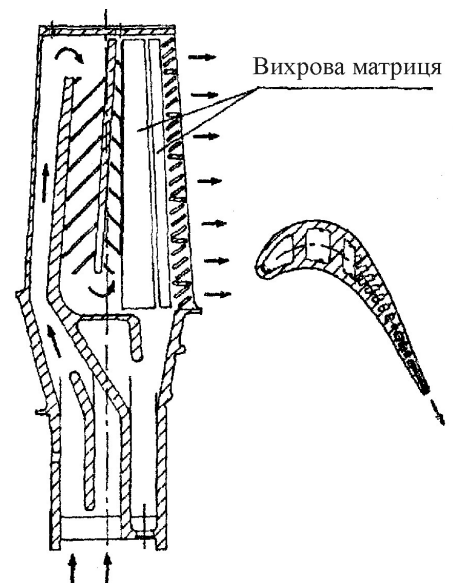


Рис. 2.5. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

Конструкція охолоджуваних робочих лопаток з вихровою матрицею виробництва підприємства НВКГ "Зоря"- "Машпроект" наведена на рис.2.5 [3].

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

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

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

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

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

де $F_o = 3,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл. 2.4); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{сп}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(3,44 - 0,45) \cdot 10^{-4}}{(3,44 - 1,58) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,682,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(3,44 - 0,45) \cdot 10^{-4}}{0,108^{0,682}} = 1,37 \cdot 10^{-3},$$

де $F_{\text{сп}} = 1,58 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\text{п}} = 0,45 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл. 2.4).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_o} = \frac{0,45 \cdot 10^{-4}}{3,44 \cdot 10^{-4}} = 0,130.$$

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

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{C}{F},$$

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

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 5336}{30} = 559 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{150} \cdot 8100 \cdot (559)^2 \cdot (0,638)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,030 = 2583 \text{ Н},$$

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,638$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,030$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\begin{aligned} \sigma_{po} &= \frac{m + \mu_n}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{cp2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] = \\ &= \frac{0,682 + 0,130}{0,682 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 559^2}{2} 1,166 \cdot 0,108 + \frac{2583}{3,44 \cdot 10^{-4}} \right] = 80,4 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

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

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

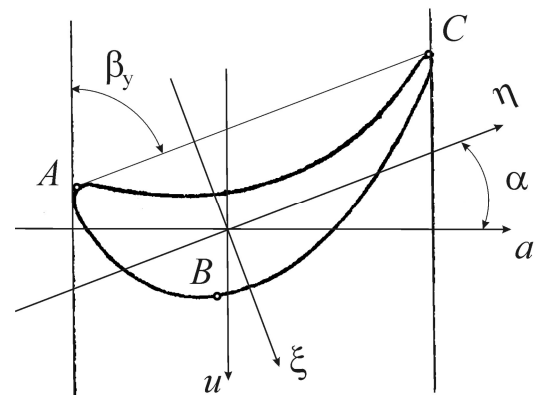


Рис. 2.6. Розміщення координатних осей

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 67,3 = 22,7^\circ,$$

де $\beta_y = 67,3^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл. 2.4).

9) Моменти опору кореневого перерізу визначаємо для трьох точок профілю A , B і C , максимально віддалених від головних осей інерції (див. рис. 2.6)¹. Для цього використовуємо формули [7, с.12]:

$$W_{\eta A} \approx W_{\eta C} = -0,053 \frac{b\delta^3}{h} \left[1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2 \right] =$$
$$= -0,053 \frac{0,042 \cdot 0,011^3}{0,015} \left[1 + \left(\frac{0,015}{0,011} \right)^2 \right] = -5,30 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W_{\eta B} = 0,084 b \delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} =$$
$$= 0,084 \cdot 0,042 \cdot 0,011^2 \frac{1 + \left(\frac{0,015}{0,011} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,015}{0,011}} = 7,15 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,042^2 \cdot 0,011 = -1,66 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

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

$$W_{\xi C} = 0,066 b^2 \delta = 0,066 \cdot 0,042^2 \cdot 0,011 = 1,25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,042$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,011$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,015$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл. 2.4).

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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:

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{78,6}{150}(586,7 \cos 14 + 154,1 \cos 70,8) = 324,9 \text{ Н},$$

$$P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{\text{сп}^2}}{z} l (p_1 - p_2) = \\ = \frac{78,6}{150}(586,7 \sin 14 - 154,1 \sin 70,8) + \frac{3,14 \cdot 1,166}{150} 0,108 \cdot (471730 - 404001) = 176,7 \text{ Н}$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_\xi = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 176,7 \sin 22,7 + 324,9 \cos 22,7 = 367,9 \text{ Н},$$

$$P_\eta = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 176,7 \cos 22,7 - 324,9 \sin 22,7 = 37,4 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки A :

$$\sigma_{\text{ио}A}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{367,9 \frac{0,108}{2}}{-5,30 \cdot 10^{-7}} - \frac{37,4 \frac{0,108}{2}}{-1,66 \cdot 10^{-6}} = 36,3 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B :

$$\sigma_{\text{ио}B}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{367,9 \frac{0,108}{2}}{7,15 \cdot 10^{-7}} - \frac{37,4 \frac{0,108}{2}}{-\infty} = -27,8 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C :

$$\sigma_{\text{ио}C}^\Gamma = -\frac{P_\xi \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_\eta \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{367,9 \frac{0,108}{2}}{-5,30 \cdot 10^{-7}} - \frac{37,4 \frac{0,108}{2}}{1,25 \cdot 10^{-6}} = 39,1 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 39,1 \text{ МПа}.$$

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 \left| \sigma_{no}^r \right| = 80,4 + 0,2 \cdot 39,1 = 88,2 \text{ МПа},$$

де $\sigma_{po} = 80,4 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{256,0}{88,2} = 2,90,$$

де $\sigma_{дл} = 256,0 \text{ МПа}$ – значення границі тривалої міцності матеріалу робочих лопаток за розрахункової температури (див. п.3).

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.5. ВИЗНАЧЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ДИСКА ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ ЗА РУЙНІВНИМИ ОБЕРТАМИ

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

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

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

- товщину поясу кріплення $h_{кр} = 0,045$ м;
- радіус кореневого перерізу лопаток $r_o = 0,324$ м;
- зовнішній розрахунковий радіус диска $r_a = 0,280$ м;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,070$ м.

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

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

У місцях ступінчастої зміни товщини диска на одному радіусі позначаємо два розрахункових перетини (наприклад, на рис. 2.7 це перетини 1 та 2, 5 та 6 та ін.), кожному з яких відповідає своя товщина диска.

