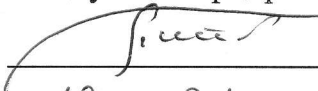


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова
Машинобудівний навчально-науковий інститут

Кафедра турбін

«Допущений до захисту»

Завідувач кафедри

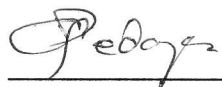

"10" 01 2022 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на здобуття ступеня вищої освіти "бакалавр"

на тему: *Судновий ГТА простої схеми потужністю 16,8 МВт*

Виконав:

студент групи 5231з


(підпис) Федоровський Д.М.

Керівник роботи:

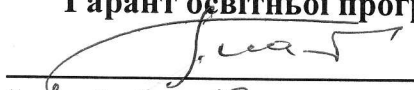
канд. техн. наук, доцент


(підпис) Ващилєнко М.В.

Миколаїв – 2022 р.

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

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

ЗАТВЕРДЖУЮ
Гарант освітньої програми

" 10 " _____ 2021 р.

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

Студенту _____ Федоровському Д.М. _____

1. Тема роботи: **"Судновий ГТА простої схеми потужністю 16,8 МВт"**

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

Затверджені наказом ректора № _____ від « _____ » _____ 2021 року

2. Термін подання роботи: _____ 10.01.2022 року _____

3. Вихідні дані по роботі:

- потужність газотурбінного агрегата: **16 800 кВт**;
- температура атмосферного повітря: **288 К**;
- температура газу перед турбіною високого тиску: **1510 К**;
- паливо: **дизельне**;
- розробка схеми **системи** змащування газотурбінного двигуна.
- розробка заходів з охорони праці: **аналіз причин виникнення пожежі у**

машинному відділенні судна та засоби їх гасіння.

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

- 4.1. Інформаційний пошук.
 - 4.2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА.
 - 4.3. Габаритний розрахунок ГТА та його компоновання.
 - 4.4. Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі **турбіни низького тиску** ГТА.
 - 4.5. Конструювання та конструктивні розрахунки.
 - 4.6. Аналіз причин виникнення пожежі у машинному відділенні судна.
5. Перелік презентаційних матеріалів
- 5.1. Кінематично-компоновочне креслення ГТА.
 - 5.2. Поздовжній переріз **турбіни низького тиску** ГТА.
 - 5.3. Схема **системи змащування** газотурбінного двигуна.

6. Консультанти розділів роботи

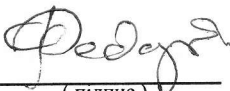
Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

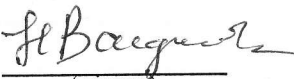
№	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Інформаційний пошук	1.11.2021	
2	Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА	15.11.2021	
3	Габаритний розрахунок ГТА та його компонування	1.12.2021	
4	Термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі турбіни низького тиску ГТА	15.12.2021	
5	Конструювання та конструктивні розрахунки	22.12.2021	
6	Розробка системи освітлення в машинному відділенні судна	1.01.2022	
7	Підготовка презентаційних креслень	7.01.2022	
8	Оформлення роботи та подання її до захисту	10.01.2022	

Студент


 (підпис)

Федоровський Д.М.

Керівник роботи


 (підпис)

Ващенко М.В.

АНОТАЦІЯ

У роботі виконано проєктування суднового ГТА простої схеми потужністю 16,8 МВт. Послідовно освітлені наступні питання: патентно-інформаційний пошук; оптимізація параметрів циклу ГТА, детальний тепловий розрахунок схеми ГТА на режимі повної потужності, габаритно-компонувальний розрахунок ГТД, термогазодинамічний розрахунок на середньому діаметрі одноступінчастої турбіни низького тиску, перевірочний розрахунок на міцність робочих лопаток турбіни низького тиску; розроблено схему системи змащування ГТД; проаналізовані можливі причини виникнення пожежі у машинному відділенні судна та засоби їх гасіння.

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

ABSTRACT

The work has designed a ship's gas turbine engine of a simple scheme with a capacity of 16.8 MW. The following issues have been consistently covered: patent and information search; optimization of the gas turbine cycle parameters, detailed thermal calculation of the gas turbine engine scheme at full power, overall and layout calculation of the gas turbine engine, thermo-gasodynamic calculation on the average diameter of a single-stage low-pressure turbine, verification calculation of the strength of the working blades of the low-pressure turbine; a scheme of the gas turbine engine lubrication system has been developed; possible causes of fires in the ship's engine room and means of extinguishing them have been analyzed.

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ЗМІСТ

Вступ	5
1. Патентно-інформаційний пошук	8
2. Термодинамічні та теплові розрахунки циклу та схеми ГТА . . .	20
2.1. Оптимізація параметрів циклу	23
2.2. Детальний тепловий розрахунок схеми ГТА	31
3. Габаритний розрахунок ГТД та його компоновання	39
3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД	40
3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД	45
3.3. Визначення габаритних розмірів осьових турбін ГТД	48
4. Термогазодинамічний розрахунок одноступінчастої турбіни низького тиску	56
5. Конструювання та конструктивні розрахунки	70
5.1. Розробка конструкції турбіни низького тиску	71
5.2. Розрахунок закручення лопаток турбіни низького тиску . . .	73
5.3. Перевірочний розрахунок робочих лопаток турбіни низького тиску на міцність	76
5.4. Розробка системи змащування ГТА	86
6. Можливі причини виникнення пожежі у машинному відділенні судна та засоби гасіння	90
6.1. Причини виникнення пожежі у машинному відділенні	91
6.2. Засоби гасіння пожеж у машинних приміщеннях	93
Висновки	99
Список використаних джерел	101

ВСТУП

Доцільність використання газотурбінних двигунів (ГТД) у складі енергетичних установок комерційних суден і кораблів військово-морського флоту обумовлена їхніми позитивними якостями, які дозволяють істотно поліпшити тактико-технічні характеристики даних суден (кораблів), зокрема підвищити їхню швидкість ходу і дальність плавання.

Такими позитивними якостями газотурбінних двигунів є:

мала питома маса;

компактність;

висока агрегатна потужність одного двигуна;

висока маневреність;

висока надійність;

зручність автоматизації;

можливість і зручність швидкої агрегатної заміни;

потреба у відносно невеликому числі допоміжних механізмів і обслуговуючих систем.

В даний час багато типів кораблів військово-морського флоту і ряд комерційних суден у різних країнах оснащені енергетичними установками, що мають у своєму складі газотурбінні двигуни. При цьому ГТД можуть використовуватися в якості всережимних, що забезпечують весь діапазон швидкостей, або в якості форсажних (прискорювальних) і працювати найчастіше у складі комбінованих дизель-газотурбінних установок, забезпечуючи підвищені швидкості корабля.

При конструюванні суднових і корабельних ГТД в обов'язковому порядку враховуються фактори, які характеризують специфіку роботи двигунів у морських умовах.

Основними з цих факторів є:

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

призначення і тип судна (корабля), на якому встановлюється двигун, а також модель його використання;

підвищені солевміст і вологість зовнішнього повітря, яке приймає участь у роботі ГТД, можливість потрапляння морської води в проточну частину двигуна;

хитке положення корабля, а разом з ним і газотурбінного двигуна у морі (бортова, кильова, вертикальна хитавиця, можлива ударна хвиля і т.п.).

Відповідно до призначення і типу судна (корабля) визначається загальна конструктивна схема ГТД, його тактико-технічні дані і характеристики, конструкція основних вузлів, структура й алгоритм систем регулювання і керування. Від типу судна (корабля), його дальності плавання, автономності, тривалості несення служби без заходу на місце базування залежить час безупинної роботи двигуна, тривалість роботи на різних режимах, передбачувана частота і швидкість зміни режимів, порядок і періодичність технічного обслуговування ГТД і т.п.

Підвищені солевміст і вологість зовнішнього повітря, споживаного двигуном, можливість потрапляння морської води в проточну частину, під теплозвукоізолюючий кожух і в паливо змушують застосовувати при проектуванні ГТД антикорозійні матеріали і спеціальні покриття для деталей проточної частини, зовнішніх поверхонь ГТД і навішаних агрегатів, а також для деталей паливорегулюючої апаратури змушують уживати спеціальних заходів з герметизації штепсельних рознімів і клемних з'єднань електроустаткування. Агресивність морського середовища вимагає відпрацьовування і перевірки ефективності різних способів періодичного промивання або очищення проточної частини двигуна, конструювання систем промивання чи очищення, створення спеціальних миючих засобів.

Морські і бойові умови (хитавиця, ударна хвиля і т.п.) висувають спеціальні вимоги до конструкції опорних вузлів роторів ГТД, до організації

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

зливу масла з масляних порожнин, до вузлів кріплення двигуна, газоотвода і кожухів до фундаментів.

Таким чином, при конструюванні суднових та корабельних газотурбінних двигунів враховуються в першу чергу їх призначення й умови експлуатації, що і визначає конструктивне обличчя і характеристики двигуна.

В даній дипломній роботі розроблено газотурбінний агрегат потужністю 16800 кВт простої теплової схеми для використання у складі енергетичних установок суднового призначення.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 1

ПАТЕНТНО-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 ДП 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 – 16,8 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 (D090)**, який серійно виготовляється державним підприємством ДП 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, турбіни на лабораторних стендах, відпрацьовування газодинамічних, теплотехнічних, міцностних, віброакустичних характеристик на базі п'ятнадцяти

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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)	ДП 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

UGT 15000 використовується у складі корабельних агрегатів М27, М9Б та М44, для приводу електрогенераторів (газотурбогенератори ГТГ-16), у 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 ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" та ін. Крім того, його

¹ Агрегат с промежуточным охлаждением воздуха и регенерацией тепла.

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

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

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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

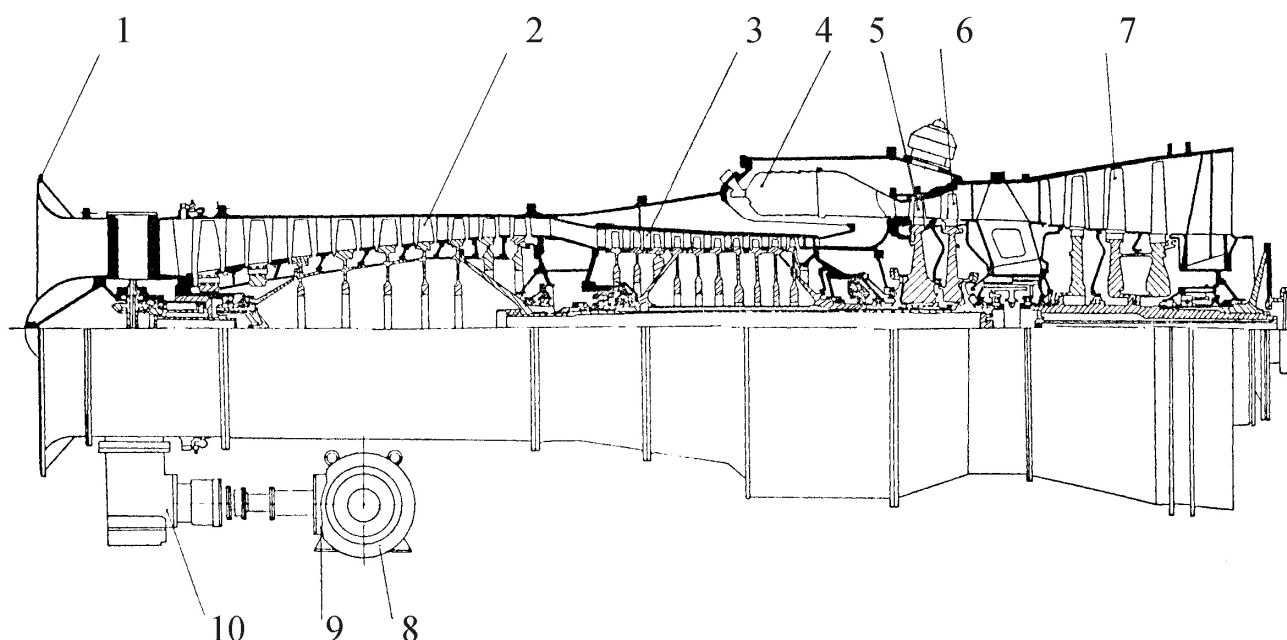


Рис.1.1. Конструктивна схема двигуна UGT 15000:

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

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

⁴ Конструкція UGT 15000 розглядається на прикладі двигуна ДГ90.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

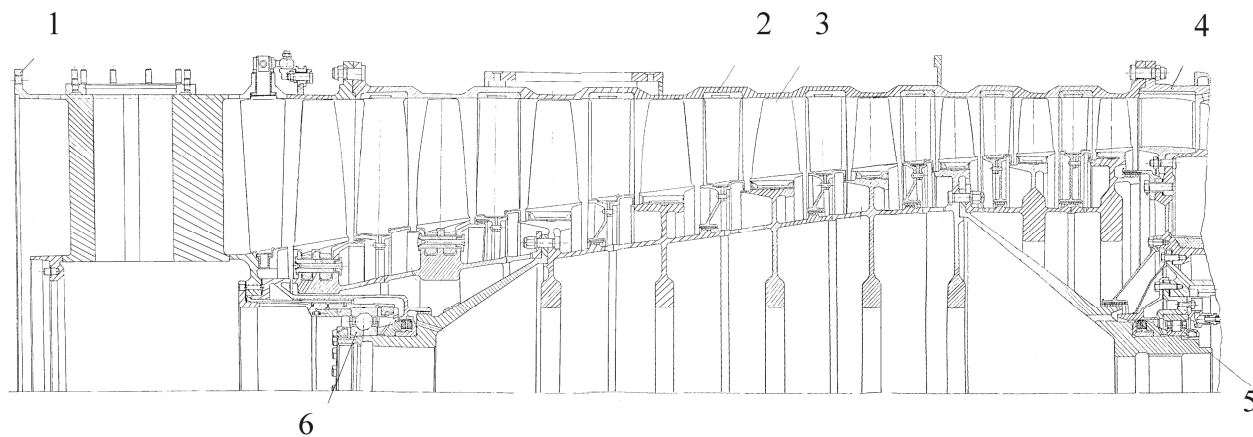


Рис.1.2. Компресор низького тиску:

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

Для надійного змащення й охолодження кулькового підшипника передньої опори масло підводиться в двох місцях: у зазор між внутрішньою обоймою

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

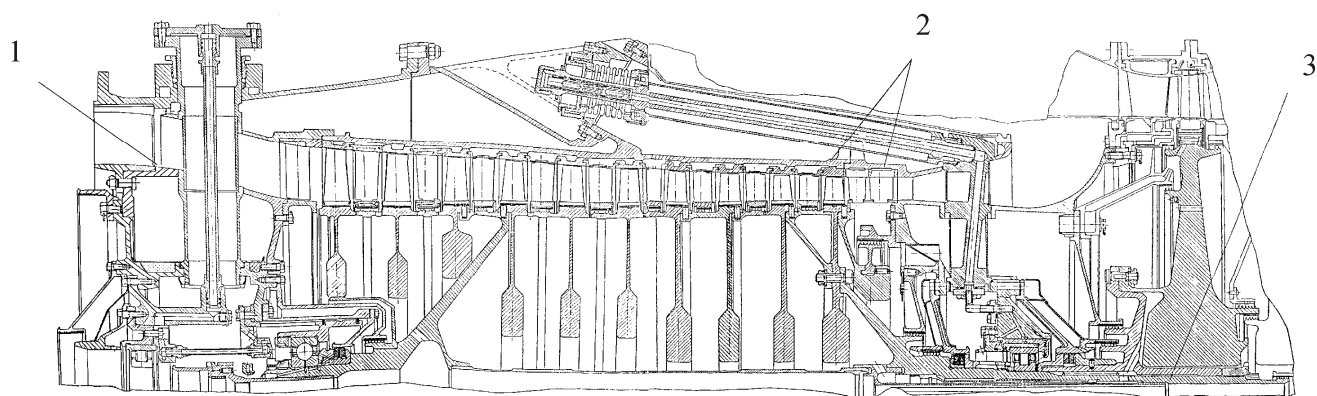


Рис.1.3. Компресор високого тиску:

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

Перехідник призначений для плавного підведення повітря з компресора низького тиску в компресор високого тиску. Він складається із зовнішньої і

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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 полум'яперекидні патрубки.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

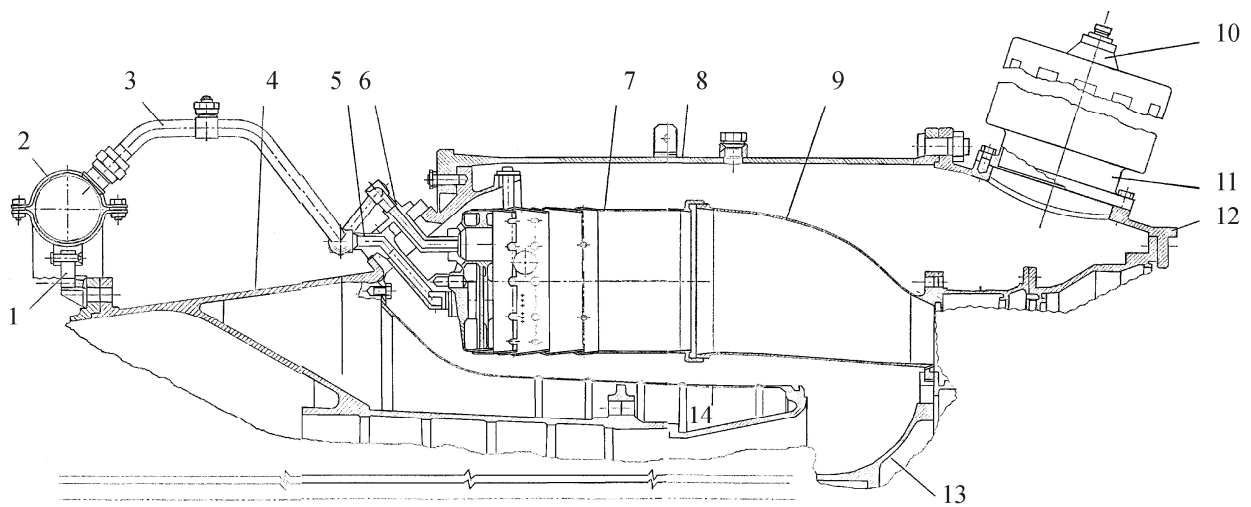


Рис.1.4. Камера згорання:

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 напружень у кишені під нижньою полицею лопаток встановлені демпфери.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

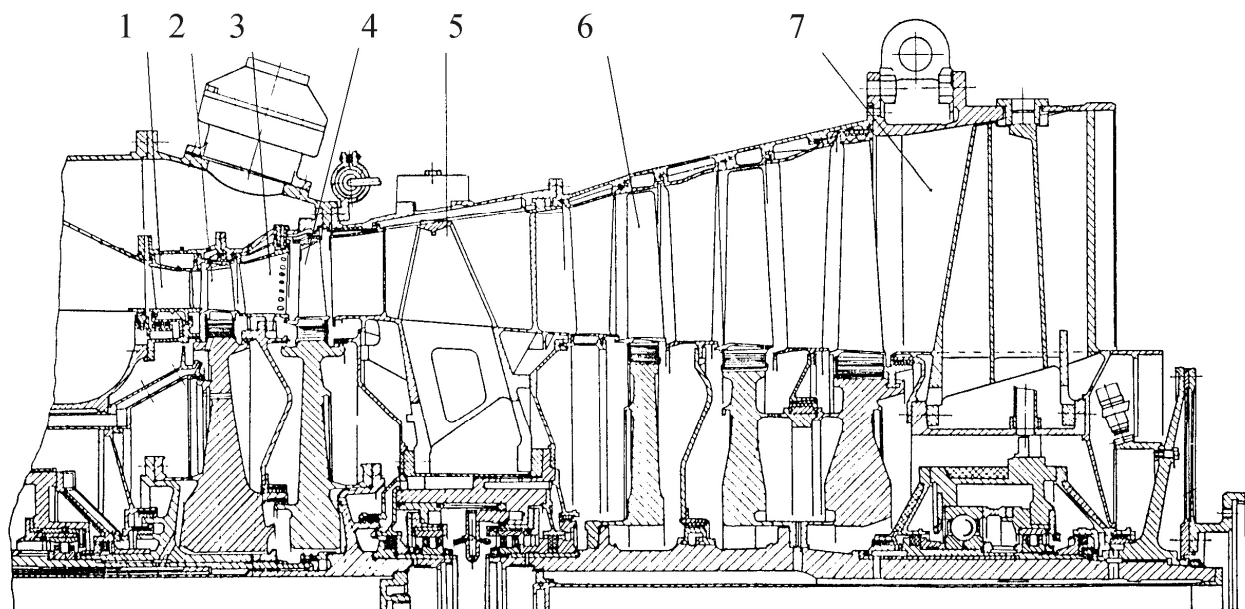


Рис.1.5. Турбінна частина двигуна:

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 підшипник через дисбаланс ротора. Для гасіння вібрації роторів в опорному

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 2

ТЕРМОДИНАМІЧНІ ТА ГАБАРИТНІ РОЗРАХУНКИ ЦИКЛУ ТА СХЕМИ ГТА

2.1. ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ ЦИКЛУ

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

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

На рис.2.1 показана блок-схема алгоритму програми. Після запуску програми у блоці 2 здійснюється введення з файлу **isgtalcc.dat**, а потім роздруковування для контролю вихідних даних програми. У блоці 4 відбувається формування початкових значень параметрів π_k, K_o, K_d , а в наступному здійснюється їхнє коректування.

Блок 5 для обчислення значень параметрів $c_{p_e}, c_{p_e}, k_e, k_e$.. 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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

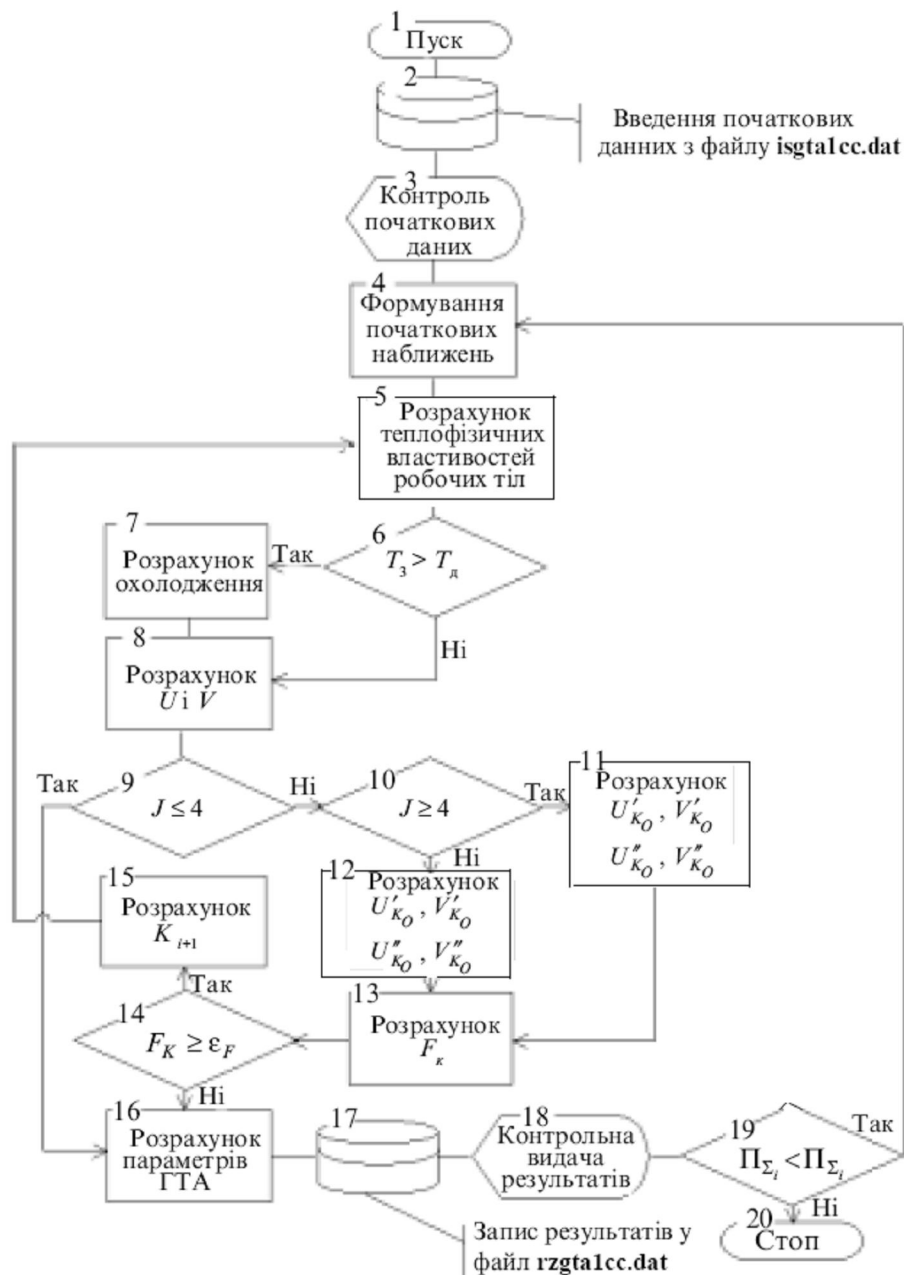


Рис.2.1. Структурно-логічна схема алгоритму програми GTA1CC

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 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 $\pi_k i$, якщо він необхідний, передає керування на блок 4.

Таблиця 2.1

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

SQK	Крок спуска по ЗСПТ	$\Delta\pi_{\kappa}$	—
-----	---------------------	----------------------	---

Продовження таблиці 2.1

Ідентифі- катор	Найменування величини	Умовна позначка	Одиниця вимірювання
TD	Допустима температура металу лопаток	T_d	К
TH	Температура зовнішнього повітря	T_a	К
T2	Температура повітря за компресором	T_2	К
T3	Температура газу перед ТВТ ГТД	T_3	К
T4	Температура газу за турбінами ГТД	T_4	К
UKS	Коефіцієнт повноти згоряння в КЗ	$\eta_{\kappa z}$	К
UM	Механічний ККД ГТД	η_m	—
UPK	ККД елементарного ступеня компресора	$\eta_{n_{\kappa}}$	—
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.2.1

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

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

резидентному режимі при запуску компілятора. Так, при використанні компілятора WATFOR 77/87 це файл watfor77.exe, що знаходиться в директорії компілятора.

Таблиця 2.2

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

Запуск програми на рахунок здійснюється файлом gtalcc.exe, розміщеним в директорії SAPRTA, що також знаходиться у вищезгаданому каталозі STUDENT. Після запуску програми на екран ПК видається список вихідних даних у формі, аналогічній змісту файла isgtalcc.dat, а потім результати розрахунку у табличному вигляді. Видача здійснюється построчно 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,

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

виконуємо коректування файлу вихідних даних D:\STUDENT\GR4231\isgta1cc.dat і виконуємо розрахунок варіанта, використовуючи файл програми D:\STUDENT\SPARTA\gta1cc.exe.

Значення вихідних параметрів наведені в табл.2.2.

За результатами розрахунку, що знаходяться у файлі D:\STUDENT\GR4231\rzgta1cc.dat, будуємо графіки (рис.2.2 та рис.2.3) – залежність ефективного ККД циклу ГТА та питомої потужності від міри підвищення тиску у циклі.

Аналіз вибору π_k

Внаслідок оптимізаційного розрахунку циклу ГТА було отримано таблицю даних, за допомогою якої побудовано графічні залежності $\eta_e = f(\pi_k)$ та $N_{\text{пит}} = f(\pi_k)$. Максимальне значення коефіцієнта корисної дії досягається при $\pi_k = 26$: $\eta_{e \text{ max}} = 0,36782$; 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).

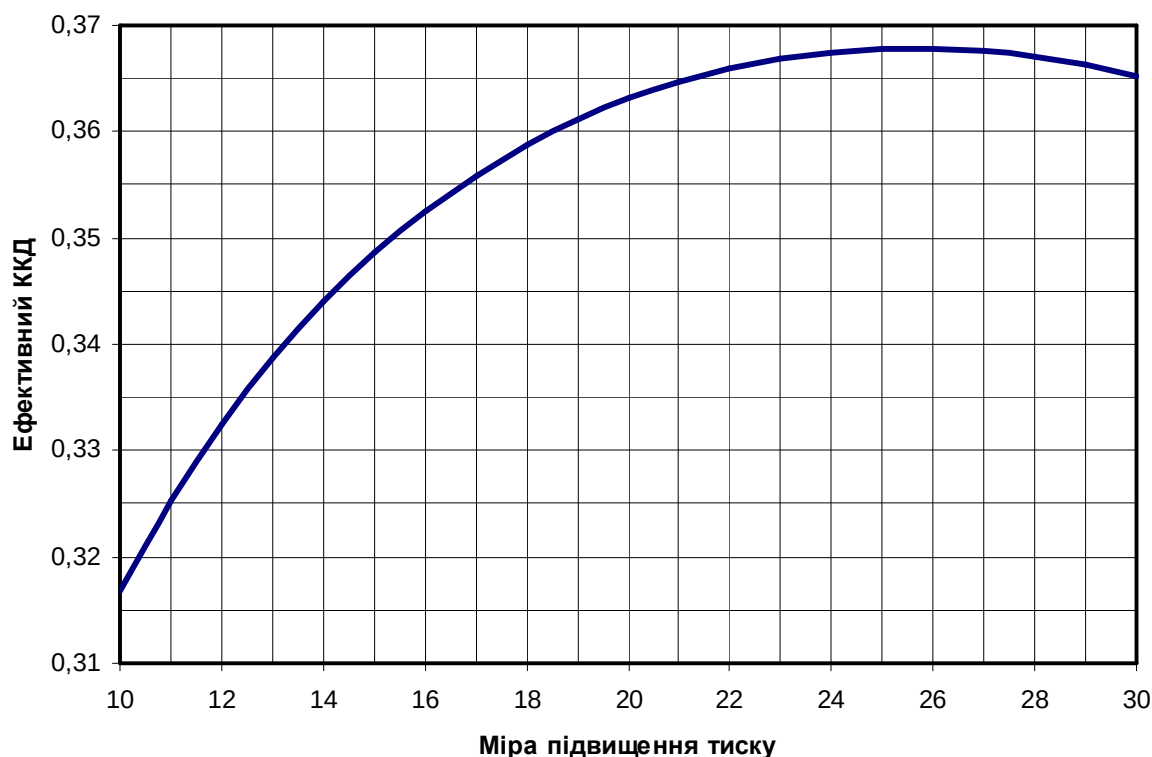


Рис.2.2. Залежність ефективного ККД газотурбінного агрегата від міри підвищення

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

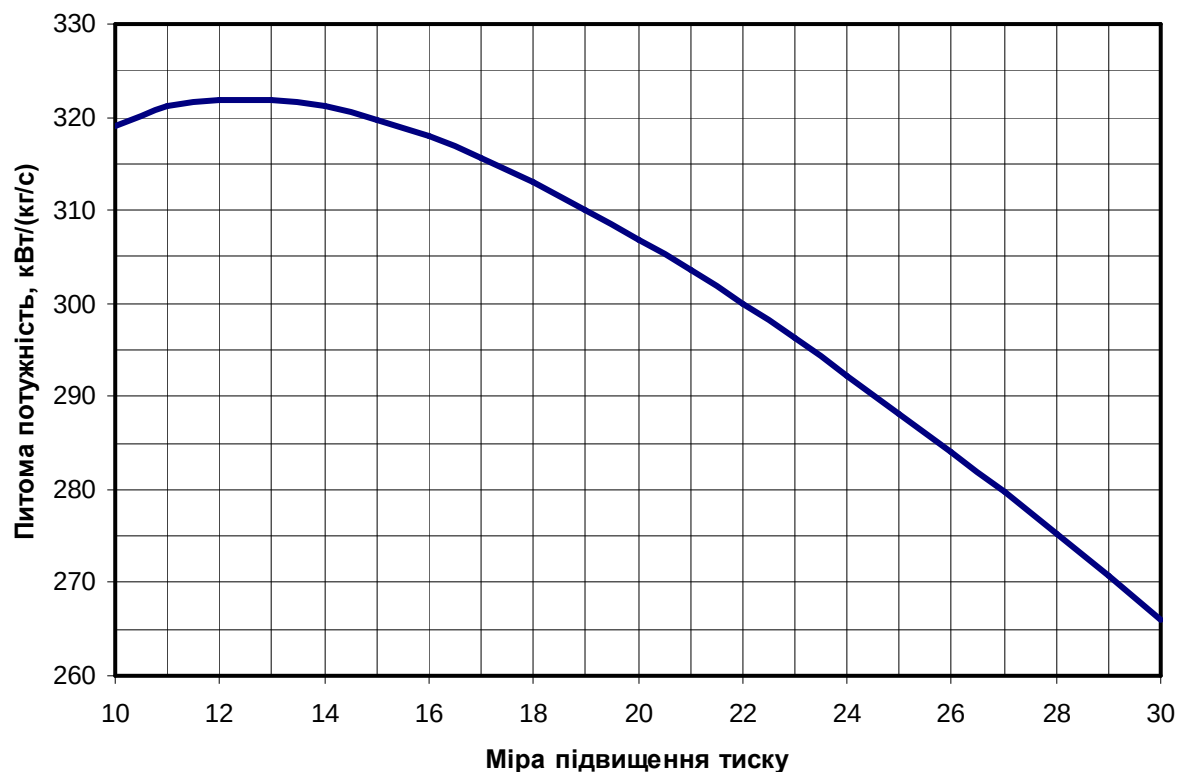


Рис.2.3. Залежність питомої потужності газотурбінного агрегата від міри підвищення тиску у циклі

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

УЧЕБНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ ПОДПРОГРАММА GTA1CC
РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГТУ ПРОСТОГО ЦИКЛА

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ К РАСЧЕТУ

Студент гр.5231з Федоровский Д.М.

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	0.31686	319.0	0.000	0.000	593.1	948.3	0.000	4.2	0.0838	2.60
11.0	0.32530	321.1	0.000	0.000	610.3	928.4	0.000	4.2	0.0860	2.64
12.0	0.33251	321.9	0.000	0.000	626.4	910.6	0.000	4.2	0.0884	2.68
13.0	0.33870	321.9	0.000	0.000	641.5	894.4	0.000	4.2	0.0907	2.72
14.0	0.34402	321.1	0.000	0.000	655.8	879.6	0.000	4.2	0.0931	2.77
15.0	0.34860	319.8	0.000	0.000	669.3	866.0	0.000	4.2	0.0954	2.81
16.0	0.35253	317.9	0.000	0.000	682.1	853.4	0.000	4.2	0.0979	2.85
17.0	0.35589	315.6	0.000	0.000	694.4	841.7	0.000	4.2	0.1003	2.89
18.0	0.35874	313.0	0.000	0.000	706.1	830.8	0.000	4.2	0.1028	2.93
19.0	0.36113	310.1	0.000	0.000	717.3	820.6	0.000	4.2	0.1054	2.97
20.0	0.36311	306.9	0.000	0.000	728.1	811.0	0.000	4.2	0.1080	3.00
21.0	0.36471	303.5	0.000	0.000	738.4	802.0	0.000	4.2	0.1106	3.04
22.0	0.36596	300.0	0.000	0.000	748.4	793.4	0.000	4.2	0.1133	3.08
23.0	0.36687	296.2	0.000	0.000	758.1	785.3	0.000	4.2	0.1161	3.12
24.0	0.36748	292.3	0.000	0.000	767.4	777.6	0.000	4.2	0.1189	3.15
25.0	0.36779	288.2	0.000	0.000	776.5	770.3	0.000	4.2	0.1218	3.19
26.0	0.36782	284.0	0.000	0.000	785.2	763.3	0.000	4.2	0.1248	3.23
27.0	0.36758	279.7	0.000	0.000	793.7	756.6	0.000	4.2	0.1278	3.26
28.0	0.36707	275.3	0.000	0.000	802.0	750.3	0.000	4.2	0.1309	3.30
29.0	0.36631	270.7	0.000	0.000	810.0	744.1	0.000	4.2	0.1341	3.33
30.0	0.36529	266.1	0.000	0.000	817.9	738.3	0.000	4.2	0.1374	3.37

2.2. ДЕТАЛЬНИЙ ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК СХЕМИ ГТА

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

Структурна схема суднового газотурбінного агрегата наведена на рис.2.4, відповідний йому цикл на тепловій діаграмі – на рис.2.5. Результати розрахунків зведено до табл.2.3.

Вихідні дані до розрахунку становили: потужність ГТА – 16 800 кВт, початкова температура газу – 1510 К, базовий двигун – UGT 15000. За результатами оптимізації була прийнята міра підвищення тиску – 21.

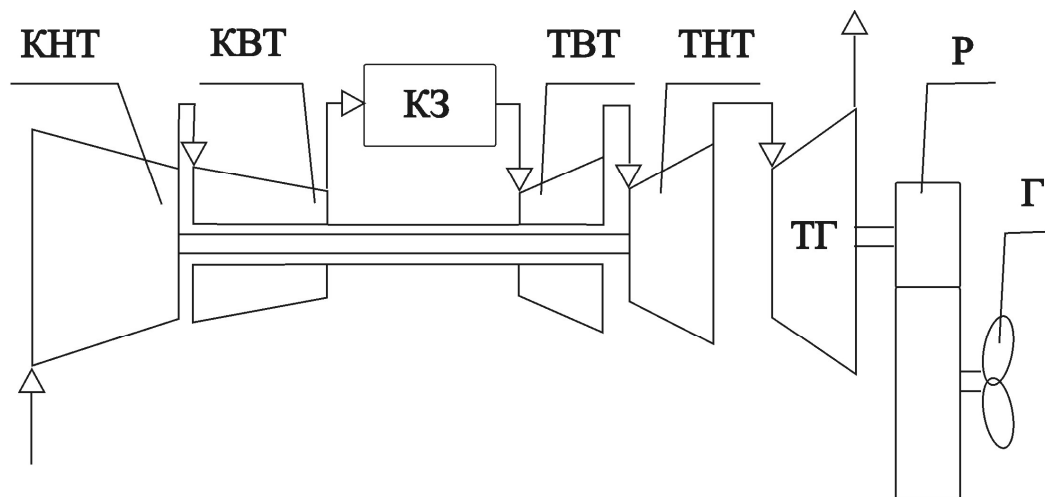


Рис.2.4. Структурна схема суднового газотурбінного агрегата:

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

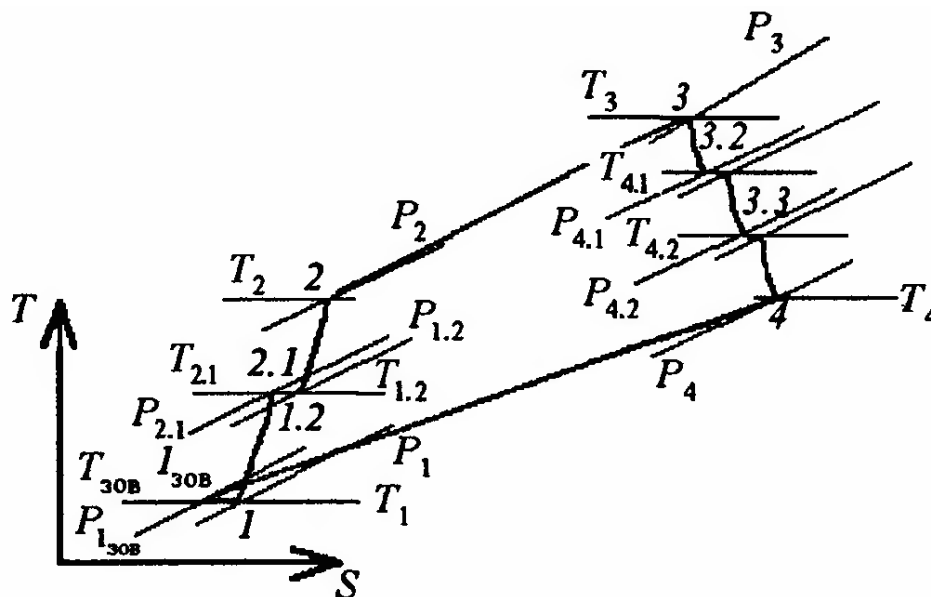


Рис.2.5. Термодинамічний цикл суднового газотурбінного агрегата

Таблиця 2.3

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 вхідному 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	16800	
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	$\frac{\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1}}{(\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} (T_3 - \Delta T_{т1}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,1}^*} g_{ox1}}{c_{pr} ^{T_{4,1}^*} (\alpha_{к2} \cdot \beta_{т1} + g_{ox1})} \cdot T_{ox}$	1216,4	
74. Міра розширення газу у ТВТ $\pi_{т1}$	$\left(\frac{T_3 \cdot \eta_{т1}}{T_3 \cdot \eta_{т1} - \Delta T_{т1}} \right)^{\frac{k_{д1}}{k_{д1}-1}}$	2,528	
75. Тиск газу перед ТВТ P_3 , МПа	$P_2 \cdot v_{к3}$	1,975	
76. Тиск газу за ТВТ $P_{4,1}$, МПа	$\frac{P_3}{\pi_{т1}}$	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	$T_{3,2} - \frac{0,9 \cdot \Delta T_{к1}}{2 \cdot \eta_{м2}}$	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	$\frac{c_{pn1}}{c_{pr2} \cdot \eta_{м2} \cdot \beta_{т2}}$	0,877	
82. Температурний перепад у ТНТ $\Delta T_{т2}$,	$C_1 \cdot \Delta T_{к1}$	161,5	
83. Оціночна температура газу за ТНТ $T_{4,2}^?$, К	$T_{3,2} - \Delta T_{т2}$	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	$\frac{\beta_{т2}}{(\beta_{т2} + g_{ox2})} (T_{3,2} - \Delta T_{т2}) + \frac{c_{pp} ^{T_{4,2}^*} g_{ox2}}{c_{pr} ^{T_{4,2}^*} (\beta_{т2} + g_{ox2})} \cdot T_{ox}$	1036,8	
87. Міра розширення газу в ТНТ $\pi_{т2}$	$\left(\frac{T_{3,2} \cdot \eta_{т2}}{T_{3,2} \cdot \eta_{т2} - \Delta T_{т2}} \right)^{\frac{k_{т2}}{k_{т2}-1}}$	1,958	
88. Тиск газу перед ТНТ $P_{3,2}$, МПа	$P_{4,1} \cdot v_{т1}$	0,781	
89. Тиск газу за ТНТ $P_{4,2}$, МПа	$\frac{P_{3,2}}{\pi_{т2}}$	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. 2.3

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)	$G_{нал_{год}} / N_e$	0,2315	
113. Ефективний ККД ГТА η_e	$\frac{3600}{C_{N_e} \cdot H_u}$	0,3624	

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

РОЗДІЛ 3

ГАБАРИТНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД ТА ЙОГО КОМПОНУВАННЯ

На ранніх стадіях проектування з метою визначення основних розмірів турбоагрегату 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 ГТД і креслення меридіонального перетину його проточної частини.

При компонованні ГТД і кресленні його меридіонального перетину конструктивно визначають габарити перехідників компресорів та опорних вінців турбін, орієнтуючись на конструкції існуючих морських 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 стикаються між собою, призводять до підвищених утрат повного тиску і, як наслідок, до зменшення ККД циклу ГТА.

2.3.1. Визначення габаритних розмірів осьових компресорів ГТД

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

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

температура повітря за КНТ $T_2 = 472,2 \text{ К}$; 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 $T_1 = 472,2 \text{ К}$; температура повітря за КВТ $T_2 = 738,4 \text{ К}$; витрата повітря через КВТ $G_k = 53,8 \text{ кг/с}$.

Розрахункова схема компресора наведена на рис.2.6. Результати розрахунку зведені до табл.2.4.

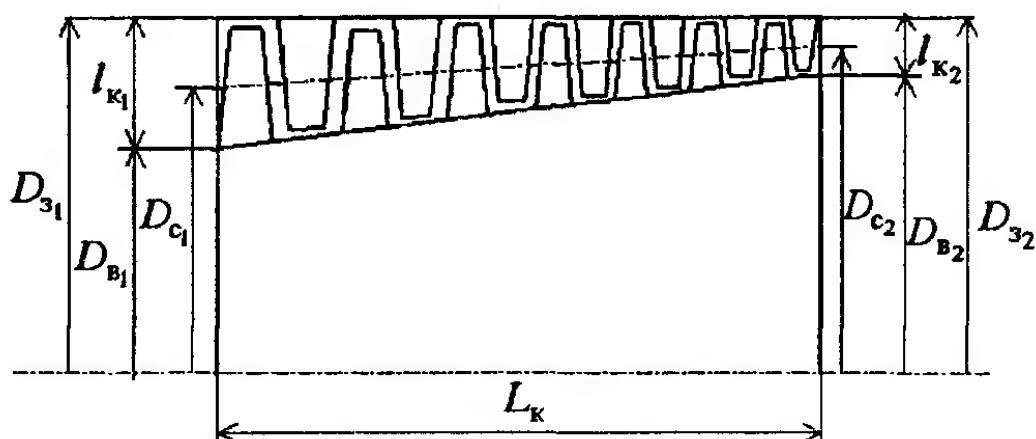


Рис.2.6. Розрахункова схема компресора

Таблиця 2.4

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 вхідному 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.2.4

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	—

2.3.2. Визначення габаритних розмірів протитокової камери згоряння ГТД

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

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

витрата повітря через камеру згоряння $G_{п.кз} = 46,8$ 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 $L_0 = 14,78$.

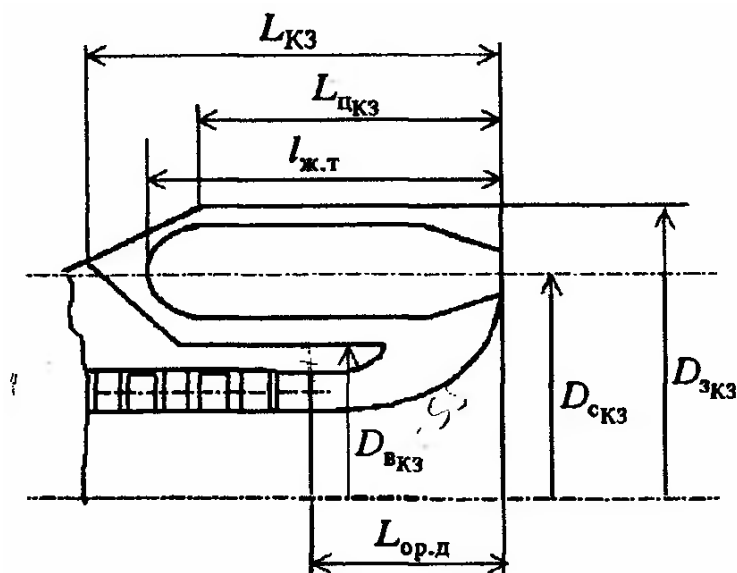


Рис.2.7. Розрахункова схема трубчасто-кільцевої протитокової камери згоряння

Розрахункова схема трубчасто-кільцевої камери згоряння наведена на рис.2.7, результати розрахунку зведені до табл.2.5.

Таблиця 2.5

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				

Величина	Спосіб визначення	Числове 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 $n_{\text{ж.т.}} = 18$.

2.3.3. 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.2.8, схема проточної частини реверсивної турбіни гвинта – на рис.2.9.

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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.

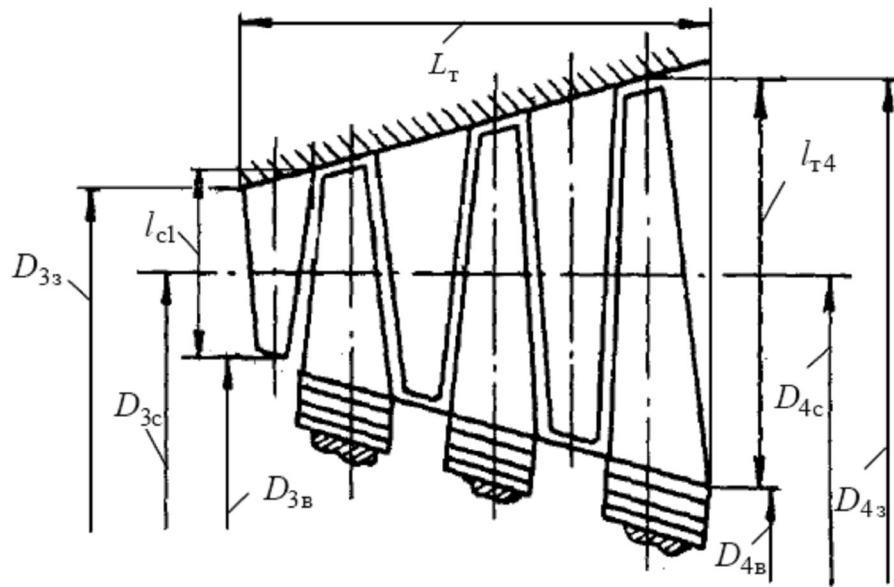


Рис.2.8. Розрахункова схема турбін високого та низького тисків ГТД

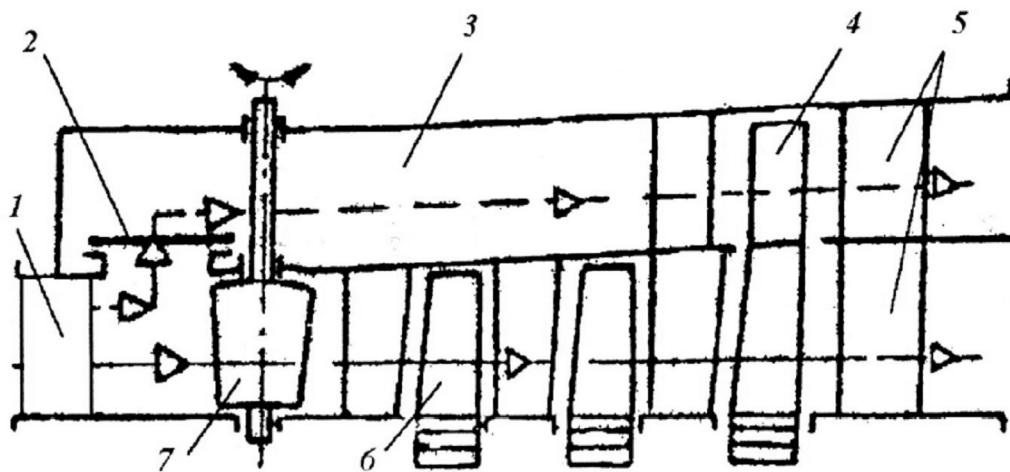


Рис.2.9. Схема проточної частини реверсивної турбіни гвинта:

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.2.6. Результати

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

габаритного розрахунку контура заднього ходу турбіни гвинта наведено у табл.2.7.

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 2.6

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	$(1 + \zeta_{\text{вих}}) \cdot c_{p_1} \cdot (\Delta T_m) / \eta_T$	$4,189 \cdot 10^5$	$2,417 \cdot 10^5$	$3,438 \cdot 10^5$
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	$\frac{c_{p_2}}{c_{p_2} - R_T}$	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

КР.142.5231з.01.ПЗ

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 $\lambda_{c_{a4}}$	$\frac{c_{a4}}{\sqrt{\frac{2k_2}{k_2+1} R \cdot 10^3 T_4}}$	0,286	0,227	0,282
33. Газодинамічна функція $q(\lambda_{c_{a4}})$	$\lambda_{c_{a4}} \left[\frac{k_2+1}{2} \left(1 - \frac{k_2-1}{k_2+1} \lambda_{c_{a4}}^2 \right) \right]^{\frac{1}{k_2-1}}$	0,439	0,353	0,432
34. Кільцева площа на виході з турбіни F_4 , м ²	$\frac{(G_\Gamma + G_{ox}) \cdot \sqrt{T_4}}{\sqrt{R_2 \left(\frac{2}{k_2+1} \right)^{\frac{k_2+1}{k_2-1}} \cdot p_4 \cdot q(\lambda_{c_{a4}})}}$	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 $k_{міц4}$	$\frac{\sigma_{4\tau}^{T_{m4}}}{9,8 \cdot \left(\frac{\rho_{m4}}{7850} \right) \cdot n_\Gamma^2 \cdot F_4}$	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 $\bar{L}_{cTT}$	$0,23065 + 0,05899 v_{Tc} + 0,00331 v_{Tc}^2 + 0,00003 v_{Tc}^3$	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_T , 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 меридіонального перетину газотурбінного двигуна, побудований за результатами проведеного розрахунку, наведено на рис.2.10.

Компоновочна схема спроектованого газотурбінного двигуна наведена на кресленні КР.142.5231з.01.01.

Таблиця 2.7

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^{zx} , 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^{zx} , 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^{zx}	$\frac{c_{p_z}}{c_{p_z} - R}$	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 $q_{пл}^{zx}$	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^{zx} , м ²	$\frac{G_T (1 - q_{пл}^{zx}) \sqrt{T_1^{zx}}}{P_1^{zx} m \sin \beta_2}$	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 $D_{в4}^{zx}$, м	$D_{34} + 2\delta$	1,333
17. Зовнішній діаметр контуру заднього ходу турбіни гвинта D_{34}^{zx} , м	$\sqrt{\frac{4F_4^{zx}}{\pi} + (D_{в4}^{zx})^2}$	1,444
18. Висота робочої лопатки контуру заднього ходу l_4^{zx} , м	$(D_{34}^{zx} - D_{в4}^{zx}) / 2$	0,056

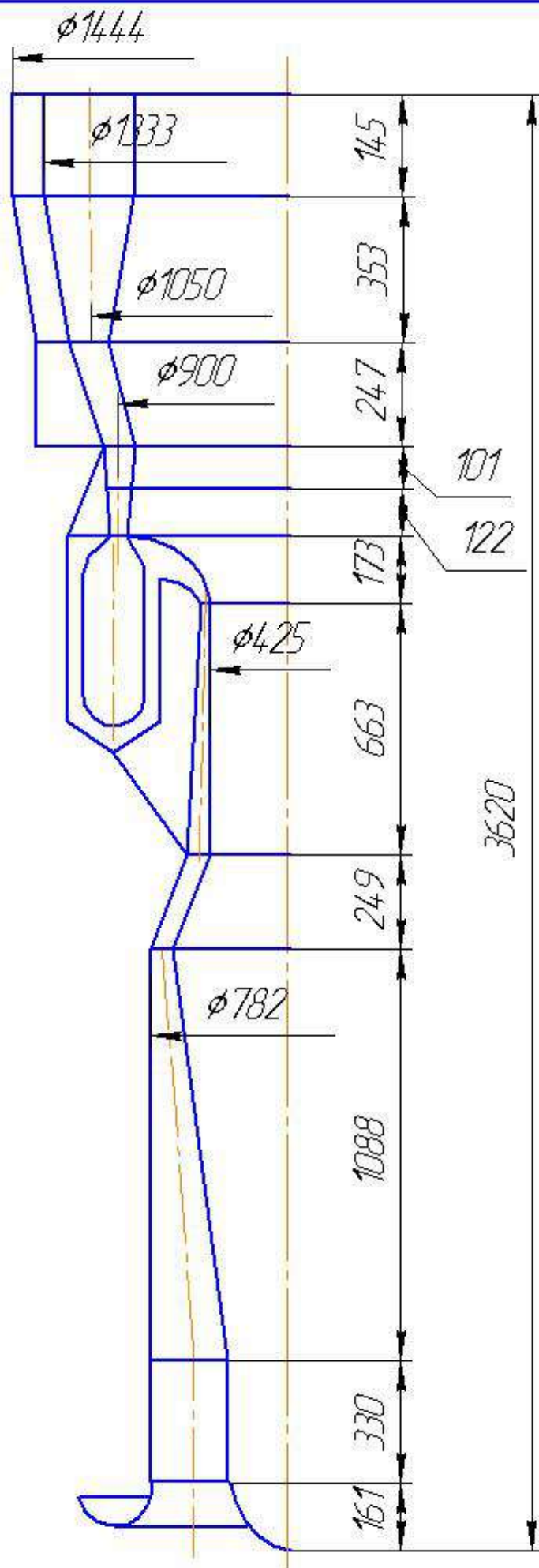
И-в. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	И-в. № дудл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.5231з.01.ПЗ

Рис.2.10. Ескіз меридіонального перетину ГТД

M 1:15



КР.14.2.5231з.01.ПЗ

Копіював

Формат А4

Лист

РОЗДІЛ 4

ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК НА СЕРЕДНЬОМУ ДІАМЕТРІ ОДНОСТУПІНЧАСТОЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

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

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

Слід зазначити, що використовуєма методика розрахунку ступеня осьової турбіни на середньому діаметрі передбачає, що геометричні характеристики турбінних каналів і параметри робочого тіла за довжиною лопаток залишаються незмінними, тобто вважається, що потік у соплових і робочих каналах є

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Результати розрахунку зведені до табл.4.1.

Таблиця 4.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Чисельне значення
1	2	3
1. Витрата робочого тіла G , кг/с	Див. розділ 3	51,8
2. Статичні параметри робочого тіла на вході до ступеня:		
тиск p_0 , Па	Див. розділ 3	$781 \cdot 10^3$
температура T_0 , К	Див. розділ 3	1216,4
3. Статичні параметри робочого тіла на виході зі ступеня:		
тиск p_2 , Па	Див. розділ 3	$399 \cdot 10^3$
температура T_2 , К	Див. розділ 3	1036,8
4. Швидкість потоку на вході до ступеня c_0 , м/с	Див. розділ 3	108
5. Частота обертання ротора n , об/хв	Див. розділ 3	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 3	1242
7. Газова стала робочого тіла R , Дж/(кг·К)	Див. розділ 3	288,0
8. Показник ізоентропи робочого тіла k	Див. розділ 3	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 3	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 ρ_{min}	$\rho_k + \frac{2\lambda - 1}{\lambda^2}$	0,249

Продовження табл. 4.1

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	$\frac{\pi D_{\text{сп1}}}{t_c}$	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 $\Delta h_{\text{ар}}$, Дж/кг	$\rho \Delta h_a^*$	54 680
55. Наявний теплоперепад в робочій решітці $\Delta h_{\text{ар}}^*$, Дж/кг	$\Delta h_{\text{ар}} + \frac{w_1^2}{2}$	87 666

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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

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:		

1	2	3
осьовий зазор в ущільненні по бандажу δ_a , м	Залежно від конструкції ущільнення ² (0,001...0,010)	0,006
коефіцієнт витрати осьового зазора μ_a	Береться рівним 0,5	0,5
коефіцієнт витрати радіального зазора μ_r	Береться 0,75...0,80	0,75
число ущільнювальних гребенів радіального зазору z	Залежно від конструкції ущільнення	3
77. Еквівалентний радіальний зазор δ_e , м	Для обандажених робочих лопаток: $\frac{1}{\sqrt{\frac{1}{(\mu_a \delta_a)^2} + \frac{z}{(\mu_r \delta_r)^2}}};$ для робочих лопаток без бандажу: $0,75 \delta_r$	$4,29 \cdot 10^{-4}$
78. Коефіцієнт втрат від витоків крізь периферійні зазори робочого вінця $\xi_{\text{заз}}$	$\left(1 + \frac{1}{\lambda}\right) \delta_e \frac{\sqrt{\rho + \frac{1,8}{\lambda}}}{l_c \sin \alpha_1} \eta_u$	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	$\eta_u - \xi_{у.д} - \xi_{зав} - \xi_{тр}$	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 будемо ескіз проточної частини турбінного ступеня та трикутники швидкостей на середньому діаметрі (рис.4.1).

Розроблена конструкція турбіни низького тиску наведена на кресленні КР.142.5231з.01.02.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

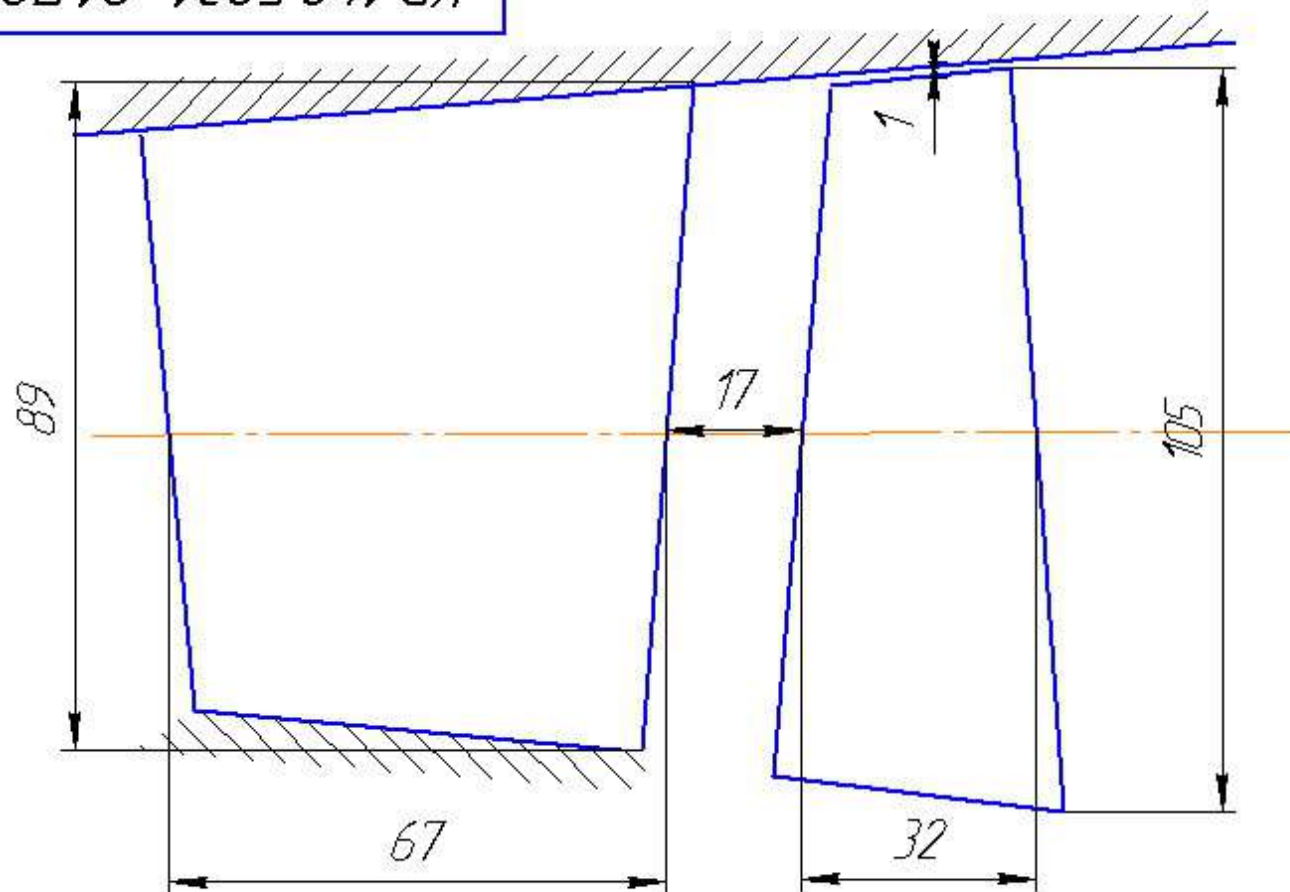


Рис. 4.1 Ескіз проточної частини турбінного ступеня
М 1:1

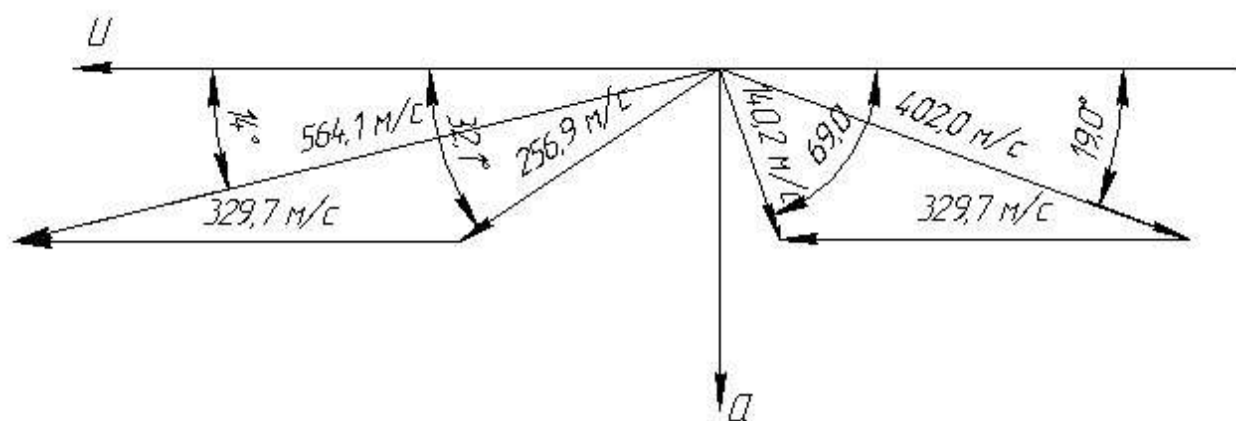


Рис. 4.2 Трикутники швидкостей
1 мм = 6 м/с

Інв. № подл.	Подп. і дата	Взам. інв. №	Інв. № дубл.	Подп. і дата
Ізм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КР.14.2.5231з.01.ПЗ

Копіював _____ Формат А4

Лист _____

РОЗДІЛ 5

КОНСТРУЮВАННЯ ТА КОНСТРУКТИВНІ РОЗРАХУНКИ

5.1. РОЗРОБКА КОНСТРУКЦІЇ ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

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

Як зразок для проектування обираємо конструкцію газотурбінного агрегата UGT 15000 (Д090), який серійно виготовляється державним підприємством НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

Турбіну низького тиску (ТНТ) проектуємо осевою, 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.5.1).

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 роликовий підшипник через дисбаланс ротора. Для гасіння вібрації роторів в

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

опорному вінці передбачені масляні демпфери.

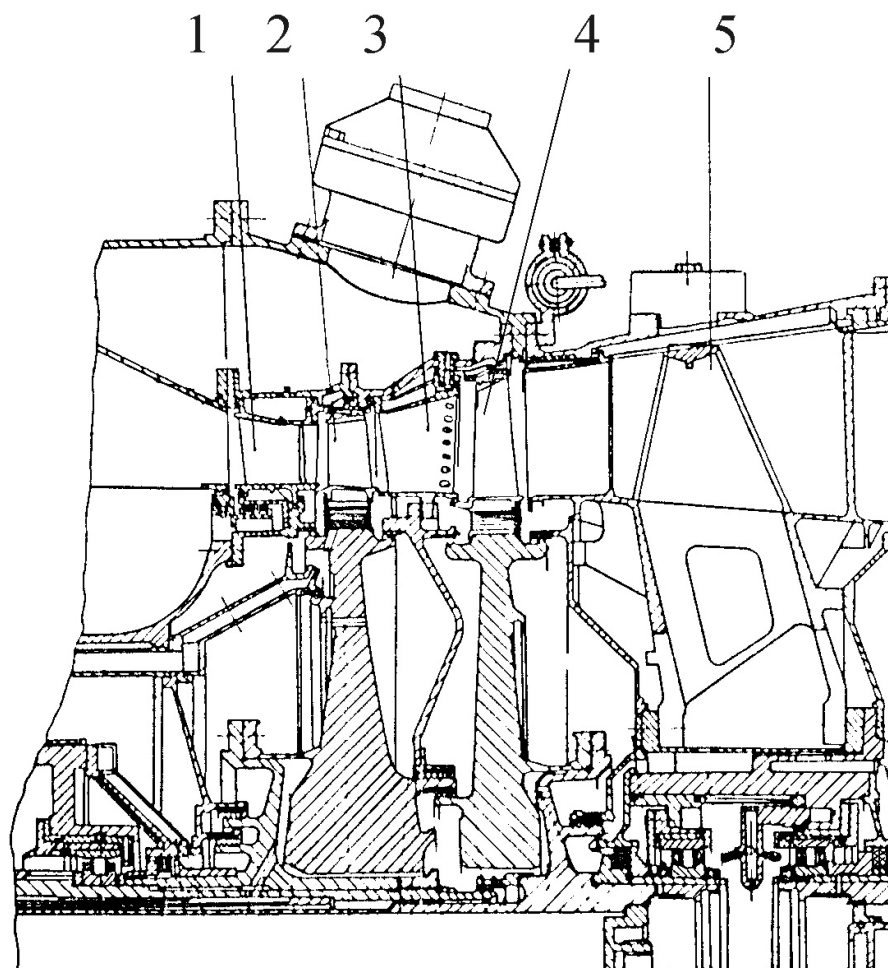


Рис.5.1. Турбіни високого та низького тисків проектуємого ГТА:

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

5.2. РОЗРАХУНОК ЗАКРУЧЕННЯ ЛОПАТОК ТУРБИНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ

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

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,900$ 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.5.1.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Таблиця 5.1

Найменування параметра	Спосіб визначення	Характерні перерізи		
		у кореня лопаток	на середнь- ому діаметрі	на периферії ступеня
1	2	3	4	5
1. Радіус перерізу r , м	Для кореневого перерізу: $r_k = 0,5 \cdot (D_{cp2} - l_p)$; для середнього: $r_{cp} = 0,5 \cdot D_{cp2}$; для периферійного: $r_n = 0,5 \cdot (D_{cp2} + l_p)$	0,398	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

5.3. ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК РОБОЧИХ ЛОПАТОК ТУРБІНИ НИЗЬКОГО ТИСКУ НА МІЦНІСТЬ

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

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

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

середній діаметр на виході з робочої решітки $D_{cp2} = 0,900$ 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 $T_{доп} = 1070$ К;

параметри турбінного ступеня на середньому діаметрі (див. розділ 4):
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:

$$T_{розр} = T_1 = 1093 \text{ К.}$$

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Якщо отримане значення є більшим, ніж допустима температура металу $T_{\text{доп}}$, то це свідчить про необхідність охолодження робочих лопаток в процесі роботи турбоагрегата (див. також розділ 2). Тому надалі як розрахункову слід використовувати допустиму температуру металу лопаток:

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

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

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

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

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

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

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

$$P_{\text{л}} = T (\lg \tau + C),$$

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Розраховані значення зведемо до табл.5.2.

Таблиця 5.2

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

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:

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

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:

його ширину B_p , м;

кут установки β_y , град;

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

хорду b , м;

найбільшу товщину δ , м;

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

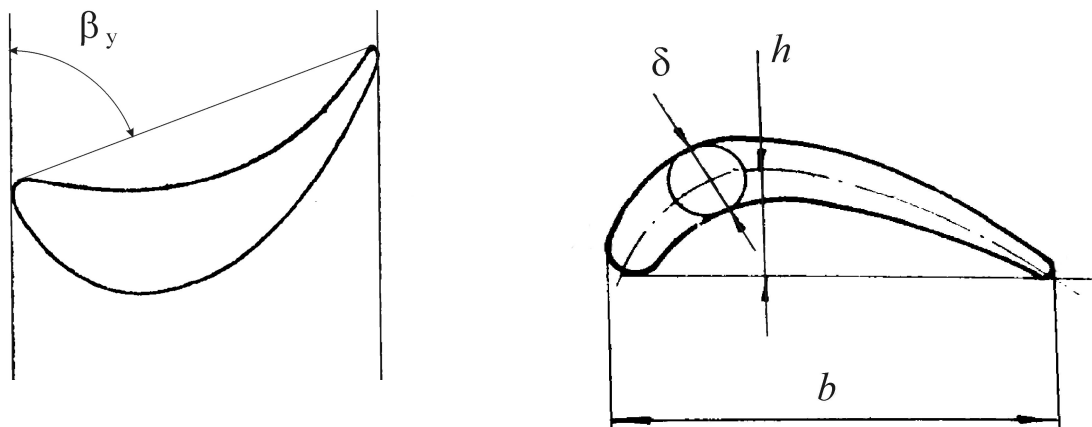


Рис.5.3. Геометричні характеристики профілю

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

Наприклад, згідно з [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

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

де t_p – крок робочої решітки, м.

Для середнього перерізу найбільшу товщину профілю можна оцінити за формулою

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

Найбільша висота підйому середньої лінії профілю приблизно дорівнює:

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

Результати замірювання (розрахунку) зводимо до табл.5.3.

Таблиця 5.3

Переріз	Ширина профілю, м	Кут установки профілю, град	Хорда профілю, м	Найбільша товщина профілю, м	Найбільша висота підйому середньої лінії, м	Площа профілю, м ²
Кореневий	0,035	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 охолоджуючого повітря.

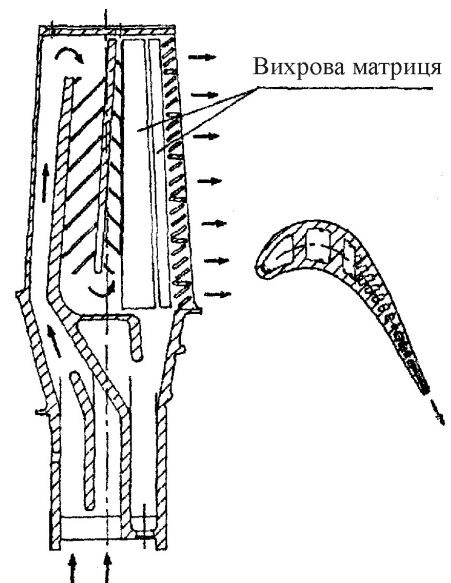


Рис.5.4. Конструкція охолоджуваної робочої лопатки з вихровою матрицею

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

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

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

де $k_{ox} \approx 0,55...0,75$ – 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.5.3); x – висота досліджуваного перерізу, м; a та m – константи, що визначаються таким чином:

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

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

де $F_{cp} = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ та $F_n = 0,38 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площі середнього та периферійного перерізів (див. табл.5.3).

Відносна площа периферійного перерізу

$$\mu_n = \frac{F_n}{F_o} = \frac{0,38 \cdot 10^{-4}}{2,12 \cdot 10^{-4}} = 0,178.$$

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 ;

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

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

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

$$= \frac{0,863 + 0,178}{0,863 + 1} \cdot \left[\frac{8100 \cdot 690^2}{2} 0,900 \cdot 0,105 + \frac{3013}{2,12 \cdot 10^{-4}} \right] = 109,8 \text{ МПа}.$$

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.5.5). Перша система формується двома взаємно перпендикулярними осями, що визначають коловий (u) та осьовий (a) напрямки. Перший напрямок розглядається по дотичній до кола колеса турбіни убік обертання; другий – паралельно центральній осі обертання ротора турбіни.

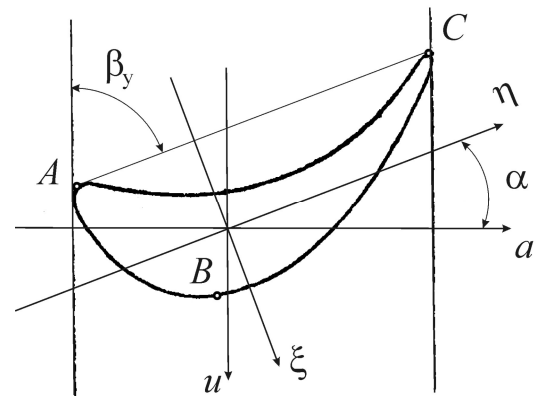


Рис.5.5. Розміщення координатних осей

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

Кут зсуву даних координатних систем

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де $\beta_y = 65,9^\circ$ – кут установки профілю кореневого перерізу робочої лопатки (див. табл.5.3).

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

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

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

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

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

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

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

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

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.5.3).

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

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

$$P_a = \frac{G}{z}(c_1 \sin \alpha_1 - c_2 \sin \alpha_2) + \frac{\pi D_{\text{ср}^2}}{z} l (p_1 - p_2) = \\ = \frac{51,8}{118}(564,1 \sin 14 - 140,2 \sin 69,0) + \frac{3,14 \cdot 0,900}{118} 0,105 \cdot (477018 - 399000) = 198,7 \text{ Н}$$

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 кореневому перерізі робочої лопатки:

для точки A :

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

для точки B :

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

для точки C :

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

Максимальні напруження згину (по модулю з трьох знайдених)

$$|\sigma_{\text{ио}}^\Gamma| = 46,8 \text{ МПа}.$$

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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

де $\sigma_{po} = 109,8 \text{ МПа}$ – напруження розтягу від дії відцентрових сил, яке виникає у кореневому 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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

5.4. РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЗМАЩУВАННЯ ГТА

5.4.1. 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.

5.4.2. Склад системи змащування

У систему змащення двигуна (рис.5.6) 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.

5.4.3. 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 деталей двигуна, що труться. Досягши певного тиску масла на вході в двигун

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

5.4.4. 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 СМ01, 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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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;

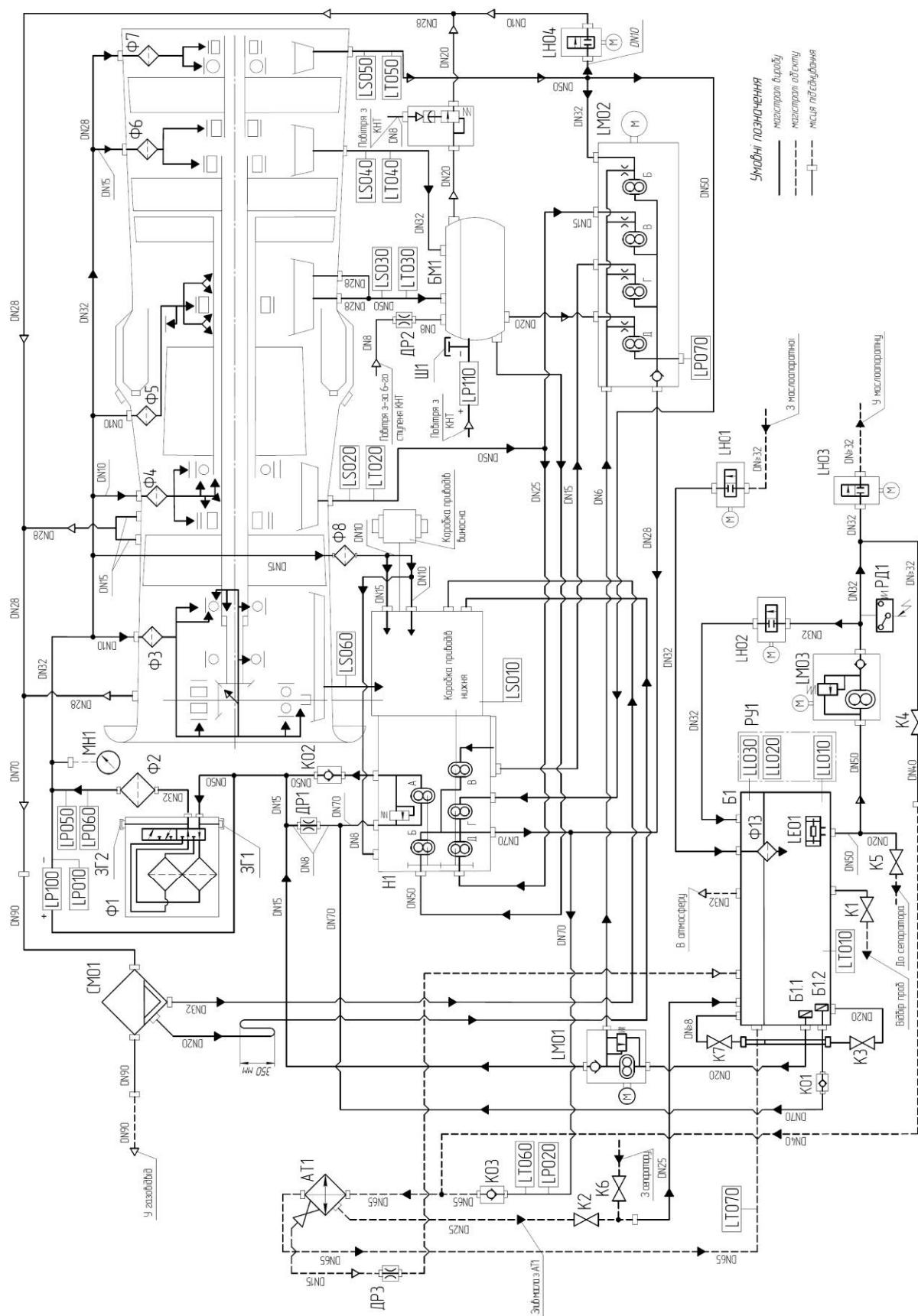
LP110 – видає сигнал на переведення двигуна на режим холостого ходу при збільшенні тиску масла в масловіддільному баку;

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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		



РОЗДІЛ 6

МОЖЛИВІ ПРИЧИНИ ВИНИКНЕННЯ ПОЖЕЖІ У МАШИННОМУ ВІДДІЛЕННІ СУДНА ТА ЗАСОБИ ГАСІННЯ

6.1. Причини виникнення пожежі у машинному відділенні

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

1. Порушення пожежно-профілактичного режиму, тобто недотримання вимог чинних нормативних документів по правилам 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 суднах 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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

Застосування відкритої тари із зазначеними продуктами, пульверізаційного способу фарбування створюють додаткові умови для утворення вибухонебезпечних концентрацій парів рідин в замкнутих обсягах. Тому необхідно прагнути до максимального скорочення фарбувальних робіт безпосередньо на суднах, поєднувати впроваджувати 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.

6.2. Засоби гасіння пожеж у машинних приміщеннях

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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 згоряння.

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

1) одна з систем пожежогасіння;

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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.

6.2.1. 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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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.

6.2.2. 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 льями, настилом другого дна і іншими місцями, по яких може розлитися рідке паливо, а також над іншими особливо пожежонебезпечними об'єктами в машинних приміщеннях.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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.

6.2.3. 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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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

					КР.142.5231з.01.ПЗ	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.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

1. У дипломній роботі, згідно із завданням кафедри турбін, розроблено судновий газотурбінний агрегат простої схеми потужністю 16,8 МВт.

2. Виконано оптимізацію ефективних показників, термо- і газодинамічні розрахунки газотурбінного агрегата, включаючи вибір і обґрунтування основних параметрів термодинамічного циклу: максимальної температури $T_3 = 1510 \text{ K}$ та міри підвищення тиску $\pi_k = 21$.

3. В результаті детального теплового розрахунку газотурбінного агрегата на режимі повної потужності отримано такі значення показників ефективності: коефіцієнт корисної дії агрегата $\eta_e = 0,3624$, питома потужність $N_{e_{\text{пит}}} = 306,0 \text{ кВт/(кг/с)}$, питома витрата палива $C_{N_e} = 0,2315 \text{ кг/(кВт·год)}$, температура газів на виході з ГТА $T_4 = 772,4 \text{ K}$.

4. 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.

5. У роботі розроблено конструкцію турбіни низького тиску. Як прототип, прийнята конструкція аналогічної турбіни реверсивного газотурбінного двигуна UGT 15000 (модифікація Д090), який серійно виготовляється державним підприємством ДП НВКГ "Зоря"- "Машпроект" (м. Миколаїв, Україна).

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

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

7. Детально розроблена система змащування газотурбінного двигуна.

8. У розділі "Охорона праці" проаналізовані причини виникнення пожежі у машинному відділенні судна та дан опис засобам гасіння пожеж у суднових машинних приміщеннях.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. **Ващиленко, Н. В.** Тепловые расчеты судовых газотурбинных и газопаротурбинных агрегатов с использованием ЕС ЭВМ: учеб. пособие [Текст] / Н. В. Ващиленко. – Николаев: НКИ, 1987. – 46 с.
2. Проектирование реверсивных турбин судовых газотурбинных агрегатов: учебное пособие [Текст] / В.Д. Левенберг, А.В. Котов, Ю.И. Семенов, Ф.И. Кирзнер. – Николаев: НКИ, 1989. – 53 с.
3. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У 2 т. Т.1: Агрегати виробництва України та Росії: навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: НУК, 2005. – 344 с.
4. **Романовський, Г. Ф.** Сучасні газотурбінні агрегати: У 2 т. Т.2: Агрегати виробництва країн Західної Європи, Америки та Азії: навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, С. І. Сербін, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: НУК, 2008. – 420 с.
5. **Романовський, Г. Ф.** Теоретичні основи проектування суднових газотурбінних агрегатів: навч. посібник [Текст] / Г. Ф. Романовський, М. В. Ващиленко, С. І. Сербін. – Миколаїв: УДМТУ, 2003. – 304 с.
6. **Романовський, Г. Ф.** Теорія та розрахунок парових і газових турбін [Текст]: навч. посібник / Г. Ф. Романовський, О. Я. Іпатенко, В. М. Патлайчук. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 292 с.
7. **Сорока, Я. Х.** Теория и проектирование судовых газотурбинных двигателей [Текст]: учеб. пособие / Я. Х. Сорока. – Л.: Судостроение, 1982. – 112 с.
8. Справочник инженера-механика судовых газотурбинных установок [Текст] / под ред. В. Д. Речистера. – Л. : Судостроение, 1985. – 350 с.

					КР.142.5231з.01.ПЗ	Арк.
Зм.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата		