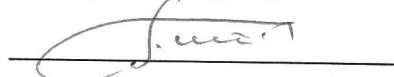


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри



" 09 " 12 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "магістр"

на тему: *Розробка та дослідження параметрів газотурбінного агрегата потужністю 18 МВт для морського транспорту*

Виконав:

студент групи 6231м

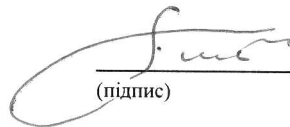


(підпис)

Григор'єв Є.О.

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент



(підпис)

Патлайчук В.М.

Миколаїв – 2025 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

"01" _____ 10 _____ 2025 р.

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

Студенту _____ Григор'єву Євгену Олександровичу _____

1. Тема роботи:

**"Розробка та дослідження параметрів газотурбінного агрегата
потужністю 18 МВт для морського транспорту"**

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

Затверджені наказом ректора № _____ від «__» _____ 2025 року

2. Термін подання роботи: _____ 10.12.2025 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 агрегата

4.1.4. Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компоновання

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 системи змащування 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

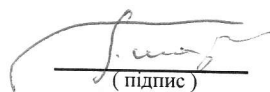
№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів	При-мітка
1	Інформаційний пошук	07.09.2025	
2	Вибір теплової схеми газотурбінного агрегата	14.09.2025	
3	Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	21.09.2025	
4	Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата	28.09.2025	
6	Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування	05.10.2025	
7	Розробка конструкції турбіни низького тиску	12.10.2025	
8	Термогазодинамічний розрахунок турбіни низького тиску	19.10.2025	
9	Перевірочний розрахунок на міцність лопаток турбіни низького тиску	26.10.2025	
10	Визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску	03.11.2025	
11	Охорона праці	10.11.2025	
12	Охорона навколишнього середовища	10.12.2025	

Студент


 (підпис)

Григор'єв Є.О.

Керівник роботи


 (підпис)

Патлайчук В.М.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконані розробка та дослідження параметрів газотурбінного агрегата потужністю 18 МВт для морського транспорту. Послідовно освітлені наступні питання: інформаційний пошук; вибір теплової схеми та оптимізація параметрів термодинамічного циклу газотурбінного агрегата; детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегату на режимі повної потужності; габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компоновання; розробка заходів з охорони праці та навколишнього середовища. Також були проведені конструювання та конструктивні розрахунки окремих елементів газотурбінного двигуна, 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 системи змащення газотурбінного двигуна.

Ключові слова: газотурбінна установка; морський транспорт; енергетичне машинобудування; ефективність; витрата палива; тепловий розрахунок; габаритний розрахунок.

ABSTRACT

The work includes the development and research of the parameters of a gas turbine unit with a capacity of 18 MW for marine transport. The following issues are consistently covered: information search; selection of a thermal scheme and optimization of the parameters of the thermodynamic cycle of the gas turbine unit; detailed thermal calculation of the gas turbine unit at full power; overall calculation of the gas turbine engine and its layout; development of measures for labor protection and the environment. Design and structural calculations of individual elements of the gas turbine engine were also carried out, which included: development of the design of the low-pressure turbine; thermo-gasodynamic 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 a gas turbine engine lubrication system.

Keywords: gas turbine plant; marine transport; power engineering; efficiency; fuel consumption; thermal calculation; overall calculation.

					142.6231м.02.КР	Ар
Т	Л	№ докум.	Підпис	Д		к
м	ст		с	та		

ЗМІСТ

Анотація	6
Вступ	7
1. Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата	9
1.1. Інформаційний пошук	10
1.2. Вибір теплової схеми газотурбінного агрегата	24
1.3. Оптимізація параметрів термодинамічного циклу	29
1.4. Детальний тепловий розрахунок газотурбінного агрегата ..	36
1.5. Габаритний розрахунок газотурбінного двигуна та його компонування	44
2. Конструювання та конструктивні розрахунки газотурбінного двигуна	71
2.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску	72
2.2. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску	81
2.3. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску ...	82
2.4. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	85
2.5. Визначення запасу міцності диска турбіни низького тиску за руйнівними обертами	95
2.6. Розробка системи змащування газотурбінного двигуна	102
3. Охорона праці	129
3.1. Причини виникнення пожежі у машинному відділенні судна	131
3.2. Засоби гасіння пожеж у машинних приміщеннях	135
4. Охорона навколишнього середовища	142

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4.1. Аналіз шкідливої дії випускних газів ГТД на навколишнє	
середовище	143
4.2. Методи зменшення викиду шкідливих компонентів	
випускних газів	147
Висновки	154
Список використаних джерел	156

.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВСТУП

Актуальність теми. Доцільність використання газотурбінних двигунів у складі енергетичних установок комерційних суден і кораблів військово-морського флоту обумовлена їхніми позитивними якостями, які дозволяють істотно поліпшити тактико-технічні характеристики даних суден, зокрема підвищити їх маневреність, швидкість ходу і дальність плавання. З цієї причини розробка та удосконалення газотурбінних двигунів для суднового використання становлять в даний час суттєвий науковий та практичний інтерес.

Метою роботи є розробка та дослідження параметрів газотурбінного агрегата потужністю 18 МВт для морського транспорту.

Відповідно до поставленої мети були вирішені такі завдання:

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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

розробку системи змащування газотурбінного двигуна.

Об'єкт дослідження – судновий газотурбінний агрегат потужністю 18 МВт.

Предмет дослідження – технічні та конструкційні параметри газотурбінного агрегата, який є приводом рушія судна, та його окремих елементів.

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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.6231м.02.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Григор'єв Є.О.							
Керівник	Патлайчук В.М.							
						НУК		
Зав.каф.	Патлайчук В.М.							

РОЗДІЛ 1
ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ
ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

1.1. ІНФОРМАЦІЙНИЙ ПОШУК

Суднові газотурбінні агрегати призначені для забезпечення руху водотонажних суден і суден з динамічними принципами підтримки.

Домінуюче положення у сфері корабельного і суднового газотурбобудування займають в цей час компанії "General Electric Co." (США), "Rolls-Royce plc" (Великобританія) та АТ НВКГ "Зоря"-Машпроект" (Україна). Комплектацію та постачання газотурбінних агрегатів, створених даними фірмами, здійснює також ряд європейських та азіатських виробників – "Avio S.p.A." (Італія), "MTU Friedrichshafen GmbH" (Німеччина), "Ishikawajima-Harima Heavy Industries Co., Ltd." (Японія), "Kawasaki Heavy Industries, Ltd." (Японія), ОАО "НПО "Сатурн" (Росія).

Характеристики суднових газотурбінних двигунів, які мають потужність близьку до проектної – 18 МВт і які в даний час серійно випускаються або готуються до виробництва, наведені в табл.1.1 [3], [4].

У ролі базового для проектування обираємо конструкцію **суднового газотурбінного двигуна UGT 15000 (Д090)**, який серійно виготовляється підприємством АТ НВКГ "Зоря"-Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Газотурбінний двигун UGT 15000, розробка якого була завершена в 1984 р., став подальшим розвитком уніфікованого ряду економічних двигунів третього покоління, призначених для використання як на кораблях будь-якого класу, так і в промисловості.

UGT 15000 добре зарекомендував себе на самому початку своєї експлуатації завдяки повним і всебічним дослідженням, виконаним при його створенні, які включали повузлове доведення компресора, камери згоряння,

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

турбіни на лабораторних стендах, відпрацьовування газодинамічних, теплотехнічних, міцностних, віброакустичних характеристик на базі п'ятнадцяти двигунів із проведенням тривалих іспитів з вироблення еквівалента ресурсу. Іспити проводилися з подаванням морської солі на вхід до компресора, з максимальним розцентруванням вихідного вала, з перевищенням номінального крутного моменту на силовій турбіні, при граничних параметрах для цього двигуна, з виробленням максимальної кількості запусків і перехідних процесів, очікуваних в експлуатації.

Старанність відпрацьовування двигуна UGT 15000 обумовила його високі експлуатаційні якості і широке застосування. Двигун може працювати на різних сортах рідкого і газоподібного палива при температурі зовнішнього повітря від мінус 50 до плюс 50 °С і відносній вологості повітря, що досягає 100% при температурі 15 °С.

За вимогою замовника UGT 15000 виготовляється з різними напрямками обертання силової турбіни в реверсивному і нереверсивному виконаннях.

Двигун пристосований для роботи з локальною і груповою системою керування в комбінованих енергетичних установках разом з дизелями, паровими турбінами та іншими газотурбінними двигунами.

UGT 15000 відповідає вимогам антропологічної сумісності, забезпечує доступ до основних вузлів, зручність обслуговування і мінімальні тимчасові витрати на усунення відмовлень. Двигун оснащений засобами технічного діагностування, що дозволяють оцінювати в умовах експлуатації його технічний стан без розбирання.

Модульна конструкція UGT 15000 передбачає можливість заміни при ремонті в умовах експлуатації напівних агрегатів, паливних форсунок, жарових труб, компресора низького тиску, силової турбіни. Запасні частини не вимагають пригону по місцю і допускають мінімальне підрегулювання.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

**Характеристики суднових газотурбінних двигунів
потужністю від 12 до 25 МВт**

Назва двигуна	Виробник	Потужність на вихідному валу двигуна, МВт	ККД на вихідному валу двигуна, %	Початкова температура газу, К	Міра підвищення тиску
UGT 15000 (Д090)	АТ НВКГ "Зоря" - "Машпроект"	14,7	33,0	1350	20,0
UGT 15000 (ДА90)		17,6	35,4	1350	21,0
UGT 15000+ (ДА91)		20,0	36,0	1440	20,0
UGT 16000 (ДТ59)		16,6	30,0	1140	13,0
LM1600	"General Electric Co."	14,3	36,6	—	21,4
LM2500		24,6	37,4	—	19,3
"Olympus TM3B"	"Rolls-Royce plc"	16,0	27,2	—	10,5
"Spey SM1C"		19,5	37,5	—	21,9
WR-21 ¹		25,2	42,3	—	16,2
SGT-500 (GT35C)	"Siemens AG"	17,0	32,0	—	12,0
SGT-600 (GT10B)		24,4	34,7	—	14,0
FT8	"Pratt & Whitney Corp."	24,9	39,0	—	18,8
MFT-8	"Mitsubishi Heavy Industries, Ltd."	25,8	38,6	—	20,4

Двигун серійно випускається з 1988 р. До дійсного часу виготовлено більше 120 таких двигунів, сумарний наробіток яких перевищив 250 тис. год. Сім з них відробили заявлений ресурс і продовжують успішно експлуатуватися.

UGT 15000 використовується у складі корабельних агрегатів М27, М9Б та М44, для приводу електрогенераторів (газотурбогенератори ГТГ-16), у

¹ Агрегат с промежуточным охлаждением воздуха и регенерацией тепла.

газоперекачувальних агрегатах ГПА-Ц-16С, серійно виготовляємих "Сумським НВО ім. М.В. Фрунзе", у ГПА-16С "Урал" розробки ОАО НПО "Искра", у ГПУ-16А розробки АТ НВКГ "Зоря"-Машпроект" та ін. Крім того, його використання передбачене в декількох проектах модернізації агрегатів ГТК-10-4 із двигунами ОАО "Невский завод" і "Коберра-182" фірми "Купер Роллз".

UGT 15000 може також застосовуватися для модернізації чи реконструкції ряду виробництв (хімічних, металургійних та ін.). Наприклад, на Одеському припортовому заводі він був встановлений замість морально застарілих і зношених приводів "Евон" компанії "Роллз-Ройз".

Таблиця 1.2

Основні технічні параметри двигуна UGT 15000

Параметр	Модифікації ²				
	ДБ90	ДГ90	ДА90	Д090	ДС90
Потужність, МВт	17,5	17,15	17,6	14,7	25
ККД, %	35	35	35	33	42 ³
Витрата повітря, кг/с	71	71	73	70	65
Міра підвищення тиску	19,6	19,5	19,6	19,6	19,6
Початкова температура газу, К	1349	1343	1348	1348	1335
Температура газу за ГТД, К	706	693	673	673	712
Частота обертання силової турбіни, об/хв	3000/ 3600	5200	5300	4400	3000/ 3600
Довжина х ширина х висота, м	6,1 х 2,2 х 2,5	4,7 х 2,1 х 2,2	4,8 х 2,2 х 2,2	5,0 х 2,6 х 2,8	6,4 х 2,5 х 2,7
Маса, т	12,8	11,6	9	11,5	15

² ДБ90 – модифікація двигуна для приводу електрогенератора, ДГ90 – для приводу нагнітача газу на компресорній станції, ДА90 і Д090 – корабельні нереверсивний і реверсивний двигуни, ДС90 – двигун контактної парогазової установки.

³ У даному випадку ККД всього агрегату.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Двигун UGT 15000 (модифікація ДС90) був використаний для створення контактної парогазової установки типу "Водолій" потужністю 25 МВт. У ньому змінені пропускна здатність турбін, камера згоряння пристосована для упорскування пари, організовані системи подавання пари.

Основні технічні параметри двигуна UGT 15000 (в умовах ISO 2314) наведені в табл.1.2.

Конструктивні особливості

Двигун UGT 15000 виконаний двокаскадним із вільною силовою турбіною. Він складається з компресорів низького 2 і високого 3 тисків (рис.1.1), камери згоряння 4, турбін високого 5 і низького 6 тисків, силової турбіни⁴ 7, агрегатів, навішених на двигун.

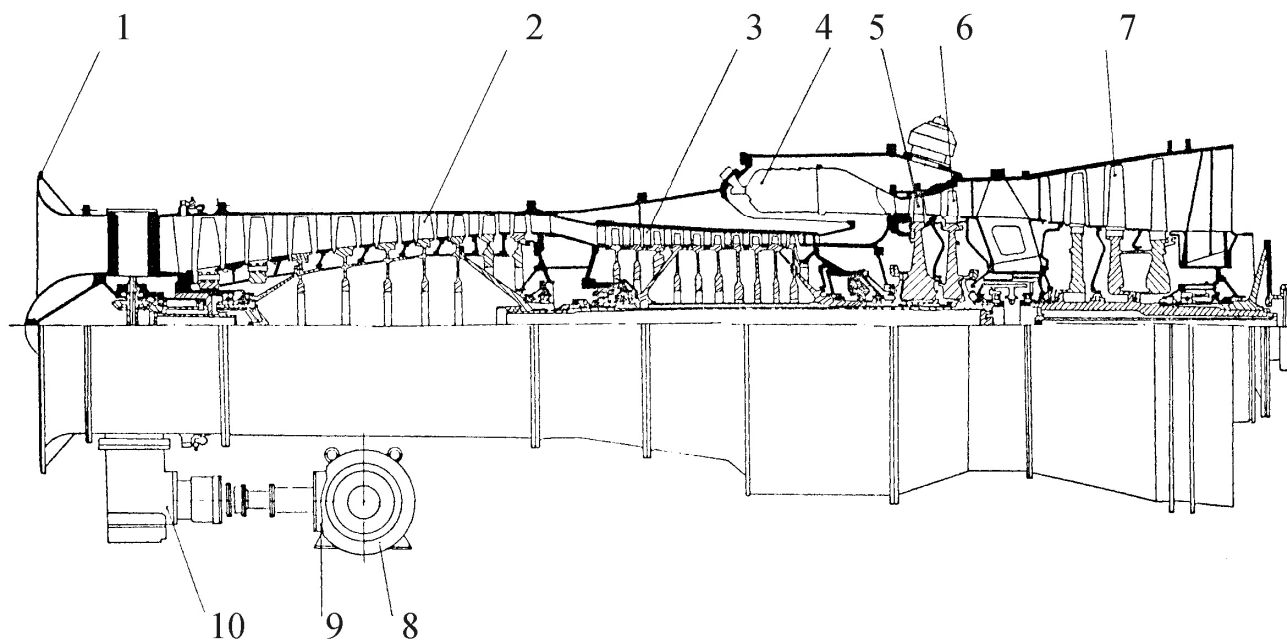


Рис.1.1. Конструктивна схема двигуна UGT 15000:

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 – електростартер; 9 – виносна коробка приводів; 10 – нижня коробка приводів

⁴ Конструкція UGT 15000 розглядається на прикладі двигуна ДГ90.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Компресори 2 і 3 разом із турбінами, що приводять їх в обертання, утворюють два контури (відповідно, низького і високого тисків), які кінематично не пов'язані між собою і мають різні частоти обертання. Потужність від силової турбіни через ресору передається споживачу.

Компресор низького тиску (рис.1.2) – осьовий, 9-ступінчастий, складається із вхідного пристрою, переднього корпуса 1, корпуса КНТ 2, ротора КНТ 3, встановленого на передній 6 і задній 5 опорах.

Вхідний пристрій призначений для забезпечення плавного підведення атмосферного повітря в компресор і утворений зовнішнім і внутрішнім обтічниками. Кільцевий канал між ними є початком проточної частини двигуна.

Передній корпус складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, жорстко з'єднаних між собою шістьма профільованими стійками, і призначений для розміщення передньої опори КНТ, поворотного вхідного напрямного апарата, привода нижньої коробки приводів.

Передня опора ротора – пружна. Корпус опори – гнучкий, тобто має можливість радіально переміщатися за рахунок деформації пружних елементів стінки корпуса. Коливання поглинаються демпфером, що являє собою масляний шар між корпусом опори і лабіринтовою кришкою, який обмежений двома ущільнювальними кільцями.

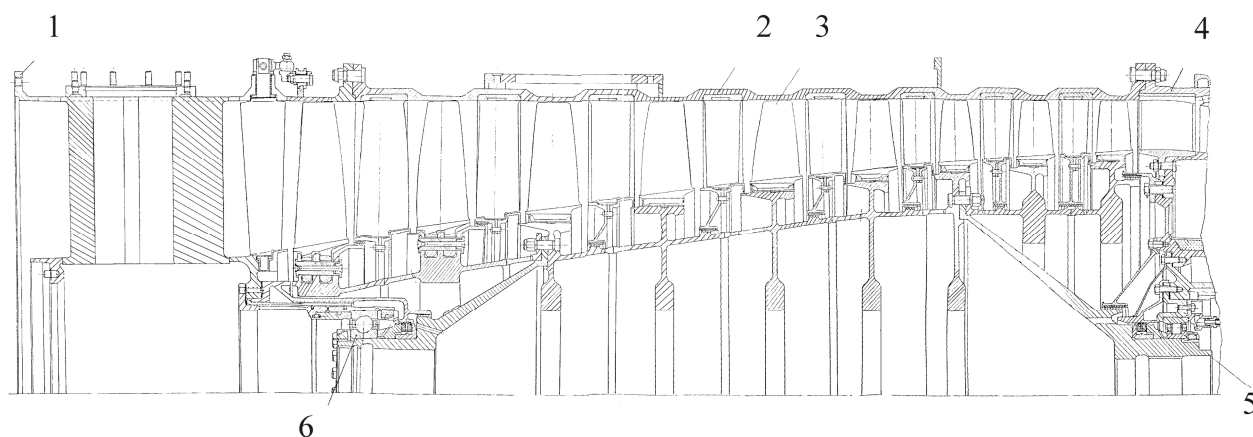


Рис.1.2. Компресор низького тиску:

1 – передній корпус; 2 – корпус компресора низького тиску; 3 – ротор КНТ; 4 – перехідник; 5 – задня опора; 6 – передня опора

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для надійного змащення й охолодження кулькового підшипника передньої опори масло підводиться в двох місцях: у зазор між внутрішньою обоймою підшипника і сепаратором через жиклери маслопідводного кільця і радіально – через отвір у внутрішній обоймі підшипника.

Корпус компресора низького тиску виконаний у вигляді порожнього циліндра, що має горизонтальний роз'їм. У циліндричних проточках корпуса розміщено вісім напрямних апаратів, що кріпляться до корпуса гвинтами. У нижній половині зовнішньої поверхні корпуса є дві бобишки з різьбовими отворами для кріплення опор двигуна.

Ротор КНТ – дисково-барабанної конструкції, складається з передньої і задньої цапф, робочих лопаток і дисків, поєднаних у три нероз'ємні складальні одиниці: барабан 1-2-го ступенів, барабан 3-7-го ступенів, барабан 8-9-го ступенів. Між собою і з цапфами барабани з'єднані за допомогою стяжних болтів.

Робочі лопатки перших двох ступенів мають шарнірне кріплення, що дозволяє їм повертатися щодо осі пальця при роботі двигуна. Робочі лопатки інших ступенів встановлені в пазах дисків сполученням типу "ластівчин хвіст".

Компресор високого тиску (рис.1.3) – осьовий, 10-ступінчастий, складається з переходника 1, корпусів 2, ротора 3 турбокомпресора високого тиску.

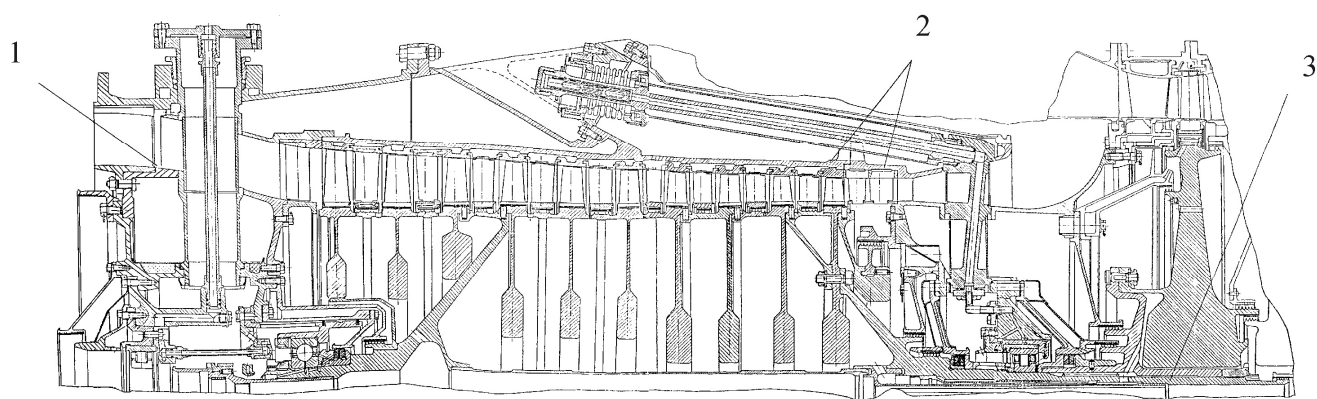


Рис.1.3. Компресор високого тиску:

1 – переходник; 2 – корпуса КВТ; 3 – ротор турбокомпресора високого тиску

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Перехідник призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску. Він складається із зовнішньої і внутрішньої стінок, поєднаних між собою рядом напрямних лопаток останнього ступеня КНТ. У перехіднику розміщені задня опора ротора КНТ, передня опора ротора турбокомпресора високого тиску, вхідний напрямний апарат КВТ, датчик виміру частоти обертання.

Ротор 3 конструктивно поєднує ротори КВТ і ТВТ. Передача крутного моменту від ротора ТВТ до ротора КВТ здійснюється через шлицьове з'єднання.

Ротор КВТ – дисково-барабанної конструкції, складається з десяти дисків, робочих лопаток, передньої і задньої цапф, внутрішнього вала. Робочі лопатки встановлені в пази дисків хвостовиками типу "ластівчин хвіст". Осьова фіксація лопаток здійснюється пластинчастими замками, кінці яких відгинаються на торці хвостовиків.

За ротором КВТ організована розвантажувальна порожнина для забезпечення необхідного зусилля на упорний підшипник. Для стабілізації осьових зусиль, що діють на підшипник, розвантажувальна порожнина поєднана трубами з порожниною перед диском ТВТ. На десятому диску ротора встановлений лабіринт, що обмежує надходження повітря в розвантажувальну порожнину.

Камера згоряння (рис.1.4) – трубчасто-кільцева, протитокова, складається з переднього конуса, виконаного заодно з корпусом КВТ 4, кожуха камери згоряння 8, кожуха 14, шістнадцяти жарових труб 7, розташованих паралельно осі двигуна в кільцевому просторі між кожухами 8 і 14, шістнадцяти змішувачів 9, закріплених на сопловому апараті ТВТ, шістнадцяти одноканальних газових форсунок з пальцем 5 і форсунок 6.

Для зниження швидкості потоку повітря перед жаровими трубами передбачений кільцевий двоступінчастий дифузор 13.

Запалення палива в камері згоряння під час запуску здійснюється від двох запалювачів. Перекидання полум'я між жаровими трубами забезпечується через

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

полум'яперекидні патрубки.

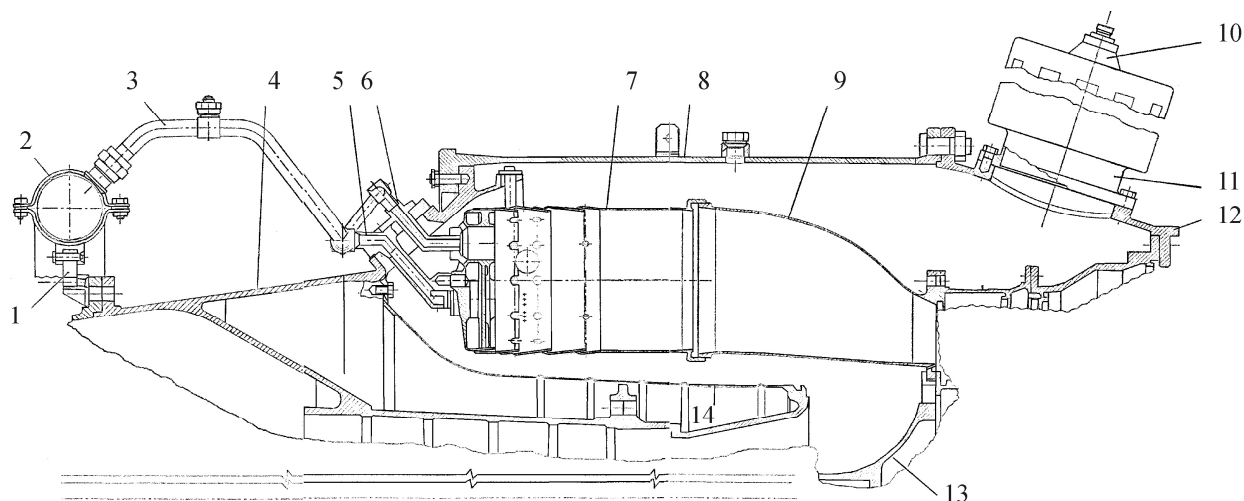


Рис.1.4. Камера згорання:

1 – підвіска; 2 – колектор; 3 – трубка підведення; 4 – корпус КВТ; 5 – форсунка з пальцем; 6 – форсунка; 7 – жарова труба; 8 – кожух камери згорання; 9 – змішувач; 10 – клапан перепуску повітря; 11 – компенсатор; 12 – силовий корпус; 13 – дифузор; 14 – внутрішній кожух

На корпусі 12 і двох компенсаторах 11 установлені два клапани перепуску повітря 10, один із яких стравлює повітря з камери згорання в атмосферу при запуску двигуна, другий – при спрацьовуванні захисту по обмеженню частоти обертання силової турбіни.

Паливні форсунки – одноканальні, складаються з корпусу і ковпачка, у якому виконані один центральний отвір і два ряди отворів по колу, призначених для рівномірної подачі газу. Форсунка з пальцем має штуцер перекидання газу на одноголовочну форсунку і палець для установки в жарову трубу.

Турбіна високого тиску (рис.1.5) – осьова, одноступінчата, консольного типу, складається із соплового апарата 1 і ротора 2. Лопатки турбіни мають конвективне охолодження. Усередину соплових лопаток вставляється дефлектор, що служить для перерозподілу охолодного повітря, яке надходить через отвори в корпусі і після охолодження залишає лопатки через щілини у вихідних краяхах.

Ротор ТВТ складається з диска, робочих лопаток, цапфи ТВТ. Робочі лопатки в диску кріпляться ялинковими замками. Для зниження динамічних

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

напружень у кишені під нижньою полицею лопаток встановлені демпфери.

Для зменшення радіального зазору над обандаженими робочими лопатками розташовані стільникові вставки, що своїми виступами входять у пази корпусу.

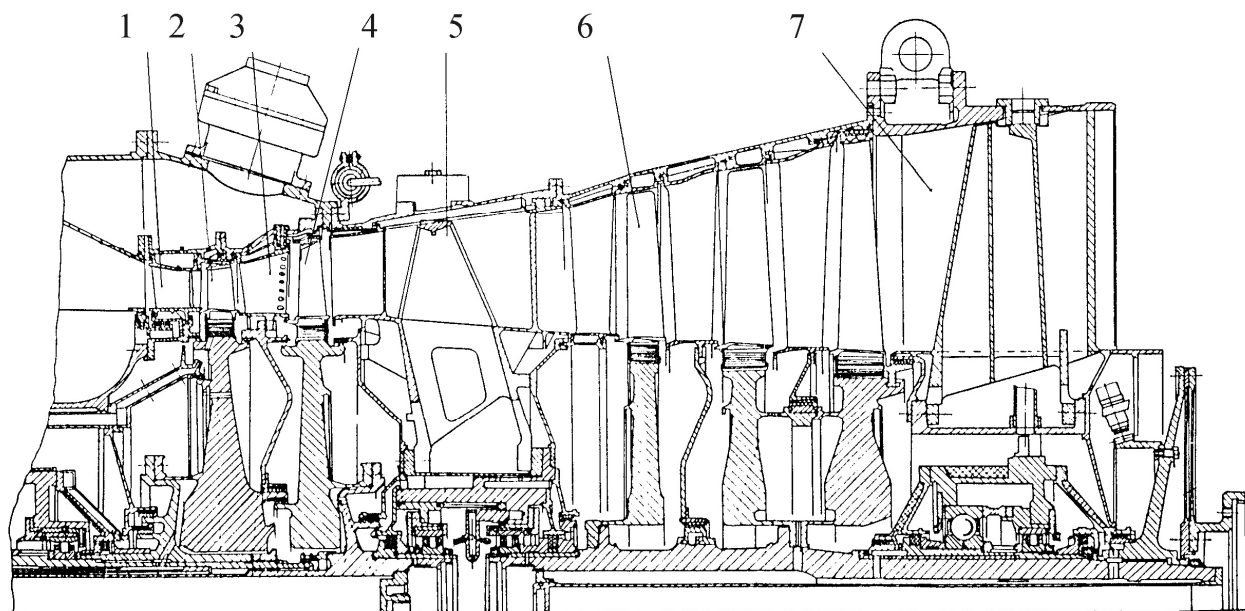


Рис.1.5. Турбінна частина двигуна:

1 – сопловий апарат ТВТ; 2 – ротор ТВТ; 3 – сопловий апарат ТНТ; 4 – ротор ТНТ; 5 – опорний вінець ТНТ; 6 – ротор силової турбіни; 7 – опорний вінець силової турбіни

Турбіна низького тиску – осьова, одноступінчата, складається із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5. Соплові лопатки – охолоджувані, з дефлектором.

Ротор ТНТ складається з диска, робочих лопаток, закріплених за допомогою ялинкових хвостовиків, вала ТНТ. Диск із валом з'єднується болтами.

Опорний вінець ТНТ призначений для розміщення задньої опори ротора турбіни низького тиску і передньої опори ротора силової турбіни. Він також утворює проточну частину між цими турбінами. Стійки з корпусом опорного вінця з'єднуються за допомогою пакетів пружних елементів, що встановлюються на цапфу із зазором і призначені для компенсації теплових розширень. Корпус опори має пружний елемент типу "біляче колесо" для самовстановлювання ротора ТНТ із метою зменшення навантажень, що діють на роликовий

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

підшипник через дисбаланс ротора. Для гасіння вібрації роторів в опорному вінці передбачені масляні демпфери.

Силова турбіна – осьова, триступінчаста⁵, складається із соплових апаратів 3-5-го ступенів, ротора, опорного вінця.

На диску 5-го ступеня кріпиться лабіринт, що разом із кришкою опорного вінця організує за ротором турбіни розвантажувальну порожнину. Частина повітря, підводимого через перехідник КНТ у цю порожнину, потім йде на підпір передніх і задніх лабіринтових і радіально-торцевих ущільнень.

У корпусі підшипників опорного вінця турбіни розташовуються роликовий підшипник, що несе радіальне навантаження, і кульковий підшипник, що сприймає частину осьового навантаження.

Для передачі крутного моменту з вала турбіни на вал споживача використовується пружна муфта. На корпусі муфти встановлений збудник датчика обмеження частоти обертання силової турбіни.

Коробки приводів механічно пов'язані з контуром низького тиску. Нижня коробка приводів призначена для розміщення основного маслоагрегата двигуна, привода від виносної коробки приводів, привода індуктора з пристроєм для ручного прокручування. Виносна коробка – для розміщення привода до електростартерів (~380 В, 2х70 кВт).

Ресурс до капітального ремонту двигуна UGT 15000 становить 25000 год, призначений ресурс – 75000 год.

⁵ В деяких модифікаціях (наприклад, ДБ90) – 4-ступінчаста.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.2. ВИБІР ТЕПЛОВОЇ СХЕМИ ГАЗОТУРБІННОГО АГРЕГАТА

Для суднового використання доцільно прийняти газотурбінний двигун, виконаний за простим термодинамічним циклом. Це пояснюється такими перевагами двигунів данного типу:

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

Компактність і невелика маса газотурбінних двигунів 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.

Малообертові дизельні двигуни та паротурбінні установки 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 двигунів простого циклу істотно простіше, ніж малообертових дизельних двигунів та паротурбінних установок. В судновій установці з газотурбінним двигуном простого циклу відсутні або спрощені кілька систем, що вимагають постійного спостереження. Деякі елементи (наприклад, паливна апаратура, форсунки, органи керування і т.п.) хоча і складніше (ніж в паротурбінних установках), але вимагають меншого догляду.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.3. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ТЕРМОДИНАМІЧНОГО ЦИКЛУ

Оптимізацію параметрів циклу газотурбінного двигуна 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. 1.6 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 $c_{p_c}, c_{p_g}, k_c, k_g$.. 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 точність розв'язку ε_F не досягнута, то після обчислення в блоці 15 нового

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

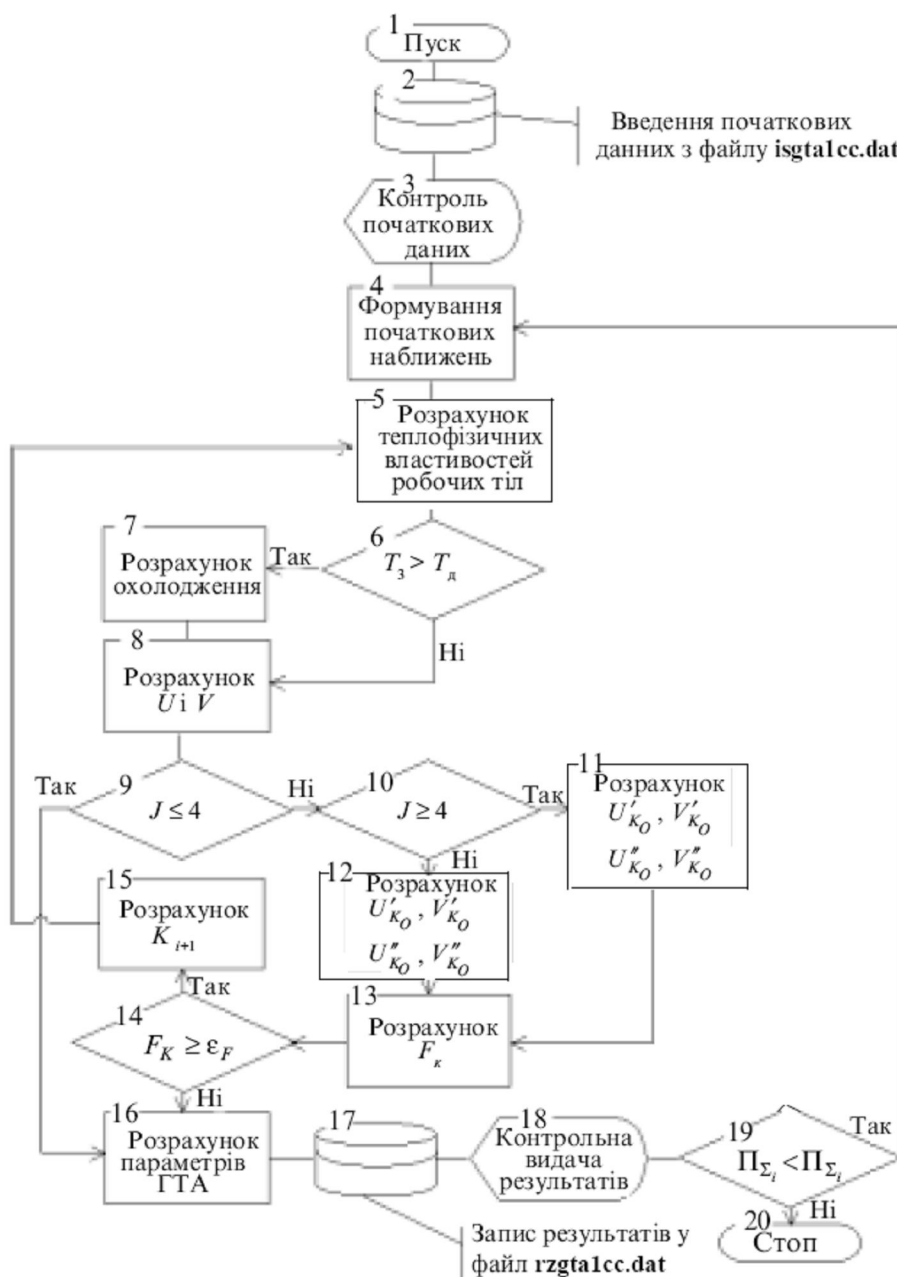


Рис. 1.6. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

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

Ідентифікатор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
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, розміщених в каталозі STUDENT, який, у свою чергу, зареєстрований у кореневому каталозі твердого диска ПК. Редагування файлу isgtalcc.dat здійснюється екранним редактором. При використанні програмної оболонки "Norton Commander" це може бути її вбудований редактор, викликуваний натисканням функціональної клавіші [F4], або редактор мови ФОРТРАН 77 WEDIT, використовуваний у резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Значення вихідних параметрів наведені в табл. 1.4.

Таблиця 1.4

Параметр	Числове значення
Температура газу перед турбіною високого тиску, К	1510
Температура навколишнього повітря, К	288
Допустима температура металу робочих лопаток, К	1070
ККД ступеня компресора	0,895
ККД ступеня турбіни	0,900
Механічний ККД	0,975
Коефіцієнт повноти згоряння палива	0,990
КВПТ для вхідного пристрою	0,985
КВПТ для переходника між компресорами	0,995
КВПТ для камери згоряння	0,950
КВПТ для опорних вінців турбін	0,995
КВПТ для газовипускного пристрою	0,980
Еталонна питома витрата охолоджуючого повітря	0,023

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgtalcc.dat, будуємо графіки (рис. 1.7 та рис. 1.8) –

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 26$: $\eta_{e \max} = 0,36782$; при цьому питома потужність $N_{\text{пит}} = 284,0$ кВт/(кг/с). Але із конструктивних поглядів для подальшого детального теплового розрахунку обираємо розрахункове значення загальної міри підвищення тиску в циклі $\pi_{\Sigma}^{\text{роз}} = 21$, якій відповідає $\eta_{e, \text{роз}} = 0,36471$ та $N_{\text{пит}} = 303,5$ кВт/(кг/с).

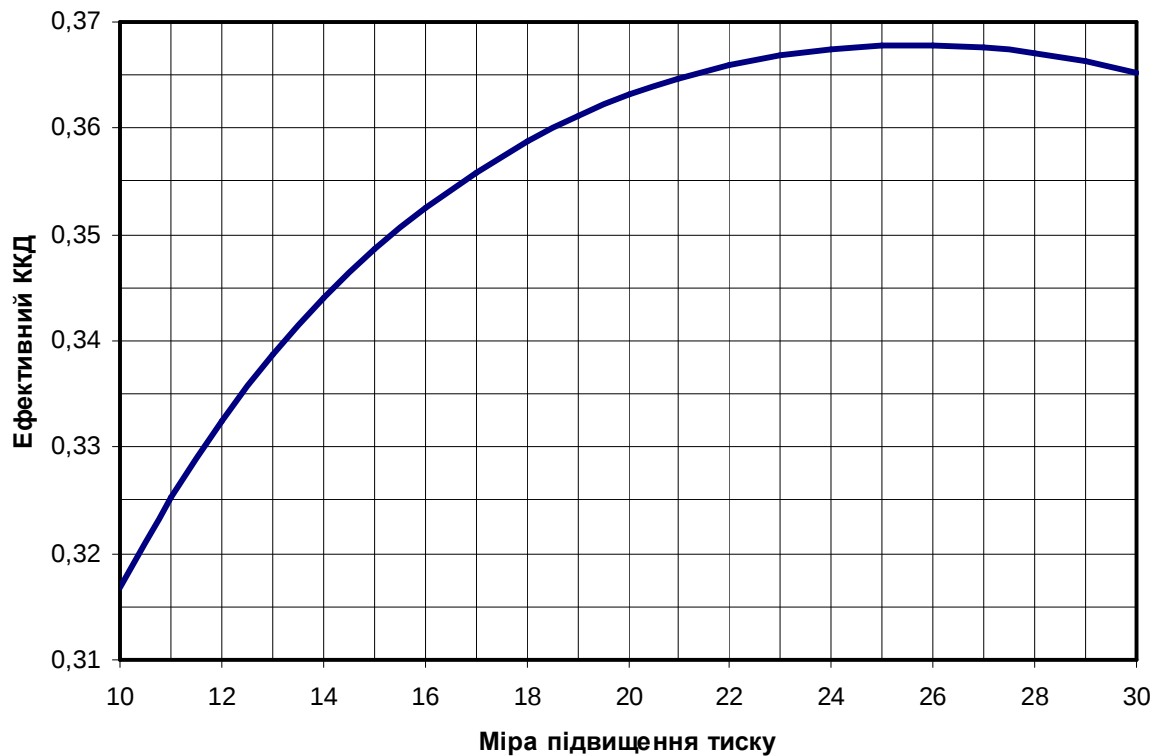


Рис. 1.7. Залежність ефективного ККД газотурбінного двигуна від міри підвищення тиску у циклі

При цьому втрата коефіцієнта корисної дії сягає

$$\delta_{\eta_e} = \frac{\eta_{e, \max} - \eta_{e, \text{роз}}}{\eta_{e, \max}} = \frac{0,36782 - 0,36471}{0,36782} \cdot 100\% = 0,845\%,$$

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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\Delta N_{\text{пит}} = \frac{303,5 - 284,0}{284,0} \times 100\% = 6,87\% .$$

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

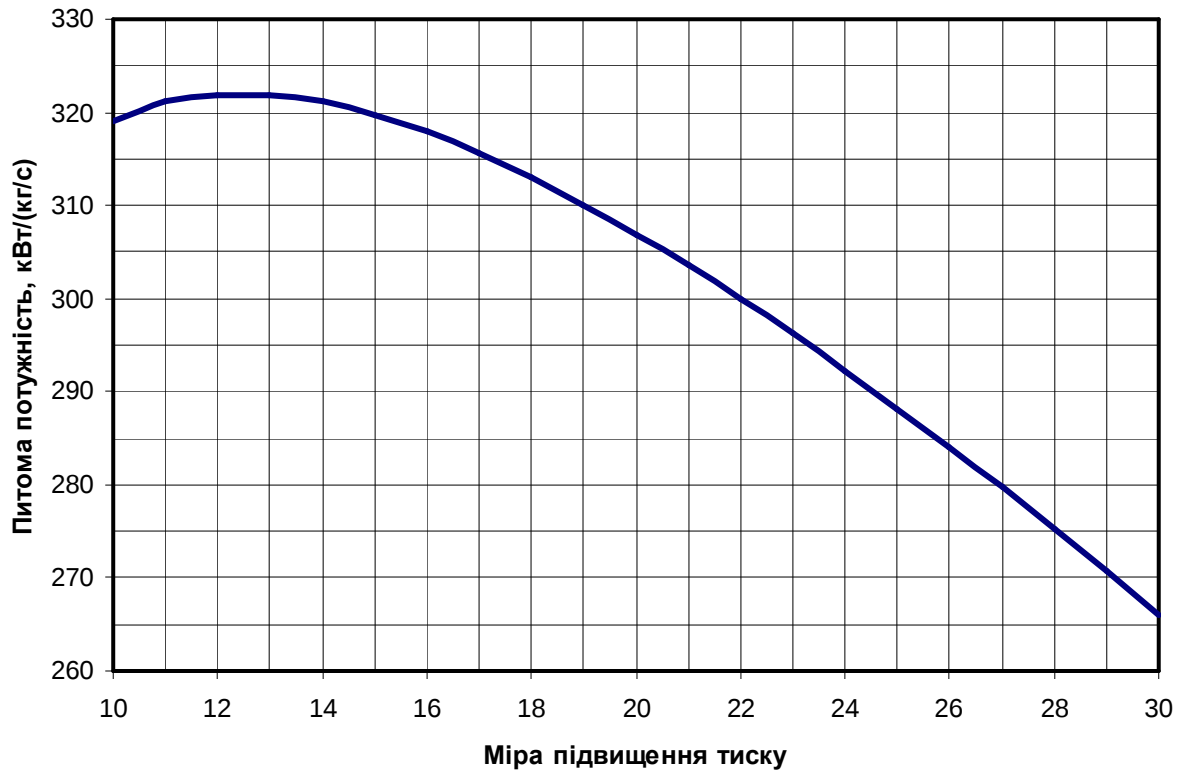


Рис. 1.8. Залежність питомої потужності газотурбінного двигуна від міри підвищення тиску у циклі

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTAlCC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент Grigor ev E.

01.ПРИЗНАК ЦИКЛА	1
02.ТЕМПЕРАТУРА ГАЗА ПЕРЕД ТВД ГТД,К	1510.0
03.ТЕМПЕРАТУРА НАРУЖНОГО ВОЗДУХА,К	288.0
04.ДОПУСТИМАЯ ТЕМПЕРАТУРА МЕТАЛЛА ЛОПАТОК,К	1070.0
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ КОМПРЕССОРА	0.8950
05.КПД ЭЛЕМЕНТАПНОЙ СТУПЕНИ ТУРБИНЫ	0.9000
06.МЕХАНИЧЕСКИЙ КПД ГТА	0.9750
07.КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛНОТЫ СГОРАНИЯ КС	0.9900
08.НАЧАЛЬНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	10.00
09.КОНЕЧНОЕ ЗНАЧЕНИЕ QK	30.00
10.ШАГ СПУСКА ПО QK	1.00
12.КВПД ДЛЯ ВХОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9850
13.КВПД ДЛЯ ПЕРЕХОДНИКОВ КОМПРЕССОРОВ	0.9950
14.КВПД ДЛЯ ОСНОВНОЙ КС	0.9500
15.КВПД ДЛЯ ОПОРНЫХ ВЕНЦОВ ТУРБИН	0.9950
16.КВПД ДЛЯ ГАЗООТВОДНОГО УСТРОЙСТВА	0.9800
17.УДЕЛЬНЫЙ РАСХОД ОХЛАЖДАЮЩЕГО ВОЗДУХА	0.0230
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	0.32692	326.2	0.000	0.000	590.8	939.1	0.000	4.0	0.0816	2.62
11.0	0.33561	328.3	0.000	0.000	607.9	919.4	0.000	4.0	0.0837	2.66
12.0	0.34307	329.3	0.000	0.000	623.9	901.7	0.000	4.0	0.0859	2.71
13.0	0.34949	329.3	0.000	0.000	638.8	885.6	0.000	4.0	0.0880	2.75
14.0	0.35502	328.7	0.000	0.000	653.0	871.0	0.000	4.0	0.0902	2.79
15.0	0.35980	327.4	0.000	0.000	666.3	857.5	0.000	4.0	0.0925	2.84
16.0	0.36392	325.6	0.000	0.000	679.1	845.0	0.000	4.0	0.0947	2.88
17.0	0.36746	323.4	0.000	0.000	691.2	833.4	0.000	4.0	0.0970	2.92
18.0	0.37050	320.9	0.000	0.000	702.8	822.6	0.000	4.0	0.0993	2.96
19.0	0.37308	318.1	0.000	0.000	713.9	812.5	0.000	4.0	0.1016	3.00
20.0	0.37524	315.0	0.000	0.000	724.6	803.0	0.000	4.0	0.1040	3.03
21.0	0.37702	311.7	0.000	0.000	734.8	794.0	0.000	4.0	0.1064	3.07
22.0	0.37845	308.2	0.000	0.000	744.7	785.5	0.000	4.0	0.1089	3.11
23.0	0.37956	304.6	0.000	0.000	754.3	777.5	0.000	4.0	0.1114	3.15
24.0	0.38036	300.8	0.000	0.000	763.5	769.9	0.000	4.0	0.1140	3.19
25.0	0.38087	296.8	0.000	0.000	772.5	762.6	0.000	4.0	0.1166	3.22
26.0	0.38110	292.8	0.000	0.000	781.2	755.7	0.000	4.0	0.1193	3.26
27.0	0.38108	288.6	0.000	0.000	789.6	749.1	0.000	4.0	0.1220	3.30
28.0	0.38080	284.3	0.000	0.000	797.8	742.7	0.000	4.0	0.1248	3.33
29.0	0.38027	280.0	0.000	0.000	805.7	736.7	0.000	4.0	0.1277	3.37
30.0	0.37950	275.5	0.000	0.000	813.5	730.8	0.000	4.0	0.1306	3.40

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 частин: компресорів, камери згоряння та турбін. Ці дані необхідні для виконання розрахунків масогабаритних характеристик газотурбінного двигуна, а також проектувальних термогазодинамічних розрахунків цих агрегатів. Також на цьому етапі уточнюються показники економічності газотурбінного двигуна, його питома потужність.

Структурна схема суднового газотурбінного агрегата наведена на рис. 1.9, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис. 1.10. Результати розрахунків зведено до табл. 1.5.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 18000 кВт, початкова температура газу – 1510 К, базовий двигун – UGT 15000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 21.

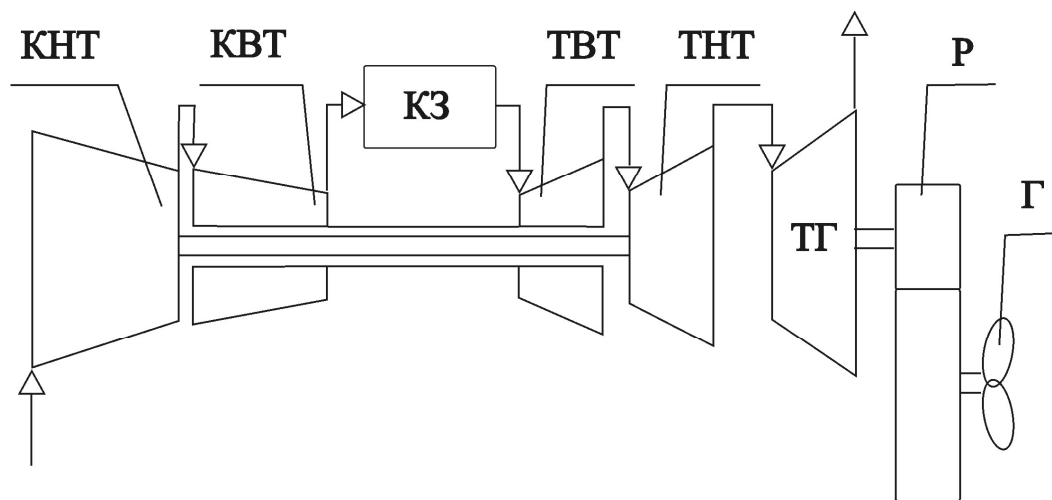


Рис. 1.9. Структурна схема суднового газотурбінного агрегата:

КНТ – компресор низького тиску; КВТ – компресор високого тиску; КЗ – камера згоряння; ТВТ – турбіна високого тиску; ТНТ – турбіна низького тиску; ТГ – турбіна гвинта; Р – редуктор; Г – гребний гвинт

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

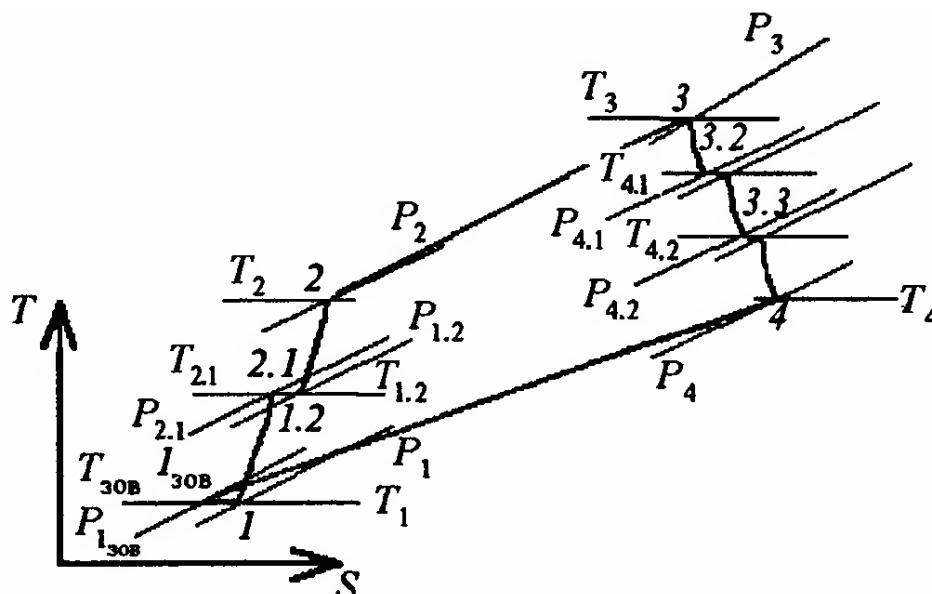


Рис. 1.10. Термодинамічний цикл суднового газотурбінного агрегата

Таблиця 1.5

Величина	Спосіб визначення	Наближення	
		Перше	Друге
1. Загальна міра підвищення тиску повітря в компресорі $\pi_{\kappa\Sigma}$	Приймається [5]	21	-
2. Максимальна температура газу в циклі T_3 , К	Задається завданням	1510	-
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]	1070,0	-
6. Адіабатичний ККД елементарного ступеня компресора $\eta_{ак}$	Приймається [5]	0,8950	-
7. Коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз}$	Приймається [5]	0,9900	-
8. КВПТ у входному пристрої $v_{вх}$	Приймається [5]	0,9850	-
9. КВПТ у переходнику компресора v_{κ}	Приймається [5]	0,9950	-
10. КВПТ у камері згоряння $v_{кз}$	Приймається [5]	0,9500	
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]	0,9800	
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]	0,9000	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
17. Механічний ККД турбін η_{mi}	Приймається [5]	0,9950	
18. Механічний ККД редуктора η_p	Приймається [5]	0,9800	
19. Коефіцієнт витрати КВТ $\alpha_{\kappa 2}$	Приймається [5]	0,9950	
20. Еталонне значення коефіцієнта витрати охолодного повітря g_e	Приймається [5]	0,023	
21. Нижча наявна теплотворна здатність палива H_u , кДж/кг	Вибирається з довідкової літератури [5]	42915	
22. Стехіометрична кількість повітря L_0	Вибирається з довідкової літератури [5]	14,78	
23. Ефективна потужність ГТА N_e , кВт	Задається завданням	18000	
24. Міра підвищення тиску в КВТ $\pi_{\kappa 2}$	Приймається [5]	4,400	
25. Міра підвищення тиску в КНТ $\pi_{\kappa 1}$	$\pi_{\kappa \Sigma} / \pi_{\kappa 2}$	4,773	
26. Показник ізоентропи для повітря $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,400	1,395
27. Адіабатичний ККД КНТ $\eta_{\kappa 1}$	$\frac{\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1}{\pi_{\kappa 1}^{k_{п1}\eta_{ак}} - 1}$	0,870	0,870
28. Дійсний підігрів повітря в КНТ $\Delta T_{\kappa 1}$, К	$\frac{T_1(\pi_{\kappa 1}^{\frac{k_{п1}-1}{k_{п1}}} - 1)}{\eta_{\kappa 1}}$	186,3	184,2
29. Температура повітря за КНТ $T_{2,1}$, К	$T_1 + \Delta T_{\kappa 1}$	474,3	472,2
30. Середня температура процесу підвищення тиску в КНТ $T_{сер.к1}$, К	$T_{306} + \frac{\Delta T_{\kappa 1} \cdot \eta_{\kappa 1}}{2}$	381,2	380,1
31. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн1}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к1})$	1,013	1,013
32. Показник ізоентропи для процесу підвищення тиску в КНТ $k_{п1}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,395	1,396
33. Тиск повітря на вході в КНТ P_1 , МПа	$P_{306} \cdot \nu_{вх}$	0,099	
34. Тиск повітря на виході з КНТ $P_{2,1}$, МПа	$P_1 \cdot \pi_{\kappa 1}$	0,475	
35. Показник ізоентропи для повітря $k_{п2}$	$\frac{c_{пн1}}{c_{пн1} - R_{п}}$	1,380	1,370
36. Адіабатичний ККД КВТ $\eta_{\kappa 2}$	$\frac{\pi_{\kappa 2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1}{\pi_{\kappa 2}^{k_{п2}\eta_{ак}} - 1}$	0,872	0,873

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
36. Дійсний підігрів повітря в КВТ $\Delta T_{к2}$, К	$\frac{T_{1,2} \left(\pi_{к2}^{\frac{k_{п2}-1}{k_{п2}}} - 1 \right)}{\eta_{к2}}$	272,7	266,2
37. Температура повітря за КВТ T_2 , К	$T_{1,2} + \Delta T_{к2}$	744,9	738,4
38. Середня температура процесу підвищення тиску в КВТ $T_{сер.к2}$, К	$T_{2,1} + \frac{\Delta T_{к2} \cdot \eta_{к2}}{2}$	608,6	605,3
39. Середня масова теплоємність повітря для процесу $c_{пн2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к2})$	1,063	1,062
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	$P_{2,1} \cdot v_{к}$	0,472	
42. Тиск повітря на виході з КВТ P_2 , МПа	$P_{1,2} \cdot \pi_{к2}$	2,079	
43. Середня масова теплоємність "чистих" продуктів згоряння $C_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}, \alpha = 1)$	1,237	
44. Середня масова теплоємність повітря для процесу в камері згоряння $c_{пп} \Big _{293}^{T_3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3})$	1,120	
45. Середня масова теплоємність повітря на вході в камеру згоряння $c_{пп} \Big _{293}^{T_2}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.к3}^{вх})$	1,043	
46. Відносна витрата палива в камері згоряння $g_{пал}$	$\frac{c_{пп} \Big _{293}^{T_3} (T_3 - 293) - c_{пп} \Big _{293}^{T_2} (T_2 - 293)}{Q_p^H \cdot \eta_{к3} - \left[c_{pg\alpha=1} \Big _{293}^{T_3} \cdot (L_0 + 1) - c_{пп} \Big _{293}^{T_3} \cdot L_0 \right] (T_3 - 293)}$	0,0231	
47. Коефіцієнт надлишку повітря в камері згоряння α	$\frac{1}{g_{пал} L_0}$	2,929	
48. Тиск на виході з КЗ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{к3}$	1,975	
49. Число рядів охолоджуваних вінців ТВТ (з урахуванням того, що ТВТ одноступінчаста) $n_{ох1}$	Приймається [5]	2	
50. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови а	Приймається $T_3 - T_d > 100$	1,300	
51. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,0500	
52. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ $\beta_{т1}$	Приймається	0,9000	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
53. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox1}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox1} + 1)}{2} \frac{(T_3 - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T_3}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t1}$	0,0673	
54. Оціночна температура перед ТНТ $T'_{3,2}$, К	$T_3 - 0,91 \frac{\Delta T_{к2}}{2}$	1390,2	
55. Число рядів охолоджуваних вінців ТНТ (з урахуванням того, що ТНТ одноступінчаста) n_{ox2}	Приймається [5]	2	
56. Коефіцієнт перерахування еталонної витрати на натурні умови a	Приймається $T'_{3,2} - T_d > 100$	1,300	
57. Коефіцієнт, що враховує теплообмін через торцеві поверхні лопаток k_t	Приймається 1,05...1,10	1,050	
58. Коефіцієнт витрати для охолоджуваної ТВТ β_{t2}	Приймається [5]	0,9800	
59. Відносна витрата охолодного повітря, яке подається на охолодження лопаток ТВТ g_{ox2}	$a \cdot k_{т.л} \cdot g_e \frac{(n_{ox2} + 1)}{2} \frac{(T'_{3,2} - T_d)}{(T_d - T_{ox})} \left(\frac{T'_{3,2}}{T_{ox}} \right)^{0,25} \cdot \beta_{t2}$	0,0522	
60. Коефіцієнт витрати повітря для камери згоряння $\alpha_{к3}$	$\alpha_{к2} - g_{ox1} - g_{ox2} - 0,011$	0,865	
61. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ β_{t1}	$\frac{(1 + g_{пал}) \cdot \alpha_{к3}}{\alpha_{к2}}$	0,889	
62. Коефіцієнт витрати газу для ТНТ β_{t2}	$\beta_{t1} \cdot \alpha_{к3} + g_{ox1} + 0,006$	0,958	
63. Коефіцієнт витрати газу для ТГ β_{t3}	$\beta_{t2} + g_{ox2} + 0,004$	1,014	
64. Коефіцієнт витрати газу для ТВТ $\beta_{св}$	$\beta_{t3} + 0,004$	1,018	
65. Середня температура процесу розширення у ТВТ $T_{сеп.т1}$, К	$T_3 - \frac{0,91 \Delta T_{к2}}{2 \cdot \eta_{T1}}$	1373,9	
66. Середня теплоємність газу для процесу розширення у ТВТ c_{pr1} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сеп.т1}, \alpha)$	1,255	
67. Показник ізоентропи для процесу розширення у ТВТ $k_{т1}$	$\frac{c_{pz1}}{c_{pz1} - R_{г}}$	1,298	
68. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресорного блоку високого тиску ТКВТ C_2	$\frac{c_{pn2}}{\beta_{t1} \cdot c_{pr1} \cdot \eta_{м1}}$	0,957	
69. Температурний перепад у ТВТ $\Delta T_{т1}$, К	$C_2 \cdot \Delta T_{к2}$	254,6	
70. Оціночна температура газу за ТВТ $T_{4,1}^?$, К	$T_3 - \Delta T_{т1}$	1255,4	
71. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{pz} \Big _{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*, \alpha)$	1,236	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
72. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} ^{T_{4,1}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,1}^*)$	1,177	
73. Температура газу за охолоджуваною ТВТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,1}$, К	$\frac{\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1}}{(\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{t1}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{k2} \cdot \beta_{t1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$	1216,4	
74. Міра розширення газу у ТВТ π_{t1}	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{t1}}{T_3 \cdot \eta_{t1} - \Delta T_{t1}} \right)^{\frac{k_{d1}}{k_{d1}-1}}$	2,528	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{k3}$	1,975	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{t1}}$	0,781	
77. Температура газу перед ТНТ $T_{3,2}$, К	$T_{3,2} = T_{4,1}$	1216,4	
78. Середня температура для процесу розширення в ТНТ $T_{сер.т2}$, К	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{k1}}{2 \cdot \eta_{m2}}$	1124,3	
79. Теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТНТ c_{pr2} , кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т2}, \alpha)$	1,212	
80. Показник ізоентропи процесу розширення в ТНТ $k_{п2}$	$\frac{c_{p22}}{c_{p22} - R_r}$	1,312	
81. Коефіцієнт балансу потужності турбокомпресора низького тиску ТКНТ C_1	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{m2} \cdot \beta_{t2}}$	0,877	
82. Температурний перепад у ТНТ ΔT_{t2} ,	$C_1 \cdot \Delta T_{k1}$	161,5	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4,2}^?$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{t2}$	1054,8	
84. Теплоємність газу для процесу змішування $c_{p2} ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*, \alpha)$	1,198	
85. Теплоємність повітря для процесу змішування $c_{pp} ^{T_{4,2}^*}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{4,2}^*)$	1,146	
86. Температура газу за охолоджуваною ТНТ з урахуванням підмішування охолодного повітря $T_{4,2}$, К	$\frac{\beta_{t2}}{(\beta_{t2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{t2}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} ^{T_{4,2}^*} (\beta_{t2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1036,8	
87. Міра розширення газу в ТНТ π_{t2}	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{t2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{t2} - \Delta T_{t2}} \right)^{\frac{k_{t2}}{k_{t2}-1}}$	1,958	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot v_{t1}$	0,781	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{t2}}$	0,399	

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
90. Тиск газу перед турбіною гвинта $P_{3.3}$, МПа	$P_{4.2} \cdot v_{т2}$	0,397	
91. Температура газу перед ТГ $T_{3.3}$, К	$T_{3.3} = T_{4.2}$	1036,8	
92. Тиск газу за ТГ P_4 , МПа	$\frac{P_{30B}}{v_{гв}}$	0,103	
93. Міра розширення газу в ТГ $\pi_{т3}$	$\frac{P_{3.3}}{P_4}$	3,873	
94. Середня температура газу для процесу розширення в ТГ у першому наближенні $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{к1} + \Delta T_{к2}}{4}$	924,2	
95. Середня масова теплоємність продуктів згоряння для процесу розширення в ТГ $c_{рг3}$, кДж/(кг·К)	$f(T_{сер.т3}, \alpha)$	1,171	1,171
96. Показник ізоентропи процесу розширення в ТГ $k_{т3}$	$\frac{c_{pz3}}{c_{pz3} - R_{г}}$	1,326	1,326
97. Температурний перепад у ТГ $\Delta T_{т3}$, К	$T_{3.3} \left(1 - \frac{1}{\pi_{т3}^{\frac{k_{т3}-1}{k_{т3}}}} \right) \cdot \eta_{т3}$	264,4	264,4
98. Температура газу за ТГ T_4 , К	$T_{3.3} - \Delta T_{т3}$	772,4	772,4
99. Середнє значення температури процесу розширення в ТГ $T_{сер.т3}$, К	$T_{3.3} - \frac{\Delta T_{т3}}{2 \cdot \eta_{т3}}$	889,9	
100. Питома потужність ГТД $N_{питГТД}$, кВт/(кг/с)	$c_{рг3} \cdot \Delta T_{т3} \cdot \beta_{т3} \cdot v_{вх} \cdot \eta_{mi}$	306,0	
101. Приведена витрата повітря через КНТ $G_{к1пр}$, кг/с	$\frac{N_e}{N_{питГТД} \cdot \eta_p}$	54,9	
102. Витрата повітря через КНТ $G_{к1}$, кг/с	$G_{к1пр} \cdot v_{вх}$	54,1	
103. Витрата повітря через КВТ $G_{к2}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к2}$	53,8	
104. Витрата повітря через камеру згоряння $G_{пк3}$, кг/с	$G_{к1} \cdot \alpha_{к3}$	46,8	
105. Годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год}$, кг/год	$g_{пал} \cdot G_{пк3} \cdot 3600$	3888,4	
106. Витрата газу через ТВТ $G_{т1}$, кг/с	$\beta_{т1} \cdot G_{к2}$	47,8	
107. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ G_{ox1} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox1}$	3,60	
108. Витрата газу через ТНТ $G_{т2}$, кг/с	$\beta_{т2} \cdot G_{к1}$	51,8	
109. Витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ G_{ox2} , кг/с	$G_{к1} \cdot g_{ox2}$	2,80	

Продовження табл. 1.5

Величина	Спосіб визначення	Перше	Друге
110. Витрата газу через ТГ $G_{ТЗ}$, кг/с	$\beta_{ТЗ} \cdot G_{к1}$	54,8	
111. Витрата газу через газовідвідний пристрій $G_{ГВ}$, кг/с	$\beta_{ГВ} \cdot G_{к1}$	55,1	
112. Питома витрата палива на ГТА C_{N_e} , кг/(кВт·год)	$G_{нал_{200}} / N_e$	0,2315	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3624	

					142.6231м.02.КР	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 виконуються його габаритний розрахунок і компоновання. У першу чергу для ГТД проводяться 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 газотурбінного двигуна і креслення поздовжнього перерізу його проточної частини.

При компонованні ГТД і кресленні його поздовжнього перерізу конструктивно визначають габарити перехідників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих суднових 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 ГТД.

1.5.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів

Розрахунки габаритних розмірів компресорів ГТД здійснюються послідовно, починаючи з компресора низького тиску. 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 $P_2 = 0,475$ МПа; температура повітря перед КНТ $T_1 = 288$ К

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

температура повітря за КНТ $T_2 = 472,2 \text{ K}$; витрата повітря через КНТ $G_k = 54,1 \text{ кг/с}$.

КВТ: тиск повітря на вході в КВТ $P_1 = 0,475 \text{ МПа}$; тиск повітря на виході з КВТ $P_2 = 2,079 \text{ МПа}$; температура повітря перед КВТ $T_1 = 472,2 \text{ K}$; температура повітря за КВТ $T_2 = 738,4 \text{ K}$; витрата повітря через КВТ $G_k = 53,8 \text{ кг/с}$.

Розрахункова схема компресора наведена на рис. 1.11. Результати розрахунку зведені до табл. 1.6.

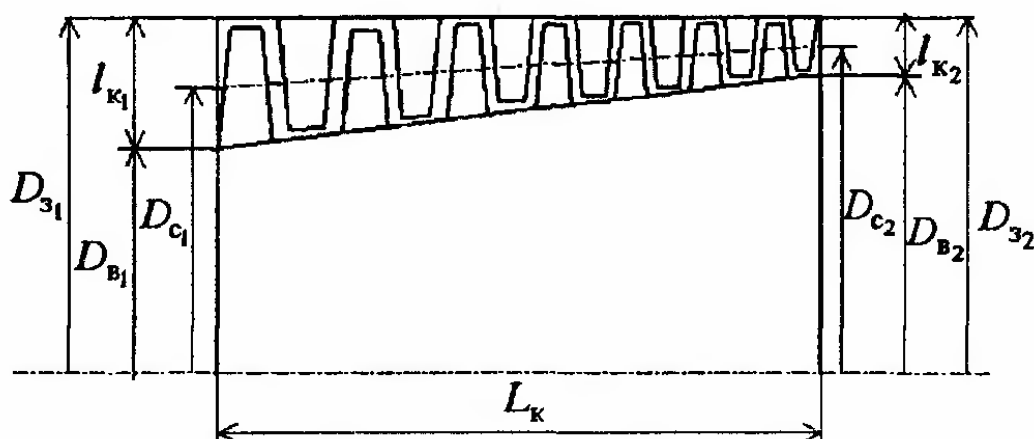


Рис. 1.11. Розрахункова схема компресора

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	240
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	1,385
5. Коефіцієнт швидкості у входному перерізі компресора λ_{ca1}	$\frac{c_{a1}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n+1} RT_1}}$	0,434	0,272

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
6. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{ca1})$	$\lambda_{ca1} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{ca1}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,632	0,417
7. Кільцева площа на вході в компресор F_1 , м ²	$\frac{G_k \sqrt{T_1}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_1 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{ca1})}}$	0,3604	0,1475
8. Втулкове відношення $\bar{d}_{BT}$	Приймається [5]	0,50	0,70
9. Зовнішній діаметр на вході в компресор D_{31} , м	$\sqrt{\frac{4F_1}{\pi(1 - d_{BT}^2)}}$	0,782	0,607
10. Внутрішній діаметр на вході в компресор D_{B1} , м	$\bar{d}_{BT} \cdot D_{31}$	0,391	0,425
11. Середній діаметр на вході в компресор D_{c1} , м	$\frac{1}{2}(D_{31} + D_{B1})$	0,587	0,516
12. Висота лопатки 1-го ступеня компресора на вході l_{k1} , м	$(D_{31} - D_{B1}) / 2$	0,196	0,091
13. Частота обертання ротора компресора n_k , об/хв	$\frac{60 \cdot u_{31}}{\pi \cdot D_{31}}$	6594	7556
14. Матеріал лопаток компресора	Приймається [5]	BT3-1	X17H2
15. Густина матеріалу лопатки компресора ρ_{MK} , 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 σ_{k1} , МПа	$9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{MK}}{7850} \right) \cdot n_k^2 \cdot F_1 \cdot 10^{-6}$	101,5	89,5
18. Запас міцності для робочої лопатки 1-го ступеня компресора $k_{mц1}$	σ_k / σ_{k1}	9,56	10,6
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	$\frac{c_{p_n}}{c_{p_n} - R_n}$	1,385	1,358
21. Коефіцієнт швидкості на виході з компресора λ_{ca2}	$\frac{c_{a2}}{\sqrt{\frac{2k_n}{k_n + 1} RT_2}}$	0,306	0,197
22. Газодинамічна функція щільності струму $q(\lambda_{ca2})$	$\lambda_{ca2} \left[\frac{k_n + 1}{2} \left(1 - \frac{k_n - 1}{k_n + 1} \lambda_{ca2}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_n - 1}}$	0,465	0,307

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
23. Кільцева площа вихідного перерізу компресора F_2 , м ²	$\frac{G_2 \sqrt{T_2}}{\sqrt{\frac{k_n}{R_n \cdot 10^3} \left(\frac{2}{k_n + 1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}} \cdot p_2 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c_{a2}})}}$	0,1322	0,0574
24. Діаметри на виході з компресора, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{32} = D_{31}$ $D_{B2} = \sqrt{D_{32}^2 - \frac{4F_2}{\pi}}$ $D_{c2} = \frac{D_{32} + D_{B2}}{2}$	0,782 0,666 0,724	
	$D_{B2} = D_{B1}$ $D_{32} = \sqrt{D_{B2}^2 + 4F_2 / \pi}$ $D_{c2} = (D_{B2} + D_{32}) / 2$		0,425 0,504 0,464
	$(D_{32} - D_{B2}) / 2$	0,058	0,039
26. Ступінь підвищення тиску в компресорі π_k	Приймається [5]	4,773	4,400
27. Міра підвищення тиску в ступені компресора $\pi_{k_{ст}}$	Приймається [5]	1,20	1,17
28. Число ступенів компресора z_k	Ціле $\frac{\lg \pi_k}{\lg \pi_{k_{ст}}}$	9	10
29. Кільцева площа середнього розрахункового ступеня F_{ck} , м ²	$\frac{F_1 + F_2}{2}$	0,2463	0,1024
30. Діаметральні габаритні розміри середнього розрахункового ступеня, м	Приймається	$D_3 = \text{const}$	$D_B = \text{const}$
	$D_{3c} = D_{31}$ $D_{Bc} = \sqrt{D_{3c}^2 - \frac{4F_c}{\pi}}$ $D_{cc} = \frac{D_{3c} + D_{Bc}}{2}$	0,782 0,546 0,664	
	$D_{6c} = D_{B1}$ $D_{3c} = \sqrt{D_{Bc}^2 + 4F_{ck} / \pi}$ $D_{cc} = (D_{Bc} + D_{3c}) / 2$		0,425 0,558 0,491

Продовження табл.1.6

Величина	Спосіб визначення	КНТ	КВТ
31. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня $l_{\text{КС}}$, м	$(D_{\text{ЗС}} - D_{\text{ВС}})/2$	0,118	0,066
32. Відносна висота лопатки компресорного ступеня $v_{\text{ЛК}}$	$D_{\text{СС}}/l_{\text{КС}}$	5,63	7,40
33. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{\text{СТК}}$	$0,087353 + 0,02604 v_{\text{ЛС}} + 0,00092 v_{\text{ЛС}}^2 + 0,00004 v_{\text{ЛС}}^3$	1,024	1,005
34. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня $L_{\text{СТК}}$, м	$l_{\text{КС}} \cdot \bar{L}_{\text{СТК}}$	0,121	0,066
35. Осьовий габарит проточної частини $L_{\text{К}}$, м	$L_{\text{СТК}} \cdot z_{\text{К}}$	1,088	0,663
36. Довжина лемніскати вхідного пристрою $L_{\text{В.П.}}$, м	$0,22 \cdot D_{31}$	0,161	—
37. Осьовий розмір переднього корпусу компресора $L_{\text{П.К.К.}}$, м	$0,45 \cdot D_{31}$	0,330	—
38. Довжина перехідника компресора $L_{\text{П.К.}}$, м	$0,34 \cdot D_{32}$	0,249	—

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1.5.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння

Габаритний розрахунок камери згоряння газотурбінного двигуна 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 $G_{п.кз} = 46,8$ кг/с; годинна витрата палива на двигун $G_{пал.год} = 3888,4$ кг/год; витрата повітря на виході з дифузора $G_{п.диф} = 53,8$ кг/с; коефіцієнт повноти згоряння в камері згоряння $\eta_{кз} = 0,99$; нижча наявна теплотворна здатність палива $H_u = 42915$ кДж/кг; стехіометрична кількість повітря $L_0 = 14,78$.

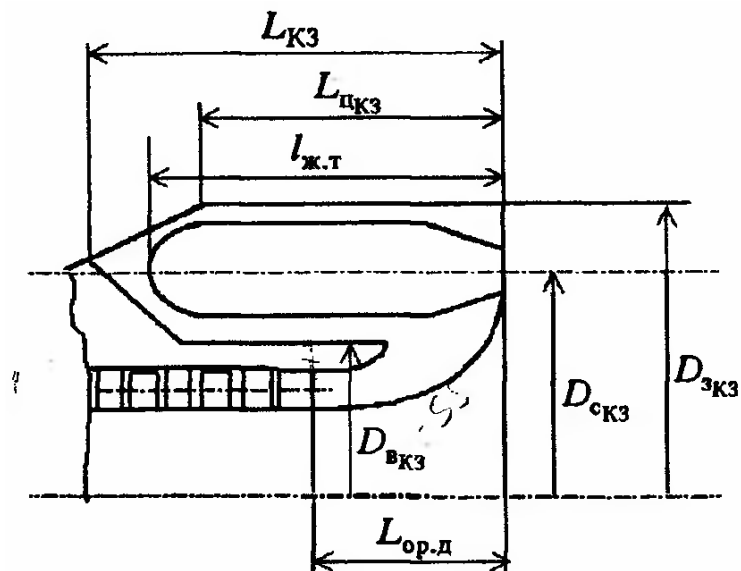


Рис. 1.12. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис. 1.12, результати розрахунку зведені до табл. 1.7.

Таблиця 1.7

Величина	Спосіб визначення	Числове значення				
1. Тиск повітря на вході в камеру згоряння $p_1^{кз}$, Па	$p_2 \cdot 10^6$	2,079·10 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	$(G_{нал_{зод}} H_u \cdot \eta_{кз}) / (Q_v \cdot p_1^{кз})$	0,0883				
4. Число жарових труб $n_{ж.т.}$	Приймається [6]	12	14	16	18	20
5. Об'єм однієї жарової труби $v_{ж.т.}$, м ³	$V_{ж.т.} / n_{ж.т.}$	0,0074	0,0063	0,0055	0,0049	0,0044
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	$\sqrt[3]{\frac{4 \cdot v_{ж.т.}}{a \cdot \pi \cdot \bar{l}}}$	0,156	0,149	0,142	0,137	0,132
9. Довжина жарової труби $l_{ж.тр.}$, м	$d_{ж.т.} \cdot \bar{l}$	0,547	0,520	0,497	0,478	0,462
10. Установочний зазор між сусідніми жаровими трубами e	$0,25 \cdot d_{ж.т.}$	0,023	0,022	0,021	0,020	0,020
11. Середній діаметр розташування жарових труб $D_{сз}$, м	$\frac{d_{ж.т.} + e}{\sin \frac{180^\circ}{n_{ж.т.}}}$	0,695	0,768	0,838	0,905	0,970
12. Коефіцієнт надлишку повітря в зоні горіння жарової труби α_r	Приймається (1.10...1.25)	1,50				
13. Витрата первинного повітря через фронтів пристрої всіх жарових труб $G_{п1}$, кг/с	$(G_{нал_{зод}} \cdot \alpha_r \cdot L_0) / 3600$	23,95				
14. Витрата вторинного повітря (яке не приймає участь у горінні) через усі жарові труби $G_{в.п.}$, кг/с	$G_{нал_{диф}} - G_{п1}$	22,81				

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Величина	Спосіб визначення	Числові значення				
15. Площа перерізу кільцевого каналу, яка займається всіма жаровими трубами $F_{\text{кз ж.т.}}$, м ²	$\frac{\pi \cdot d_{\text{ж.т.}}^2}{4} \cdot n_{\text{ж.т.}}$	0,2304	0,2426	0,2536	0,2638	0,2732
16. Сумарна площа кільцевого каналу для протитокової камери $F_{\text{кз}\Sigma}$, м ²	$2,5 \cdot F_{\text{кз ж.т.}}$	0,5415	0,5701	0,5960	0,6199	0,6421
17. Діаметр зовнішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{з кз}}$, м	$D_{\text{с кз}} + \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,943	1,005	1,065	1,123	1,181
18. Діаметр внутрішнього кожуха камери згоряння $D_{\text{в кз}}$, м	$D_{\text{с кз}} - \frac{F_{\text{кз}\Sigma}}{\pi \cdot D_{\text{с кз}}}$	0,447	0,532	0,612	0,687	0,760
19. Довжина радіального дифузора $L_{\text{ор.д.}}$, м	$0,42 \cdot D_{\text{с2 кет}}$	0,173				
20. Довжина камери згоряння $L_{\text{кз}\Sigma}$, м	$1,15 \cdot l_{\text{ж.т.}}$	0,630	0,598	0,572	0,550	0,531

Приймаємо число жарових труб $n_{\text{ж.т.}} = 18$.

1.5.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД

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

ТВТ: витрата газу через ТВТ $G_T = 47,8$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТВТ $G_{ox} = 3,6$ кг/с; температура газу перед ТВТ $T_3 = 1510$ К; температура газу за ТВТ $T_4 = 1216,4$ К; тиск газу перед ТВТ $P_3 = 1,975$ МПа; тиск газу за ТВТ $P_4 = 0,781$ МПа; внутрішній ККД ТВТ $\eta_T = 0,88$;

ТНТ: витрата газу через ТНТ $G_T = 51,8$ кг/с; витрата повітря на охолодження лопаткового апарата ТНТ $G_{ox} = 2,8$ кг/с; температура газу перед ТНТ $T_3 = 1216,4$ К; температура газу за ТНТ $T_4 = 1036,8$ К; тиск газу перед ТНТ $P_3 = 0,781$ МПа; тиск газу за ТНТ $P_4 = 0,399$ МПа; внутрішній ККД ТНТ $\eta_T = 0,90$;

ТГ: витрата газу через ТГ $G_T = 54,8$ кг/с; температура газу перед ТГ $T_3 = 1036,8$ К; температура газу за ТГ $T_4 = 772,4$ К; тиск газу перед ТГ $P_3 = 0,397$ МПа; тиск газу за ТГ $P_4 = 0,103$ МПа; внутрішній ККД ТГ $\eta_T = 0,90$.

Частоти обертання роторів ТВТ та ТНТ відповідають частотам обертання роторів відповідних компресорів. Частота обертання силової турбіни для суднового газотурбінного двигуна визначається оптимальною частотою обертання гребного гвинта та передавальним відношенням редуктора. Для реверсивного суднового двигуна UGT 15000 (Д090) ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект", який може бути використаний у ролі базового, частота обертання силової турбіни становить 4400 об/хв.

Розрахункова схема осьових турбін високого та низького тисків газотурбінного двигуна наведена на рис. 1.13, схема проточної частини реверсивної турбіни гвинта – на рис. 1.14.

Середні діаметри на вході в ТНТ та ТГ визначають при компонованні всієї турбінної частини ГТД. Для ТНТ величина середнього діаметру на вході може

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

бути рівною середньому діаметру на виході з ТВТ або бути більшою від нього на 5...20%. У вільній турбіні гвинта середній діаметр на вході завжди більший від середнього діаметра на виході з ТНТ.

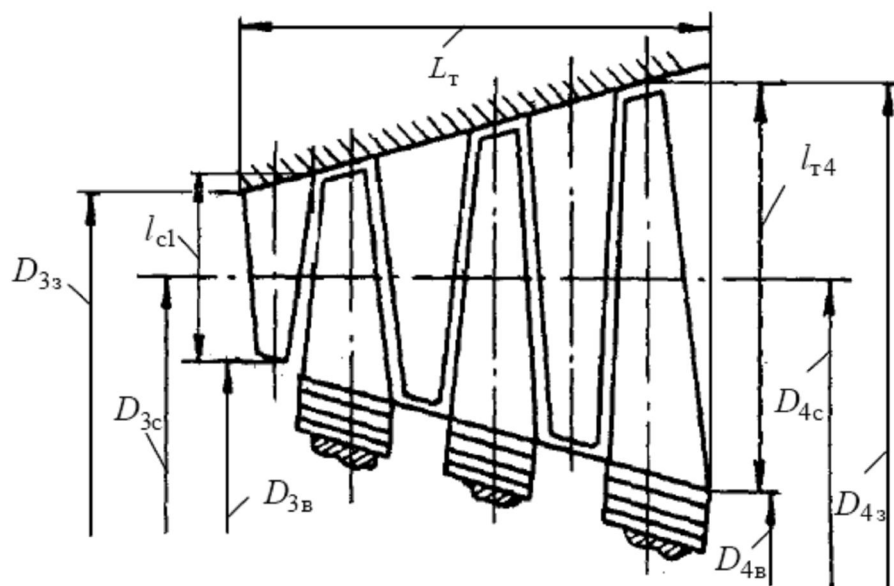


Рис. 1.13. Розрахункова схема турбін високого та низького тисків ГТД

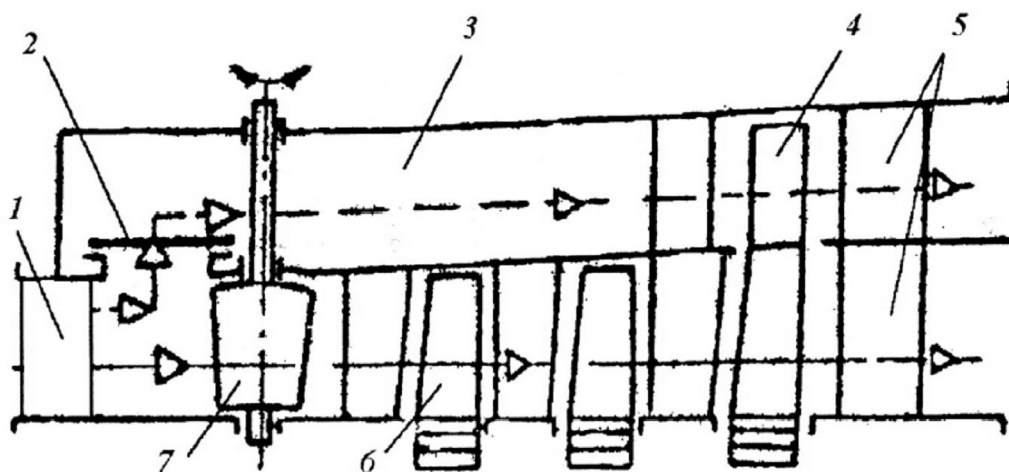


Рис. 1.14. Схема проточної частини реверсивної турбіни гвинта:

1 – стійки опорного вінця ТНТ; 2 – стрічковий клапан; 3, 6 – проточна частина турбін заднього та переднього ходу відповідно; 4 – двоярусні робочі лопатки; 5 – стійки силової турбіни; 7 – поворотні лопатки

Результати габаритного розрахунку турбін високого та низького тисків, а також контура переднього ходу турбіни гвинта зведені до табл. 1.8. Результати

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

габаритного розрахунку контура заднього ходу турбіни гвинта наведено у табл. 1.9.

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

Осьові габарити опорних вінців ТНТ і ТГ варто визначати конструктивно, орієнтуючись на двигун-прототип з урахуванням розміщення в опорному вінці ТНТ пристроїв для газового реверсу. На осьовий габарит опорного вінця ТГ значною мірою впливає конструкція її ротора і заднього підшипникового узла.

Таблиця 1.8

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ (ПХ)
1. Число ступенів турбіни z_T	Ціле $\frac{\lg T_4 - \lg T_3}{\lg [1 - (\Delta T / T)_{\text{ст}}]}$	1	1	3
2. Коефіцієнт утрат з виходною швидкістю $\zeta_{\text{вих}}$	Приймається (0,03...0,05)	0,03	0,03	0,03
3. Ізоентропійний теплоперепад на турбіну H_a^* , кДж/кг	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p_t} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	$4,189 \cdot 10^5$	$2,417 \cdot 10^5$	$3,438 \cdot 10^5$
4. Відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	Приймається [5]	24	9	13
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	$\rho_K + \frac{2 \cdot v_T - 1}{v_T^2}$	0,102	0,240	0,188
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	$\varphi_{c_1} \sqrt{2 \frac{H_a^*}{z_T} (1 - \rho_1)}$	676,7	497,1	418,5
9. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_3	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R_T}$	1,292	1,306	1,318
10. Газодинамічна функція $\lambda_{c_{1t}}$	$\frac{c_1}{\sqrt{2 \frac{k}{k+1} R \cdot T_3}}$	0,966	0,789	0,718
11. Кут виходу потоку із соплового апарата першого ступеня $\alpha_{1.1}$, град	Приймається [5]	14	14	18

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ (ПХ)
12. Газодинамічна функція $q(\lambda_{C1})$	$\lambda_{C1} \left[\frac{\kappa_{Г3} + 1}{2} \cdot \left[1 - \frac{(\kappa_{Г3} - 1)}{(\kappa_{Г3} + 1)} \cdot (\lambda_{C1})^2 \right] \right]^{\frac{1}{\kappa_{Г3} - 1}}$	0,999	0,948	0,907
13. Кільцева площа на виході з сопел 1-го ступеня F_{3c} , м ²	$\frac{G_t \cdot \sqrt{T_3}}{\sqrt{\frac{k_c}{R_c} \left(\frac{2}{k_c + 1} \right)^{\frac{k_c + 1}{k_c - 1}} \cdot p_3 \cdot 10^6 \cdot q(\lambda_{c1}) \cdot \sin \alpha_{1.1}}}$,	0,099	0,256	0,402
14. Середній діаметр на вході в турбіну D_{C3} , м	Визначається конструктивно	0,900	0,900	1,050
15. Висота соплової лопатки 1 ступеня l_{c1} , м	$F_{3c} / (\pi \cdot D_{C3})$	0,035	0,091	0,122
16. Висота робочої лопатки 1 ступеня l_{p1} , м	$1,05 \cdot l_{c1}$	0,037	0,095	0,128
17. Дійсна відносна висота робочої лопатки першого ступеня v_T	D_{C3} / l_{p1}	24,4	9,5	8,2
18. Оптимальна характеристика ступеня $v_{опт}$	$\frac{\cos \alpha_{1.1}}{2(1 - \rho_1)}$	0,540	0,638	0,586
19. Частота обертання ротора турбіни n_T , об/хв	Задається в залежності від номінальної частоти обертання ротора споживача	7556	6594	4400
20. Величина колової швидкості на середньому діаметрі ступеня U_3 , м/с	$(\pi \cdot D_{C3} \cdot n_T) / 60$	355,9	310,6	241,8
21. Дійсна характеристика 1-го ступеня v_d	$\frac{U_3}{C_1}$	0,526	0,625	0,578
22. Різниця в значеннях v_d і $v_{опт}$	$v_{опт} / v_d$	1,027	1,022	1,014
23. Зовнішній діаметр на вході в турбіну D_{3z} , м	$D_{3c} + l_{c1}$	0,935	0,991	1,172
24. Внутрішній діаметр на вході в турбіну D_{B3} , м	$D_{3c} - l_{c1}$	0,865	0,809	0,928
25. Матеріал лопаток турбіни	Приймається [5]	ЧС88	ЧС88	ЧС70
26. Густина матеріалу лопаток турбіни $\rho_{м3}$, кг/м ³	Визначається за довідковими даними [5]	8100	8100	8120
27. Температура робочих лопаток 1-го ступеня $T_{м3}$, К	Приймається $T_{м3} = T_d$	1070	1070	
	$T_3 - \frac{U_3^2}{2 \cdot c_{p2}} \cdot \left(\frac{2 \cos \alpha_{1.1}}{v_d} - 1 \right) - 50$			980
28. Межа тривалої міцності матеріалу лопаток $\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}$, МПа	Визначається за довідковими даними [5]	247	247	417
29. Коефіцієнт запасу міцності робочої лопатки 1-го ступеня $k_{міц3}$	$\frac{\sigma_{3\tau}^{T_{м3}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{м3}}{7850} \right) \cdot n_T^2 \cdot F_{3c}}$	3,39	1,99	5,85

142.6231м.02.КР

Арк.

Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ (ПХ)
30. Очікувана осьова швидкість на виході з турбіни c_{a4} , м/с	$(1,10 \dots 1,35) \cdot C_1 \cdot \sin \alpha_{1,1}$	180,0	132,2	142,2
31. Показник ізоентропи газу, який визначається для температури T_4	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_\Gamma}$	1,306	1,318	1,340
32. Коефіцієнт швидкості у вихідному перерізі турбіни λ_{ca4}	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_2}{k_2+1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,286	0,227	0,282
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{ca4})$	$\lambda_{ca4} \left[\frac{k_2+1}{2} \left(1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \lambda_{ca4}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2-1}}$	0,439	0,353	0,432
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_\Gamma + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{\frac{k_2}{R_2} \left(\frac{2}{k_2+1} \right)^{\frac{k_2+1}{k_2-1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{ca4})}}$	0,123	0,300	0,866
35. Температура робочих лопаток останнього ступеня T_{m4} , К	Приймається $T_{m4} = T_d$	1070	1070	
	$1,07 \cdot T_4$			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 $k_{миц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_\Gamma^2 \cdot F_4}$	3,12	1,93	3,79
38. Діаметри на виході з турбіни	Приймається	$D_c = const$		
	$D_{c4} = D_{c3}$	0,900	0,900	1,050
	$D_{B4} = D_{c4} - \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,856	0,794	0,787
	$D_{34} = D_{c4} + \frac{F_4}{\pi \cdot D_{c4}}$	0,944	1,006	1,313
39. Висота останньої лопатки турбіни l_{T4} , м	$(D_{34} - D_{B4}) / 2$	0,044	0,106	0,263
40. Відносна висота лопатки останнього ступеня v_{T4}	D_{4c} / l_{T4}	20,6	8,5	4,0
41. Середня кільцева площа середнього розрахункового ступеня $F_{ст}$, м ²	$\frac{F_3 + F_4}{2}$	0,111	0,278	0,634

Величина	Спосіб визначення	ТВТ	ТНТ	ТГ (ПХ)
42. Габаритні розміри середнього розрахункового ступеня	Приймається	$D_c = const$		
	$D_{cc} = D_{3c}$	0,900	0,900	1,050
	$D_{Bc} = D_{Cc} - \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	0,861	0,802	0,858
	$D_{3c} = D_{Cc} + \frac{F_{cm}}{\pi \cdot D_{Cc}}$	0,939	0,998	1,242
43. Висота робочої лопатки середнього розрахункового ступеня l_{Tc} , м	$(D_{3c} - D_{Bc}) / 2$	0,039	0,098	0,192
44. Відносна висота лопатки середнього розрахункового ступеня v_{Tc}	D_{cc} / l_{Tc}	22,8	9,2	5,5
45. Відносна ширина середнього розрахункового ступеня $\bar{L}_{cTT}$	$0,23065 + 0,05899v_{Tc} + 0,00331v_{Tc}^2 + 0,00003v_{Tc}^3$	3,128	1,031	0,613
46. Осьовий габарит середнього розрахункового ступеня L_{cTT} , м	$l_{Tc} \cdot \bar{L}_{cTT}$	0,122	0,101	0,118
47. Осьовий габарит проточної частини L_{Tc} , м	$L_{cTT} \cdot z_T$	0,122	0,101	0,353

Для зменшення вентиляційних втрат контур заднього ходу турбіни гвинта виконуємо одноступінчастим та проектуємо його на критичні параметри, що дозволить мінімізувати кільцеву площину проточної частини.

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

Таблиця 1.9

Величина	Спосіб визначення	Числове значення
1. Витрата газу через турбіну гвинта G_T , кг/с	3 детального теплового розрахунку	54,84
2. Тиск газу перед турбіною гвинта P_3 , Па	3 детального теплового розрахунку	$0,397 \cdot 10^6$
3. Тиск газу за турбіною гвинта P_4 , Па	3 детального теплового розрахунку	$0,1030 \cdot 10^6$
4. Тиск газу перед робочим колесом заднього ходу P_1^{3x} , Па	$(P_3 + P_4) / 2$	$0,250 \cdot 10^6$
5. Температура газу перед турбіною гвинта T_3 , К	3 детального теплового розрахунку	1036,8
6. Температура газу за турбіною гвинта T_4 , К	3 детального теплового розрахунку	772,4
7. Температура газу перед робочим колесом заднього ходу T_1^{3x} , К	$(T_3 + T_4) / 2$	904,6
8. Газова стала продуктів згоряння R , Дж/(кг·К)	табл.3.3	287,9
9. Показник ізоентропи газу k , який визначається для температури T_1^{3x}	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R}$	1,337
10. Коефіцієнт m	$\sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}$	0,0395
11. Відносні витоки газу крізь закриті поворотні лопатки в контур переднього ходу $q_{пл}^{3x}$	Приймається [2] (0,06...0,08)	0,07
12. Кут виходу газу з робочого колеса заднього ходу у відносному русі β_2	Приймається [2] (35...45°)	40
13. Кільцева площа на виході з робочого колеса заднього ходу F_4^{3x} , м ²	$\frac{G_T (1 - q_{пл}^{3x}) \sqrt{T_1^{3x}}}{P_1^{3x} m \sin \beta_2}$	0,2417
14. Зовнішній діаметр на виході з контуру переднього ходу турбіни гвинта D_{34} , м	табл.3.3	1,313
15. Товщина проміжної полиці двоярусної робочої лопатки δ , м	Приймається [2] (0,007...0,015 м)	0,010
16. Внутрішній діаметр контуру заднього ходу турбіни гвинта $D_{в4}^{3x}$, м	$D_{34} + 2\delta$	1,333
17. Зовнішній діаметр контуру заднього ходу турбіни гвинта D_{34}^{3x} , м	$\sqrt{\frac{4F_4^{3x}}{\pi} + (D_{в4}^{3x})^2}$	1,444
18. Висота робочої лопатки контуру заднього ходу l_4^{3x} , м	$(D_{34}^{3x} - D_{в4}^{3x}) / 2$	0,056

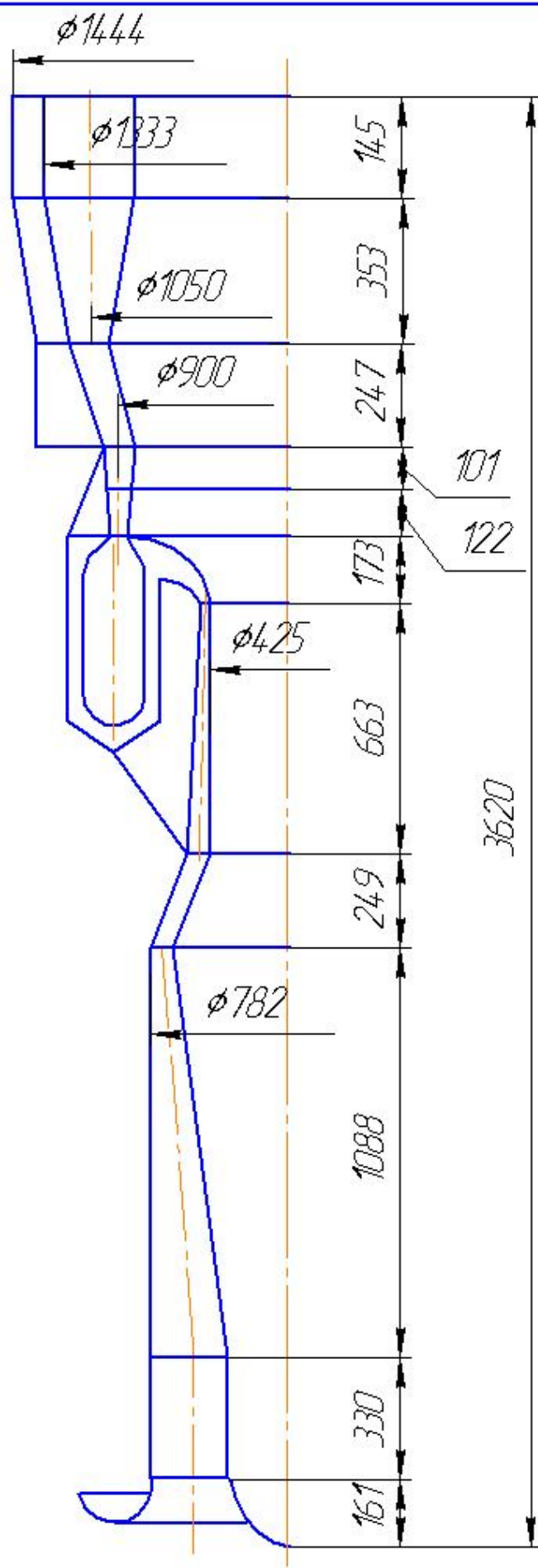
И-в № подл.	Подп. и дата	Взам. инв №	И-в № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

14.2.6231м.02.КР

Рис. 115. Ескіз поздовжнього перерізу ГТД

M 115



14.2.6231м.02.КР

Копіював

Формат А4

Лист

					142.6231м.02.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Конструювання та конструктивні розрахунки газотурбінного двигуна			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Григор'єв Є.О.									
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 двигун 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 двигуна UGT 15000 (Д090), який серійно виготовляється підприємством АТ НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну низького тиску (ТНТ) проектуємо осьовою, одноступінчастою; її призначення – приведення в обертання компресора низького тиску. Турбіна складається із соплового апарата 3, ротора 4, опорного вінця 5. Соплові лопатки – охолоджувані, з дефлектором (рис. 2.1).

Ротор турбіни низького тиску складається з диска, робочих лопаток, закріплених за допомогою ялинкових хвостовиків, вала турбіни. Диск із валом з'єднується болтами.

Опорний вінець турбіни низького тиску призначений для розміщення задньої опори ротора турбіни низького тиску і передньої опори ротора силової турбіни. Він також утворює проточну частину між цими турбінами. Стійки з корпусом опорного вінця з'єднуються за допомогою пакетів пружних елементів, що встановлюються на цапфу із зазором і призначені для компенсації теплових розширень. Корпус опори має пружний елемент типу "біляче колесо" для самовстановлювання ротора ТНТ із метою зменшення навантажень, що діють на

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

роликовий підшипник через дисбаланс ротора. Для гасіння вібрації роторів в опорному вінці передбачені масляні демпфери.

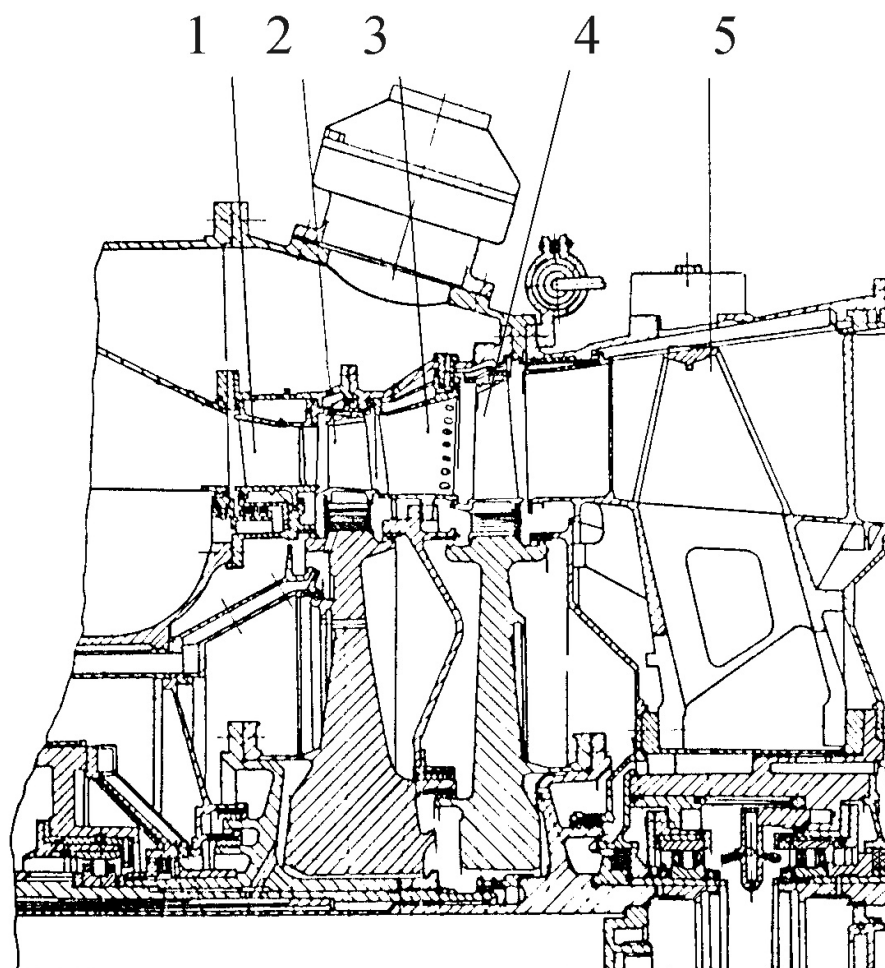


Рис. 2.1. Турбіни високого та низького тисків проектуемого газотурбінного двигуна:

1 – сопловий апарат турбіни високого тиску; 2 – ротор турбіни високого тиску; 3 – сопловий апарат турбіни низького тиску; 4 – ротор турбіни низького тиску; 5 – опорний вінець турбіни низького тиску

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 газотурбінного двигуна 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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Результати розрахунку зведені до табл. 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	51,8
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. розділ 1.5	$781 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Див. розділ 1.5	1216,4
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. розділ 1.5	$399 \cdot 10^3$
температура T_2 , К	Див. розділ 1.5	1036,8
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Див. розділ 1.5	108
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 1.5	6594

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	1242
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	1,302
9. Швидкість звуку на вході до ступеня $a_0, \text{ м/с}$	$\sqrt{kRT_0}$	675,4
10. Число Маха на вході до ступеня M_0	c_0/a_0	0,160
11. Повні параметри робочого тіла на вході до ступеня: тиск $p_0^*, \text{ Па}$ температура $T_0^*, \text{ К}$	$p_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)^{\frac{k}{k-1}}$ $T_0 \left(1 + \frac{k-1}{2} M_0^2 \right)$	794 085 1221
12. Наявний теплоперепад ступеня $\Delta h_a^*, \text{ Дж/кг}$	$c_p T_0^* \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0^*} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]$	223 768
13. Теоретична швидкість за сопловими каналами, яка визначається по наявному теплоперепаді ступеня $c_{ад}, \text{ м/с}$	$\sqrt{2\Delta h_a^*}$	669,0
14. Віяловість ступеня λ	Береться (3,5...40) і уточнюється після об- числення довжини робочої лопатки	8,8

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	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,244
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	$\Delta h_a^* (1 - \rho)$	169 088
20. Швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\varphi \sqrt{2\Delta h_{ac}^*}$	564,1
21. Оптимальна характеристика ступеня v_1^{opt}	$\frac{\cos \alpha'_1}{2(1 - \rho)}$	0,642
22. Середній діаметр ступеня на виході з соплової решітки D_{cp1} , м	Див. розділ 1.5	0,900
23. Колова швидкість на середньому діаметрі за сопловими каналами u_1 , м/с	$\frac{\pi D_{cp1} n}{60}$	329,7
24. Дійсна характеристика ступеня v_1	u_1 / c_1	0,584
25. Відхилення оптимальної характеристики від дійсної	v_1^{opt} / v_1	1,098
26. Втрати енергії в соплових каналах q_c , Дж/кг	$(1 - \varphi^2) \Delta h_{ac}^*$	9 993

1	2	3
27. Статичні параметри робочого тіла за сопловою решіткою:		
тиск p_1 , Па	$p_0^* \left[1 - \frac{\Delta h_{ac}^*}{c_p T_0^*} \right]^{\frac{k}{k-1}}$	477 018
температура T_1 , К	$T_0^* - \frac{c_1^2}{2c_p}$	1093
густина ρ_1 , кг/м ³	$\frac{p_1}{RT_1}$	1,52
28. Критичне відношення тисків $p_{кр}/p_0^*$	$\left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}}$	0,545
29. Відношення тисків в соплах ε_1	p_1/p_0^*	0,601
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	$\sqrt{kRT_1}$	640,2
32. Число Маха на виході з соплових каналів M_1	c_1/a_1	0,881

1	2	3
33. Довжина вихідної кромки соплових лопаток l_c , м	$\frac{G}{\rho_1 \pi D_{cp1} c_1 \sin \alpha_1}$	0,089
34. Кут розкриття проточної частини $\gamma = \gamma_n + \gamma_k$, град	Береться 4...18	20,0 (10 + 10)
35. Осьовий зазор в ступені s , м	Береться 0,005...0,020	0,017
36. Коефіцієнт $(l/B)_c$	$(l/B)_c = f(D_{cp1}/l_c)$ за рис.3Д [12, с.288]	1,327
37. Ширина соплових лопаток B_c , м	$\frac{l_c}{(l/B)_c}$	0,067
38. Коефіцієнт $(l/B)_p$	$(l/B)_p = f(\lambda)$ за рис.3Д [12, с.288]	3,306
39. Радіальний зазор δ_r , м	Береться $(0,005...0,01)l_c$	0,001
40. Ширина робочих лопаток B_p , м	$\frac{l_c + s(\operatorname{tg} \gamma_n + \operatorname{tg} \gamma_k) - \delta_r}{(l/B)_p - \operatorname{tg} \gamma_n - \operatorname{tg} \gamma_k}$	0,032
41. Довжина вихідної кромки робочих лопаток l_p , м	$B_p \cdot (l/B)_p$	0,105
42. Середній діаметр на виході з робочої решітки D_{cp2} , м	$D_{cp1} + 2(s + B_p) \operatorname{tg} \frac{\gamma_n - \gamma_k}{2}$	0,900
43. Колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки u_2 , м/с	$\frac{\pi D_{cp2} n}{60}$	329,7
44. Віяловість ступеня λ	D_{cp2}/l_p	8,58
45. Мінімально допустима при знайдений величині λ міра реактивності на середньому діаметрі $\rho_{\min}$	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,249

Продовження табл. 2.1

1	2	3
45. Перевірка умови ¹	$\left \frac{\rho - \rho_{\min}}{\rho_{\min}} \right \cdot 100\% \approx (0...5)\%$	2,0 %
46. Кут установки соплових лопаток α_y , град	$\alpha_y = f(\alpha_0 - \alpha_1)$ за рис.4Д [12, с.288] (кут α_0 береться рівним 90°)	37,0
47. Хорда профілю соплової лопатки b_c , м	$\frac{B_c}{\sin \alpha_y}$	0,111
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	$\bar{t}_c b_c$	0,094
50. Кількість соплових лопаток z_c	$\frac{\pi D_{cp1}}{t_c}$	30
51. Відносна швидкість входу потоку в робочі канали w_1 , м/с	$\sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2u_1 c_1 \cos \alpha_1}$	256,9
52. Кут входу потоку в робочі канали у відносному русі β_1 , град	$\arcsin \frac{c_1 \sin \alpha_1}{w_1}$	32,1
53. Швидкісний коефіцієнт робочої решітки ψ	Береться 0,94...0,97	0,96
54. Ізоентропійний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap} , Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	54 680
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці Δh_{ap}^* , Дж/кг	$\Delta h_{ap} + \frac{w_1^2}{2}$	87 666

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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

1	2	3
56. Відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів w_2 , м/с	$\psi \sqrt{2 \left(\Delta h_{ap}^* - \frac{u_1^2 - u_2^2}{2} \right)}$	402,0
57. Втрати енергії в робочій решітці q_p , Дж/кг	$(1 - \psi^2) \frac{w_2^2}{2\psi^2}$	6 873
58. Густина робочого тіла на виході із ступеня ρ_2 , кг/м ³	$\frac{p_2}{RT_2}$	1,34
59. Швидкість звуку на виході із ступеня a_2 , м/с	$\sqrt{kRT_2}$	623,5
60. Число Маха на виході із ступеня M_{w_2}	w_2/a_2	0,645
61. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arcsin \frac{G}{\rho_2 \pi D_{cp^2} w_2 l_p}$	19,0
62. Кут установки профілів робочих лопаток β_y , град	$\beta_y = f(\beta_1 - \beta_2)$ за рис.4Д [12, с.288]	68,0
63. Хорда профілю робочих лопаток b_p , м	$\frac{B_p}{\sin \beta_y}$	0,034
64. Відносний крок робочої решітки $\bar{t}_p = t_p/b_p$	$0,4 \rho + 0,6$	0,698
65. Крок робочої решітки t_p , м	$\bar{t}_p b_p$	0,024
66. Кількість робочих лопаток z_p	$\frac{\pi D_{cp^2}}{t_p}$	118
67. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	$\sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2u_2 w_2 \cos \beta_2}$	140,2
68. Втрати енергії з вихідною швидкістю $q_{вих}$, Дж/кг	$c_2^2/2$	9 827

Продовження табл. 2.1

1	2	3
69. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	$\arccos \frac{w_2 \cos \beta_2 - u_2}{c_2}$	69,0
70. Колові складові абсолютних швидкостей:		
за сопловою решіткою c_{1u} , м/с	$c_1 \cos \alpha_1$	547,3
за робочою решіткою c_{2u} , м/с	$c_2 \cos \alpha_2$	50,4
71. Колова робота ступеня l_u , Дж/кг	$u_1 c_{1u} + u_2 c_{2u}$	197 074
72. Коловий ККД ступеня η_u	$\frac{l_u}{\Delta h_a^*}$	0,8807
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	0,300
кільцева площа щілини f , м ²	$\pi d_{вт} \delta_{щ}$	$3,77 \cdot 10^{-4}$
74. Витоки крізь ущільнення діафрагми $G_{у.д.}$, кг/с	$\mu f \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{zRT_0}}$	0,080
75. Коефіцієнт втрат від витоків крізь ущільнення діафрагми $\xi_{у.д.}$	$\frac{G_{у.д.}}{G} \eta_u$	0,0014
76. Характеристики периферійних зазорів робочого вінця:		

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 оббандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}};$ для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$4,29 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e \frac{\sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}}}{l_c \sin \alpha_1} \eta_u$	0,0131
79. Середня густина газу в робочих каналах ρ_{cp} , кг/м ³	$0,5(\rho_1 + \rho_2)$	1,43
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 $\xi_{\text{тр}}$	$K_t \frac{D_{\text{cp1}}}{l_c \sin \alpha_1 \sqrt{1-\rho}} \frac{\rho_{\text{cp}}}{\rho_1} \left(\frac{u_1}{c_{\text{ад}}}\right)^3$	0,0021

² Осьового зазору може і не бути.

1	2	3
82. Внутрішній ККД ступеня η_i	$\eta_u - \xi_{y.d} - \xi_{зав} - \xi_{тр}$	0,8641
83. Внутрішній теплоперепад ступеня Δh_i , Дж/кг	$\Delta h_a^* \eta_i$	193 355
84. Внутрішня потужність ступеня N_i , кВт	$G \Delta h_i \cdot 10^{-3}$	10 016

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

14.2.6231M.02.KP

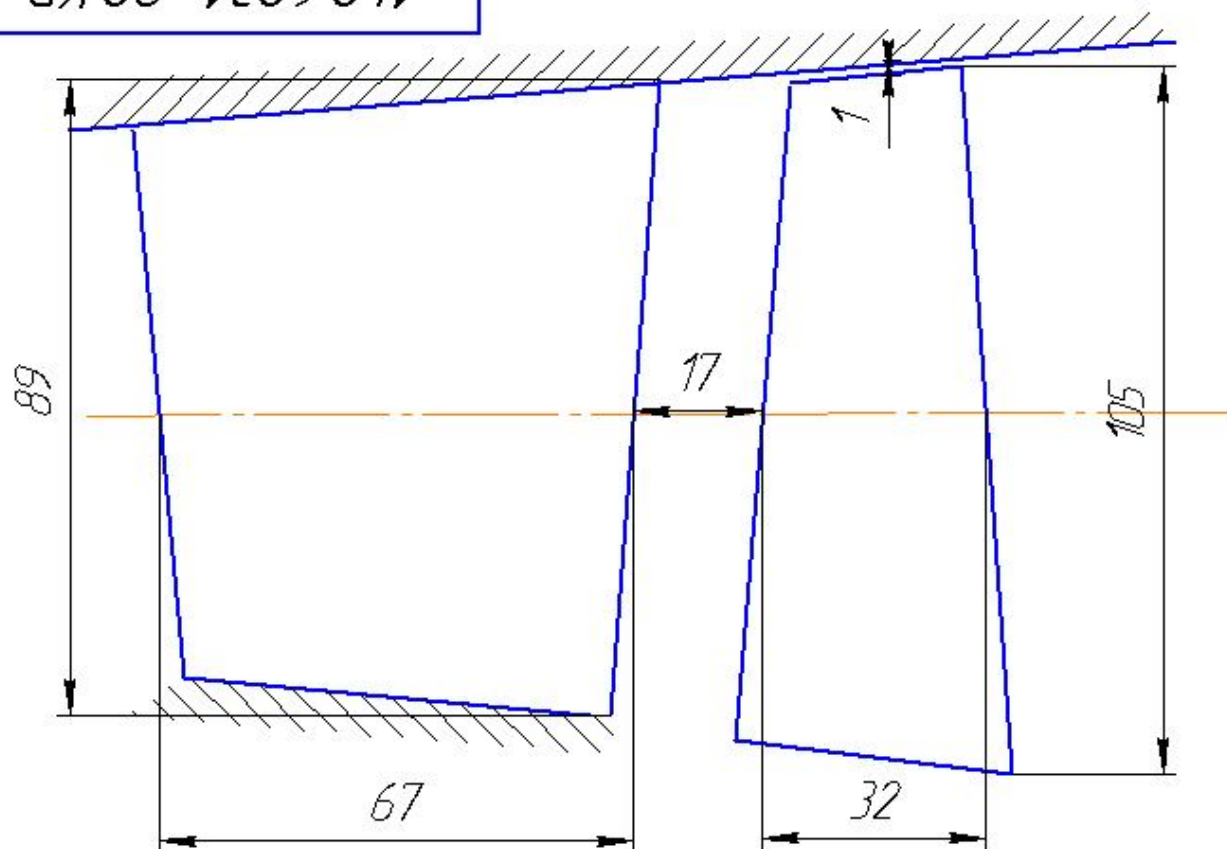


Рис. 2.2. Ескіз проточної частини турбінного ступеня

M 1:1

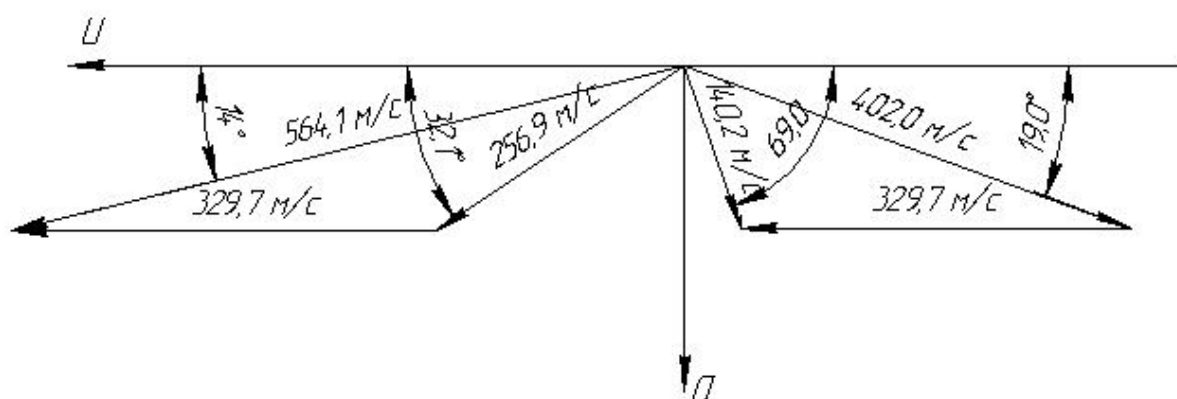


Рис. 2.3. Трикутники швидкостей

1 mm = 6 m/s

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

14.2.6231M.02.KP

Лист

Копировал

Формат A4

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	566,3
3. Кут входу потоку на робочі лопатки у віднос русі β_1 , град	33,5
4. Відносна швидкість входу потоку у робочу решітку w_1 , м/с	248,2
5. Колова швидкість на середньому діаметрі за соплами u_1 , м/с	342,5
6. Кут виходу потоку зі ступеня у відносному русі α_2 , град	72,7
7. Абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки c_2 , м/с	138,3
8. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	19,0
9. Відносна швидкість виходу потоку з робочої решітки w_2 , м/с	405,8
10. Колова швидкість за робочими каналами u_2 , м/с	342,5

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

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

14.2.6231M.02.KP

Лист

2.3. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,900$ м;

довжина вихідної кромки робочих лопаток $l_p = 0,105$ м;

колова швидкість на середньому діаметрі вихідного перерізу робочої решітки $u_{2cp} = 329,7$ м/с;

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

швидкість виходу потоку з соплової решітки $c_{1cp} = 564,1$ м/с;

відношення $(u / c_1)_{cp} = 329,7/564,1 = 0,584$;

кут виходу потоку із ступеня $\alpha_{2cp} = 69,0^0$;

абсолютна швидкість виходу потоку з робочої решітки $c_{2cp} = 140,2$ м/с;

кут виходу потоку з робочої решітки $\beta_{2cp} = 19,0^0$;

відносна швидкість виходу потоку з робочих каналів $w_{2cp} = 402,0$ м/с;

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

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

Розрахунок закручення лопаток проводимо за законом сталості циркуляції.

Результати розрахунку зведені до табл. 2.2.

					142.6231м.02.КР	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: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,398	0,450	0,502
2. Відносний радіус $\bar{r}$	$\frac{2r}{D_{cp2}}$	0,883	1	1,117
3. Колова швидкість u , м/с	$u_{2cp} \bar{r}$	291,3	329,7	368,1
4. Абсолютна швидкість виходу потоку з соплової решітки c_1 , м/с	$\frac{c_{1cp}}{\bar{r}} \sqrt{1 + (\bar{r}^2 - 1) \sin^2 \alpha_{1cp}}$	634,4	564,1	508,9
5. Кут виходу потоку з соплового апарату α_1 , град	$\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp})$	12,4	14	15,6
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	0,584	0,723
7. Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	$\arctg \frac{\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{1cp}}{1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)_{cp} \cdot \frac{\bar{r}^2}{\cos \alpha_{1cp}}}$	22,6	32,1	48,2
8. Відносна швидкість входу до робочої решітки w_1 , м/с	$\frac{c_{1cp} \sin \alpha_{1cp}}{\sin \beta_1}$	355,4	256,9	183,1

1	2	3	4	5
9. Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	$\arctg \frac{c_{2cp} \sin \alpha_{2cp}}{\bar{r} u_{2cp} + \frac{c_{2cp} \cos \alpha_{2cp}}{\bar{r}}}$	20,6	19,0	17,6
10. Відносна швидкість виходу з робочої решітки w_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \beta_2}$	372,1	402,0	433,5
11. Кут виходу потоку із ступеня α_2 , град	При $\alpha_{2cp} < 90^\circ$: $\arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp});$ при $\alpha_{2cp} > 90^\circ$: $180^\circ - \arctg(\bar{r} \operatorname{tg} \alpha_{2cp})$	66,5	69,0	71,0
12. Абсолютна швидкість потоку за ступенем c_2 , м/с	$\frac{w_{2cp} \sin \beta_{2cp}}{\sin \alpha_2}$	142,7	140,2	138,4
13. Міра реактивності ρ	$\frac{\left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}{\left(\frac{c_1}{\phi}\right)^2 + \left(\frac{w_2}{\psi}\right)^2 - w_1^2}$	0,053	0,244	0,382

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 приймемо такі результати попередніх розділів роботи:

витрата газу через турбіну $G = 51,8$ кг/с;

частота обертання ротора $n = 6594$ об/хв;

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{\text{ср2}} = 0,900$ м;

довжина робочої лопатки $l = 0,105$ м;

число робочих лопаток на вінці $z = 118$;

температура газу перед робочими каналами $T_1 = 1093$ К;

тиск газу перед робочими каналами $p_1 = 477\,018$ Па;

тиск газу за робочими каналами $p_2 = 399 \cdot 10^3$ Па;

допустима температура металу робочих лопаток $T_{\text{доп}} = 1070$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 2.2):
швидкості $c_1 = 564,1$ м/с та $c_2 = 140,2$ м/с; кути $\alpha_1 = 14,0^\circ$ та $\alpha_2 = 69,0^\circ$;

геометричні параметри робочої решітки (за результатами закручення):

Параметри	Кореневий переріз	Середній переріз	Периферій- ний переріз
Кут входу потоку до робочої решітки β_1 , град	22,6	32,1	48,2
Кут виходу потоку з робочої решітки β_2 , град	20,6	19,0	17,6

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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$T_{\text{розр}} = T_1 = 1093 \text{ K.}$$

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

$$T_{\text{розр}} = T_{\text{доп}} = 1070 \text{ K.}$$

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

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

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

$T, \text{ K}$	$\sigma_{100}, \text{ МПа}$
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-ВИ розрахуємо за формулою

$$P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$$

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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 $\tau = 20\,000$ годин визначимо параметр Ларсона-Міллера:

$$P_{\text{л}} = T_{\text{розн}} (\lg \tau + C) = 1070 (\lg 20000 + 20) = 26\,002.$$

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

$$\sigma_{\text{дл}} = 287,8 \text{ МПа}.$$

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:

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

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

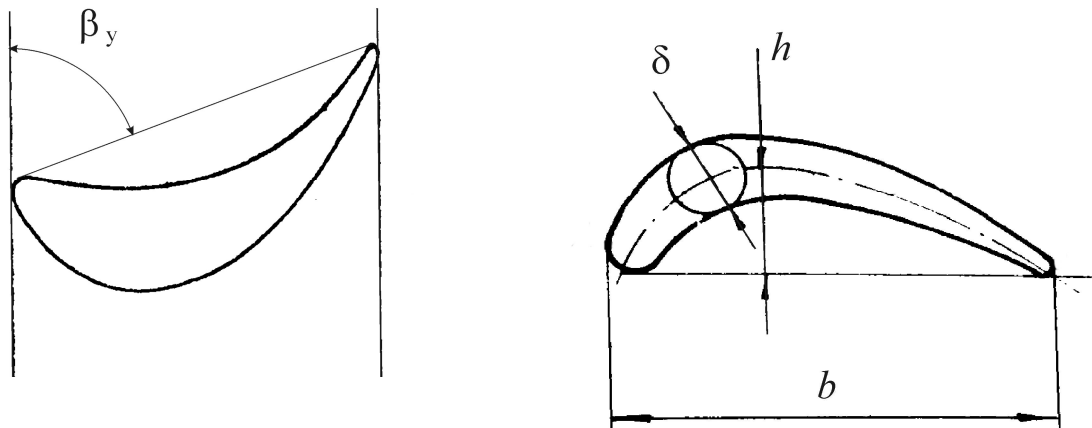


Рис. 2.4. Геометричні характеристики профілю

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

Наприклад, згідно з [6, 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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

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

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	0,035	65,9	0,038	0,010	0,013	$2,12 \cdot 10^{-4}$
Середній	0,032	60,8	0,037	0,005	0,012	$1,16 \cdot 10^{-4}$
Периферійний	0,029	53,4	0,036	0,002	0,009	$0,38 \cdot 10^{-4}$

5) Площа профілю неохолоджуваної робочої лопатки може бути знайдена безпосереднім вимірюванням або за приблизною формулою [6]:

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

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

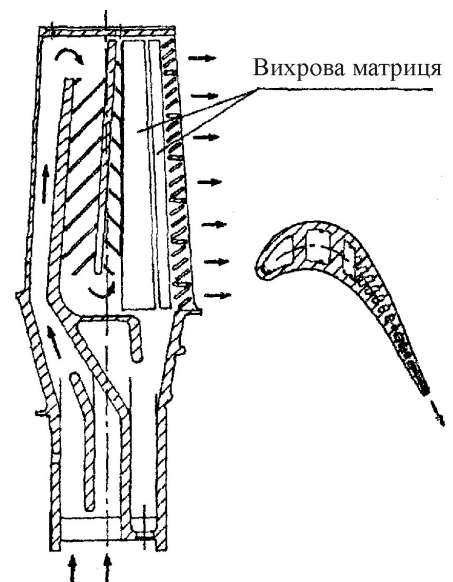


Рис. 2.5. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

охолоджуючого повітря.

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

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

$$F = 0,77 k_{\text{ох}} b \delta,$$

де $k_{\text{ох}} \approx 0,55 \dots 0,75$ – 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 $F_o = 2,12 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу (див. табл. 2.4); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

$$m = \frac{\lg \frac{F_o - F_{\text{п}}}{F_o - F_{\text{сп}}}}{\lg 2} = \frac{\lg \frac{(2,12 - 0,38) \cdot 10^{-4}}{(2,12 - 1,16) \cdot 10^{-4}}}{\lg 2} = 0,863,$$

$$a = \frac{F_o - F_{\text{п}}}{l^m} = \frac{(2,12 - 0,38) \cdot 10^{-4}}{0,105^{0,863}} = 1,22 \cdot 10^{-3},$$

де $F_{\text{сп}} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_{\text{п}} = 0,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл. 2.4).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{F_o} = \frac{0,38 \cdot 10^{-4}}{2,12 \cdot 10^{-4}} = 0,178.$$

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

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

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

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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 6594}{30} = 690 \text{ с}^{-1}.$$

Відцентрова сила від ваги бандажної полиці

$$C_6 = \frac{2\pi}{z} \rho \omega^2 r_6^2 \Delta_6 h_6 = \frac{2 \cdot 3,14}{118} \cdot 8100 \cdot (690)^2 \cdot (0,503)^2 \cdot 0,002 \cdot 0,029 = 3013 \text{ Н},$$

де радіус центру ваги бандажної полиці $r_6 = 0,503$ м, товщина бандажної полиці $\Delta_6 = 0,002$ м та ширина бандажної полиці $h_6 = 0,029$ м вимірюються безпосередньо із креслення турбіни.

Для найбільш навантаженого кореневого перерізу напруження розтягу

$$\sigma_{po} = \frac{m + \mu_{\text{п}}}{m + 1} \cdot \left[\frac{\rho \omega^2}{2} D_{\text{ср}^2} l + \frac{C_6}{F_o} \right] =$$
$$= \frac{0,863 + 0,178}{0,863 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 690^2}{2} 0,900 \cdot 0,105 + \frac{3013}{2,12 \cdot 10^{-4}} \right] = 109,8 \text{ МПа}.$$

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

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

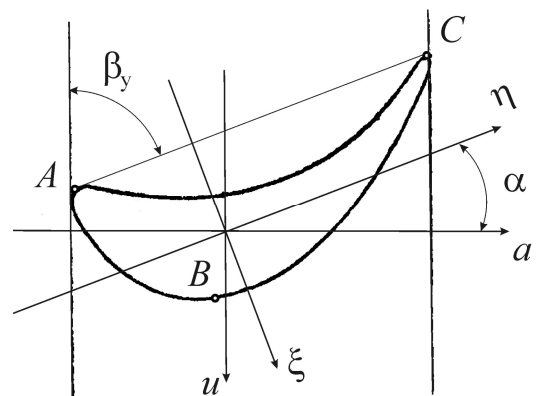


Рис. 2.6. Розміщення координатних осей

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

Кут зсуву даних координатних систем

$$\alpha = 90^\circ - \beta_y = 90 - 65,9 = 24,1^\circ,$$

де $\beta_y = 65,9^\circ$ – 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:

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

$$= -0,053 \frac{0,038 \cdot 0,010^3}{0,013} \left[1 + \left(\frac{0,013}{0,010} \right)^2 \right] = -3,95 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W_{\eta B} = 0,084 b \delta^2 \frac{1 + \left(\frac{h}{\delta} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{h}{\delta}} =$$

$$= 0,084 \cdot 0,038 \cdot 0,010^2 \frac{1 + \left(\frac{0,013}{0,010} \right)^2}{1 + 0,46 \frac{0,013}{0,010}} = 5,33 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

$$W_{\xi A} = -0,088 b^2 \delta = -0,088 \cdot 0,038^2 \cdot 0,010 = -1,24 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3;$$

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

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.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

$$W_{\xi C} = 0,066b^2\delta = 0,066 \cdot 0,038^2 \cdot 0,010 = 9,31 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3,$$

де $b = 0,038$ м – хорда профілю кореневого перерізу; $\delta = 0,010$ м – найбільша товщина профілю кореневого перерізу; $h = 0,013$ м – найбільша висота підйому середньої лінії профілю (див. табл. 2.4).

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

$$P_u = \frac{G}{z}(c_1 \cos \alpha_1 + c_2 \cos \alpha_2) = \frac{51,8}{118}(564,1 \cos 14 + 140,2 \cos 69,0) = 262,3 \text{ Н},$$

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

$$= \frac{51,8}{118}(564,1 \sin 14 - 140,2 \sin 69,0) + \frac{3,14 \cdot 0,900}{118} 0,105 \cdot (477018 - 399000) = 198,7 \text{ Н}$$

Знайдемо проекції газодинамічної сили на головні осі інерції:

$$P_{\xi} = P_a \sin \alpha + P_u \cos \alpha = 198,7 \sin 24,1 + 262,3 \cos 24,1 = 320,6 \text{ Н},$$

$$P_{\eta} = P_a \cos \alpha - P_u \sin \alpha = 198,7 \cos 24,1 - 262,3 \sin 24,1 = 74,3 \text{ Н}.$$

11) Напруження газодинамічного згину в кореновому перерізі робочої лопатки:

для точки A:

$$\sigma_{\text{но}A}^r = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta A}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi A}} = -\frac{320,6 \frac{0,105}{2}}{-3,95 \cdot 10^{-7}} - \frac{74,3 \frac{0,105}{2}}{-1,24 \cdot 10^{-6}} = 39,5 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки B:

$$\sigma_{\text{но}B}^r = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta B}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi B}} = -\frac{320,6 \frac{0,105}{2}}{5,33 \cdot 10^{-7}} - \frac{74,3 \frac{0,105}{2}}{-\infty} = -31,6 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

для точки C:

$$\sigma_{\text{но}C}^r = -\frac{P_{\xi} \frac{l}{2}}{W_{\eta C}} - \frac{P_{\eta} \frac{l}{2}}{W_{\xi C}} = -\frac{320,6 \frac{0,105}{2}}{-3,95 \cdot 10^{-7}} - \frac{74,3 \frac{0,105}{2}}{9,31 \cdot 10^{-7}} = 46,8 \cdot 10^6 \text{ Па}.$$

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{io}^r| = 46,8 \text{ МПа.}$$

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

$$\sigma_{\Sigma} \approx \sigma_{po} + 0,2 |\sigma_{io}^r| = 109,8 + 0,2 \cdot 46,8 = 119,1 \text{ МПа,}$$

де $\sigma_{po} = 109,8 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореновому перерізі робочої лопатки (див. п.7).

Запас міцності профільної частини робочих лопаток

$$n = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma}} = \frac{287,8}{119,1} = 2,42,$$

де $\sigma_{дл} = 287,8 \text{ МПа}$ – 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.

					142.6231м.02.КР	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 $h_{кр} = 0,040$ м;
- радіус кореневого перерізу лопаток $r_o = 0,398$ м;
- зовнішній розрахунковий радіус диска $r_a = 0,368$ м;
- внутрішній радіус диска $r_i = 0,075$ 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, 3 та 4 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.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

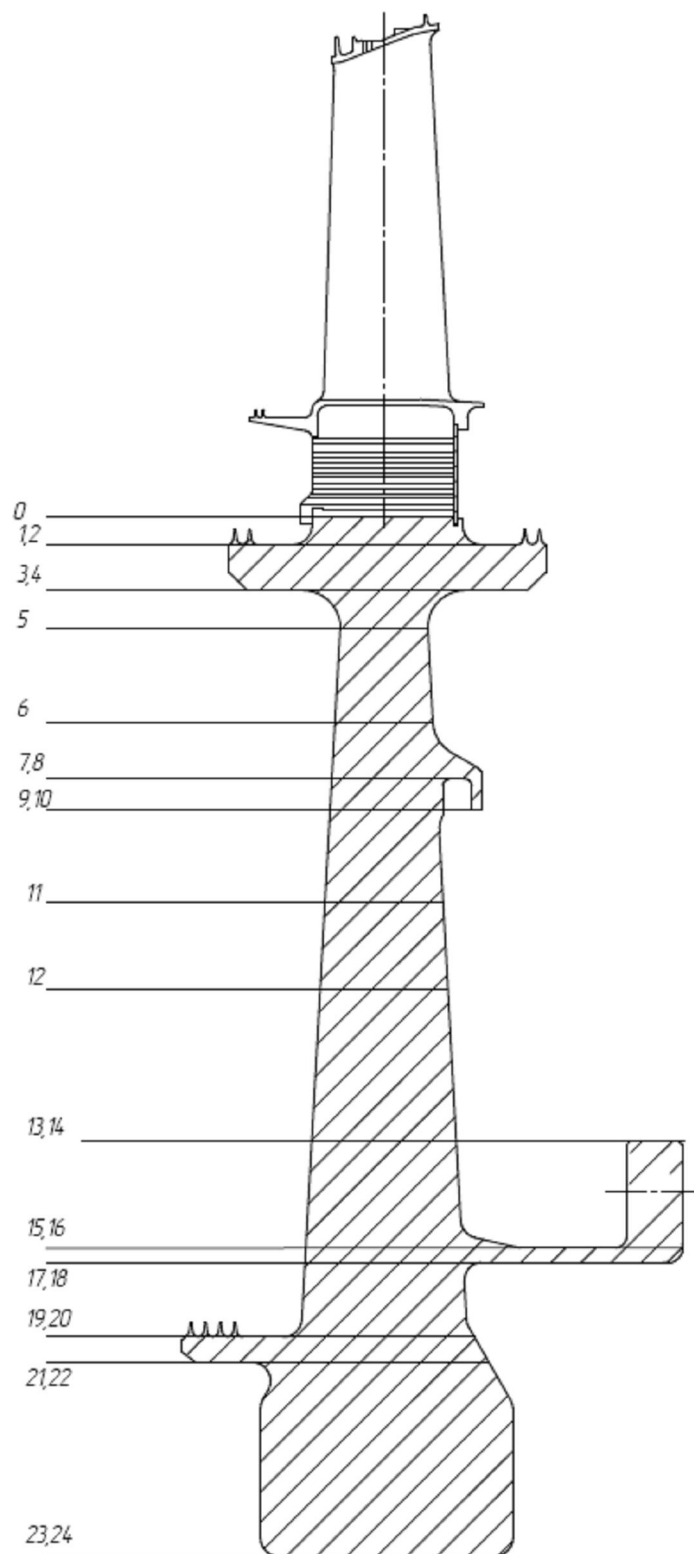


Рис. 2.7. Диск турбіни низького тиску з позначенням розрахункових перетинів

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

4) Осьовий момент інерції пояса кріплення

$$I_{кр} = \left(\frac{r_o^3 - r_a^3}{3} \right) \cdot h_{кр} = \left(\frac{0,398^3 - 0,368^3}{3} \right) \cdot 0,040 = 1,76 \cdot 10^{-4} \text{ м}^4.$$

5) Кутова швидкість обертання ротора

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 6594}{30} = 690 \text{ с}^{-1},$$

де $n = 6594$ об/хв – частота обертання ротора.

6) Відцентрова сила від пояса кріплення

$$C_{кр} = 2 \pi \rho_{кр} \omega^2 I_{кр} = 2 \cdot 3,14 \cdot 8220 \cdot 690^2 \cdot 1,76 \cdot 10^{-4} = 4\,330\,626 \text{ Н}.$$

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

$$C_{\Sigma} = z C_o + C_{кр} = 7\,077\,430 \text{ Н},$$

де $z = 118$ – число робочих лопаток на вінці; $C_o = 23\,278 \text{ Н}$ – відцентрова сила в кореневому перерізі лопаток.

8) Комплекс

$$\sigma_a h_a r_a = \frac{C_{\Sigma}}{2 \pi} = \frac{7077430}{2 \cdot 3,14} = 1\,126\,408.$$

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

					142.6231м.02.КР	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.

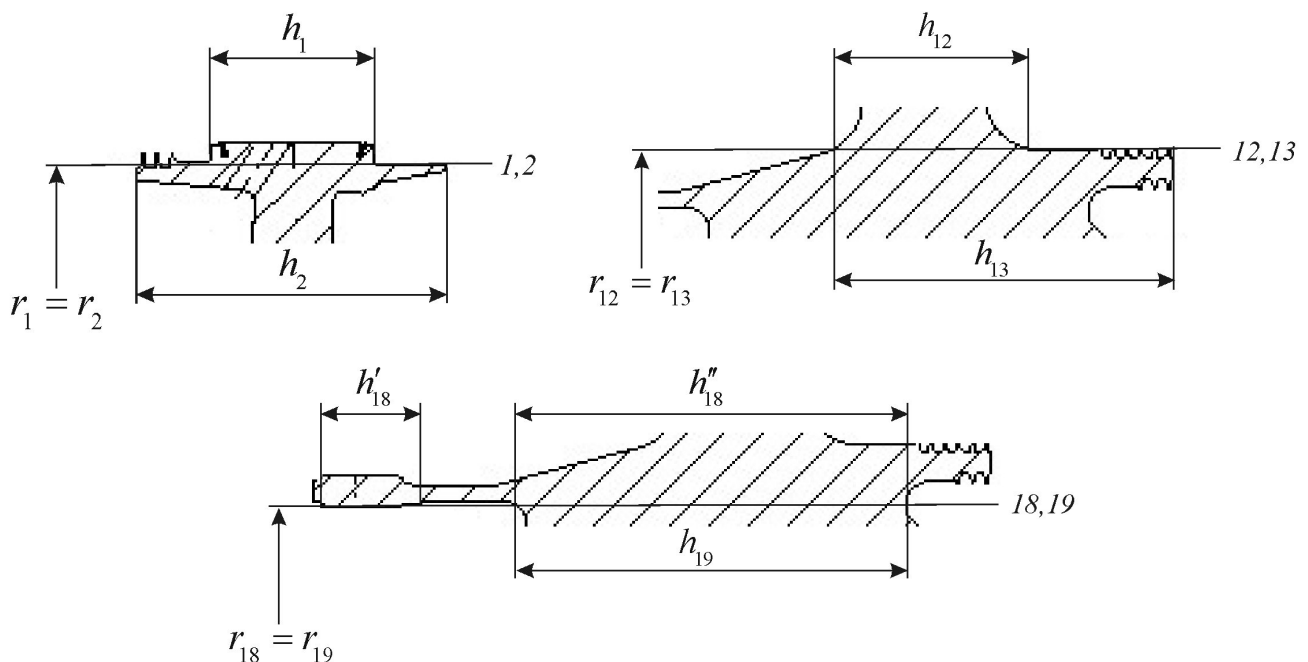


Рис. 2.8. Приклад визначення товщини диска на розрахункових перетинах при ступінчастій її зміні

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

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

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

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

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

12) З табл. 2.5 (рядок № 19) видно, що найменший запас міцності по руйнівним обертам має перетин диска під № 24:

$$K_g^{\min} = 1,97.$$

Саме в цьому перетині при невиконанні умов міцності і почнеться процес руйнування. Перетин № 24 знаходиться на внутрішньому радіусі диска, що означає, що руйнування буде проходити за 1-ю формою (з утворенням зламів уздовж меридіональних перетинів)¹.

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

14) Нейтральний радіус диска визначається за формулою:

$$r_n = \frac{1}{\omega K_g^{\min}} \sqrt{\frac{\sigma_g}{\rho_d}} = \frac{1}{690 \cdot 1,97} \sqrt{\frac{1123 \cdot 10^6}{8320}} = 0,270 \text{ м.}$$

де $\sigma_g = 1123 \cdot 10^6 \text{ Па}$ – границя міцності матеріалу диска в найбільш небезпечному перетині.

Знаходиться він, згідно рис. 2.7, між перетинами №10 та №11.

¹ Якщо найменше значення запасу міцності буде відповідати розрахунковому перетину з радіусом більшим, ніж r_i , то руйнування диска при недотриманні умов міцності буде проходити по 2-й формі (через відрив частини диска).

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 2.5

Позначення	Розрахунковий переріз						
	0	1	2	3	4	5	6
1. r , м	0,368	0,361	0,361	0,347	0,347	0,336	0,310
2. h , м	0,04	0,053	0,089	0,078	0,045	0,025	0,028
3. t , $^{\circ}\text{C}$	951	928	928	885	885	852	780
4. σ_{θ} , Па	896	913	913	944	944	966	1009
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	35,85	48,40	81,28	73,65	42,49	24,15	28,26
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	35,85	84,25	129,68	154,93	116,15	66,65	52,41
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0	0,0035	0,0000	0,0070	0,0000	0,0055	0,0130
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0	0,295	0,000	1,085	0,000	0,367	0,681
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	0	0,295	0,295	1,379	1,379	1,746	2,427
10. r^2 , м^2	0,1354	0,1303	0,1303	0,1204	0,1204	0,1129	0,0961
11. $r^2 h$, м^3	5,42E-03	6,91E-03	1,16E-02	9,39E-03	5,42E-03	2,82E-03	2,69E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м^3	5,42E-03	1,23E-02	1,85E-02	2,10E-02	1,48E-02	8,24E-03	5,51E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	0	4,31E-05	0,00E+00	1,47E-04	0,00E+00	4,53E-05	7,17E-05
14. $\int r^2 h dr$, м^4	0	4,31E-05	4,31E-05	1,90E-04	1,90E-04	2,35E-04	3,07E-04
15. $\rho \varpi^2 \int r^2 h dr$, Н	0	0,171	0,171	0,753	0,753	0,932	1,216
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \varpi^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	1,126	1,297	1,297	1,879	1,879	2,059	2,343
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	13,192	17,473	29,341	25,558	14,745	8,115	8,762
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	13,192	17,768	29,636	26,938	16,125	9,861	11,189
19. K_{θ}	3,42	3,70	4,78	3,79	2,93	2,19	2,19

					142.6231 м.02.КР			Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				

Позначення	Розрахунковий переріз						
	7	8	9	10	11	12	13
1. r , м	0,294	0,294	0,285	0,285	0,259	0,236	0,192
2. h , м	0,042	0,033	0,035	0,032	0,033	0,036	0,041
3. t , $^{\circ}\text{C}$	740	740	719	719	662	617	549
4. σ_{θ} , Па	1031	1031	1042	1042	1067	1084	1106
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	43,30	34,02	36,46	33,33	35,22	39,04	45,34
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	71,57	77,33	70,48	69,79	68,55	74,26	84,38
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0,0080	0,0000	0,0045	0,0000	0,0130	0,0115	0,0220
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,573	0,000	0,317	0,000	0,891	0,854	1,856
9. $\int_r^{r_a} \sigma_{\theta} h dr$, Н	3,000	3,000	3,317	3,317	4,208	5,062	6,919
10. r^2 , м^2	0,0864	0,0864	0,0812	0,0812	0,0671	0,0557	0,0369
11. $r^2 h$, м^3	3,63E-03	2,85E-03	2,84E-03	2,60E-03	2,21E-03	2,01E-03	1,51E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м^3	6,32E-03	6,48E-03	5,70E-03	5,44E-03	4,81E-03	4,22E-03	3,52E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м^4	5,06E-05	0,00E+00	2,56E-05	0,00E+00	6,26E-05	4,85E-05	7,74E-05
14. $\int r^2 h dr$, м^4	3,58E-04	3,58E-04	3,83E-04	3,83E-04	4,46E-04	4,94E-04	5,72E-04
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	1,417	1,417	1,518	1,518	1,766	1,958	2,265
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	2,543	2,543	2,645	2,645	2,892	3,085	3,391
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	12,731	10,003	10,391	9,500	9,122	9,212	8,706
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_d h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	15,731	13,003	13,708	12,817	13,330	14,275	15,625
19. K_{θ}	2,49	2,26	2,28	2,20	2,15	2,15	2,15

	14	15	16	17	18
1. r , м	0,192	0,162	0,162	0,158	0,158
2. h , м	0,059	0,076	0,106	0,102	0,05
3. t , °C	549	515	515	511	511
4. σ_{θ} , Па	1106	1115	1115	1116	1116
5. $\sigma_{\theta} h$, Па м	65,25	84,71	118,15	113,78	55,78
6. $2(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н/м	110,60	149,96	202,87	231,94	169,56
7. $(\Delta r / r)_{\theta}$, м	0,0000	0,0150	0,0000	0,0020	0,0000
8. $(\sigma_{\theta} h)_{cp}$, Н	0,000	2,249	0,000	0,464	0,000
9. $\int_r^{r_{\theta}} \sigma_{\theta} h dr$, Н	6,919	9,168	9,168	9,632	9,632
10. r^2 , м ²	0,0369	0,0262	0,0262	0,0250	0,0250
11. $r^2 h$, м ³	2,17E-03	1,99E-03	2,78E-03	2,55E-03	1,25E-03
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	3,69E-03	4,17E-03	4,78E-03	5,33E-03	3,79E-03
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	0,00E+00	6,25E-05	0,00E+00	1,07E-05	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	5,72E-04	6,34E-04	6,34E-04	6,45E-04	6,45E-04
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	2,265	2,512	2,512	2,555	2,555
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	3,391	3,639	3,639	3,681	3,681
17. $\sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	12,528	13,724	19,141	17,978	8,813
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_a h dr + \sigma_{\theta}^* h^* r^*$, Н	19,447	22,892	28,309	27,610	18,445
19. κ_{θ}	2,39	2,51	2,79	2,74	2,24

	19	20	21	22	23	24
1. r , м	0,137	0,137	0,13	0,13	0,075	0,075
2. h , м	0,054	0,082	0,083	0,067	0,061	0
3. t , °C	494	494	490	490	473	473
4. σ_θ , Па	1119	1119	1120	1120	1123	1123
5. $\sigma_\theta h$, Па м	60,44	91,78	92,97	75,05	68,53	0,00
6. $2(\sigma_\theta h)_{cp}$, Н/м	116,21	152,22	184,75	168,03	143,58	68,53
7. $(\Delta r/r)$, м	0,0105	0,0000	0,0035	0,0000	0,0275	0,0000
8. $(\sigma_\theta h)_{cp}$, Н	1,220	0,000	0,647	0,000	3,948	0,000
9. $\int_r^{r_a} \sigma_\theta h dr$, Н	10,852	10,852	11,499	11,499	15,447	15,447
10. r^2 , м ²	0,0188	0,0188	0,0169	0,0169	0,0056	0,0056
11. $r^2 h$, м ³	1,01E-03	1,54E-03	1,40E-03	1,13E-03	3,43E-04	0,00E+00
12. $2(r^2 h)_{cp}$, м ³	2,26E-03	2,55E-03	2,94E-03	2,54E-03	1,48E-03	3,43E-04
13. $(r^2 h)_{cp} \Delta r$, м ⁴	2,37E-05	0,00E+00	1,03E-05	0,00E+00	4,06E-05	0,00E+00
14. $\int r^2 h dr$, м ⁴	6,69E-04	6,69E-04	6,79E-04	6,79E-04	7,20E-04	7,20E-04
15. $\rho \omega^2 \int r^2 h dr$, Н	2,649	2,649	2,689	2,689	2,850	2,850
16. $\sigma_a h_a r_a + \rho \omega^2 \cdot \int r^2 h dr$, Н	3,775	3,775	3,816	3,816	3,977	3,977
17. $\sigma_\theta^* h^* r^*$, Н	8,280	12,574	12,087	9,757	5,140	0,000
18. $\int_{r^*}^{r_a} \sigma_\theta h dr + \sigma_\theta^* h^* r^*$, Н	19,132	23,426	23,585	21,256	20,587	15,447
19. κ_θ	2,25	2,49	2,49	2,36	2,28	1,97

2.6. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ ГАЗОТУРБІННОГО ДВИГУНА

2.6.1. Опис системи змащування

Система змащування – циркуляційна, під тиском, з примусовим відкачуванням відпрацьованого масла. Система змащення забезпечує змазку і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших деталей двигуна, що труться, на всіх режимах роботи двигуна.

У масляній системі застосовується масло для суднових газових турбін ГОСТ 10289-79 або масло МС-8П ОСТУ 38. 01163-78.

2.6.2. Склад системи змащування

У систему змащення двигуна (рис. 2.9) входять: цистерна циркуляційна Б1, маслоагрегат LM03, маслоагрегат з електроприводом LM02, що відкачує, маслоагрегат з електроприводом нагнітаючий LM01, масловіддільник статичний СМО1, фільтри Ф1, Ф2, фільтри захисні, датчики-реле різниці тиску ДРРД1, ДРРД2, сигналізатори тиску LP050, LP060, LP070, датчики тиску LP010, LP020, сигналізатори стружки магнітні ССМ1...ССМ6, термоперетворювачі опору LT010...LT070; регулятор перепаду тиску РПД, бак масловідділяючий БМ1, сигналізатори рівня РУ1, LL011, LL020, LL030, маслоохолоджувач АТ1, стоп-кран КД, клапани запорні К1...К5, клапани зворотні КО1, КО2, КО3, шайба дросельна ДР1, трубопроводи.

2.6.3. Принцип роботи системи змащування

При натисненні кнопки ПУСК вступають в роботу маслоагрегат з електроприводом LM02, що відкачує, і нагнітаючий LM01. Масло з циркуляційної цистерни Б1 забирається нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом LM01 і через фільтр тонкого очищення масла Ф1 подається на змащення і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень і інших

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

деталей двигуна, що труться. Досягши певного тиску масла на вході в двигун датчик тиску LP010 видає сигнал в автоматичну систему управління на розкручування стартерів. З початком розкручування стартерів вступає в роботу навісний маслоагрегат LM03. Працюючи спільно з нагнітаючим маслоагрегатом з електроприводом LM01, нагнітаюча секція маслоагрегата LM03 забирає масло з циркуляційної цистерни Б1 і подає його в систему змащення, збільшуючи тиск. Досягши певної частоти обертання компресора низького тиску відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02, і нагнітаючий LM01 відключаються. При подальшому збільшенні частоти обертання і на всіх режимах роботи двигуна, змащення і охолодження масляних порожнин двигуна здійснюється навісним маслоагрегатом LM03.

Відпрацьоване масло з переднього корпусу через нижню коробку приводів зливається в піддон маслоагрегата LM03, із заднього корпусу компресора високого тиску, опорного вінця турбіни низького тиску, масло зливається в масловіддільний бак БМ1. З переходника, опорного вінця турбіни нагнітача на робочих режимах масло забирається маслоагрегатом LM03, при пусках, зупинках – маслоагрегатом LM02.

З піддону маслоагрегата LM03 і масловіддільного бака БМ1 відповідними секціями відкачуючого маслоагрегату з електроприводом LM02, або секціями навісного маслоагрегату LM03 масло через фільтр Ф2 і маслоохолоджувач ALT010 відкачується в циркуляційну цистерну Б1. Суфлірування масловіддільного бака БМ1, крізь регулятор перепаду тиску РПТ, переднього корпусу компресора низького тиску здійснюється через масловіддільник статичний СМВ1, де відбувається відділення масла від маслоповітряної суміші.

Масло з масловіддільника статичного СМВ1 зливається в нижню коробку приводів, а повітря потрапляє в газовідвід для подальшої утилізації. При зниженні частоти обертання двигуна до певного значення САУ включаються відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02, і нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом LM01.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

При зниженні тиску масла на вході в двигун нижче певного значення сигналізатор PLT010 видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу і включення відкачуючого маслоагрегата з електроприводом LM02, і нагнітаючого LM01. При подальшому падінні тиску датчик PT2 видає сигнал на зупинку двигуна. При підвищенні перепаду тиску масла на фільтрах Ф1 і Ф2 вище певної величини по датчиках тиску ДРРД1 і ДРРД2 САУ формує сигнал про забруднення фільтрів відповідно. Тиск масла на лінії відкачування вимірюється датчиком LP020.

При збільшенні тиску масла (максимальний тиск МОБ ТНТ) сигналізатор тиску LP060 видає сигнал про переведення двигуна на режим холостого ходу. При зниженні тиску масла до певного значення на виході з маслоагрегата з електроприводом LM02, що відкачує, сигналізатор тиску LP050 видає сигнал на зупинку двигуна. З метою ранньої діагностики стану підшипникових вузлів двигуна на зливних трубопроводах з масляних порожнин двигуна встановлені сигналізатори стружки магнітні ССМ1...ССМ6.

Температура масла на вході в двигун (у циркуляційній цистерні Б1) і на сливах з масляних порожнин заміряється термоперетворювачами опору LT010...LT070.

Клапани запірні K1...K5 служать для зливу масла з маслоохоложувача ALT010, заповнення цистерни циркуляційної Б1, слива масла і відбору проб. Цистерна циркуляційна Б1 оснащена сигналізаторами мінімального і максимального рівнів РУ1, РУ2. Дросельна шайба ДР1 служить для заповнення маслом всмоктуючого трубопроводу навісного маслоагрегата LM03 перед запуском двигуна з лінії нагнітання нагнітаючого маслоагрегата з електроприводом LM01.

Змащення коробки приводів виносної - картерна.

Система консервації паливної апаратури маслом забезпечує підведення чистого масла з цистерни циркуляційної Б1 з необхідною тонкістю фільтрації.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Стоп-кран КД служить для забезпечення роботи контактних ущільнень на низьких режимах роботи двигуна.

2.6.4. Агрегати системи змащування

У систему змащення двигуна входять: цистерна циркуляційна Б1, маслоагрегат Н1, відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02, нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом LM01, масловіддільник статичний CM01, фільтри Ф1 та Ф2, фільтри захисні Ф2, Ф3, Ф4, Ф5, Ф6 та Ф7, датчики-реле різниці тиску LP01 та LP020, сигналізатори тиску LP050, LP060, LP070, датчики тиску РД1 та РПД1, сигналізатори стружки LS010, LS020, LS030, LS040, LS050 та LS060, термоперетворювачі опору LT020, LT030, LT040, LT050 та LT060, регулятори перепаду тиску LP100 та LP110, бак масловіддільний БМ1, сигналізатори рівня РУ1, LL010, LL020, LL030, маслоохолоджувач АТ1, стоп-кран ЛН04, клапан замочний К03, клапан зворотний К01, шайби дросельні ДР1, ДР2 та ДР3, трубопроводи.

Цистерна циркуляційна Б1 призначена для розміщення необхідної кількості масла, циркулюючого в системі мастила ГТД.

Маслоагрегат Н1 двигуна є багатосекційним шестерінчастим агрегатом, що складається з одного нагнітаючого і чотирьох відкачуючих насосів (секцій), виконаних в одному агрегаті. Нагнітаючий насос забирає масло з циркуляційної цистерни і подає його в магістраль нагнітання.

Насоси, що відкачують, забирають масло з нижньої коробки приводів, з переходника, з масловіддільного бака, з турбіни генератора, і повертають відпрацьоване масло через маслоохолоджувач в циркуляційну цистерну.

Відкачуючий маслоагрегат з електроприводом LM02 є чотирьохсекційним шестерінчастим насосом з приводом від електродвигуна. Призначений для відкачування масла при пусках, зупинках, при зниженні частоти обертання двигуна до певного значення.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Нагнітаючий маслоагрегат з електроприводом LM01 – шестерінчастий, односекційний насос, призначений для подачі масла через фільтр тонкого очищення Ф2 на змащення і охолодження підшипникових вузлів, зубчатих зачеплень при пусках, зупинках і т.д.

Масловіддільник статичний АТ1 призначений для відділення масла від суфлюємої масло повітряної суміші, що поступає до нього з масляних порожнин підшипникових вузлів двигуна.

Фільтр Ф1 призначений для очищення масла перед маслоохолоджувачем АТ1.

Фільтри захисні Ф2, Ф3, Ф4, Ф5, Ф6 та Ф7 служать для грубого очищення масла перед подачею його на змащення і охолодження елементів двигуна, що труться.

Датчик - реле різниці тиску видають сигнал в систему управління про забруднення фільтрів Ф2, Ф3, Ф4, Ф5, Ф6 та Ф7, відповідно.

Сигналізатор стружки служить для уловлювання металевих частинок в масляній магістралі, що відкачує.

Термопереотворювачі опору призначені для виміру температури масла на вході в двигун (у циркуляційній цистерні) і на сливах з масляних порожнин.

Регулятор перепаду тиску служить для підтримки різниці між статичним тиском повітря за КНТ і тиском повітря в масловіддільному баку БМ1 в потрібному діапазоні, необхідному для нормальної роботи контактних ущільнень в задньому корпусі КВТ і опорного вінця ТНТ двигуна.

Бак масловіддільний БМ1 призначений для збору відпрацьованого масла із заднього корпусу КВТ і опорного вінця ТНТ.

Сигналізатори рівня служать для видачі сигналу про перевищення або пониження рівня масла відповідно вище або нижче певного рівня в циркуляційній цистерні Б1. Маслоохолоджувач АТ1 служить для охолодження масла перед відкачуванням його в циркуляційну цистерну Б1.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Стоп-кран служить для забезпечення нормальної роботи контактних ущільнень на знижених режимах роботи двигуна.

Дросельна шайба обмежує кількість масла, що подається у всмоктуючий трубопровід навісного маслоагрегата Н1, перед запуском двигуна з лінії нагнітання маслоагрегата з електроприводом LM01.

Сигналізатори тиску виконують наступні функції:

LP050 – видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу при зниженні тиску масла на вході в двигун нижче певного значення;

LP060 – видає сигнал в автоматичну систему управління на зупинку двигуна при зниженні тиску масла на вході в ГТД до певного значення;

LP070 – видає сигнал на зупинку двигуна при зниженні тиску масла за маслоагрегатом LM02 до певного значення в системі змащення ГТД;

LP110 – видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу при збільшенні тиску масла в масловіддільному баку;

LS010– видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу у разі відмови в роботі насоса відкачуючого маслоагрегата Н1.

Датчик тиску МН1 здійснює вимір тиску масла на лінії нагнітання.

Датчик тиску РД1 служить для виміру тиску масла на лінії відкачування.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



					142.6231м.02.КР			
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона праці	Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Григор'єв Є.О.							
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.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3.1. ПРИЧИНИ ВИНИКНЕННЯ ПОЖЕЖІ У МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ СУДНА

Практикою встановлено, що основними причинами виникнення пожеж на судах є:

1. Порушення пожежно-профілактичного режиму, тобто недотримання вимог чинних нормативних документів по правилах пожежної безпеки:

халатність особового складу;
порушення протипожежного захисту;
порушення правил виконання вогневих робіт;
куріння в недозволених місцях;
відступ від правил експлуатації парових котлів і електрообладнання;
порушення правил перевезення небезпечних вантажів;
інші причини.

2. Конструктивні недоліки суден.

3. Навмісні підпали.

Суднобудування та судноремонт є галузями з підвищеною пожежною небезпекою. Процеси будівництва та ремонту суден мають свої специфічні особливості, пов'язані з застосуванням у великій кількості різних горючих речовин і матеріалів (лаки, фарби, розчинники, ізоляційні матеріали), а також з великими обсягами вогневих робіт, які нерідко призводять до пожеж. Велику небезпеку становлять пожежі, що виникають на судах у елінгах, доках, на стапелях. Складне планування, відсутність безпечних шляхів евакуації нерідко створюють при пожежі небезпеку для людей, а також великі труднощі з ліквідацією пожеж та їх наслідків.

Особливу небезпеку становлять малярні та ізоляційні роботи. Застосування відкритої тари із зазначеними продуктами, пульверізаційного способу фарбування створюють додаткові умови для утворення вибухонебезпечних концентрацій парів рідин в замкнутих обсягах. Тому

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

необхідно прагнути до максимального скорочення фарбувальних робіт безпосередньо на суднах, поєднувати метод безповітряного розпилення, подачу фарб до місця робіт по трубопроводах або у герметичній закритій тарі.

Горючі матеріали, що входять до суднового постачання (лаки, фарби, розчинники, карбід тощо), становлять значну небезпеку для виникнення і розвитку пожежі.

При завантаженні їх на судно і зберіганні у коморах необхідно дотримуватись вимог з сумісності. Наприклад, горючі рідини не повинні зберігатися разом з окиснювачами і сильними кислотами; карбіди, лужні метали та їх сполуки повинні зберігатися в сухих приміщеннях з надійною вентиляцією.

Суднова система вентиляції може бути шляхом розвитку пожежі по каналах з одного відсіку (приміщення) в інший. Вентиляція повинна бути відключена, а її канали перекриті після того, як з аварійного приміщення виведені люди. Вентилювання не повинно припинятися в приміщеннях і відсіках судна, поки там знаходяться люди.

Велику небезпеку становлять операції з розконсервації нового і промивання ремонтного суднового обладнання. На багатьох суднах, як правило, відсутні спеціальні ділянки розконсервації і знежирення суднового обладнання. Роботи із застосуванням бензину, бензолу, спиртів поєднують з іншими операціями або виконують безпосередньо на судні, створюючи додаткову вибухо- і пожежонебезпечну обстановку. У цих випадках необхідно виділяти для зазначених робіт спеціальні приміщення, замінювати горючі миючі засоби на пожежобезпечні негорючі поверхнево-активні речовини.

3.2. ЗАСОБИ ГАСІННЯ ПОЖЕЖ У МАШИННИХ ПРИМІЩЕННЯХ

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Машинні приміщення категорії А, в яких розташовані котли, що працюють на рідкому паливі, або установки рідкого палива повинні бути обладнані однією з таких стаціонарних систем пожежогасіння:

газовою системою;

системою гасіння високократною піною;

системою водорозпилення.

У кожному разі, якщо машинне і котельне відділення не повністю відокремлені один від одного або якщо рідке паливо з котельного відділення може перетікати в машинне, такі машинне і котельне відділення слід розглядати як один відсік.

У кожному котельному відділенні повинен бути щонайменше один переносний пінний комплект.

У кожному котельному відділенні у кожного топкового фронту і в кожному приміщенні, в якому знаходиться яка-небудь частина установки рідкого палива, повинне бути щонайменше два переносних пінні вогнегасники або рівноцінних їм. У кожному котельному відділенні повинно бути не менше одного пінного вогнегасника схваленого типу місткістю щонайменше 135 л або рівноцінного йому. Ці вогнегасники повинні бути обладнані рукавами, намотаними на в'юшки і дозволяють діставати до будь-якого місця котельного відділення.

У кожного топкового фронту повинен знаходитися ящик з піском, опилками, просоченими содою, або іншим схваленим сухим матеріалом в достатній кількості. Замість цього може бути передбачений переносний вогнепогашувач схваленого типу.

Приміщення, в яких розташовані двигуни внутрішнього згорання.

У машинних приміщеннях категорії А, в яких розташовані двигуни внутрішнього згорання, має бути передбачено таке:

1) одна з систем пожежогасіння;

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

2) принаймні один переносний пінний комплект;

3) у кожному такому приміщенні - схвалені пінні вогнегасники місткістю щонайменше 45 л кожен або рівноцінні їм у кількості, достатній для того, щоб можна було подати піну або рівноцінну їй вогнегасну речовину на будь-яку частину паливної системи та системи змащення під тиском, на приводи та інші пожежонебезпечні об'єкти.

Додатково має бути передбачена достатня кількість переносних пінних вогнегасників або рівноцінних їм, які повинні розміщуватися так, щоб від будь-якої точки приміщення до вогнегасника потрібно пройти не більше 10 м і щоб у кожному такому приміщенні було щонайменше два таких вогнегасника.

На пасажирських судах, що перевозять більше 36 пасажирів, кожне машинне приміщення категорії А повинно бути забезпечене щонайменше двома відповідними приставками для утворення водяного туману.

3.2.1. Стаціонарні системи пожежогасіння високократною піною у машинних приміщеннях

1. Будь-яка стаціонарна система пожежогасіння високократною піною у машинних приміщеннях повинна забезпечувати швидку подачу через стаціонарні випускні отвори кількості піни, достатньої для заповнення найбільшого захищуваного приміщення, з інтенсивністю, що забезпечує утворення за одну хвилину шару піни товщиною не менше 1 м. Кількість наявного піноутворювача має бути достатньою для вироблення піни в обсязі, що дорівнює п'ятикратному обсягу найбільшого захищуваного приміщення. Кратність піноутворення не повинна перевищувати 1000:1.

2. Канали подачі піни, повітрязбірники піногенератора і кількість піногенераторних установок повинні забезпечувати ефективні генерацію та розподіл піни.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Розташування вихідних каналів піногенератора повинно бути таким, щоб пожежа в закритому приміщенні не могла пошкодити піногенеруюче обладнання.

4. Піногенератор, його джерела енергії, піноутворювач і засоби керування системою повинні бути легко доступні, прості в експлуатації і бути зосереджені у можливо меншій кількості місць, які найімовірніше не будуть відрізані пожежею в закритому приміщенні.

Пінний концентрат являє собою густу рідину. Для утворення піни вона розбавляється водою у співвідношеннях між 1 і 6%, в залежності від типу концентрату.

Найбільш часто застосовується в установках піногасіння піна AFFF (Aqueous Film Forming Foam).

Ця піна, крім ефекту перекриття доступу кисню до горіння, виготовляє покриття поверхні палива водяною плівкою, запобігаючи утворенню пари. Така піна дуже швидко збиває полум'я. Вона краще проникає вглиб матеріалів при гасінні Пожеж Класу А.

3.2.2. Стаціонарні системи пожежогасіння водорозпиленням в машинних приміщеннях

1. Будь-яка необхідна у машинних приміщеннях стаціонарна система пожежогасіння водорозпиленням повинна бути забезпечена розпилювачами схваленого типу.

2. Кількість і розташування розпилювачів повинні забезпечувати ефективний розподіл в захищених приміщеннях води з інтенсивністю подачі в середньому не менше 5 л/м² в хвилину. Розпилювачі повинні встановлюватися над льялами, настилом другого дна і іншими місцями, по яких може розлитися рідке паливо, а також над іншими особливо пожежонебезпечними об'єктами в машинних приміщеннях.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

3. Система може бути розділена на секції, розподільні клапани яких повинні управлятися з легко доступних місць поза приміщень, які не будуть швидко відрізані пожежею в закритому приміщенні.

4. Система повинна бути постійно заповнена водою під необхідним тиском; насос, що живить її водою, повинен включатися автоматично при падінні тиску в системі.

5. Насос повинен забезпечувати подачу води під необхідним тиском одночасно у всі секції системи в будь-якому одному з захищаних приміщень. Насос і його органи управління повинні встановлюватися поза захищаного приміщення або приміщень. Повинна бути виключена можливість виходу з ладу системи водорозпилення в результаті пожежі в закритому системою приміщенні або приміщеннях.

6. Насос може мати привід від незалежного двигуна внутрішнього згоряння, але якщо він залежить від енергії, що виробляється аварійним генератором, то такий генератор повинен автоматично вмикатися при припиненні живлення від основного джерела електроенергії з тим, щоб негайно забезпечити енергоживлення насоса. Якщо насос має привід від незалежного двигуна внутрішнього згоряння, він повинен розміщуватися так, щоб при пожежі в закритому приміщенні не погіршувалося надходження повітря до двигуна.

7. Повинні бути вжиті заходи для запобігання засмічення розпилювачів брудом, що міститься у воді, або продуктами корозії труб, розпилювачів, клапанів і насоса.

3.2.3. Переносні вогнегасники

Будь-велика пожежа, як правило, починається з малої. При своєчасному виявленні загоряння є значні шанси загасити малу пожежу перш, ніж вона переросте у велику.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Для цієї мети всі судна обладнуються переносними вогнегасниками. Вогнегасники використовуються для атаки на пожежу в її початковій стадії.

Кожен член екіпажу повинен знати розташування вогнегасників на судні, умови їх застосування та обмеження та вміти їх правильно використовувати.

Необхідно пам'ятати, що вміст вогнегасника обмежений, а час його дії обчислюється секундами і при неправильному застосуванні вміст буде витрачено без користі.

Частково використаний вогнегасник ніколи не повинен ставитися назад на штатне місце і не вважається готовим до використання.

Такий вогнегасник повинен бути перезаряджен, або на судні кваліфікованою відповідальною особою, або на береговій станції обслуговування.

На кожному судні повинні бути в достатній кількості запасні картриджі та матеріали для перезарядки в суднових умовах. У разі якщо вогнегасник не може бути перезаряджен в суднових умовах – повинні бути запасні вогнегасники такого ж типу і обсягу. Кількість матеріалів для перезарядки, картриджів та запасних вогнегасників визначена СОЛАС 74.

Вогнегасники розрізняються за типом використовуваного матеріалу (водяні, вуглекислотні, порошкові і пінні) та за вагою вмісту (переносні та пересувні на колесах).

Місткість необхідних переносних рідинних вогнегасників повинна бути не більше 13,5 л та не менше 9 л. Порошкові вогнегасники бувають місткістю 6 кг.

По конструкції вони бувають в корпусах під тиском і без внутрішнього тиску (містять картридж).

На кожному вогнегаснику повинна бути наклейка, на якій позначений тип вогнегасника, вага вмісту, коротка інструкція з використання й клас пожежі, для гасіння якої він призначений.

Маркування кольором дозволяє членам екіпажу легко і швидко визначити тип вогнегасника по його вмісту. Водяні вогнегасники мають червоний колір

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

маркування, порошкові – синій, пінні – кремовий (жовтий) і CO₂ – чорний.

Колірне маркування наноситься у вигляді смуги по окружності верхньої частини корпусу, або у вигляді круглої плями, або використана в кольорі на-
клейки.

При відсутності кольорового маркування слід прочитати інструкцію на етикетці для того, щоб визначити вміст вогнегасника.

В даний час всі вогнегасники, як і все протипожежне майно, пофарбовані в червоний колір.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

					142.6231м.02.КР					
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата	Охорона навколишнього середовища			Літ.	Арк.	Аркушів
Студент	Григор'єв Є.О.									
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

					142.6231м.02.КР	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

					142.6231м.02.КР	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.

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

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

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

					142.6231м.02.КР	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

					142.6231м.02.КР	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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

рис. 4.1.

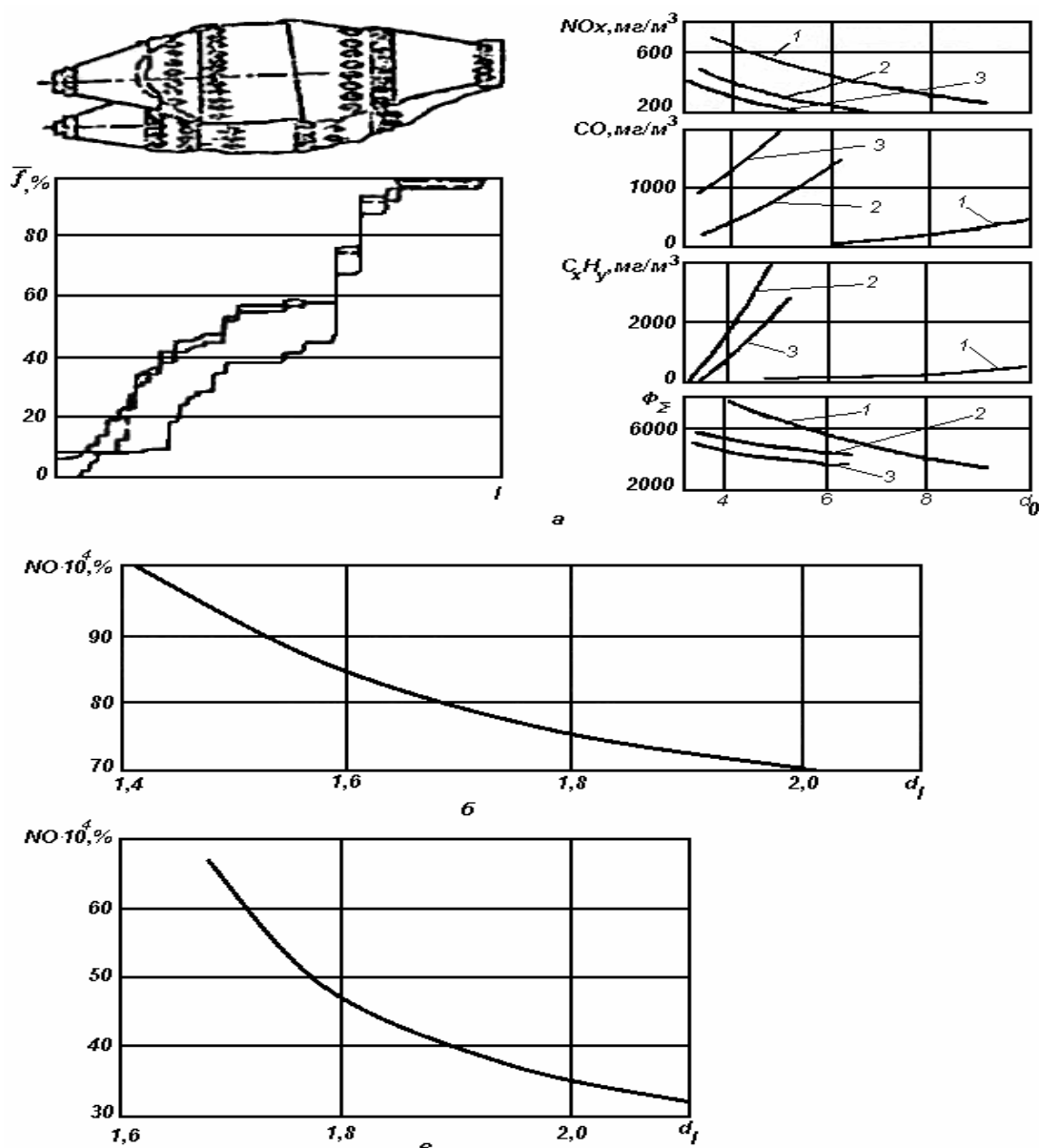


Рис. 4.1. Графіки зміни показників токсичності камер згорання в залежності від коефіцієнта надлишку повітря:

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

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

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

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

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

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

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

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

					142.6231м.02.КР	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.

					142.6231м.02.КР	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

					142.6231м.02.КР	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

абсорбер встановлений після конденсатора.

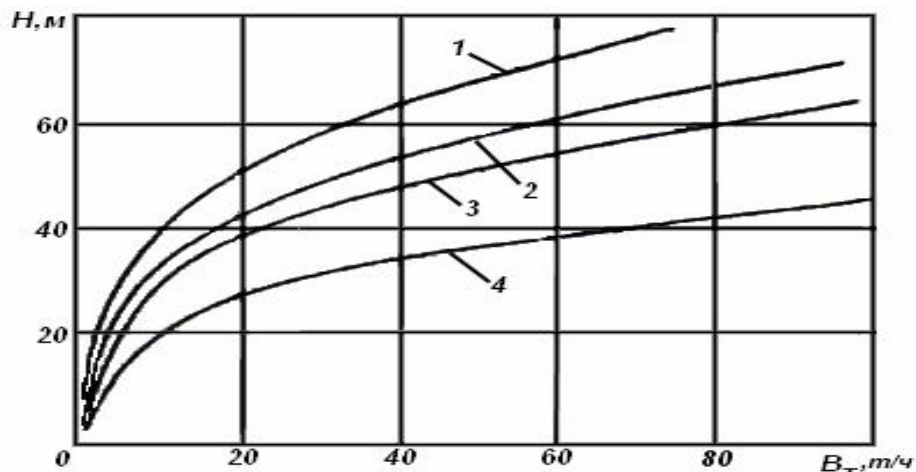


Рис. 4.2. Графіки залежності висоти вихлопної труби ГТУ від виду і витрати використаного палива:

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 газотурбінного агрегата потужністю 18 МВт для морського транспорту.

У першій частині роботи проведені термодинамічні та габаритні розрахунки газотурбінного агрегата суднового використання. 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 $T_3 = 1510 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 21$.

В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегату на режимі повної потужності отримано такі значення його показників ефективності: коефіцієнт корисної дії $\eta_e = 0,362$, питома потужність $N_{e_{\text{пит}}} = 306 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{N_e} = 0,232 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 772 \text{ K}$.

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 18 жарових труб.

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

Друга частина роботи присвячена конструюванню та конструктивним розрахункам газотурбінного двигуна. Детально розроблена конструкція турбіни низького тиску, проведений її термогазодинамічний розрахунок на середньому

Ив. №	Подпись и дата	Взам. инв.	Ив. №	Подпись и
Зм.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата
142.6231м.02.КР				Аркуш

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 система змащування газотурбінного двигуна.

У третій частині кваліфікаційної роботи проаналізовані заходи з охорони праці при експлуатації газотурбінного двигуна, а також причини виникнення пожеж у машинному відділенні судна та засоби гасіння пожеж.

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

[illegible]

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Романовський Г.Ф., Ващиленко М.В., Сербін 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., Сербін С.І. Екологічно чисті камери згоряння газотурбінних установок: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2002. 84 с.
4. Романовський Г.Ф., Сербін С.І. Камери згоряння суднових газотурбінних двигунів: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2000. 259 с.
5. Романовський Г.Ф., Сербін 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., Сербін 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., Сербін С.І., Патлайчук В.М. Газотурбінні агрегати: у 2 ч. Ч.2: Елементи конструкцій. Миколаїв: НУК, 2017. 196 с.
8. Сербін С.І. Маркетинг у турбінобудуванні: навчальний посібник. Миколаїв: УДМТУ, 2003. 72 с.
9. Сербін С.І., Седько 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.

Инв. № подл.	Подпись и дата		Инв. № дубл.		Взам. инв. №	
Зм.		Лист	№ докум.	Підпис	Дата	142.6231м.02.КР
						Лист