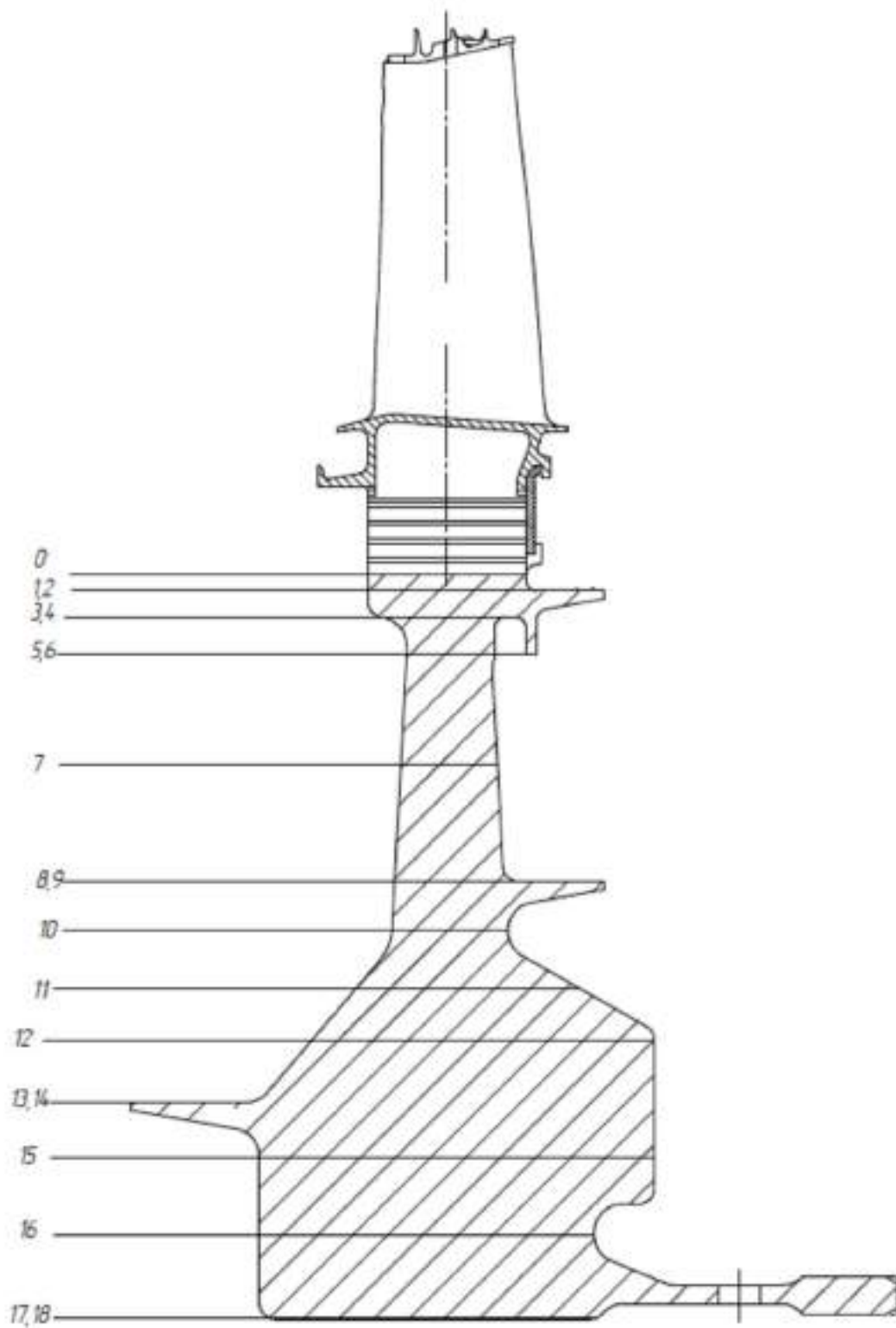
Якщо диск має внутрішній центральний отвір, то на радіусі r_i позначаємо додатковий розрахунковий перетин з товщиною диска, яка дорівнює нулю. (Тим самим у методику розрахунку вводиться перевірка диска також для першої форми руйнування [8, с.52].)

3) Густина поясу кріплення

$$\rho_{кр} = 0,5 (\rho_l + \rho_o) = 0,5 (8120 + 8320) = 8220 \text{ кг/м}^3,$$

де $\rho_l = 8120 \text{ кг/м}^3$ – густина матеріалу лопатки.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

$$I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0,273^3 - 0,215^3}{3} \right) \cdot 0,016 = 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ м}^4.$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 6189}{30} = 647,7 \text{ с}^{-1},$$

де $n = 6189$ об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2 \pi r_{кр} \omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8220 \cdot 647,7^2 \cdot 5,5 \cdot 10^{-5} = 1\,203\,032 \text{ Н}.$$

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

$$C_{\Sigma} = z C_o + C_{кр} = 1669326 \text{ Н},$$

де $z = 88$ – число робочих лопаток на вінці; C_o – відцентрова сила в кореневому перерізі лопаток.

8) Комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2 \pi} = \frac{1669326}{2 \cdot 3,14} = 265\,681.$$

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

$$T_a = T_{расч} - (50 \dots 100) = 1051 - 100 = 951 \text{ К},$$

де $T_{расч} = 1051 \text{ К}$ – розрахункова (з урахуванням охолодження) температура металу лопаток.

10) Температура диска на його внутрішньому радіусі

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Розрахунок зведений у табл. 2.5.

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

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

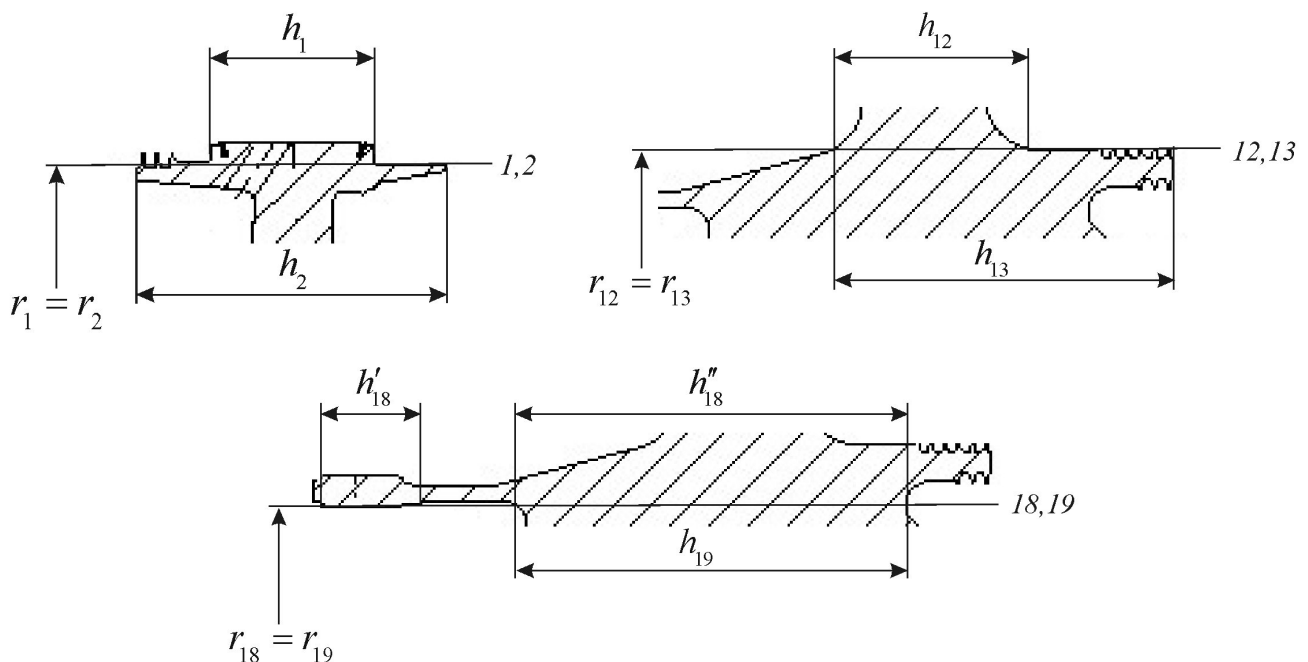


Рис. 2.8. Приклад визначення товщини диска на розрахункових перетинах при ступінчастій її зміні

Температура диска на довільному радіусі r (рядок № 3 табл.3.4) може бути визначена по формулі¹

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

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

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

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

12) З табл. 2.5 (рядок № 19) видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має перетин диска під № 7:

$$K_{\epsilon}^{\min} = 2,69.$$

Саме в цьому перетині при невиконанні умов міцності і почнеться процес руйнування. Оскільки перетин № 7 знаходиться на радіусі, який є більшим, ніж r_i , то руйнування буде проходити по 2-й формі (через відрив частини диска)¹.

13) Допустиме значення запасу міцності диска, згідно з [8, с.57], становить $[K_{\epsilon}] = 1,4 \dots 1,6$. Оскільки у всіх розрахункових перетинах значення запасу міцності є більшим, ніж допустиме (виконується умова $K_{\epsilon} \geq [K_{\epsilon}]$), то спроектований диск задовольняє умовам міцності.

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

$$r_n = \frac{1}{\omega K_{\epsilon}^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_{\epsilon}}{\rho_{\partial}}} = \frac{1}{647,7 \cdot 2,69} \sqrt{\frac{1033 \cdot 10^6}{8320}} = 0,202 \text{ м}.$$

де $\sigma_{\epsilon} = 1033 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – границя міцності матеріалу диска в найбільш небезпечному перетині.

¹ Якщо найменше значення запасу міцності буде відповідати розрахунковому перетину з радіусом r_i , то руйнування диска при недотриманні умов міцності буде проходити по 1-й формі – з утворенням зламів уздовж меридіональних перетинів.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5

Позначення	Розрахунковий переріз						
	0	1	2	3	4	5	6
1. r , м	0,280	0,275	0,275	0,268	0,268	0,257	0,257
2. h , м	0,045	0,048	0,067	0,043	0,034	0,03	0,025
3. t , °C	951	929	929	898	898	852	852
4. σ_θ , Па	896	913	913	935	935	966	966
5. $\sigma_\theta h$, Па м	40,33	43,83	61,18	40,22	31,80	28,99	24,16
6. $2(\sigma_\theta h)_{cp}$, Н/м	40,33	84,16	105,02	101,40	72,01	60,79	53,14
7. $(\Delta r / r)_p$, м	0	0,0025	0,0000	0,0035	0,0000	0,0055	0,0000
8. $(\sigma_\theta h)_{cp}$, Н	0	0,210	0,000	0,355	0,000	0,334	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_\theta h dr$, Н	0	0,210	0,210	0,565	0,565	0,900	0,900
10. r^2 , м ²	0,0784	0,0756	0,0756	0,0718	0,0718	0,0660	0,0660
11. $r^2 h$, м ³	3,53E-03	3,63E-03	5,07E-03	3,09E-03	2,44E-03	1,98E-03	1,65E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	3,53E-03	7,16E-03	8,70E-03	8,16E-03	5,53E-03	4,42E-03	3,63E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0	1,79E-05	0,00E+00	2,85E-05	0,00E+00	2,43E-05	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	0	1,79E-05	1,79E-05	4,64E-05	4,64E-05	7,08E-05	7,08E-05
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0	0,063	0,063	0,162	0,162	0,247	0,247
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	0,699	0,761	0,761	0,861	0,861	0,946	0,946
17. $\sigma_\theta^* h^* r^*$, Н	11,292	12,054	16,825	10,778	8,522	7,450	6,208
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_\theta^* h^* r^*$, Н	11,292	12,264	17,036	11,343	9,087	8,349	7,108
19. K_θ	4,02	4,01	4,73	3,63	3,25	2,97	2,74

					КР.142.6231м.16.ПЗ			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Позначення	Розрахунковий переріз						
	7	8	9	10	11	12	13
1. r , м	0,226	0,193	0,193	0,179	0,162	0,148	0,129
2. h , м	0,027	0,034	0,059	0,033	0,064	0,097	0,148
3. t , °C	737	637	637	602	565	539	511
4. σ_{θ} , Па	1033	1077	1077	1090	1102	1109	1116
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	27,88	36,62	63,54	35,96	70,50	107,55	165,12
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	52,04	64,50	100,16	99,51	106,46	178,04	272,67
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0,0155	0,0165	0,0000	0,0070	0,0085	0,0070	0,0095
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,807	1,064	0,000	0,697	0,905	1,246	2,590
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	1,706	2,770	2,770	3,467	4,372	5,618	8,209
10. r^2 , м ²	0,0511	0,0372	0,0372	0,0320	0,0262	0,0219	0,0166
11. $r^2 h$, м ³	1,38E-03	1,27E-03	2,20E-03	1,06E-03	1,68E-03	2,12E-03	2,46E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	3,03E-03	2,65E-03	3,46E-03	3,26E-03	2,74E-03	3,80E-03	4,59E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	4,70E-05	4,37E-05	0,00E+00	2,28E-05	2,33E-05	2,66E-05	4,36E-05
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	1,18E-04	1,61E-04	1,61E-04	1,84E-04	2,07E-04	2,34E-04	2,78E-04
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0,411	0,564	0,564	0,643	0,725	0,818	0,970
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	1,110	1,262	1,262	1,342	1,423	1,516	1,669
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	6,301	7,067	12,264	6,437	11,421	15,917	21,300
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	8,008	9,838	15,035	9,904	15,793	21,535	29,509
19. K_{θ}	2,69	2,79	3,45	2,72	3,33	3,77	4,21

Продовження таблиці 2.5

	14	15	16	17	18
1. r , м	0,129	0,114	0,1093	0,07	0,07
2. h , м	0,115	0,111	0,094	0,091	0
3. t , $^{\circ}\text{C}$	511	494	490	473	473
4. σ_{θ} , Па	1116	1119	1120	1123	1123
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	128,30	124,24	105,30	102,23	0,00
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	293,42	252,55	229,54	207,53	102,23
7. $(\Delta r / r)_{\rho}$, м	0,0000	0,0075	0,0024	0,0197	0,0000
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,000	1,894	0,539	4,078	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	8,209	10,103	10,642	14,720	14,720
10. r^2 , м ²	0,0166	0,0130	0,0119	0,0049	0,0049
11. $r^2 h$, м ³	1,91E-03	1,44E-03	1,12E-03	4,46E-04	0,00E+00
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	4,38E-03	3,36E-03	2,57E-03	1,57E-03	4,46E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0,00E+00	2,52E-05	6,03E-06	3,08E-05	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	2,78E-04	3,03E-04	3,09E-04	3,40E-04	3,40E-04
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	0,970	1,058	1,079	1,187	1,187
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	1,669	1,757	1,778	1,885	1,885
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	16,551	14,164	11,509	7,156	0,000
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	24,760	24,267	22,151	21,876	14,720
19. κ_{θ}	3,85	3,72	3,53	3,41	2,79

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2.6. РОЗРОБКА ПАЛИВНОЇ СИСТЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

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

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

Паливна система (рис. 2.9) складається з блоку паливних агрегатів, розташованих в окремому укритті, та приладового щита, розміщеного у блоці двигуна. Очищений та підігрітий у системі об'єкта паливний газ через блок фільтрації підводиться до стоп-крана 4. За алгоритмом запуску вмикається система плазмового запалювання, після чого подається електроживлення на електромагнітний клапан 3.3. Газ через дросельний пакет, розташований усередині агрегату керування 3, надходить до запальників і запалюється. Електроживлення подається на електромагнітний клапан відкриття стоп-крана 3.1. Стоп-кран 4 відкривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.1 знімається.

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

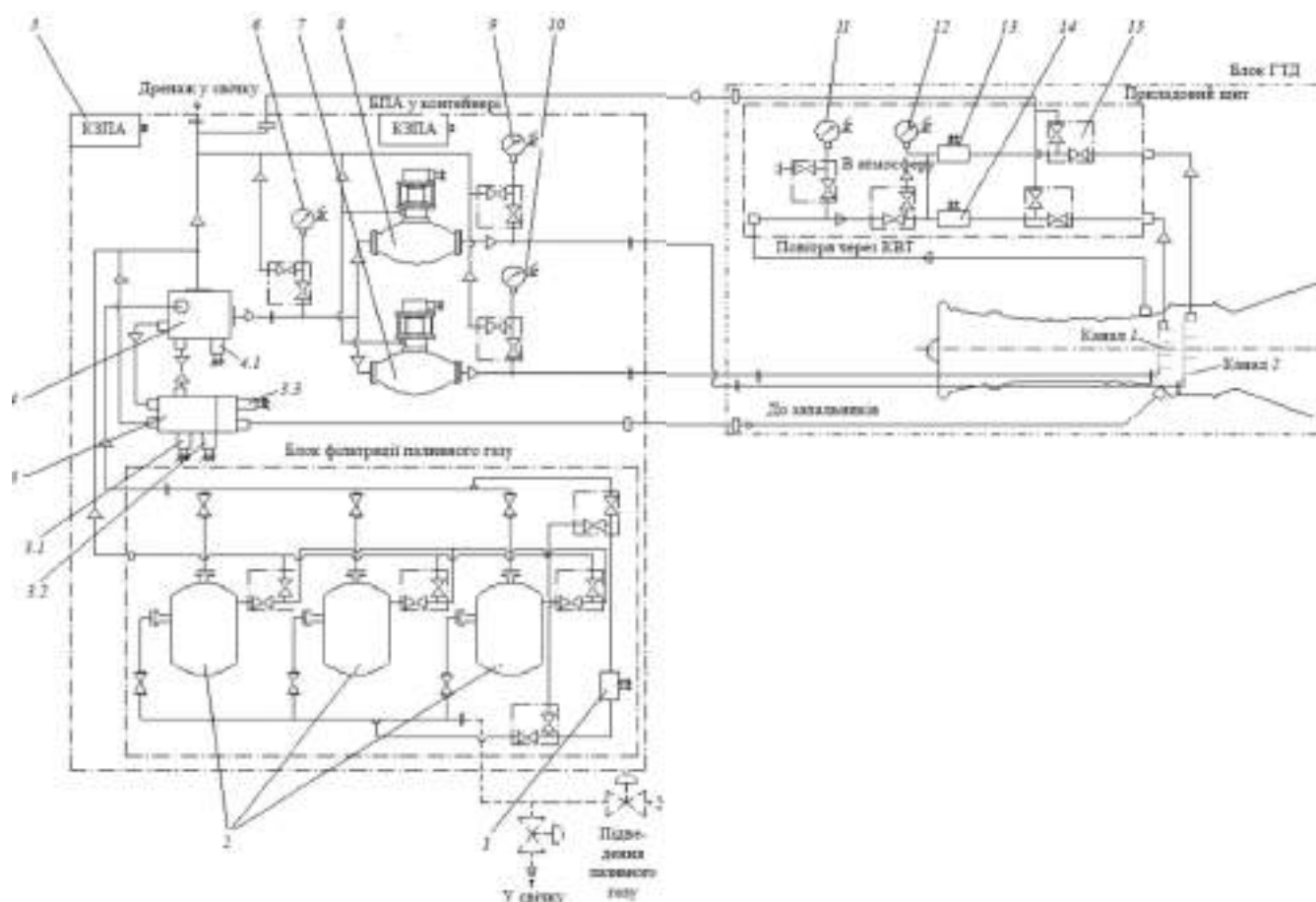


Рис.2.9. Паливна система газотурбінного агрегата:

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

Якщо при запуску температура газів за ТНТ перевищить задану, система керування видає сигнал на клапан 7, який знижує подачу газу до форсунок. Після прогріву двигуна на холостому ходу виконується синхронізація та набір

навантаження за програмою системи керування впливом на регулюючі клапани. Подальша зміна режиму відбувається за командами оператора шляхом зміни величини відкриття клапанів 7 і 8. Нормальна або аварійна зупинка двигуна здійснюється закриттям стоп-крана. Для цього необхідно подати електроживлення на електромагнітний клапан 3.2. Стоп-кран закривається і за сигналом сигналізатора положення 4.1 електроживлення з клапана 3.2 знімається.

Блок паливних агрегатів поєднує агрегати паливної системи. На рамі розташовані: блок фільтрації паливного газу; перетворювачі тиску 6, 9 і 10; стоп-кран 4; регулюючі клапани 7 і 8; манометричні крани; агрегат керування 3; клемові шафи; трубопроводи та елементи кріплення. Манометричні крани призначені для відсікання підведеного середовища до перетворювачів тиску при необхідності їхньої заміни та для стравлювання газу з імпульсних трубопроводів у свічку.

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

До основних елементів паливної системи належать наступні елементи.

Блок фільтрації паливного газу призначений для очищення від механічних домішок газу, який подається у паливну систему. Блок фільтрації (рис. 2.10) складається з трьох секцій, змонтованих на загальній рамі 4, і датчика-реле різниці тисків 7.

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

Паливний газ з колектора підведення газу 5 через відкриті кульові крани 8 працюючих секцій надходить у порожнину газових фільтрів 3, очищається та

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

через кульові крани 2 надходить у колектор відведення газу 1. З колектора 1 газ відводиться в паливну систему, яка обслуговує двигун. При роботі блоку виконується контроль різниці тисків у колекторах 5 і 1. Коли перепад тиску на газовому фільтрі 3 досягне граничного значення, датчик 7 видає сигнал у систему керування.

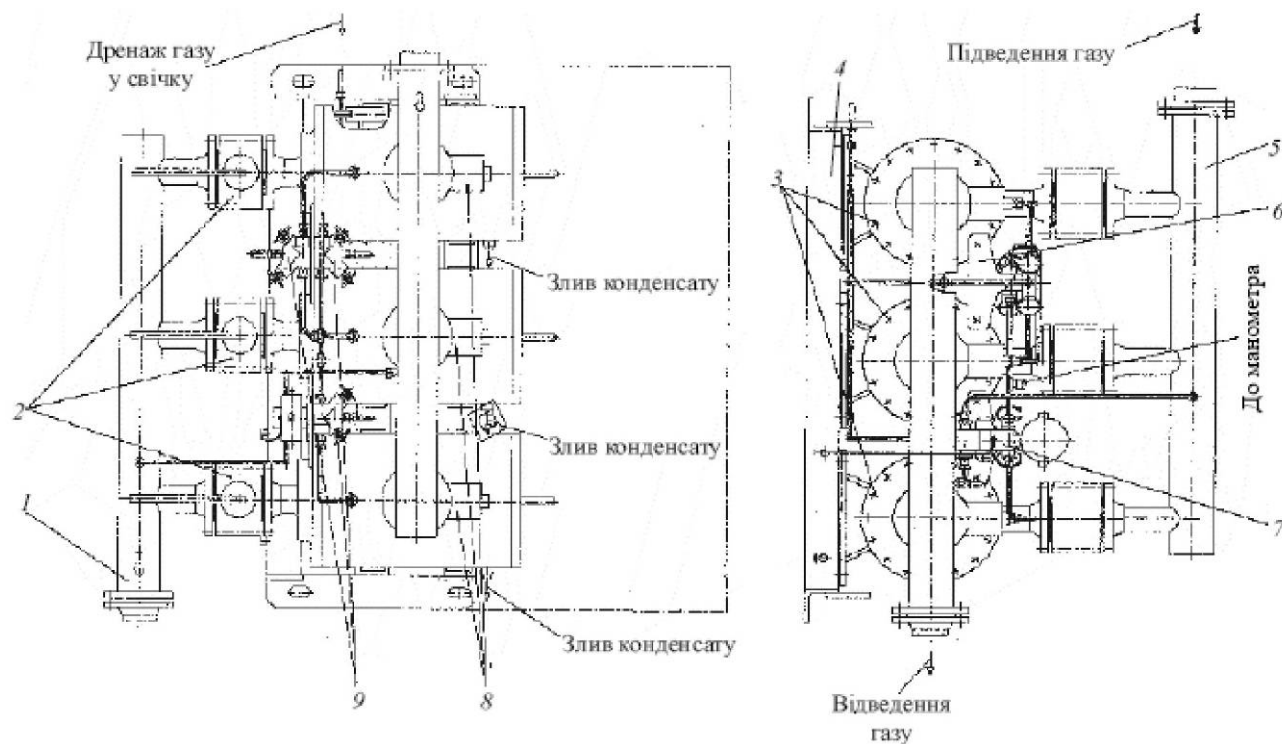


Рис. 2.10. Блок-фільтрації паливного газу:

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

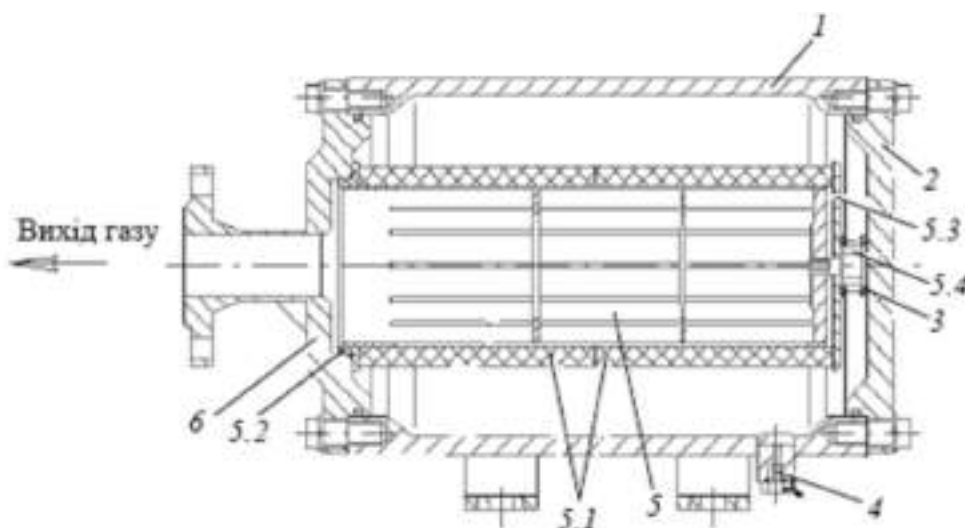


Рис. 2.11. Газовий фільтр

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

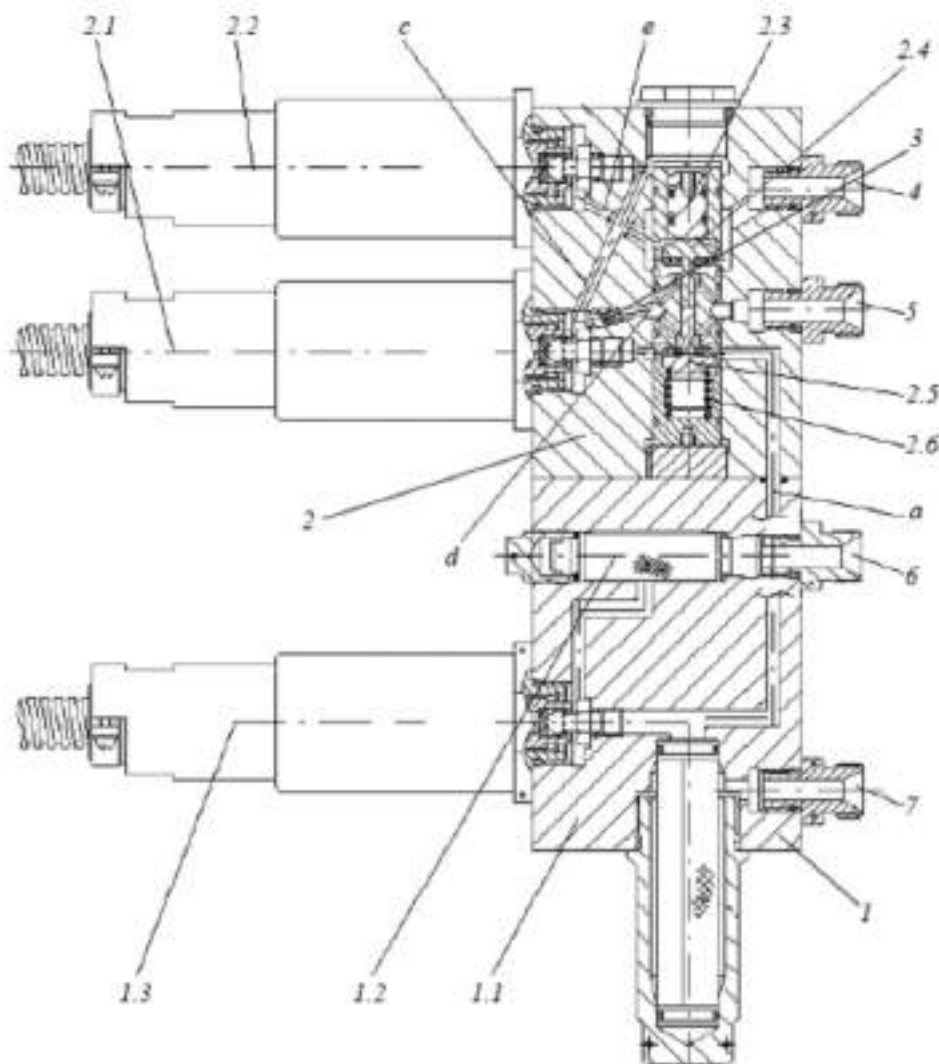


Рис. 2.12. Агрегат керування:

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Стоп-кран призначений для керування подачею паливного газу до регулюючого клапана, а також для стравлювання газу з регулюючого клапана при зупинці ГТД. Стоп-кран – це двопозиційний клапан із сервопоршнем, з'єднаним з сигналізатором кінцевих положень, та зворотними пружинами.

До складу стоп-крана (рис. 2.13) входять:

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

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

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

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

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

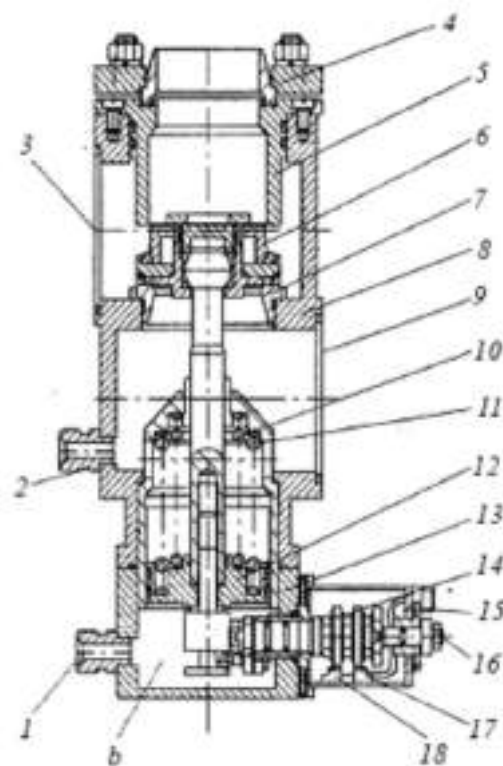


Рис. 2.13. Стоп-кран

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

При стравлюванні газу з порожнини *b* пружини 10 і 11 переміщують клапан 6 на закриття стоп-крана. Герметизація по сідлу стопи 7 здійснюється ущільненням. Одночасно із закриттям стоп-крана відкривається дренаж і газ із системи стравлюється у свічку.

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.6231м.16.ПЗ									
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата										
Студент		Устименко В.Ю.				Охорона праці			Літ.		Арк.		Аркушів	
Керівник		Патлайчук В.М.												
									НУК					
Зав.каф.		Патлайчук В.М.												

РОЗДІЛ 3

ОХОРОНА ПРАЦІ

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1. АНАЛІЗ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВИРОБНИЧИХ ФАКТОРІВ ПРИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МОБІЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

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

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

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

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

Таблиця 3.1

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Таблиця 3.2

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

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

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

Основне джерело шуму на вихлопі – вихідний струмінь продуктів

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

згорання, який породжує шум в процесі його турбулентного змішування з навколишнім повітрям.

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

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

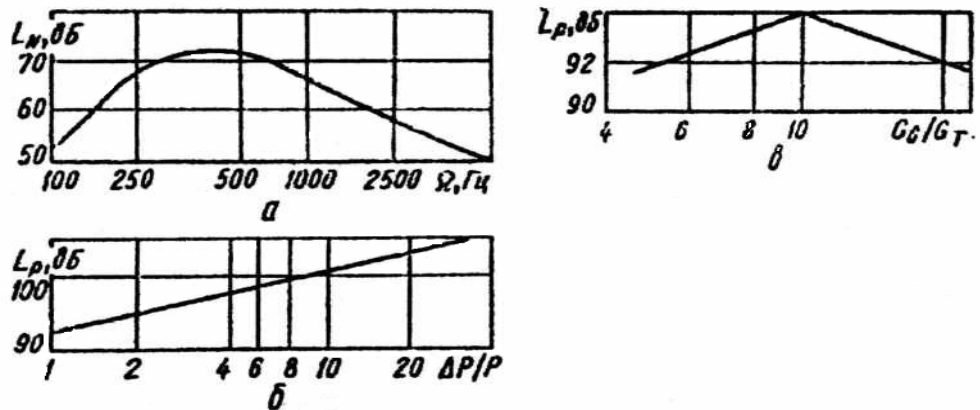


Рис. 3.1. Деякі акустичні характеристики шуму горіння:

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

в – вплив складу горючої суміші.

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.2. ВИБІР І РОЗРАХУНОК АВТОМАТИЧНОЇ СИСТЕМИ ПОЖЕЖОГАСІННЯ ДЛЯ МОБІЛЬНОЇ ЕЛЕКТРОСТАНЦІЇ

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

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

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

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

Вихідні дані до розрахунку:

Площа будівлі $F=252 \text{ м}^2$;

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахунок системи піногасіння для електростанції

1. Розрахункова кількість піноутворювача:

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

2. Інтенсивність подачі розчину на розрахункову площу:

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

3. Розрахункова кількість піногенераторів:

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

4. Запас піноутворювача:

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

5. Запас піноутворювача для першої стадії:

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

6. Запас піноутворювача:

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

7. Кількість води на першій стадії:

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

8. Кількість води на другій стадії:

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

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

10. Діаметр трубопроводу:

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

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

12. Площа перерізу трубопроводу:

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

14. Перемноження коефіцієнтів:

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

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

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

16. Діаметр отвору в нормальній діафрагмі:

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

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

18. Площа перерізу труби для піноутворювача:

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

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

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

21. Витрата піноутворювача:

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

22. Відношення площі:

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

23. Площа отвору дозуючої діафрагми:

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

24. Діаметр отвору дозуючої діафрагми:

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

3.3. РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЩОДО ЗНИЖЕННЯ ВПЛИВУ НЕБЕЗПЕЧНИХ І ШКІДЛИВИХ ФАКТОРІВ

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Таблиця 3.3

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

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

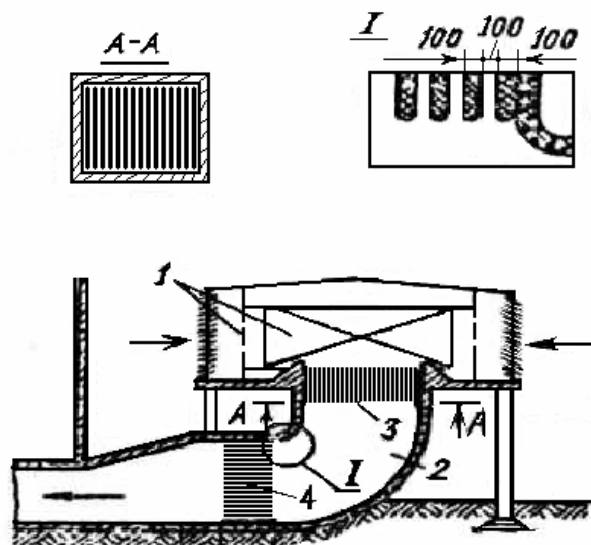


Рис. 3.3. Схема глушіння шуму:

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

Таблиця 3.4

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

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

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

Таблиця 3.5

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

3.4.1. Перша медична допомога при ураженні електричним струмом: алгоритм

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

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.2. Методи з порятунку людини від електричного струму

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

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

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

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

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

3.4.3. Медикаментозний огляд

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

3.4.4. Визначення ознак життя потерпілого

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

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

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

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.4.5. Тактика проведення штучного дихання

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

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

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

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

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

3.4.6. Проведення непрямого масажу серця

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

укладають потерпілого на рівну горизонтальну площину;

тепер виконується енергійне штучне дихання;

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Долікарська допомога при електротравмі здійснюється в певному часовому проміжку.

3.4.7. Визначення ураження людини електричним струмом

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

3.4.8. Величина «небезпечного» електричного струму

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

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

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

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

Важливо! Вплив постійного струму, є менш згубним, ніж вплив змінного.

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					КР.142.6231м.16.ПЗ								
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата									
Студент		Устименко В.Ю.				Охорона навколишнього середовища				Літ.		Арк.	Аркушів
Керівник		Патлайчук В.М.											
										НУК			
Зав.каф.		Патлайчук В.М.											

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

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

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

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

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

4.1. АНАЛІЗ ШКІДЛИВОЇ ДІЇ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ ГТД НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

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

ГТД відносяться до сімейства теплових двигунів, в основі робочого

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

Велику небезпеку для стратосфери представляють наступні викиди ГТД:

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Газові викиди ГТД та ПГУ відрізняються димовими газами від інших теплових двигунів і промислово-спалювального обладнання тим, що в них продукти згоряння сильно розбавлені надлишковим повітрям. Коефіцієнт надлишку повітря у вихлопних газах ГТУ: $\alpha_0 = G_B / G_T \cdot L_0$, де G_B , G_T – секундні витрати повітря і палива, L_0 – теоретично необхідна кількість повітря для спалювання поданого в камеру згоряння палива, досягає 3-5 на номінальному режимі і ще більш високих значень – на часткових навантаженнях. Це призводить до того, що реальні концентрації токсичних речовин у вихлопних газах ГТД і ПГУ завжди істотно нижче, ніж в димових газах ПТУ і у вихлопних газах ДВЗ. Проте, існуючими нормами вміст шкідливих (токсичних) компонентів у вихлопних газах ГТУ також лімітується.

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

4.2. МЕТОДИ ЗМЕНШЕННЯ ВИКИДУ ШКІДЛИВИХ КОМПОНЕНТІВ ВИПУСКНИХ ГАЗІВ

Методи зменшення емісії CO і C_xH_y полягають у наступному:

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

У реальних системах горіння це досягається:

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

Ці методи реалізуються шляхом :

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

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

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

Можливе при цьому зниження NO_x в різних камерах згоряння показано на

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

рис. 4.1.

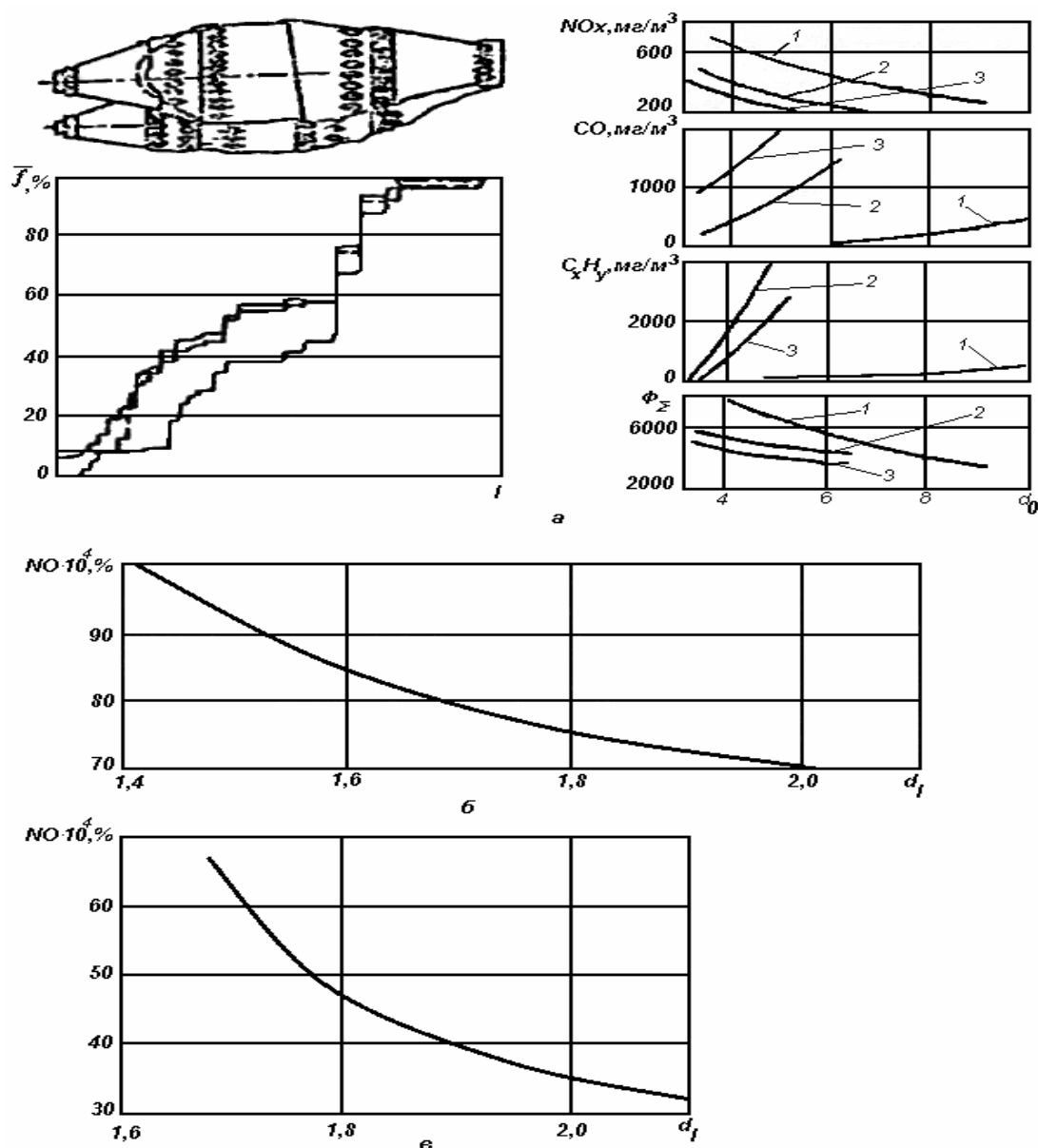


Рис. 4.1. Графіки зміни показників токсичності камер згорання в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

а – кільцева камера авіаційного ГТД при роботі на природному газі (умови $P_b=0,12\dots0,13$ МПа. $T_b = 343\dots353$ К); 1,2,3 – варіанти розподілу повітря по трактам;
 б – трубчаста камера (газотурбінне паливо $\alpha_0=5,5$); в – семипальникова камера з регулюючим змішувачем (природний газ, $\alpha_0=5,7$).

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

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

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

горіння втрачає додаткове тепло на випаровування рідини.

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

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

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

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

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

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.3. ЗАХОДИ, ПРИЙНЯТІ В ПРОЕКТОВАНОМУ ГТУ, ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ВПЛИВУ ШКІДЛИВИХ ФАКТОРІВ НА НАВКОЛИШНЄ СЕРЕДОВИЩЕ

Розвиток нової техніки ставить на перше місце вимоги щодо захисту навколишнього середовища. Для цього створені і створюються, як у нас, так і за кордоном, різні природоохоронні організації, діяльність яких спрямована на контроль і захист навколишнього середовища. У зв'язку з швидким збільшенням числа діючих енергетичних установок, їх вплив на навколишнє середовище з кожним днем зростає.

Завдання охорона навколишнього середовища полягає в тому, щоб не перевищувати допустимий рівень забруднення. Це завдання може бути вирішене за двома основними напрямками:

- очищення і зниження токсичності викидів, які неминуче потрапляють у атмосферу;
- створення систем, що працюють по замкнутому циклу і дозволяють утилізувати основну масу відходів.

Характер забруднення середовища залежить від ряду чинників:

- сорт використовуваного палива і масла;
- тип двигуна;
- умови експлуатації.

До найбільш ефективних технічних заходів щодо захисту навколишнього середовища слід віднести комбіновані системи нейтралізації відпрацьованих газів і утилізації їх теплоти. До таких систем відносяться: каталітичні нейтралізатори, рідинні нейтралізатори, іскрогасники, різні фільтри, що уловлюють сажу і частки палива, масла і токсичних речовин. У даному двигуні для зниження токсичності вихлопних газів крім усього вищеперерахованого застосовується і плівковий абсорбер, так як він застосовується при великих швидкостях газів, а також має можливість додатково їх охолодити. Плівковий

					КР.142.6231м.16.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

абсорбер встановлений після конденсатора.

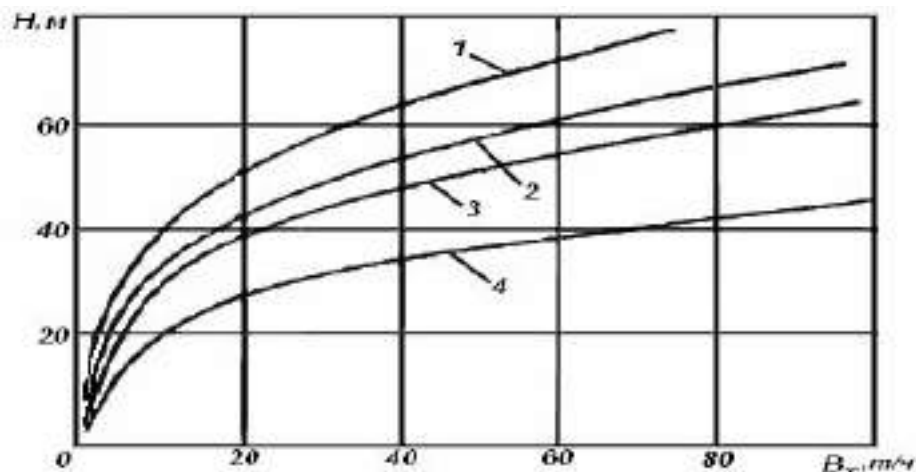


Рис. 4.2. Графіки залежності висоти вихлопної труби ГТУ від виду і витрати використовуваного палива:

1 – газотурбінне паливо ($S^P=2,5\%$); 2 – газотурбінне паливо ($S^P=1\%$);
3 – дизельне паливо($S^P=0,2\%$); 4 – природний газ.

Вихлопні гази повинні розсіюватися в атмосфері до гранично допустимих концентрацій. В енергетичних ГТД необхідного рівня концентрацій вихлопних газів у приземному шарі атмосфери досягають відповідним вибором висоти вихлопних труб. Для проектного двигуна при витраті палива 8834,4 кг/год за графіком на рис. 4.2 обрана висота вихлопної труби 14 м.

З вищевикладеного випливає, що запропонована ГТУ істотно менше забруднює навколишнє середовище шкідливими викидами, ніж базова модель.

ВИСНОВКИ

За завданням кафедри турбін виконані розробка та дослідження параметрів мобільної електростанції на основі газотурбінного двигуна потужністю 25 МВт.

У першій частині роботи проведені термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата для електростанції. На основі результатів інформаційного пошуку виконані вибір теплової схеми газотурбінного агрегату та оптимізація його ефективних показників, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1515 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 22$.

В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності отримано такі значення його показників ефективності: коефіцієнт корисної дії $\eta_e = 0,375$, питома потужність $N_{e_{\text{пит}}} = 310 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{N_e} = 0,192 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 759 \text{ K}$.

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

Компресора низького та високого тисків – осьові, багатоступеневі. Компресор низького тиску має у своєму складі 9 ступенів, компресор високого тиску – 10 ступенів.

Камера згоряння – протитокова, трубчасто-кільцева з горизонтальним роз'ємом, має 22 жарові труби. Для змішування природного газу з повітрям та подачі в камеру призначений горілочний пристрій, а запалення суміші забезпечують плазмотронні запальники.

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

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат
КР.142.6231м.16.ПЗ				Аркуш

Друга частина роботи присвячена конструюванню та конструктивним розрахункам газотурбінного двигуна. Детально розроблена конструкція турбіни низького тиску, проведений її термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі, розрахунок закручення лопаток, проведені перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток та диска турбіни низького тиску. За отриманими значеннями запасу міцності був зроблений висновок, що спроектовані елементи задовольняють умовам міцності. У другій частині роботи також розроблена паливна система газотурбінного двигуна.

У третій частині проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів при експлуатації мобільної електростанції, розроблено міри щодо їх зменшення. Проаналізовані заходи щодо рятування людини, яка потрапила під дію електричного струму.

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

Ивв. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ивв. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дат
КР.142.6231м.16.ПЗ				Аркуш

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Романовський Г.Ф., Ващилєнко М.В., Сєрбін С.І. Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 304 с.
2. Романовський Г.Ф., Іпатенко О.Я., Патлайчук В.М. Теорія та розрахунок парових і газових турбін: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 292 с.
3. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 84 с.
4. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с.
5. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Сучасні газотурбінні агрегати: У 2 т. Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: навчальний посібник. Миколаїв: НУК, 2005. 344 с.
6. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.1: Загальна будова та класифікація. Миколаїв: НУК, 2016. 216 с.
7. Романовський Г.Ф., Сєрбін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.2: Елементи конструкцій. Миколаїв: НУК, 2017. 196 с.
8. Сєрбін С.І. Маркетинг у турбінобудуванні: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 72 с.
9. Сєрбін С.І., Сєдько М.П. Газодинамічний розрахунок осьового компресора з використанням ПЕОМ: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 1999. 52 с.
10. Тубальцев А.М. Виробниче освітлення та його розрахунок: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2001. 84 с.

Инов. № подл.	Подпись и дата	Взам. инв. №	Инов. № дубл.	Подпись и дата	КР.142.6231м.16.ПЗ					Лист
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата						