МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНЕ НЕКОМЕРЦІЙНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«КИЇВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»
КАФЕДРА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ

ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
докт. техн. наук, професор
_____ Ю.М. ТЕРЕЩЕНКО
"____" _____ 2025 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)
ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ «МАГІСТР»
ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ
«ГАЗОТУРБІННІ УСТАНОВКИ І КОМПРЕСОРНІ СТАНЦІЇ»

Тема: Дослідження методів удосконалення конструкції компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги.

Виконавець: студент М-142-24-1-ГУ Данильченко Андрій Олександрович

Керівник к.т.н., доцент Ратинський Валерій Валерійович

Консультанти з окремих розділів пояснювальної записки:

«Охорона праці» старший викладач

Козлітін Олексій Олександрович

«Охорона навколишнього середовища» д.т.н., доцент

Павлюх Леся Іванівна

Нормоконтролер з ЄСКД (ЄСПД) к.т.н., доцент

Капітанчук Костянтин Іванович

КИЇВ 2025

ДЕРЖАВНЕ НЕКОМЕРЦІЙНЕ ПІДПРИЄМСТВО
«ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«КИЇВСЬКИЙ АВІАЦІЙНИЙ ІНСТИТУТ»

Аерокосмічний факультет
Кафедра авіаційних двигунів
Спеціальність – 142 «Енергетичне машинобудування»
Освітньо-професійна програма – «Газотурбінні установки і компресорні станції»

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
докт. техн. наук, професор
_____ Ю.М. ТЕРЕЩЕНКО
"____" _____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ
на виконання кваліфікаційної роботи
Данильченка Андрія Олександровича
(прізвище, ім'я, по батькові випускника в родинному відмінку)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Дослідження методів удосконалення конструкції компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малої тяги, затверджена наказом президентки від "09" жовтня 2025 р., №2217/ст.

2. Термін виконання роботи: з 25.10.2025 р. по 15.12.2025 р.

3. Вихідні дані до роботи: Документи, матеріали та інші інформаційні джерела опису конструкції та роботи ТРДД.

4. Зміст пояснювальної записки: реферат, зміст, перелік умовних позначень, скорочень та термінів, аналіз існуючих конструкцій БПЛА та двигунів; класифікація силових установок, порівняльний аналіз двигунів-аналогів та вибір конструктивно-силової схеми проектованого двигуна; проектування двигуна та розрахунок приєднаного ступеня; дослідження методів удосконалення конструкції компресорів; охорона праці; охорона навколишнього середовища; висновки; список використаних джерел; додатки.

5. Перелік обов'язкового графічного (ілюстративного) матеріалу: презентаційний матеріал.

6. Календарний план-графік

№ пор.	Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
1.	Аналіз існуючих конструкцій БПЛА та двигунів	04.10.25 – 13.10.25	
2.	Класифікація силових установок, порівняльний аналіз двигунів-аналогів та вибір конструктивно-силової схеми проектованого двигуна	14.10.25 – 23.10.25	
3.	Проектування двигуна та розрахунок приєднаного ступеня	24.10.25 – 31.10.25	
4.	Дослідження методів удосконалення конструкції компресорів	01.11.25 – 13.11.25	
5.	Дослідження питань охорони праці	14.11.25 – 23.11.25	
6.	Дослідження питань охорони навколишнього середовища	24.11.25 – 30.11.25	
7.	Оформлення пояснювальної записки	01.12.25 – 11.12.25	
8.	Підготовка доповіді	11.12.25 – 15.12.25	

7. Консультанти з окремих розділів

Розділ	Консультант (посада, П.І.Б)	Дата, підпис	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Охорона праці	старший викладач Козлітін Олексій Олександрович		
Охорона навколишнього середовища	д.т.н., доцент Павлюх Леся Іванівна		

8. Дата видачі завдання « » 2025 р.

Керівник кваліфікаційної роботи:_____ Ратинський В.В.
(підпис керівника)

Завдання прийняв до виконання:_____ Данильченко А.О.
(підпис випускника)

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи «Дослідження методів удосконалення конструкції компресорів двоконтурних турбореактивних двигунів малих тяг»: 101 сторінка, 13 таблиць, 22 рисунки, 31 використане джерело.

ПРИЄДНАНИЙ СТУПІНЬ, ТУРБОРЕАКТИВНИЙ ДВИГУН, BLISK, КОМПРЕСОР, БПЛА

Об’єкт дослідження – двоконтурний двовальний газотурбінний двигун.

Предмет дослідження – Робота та газодинамічні параметри двоконтурного турбореактивного двигуна та методи їх удосконалення з метою підвищення ефективності роботи ТРДД.

Мета кваліфікаційної роботи – дослідження та обґрунтування доцільності застосування приєднаного ступеня у складі вентилятора двоконтурного турбореактивного,з метою підвищення його газодинамічної ефективності, ступеня стиску та покращення паливно-економічних і експлуатаційних показників двигуна.

Методи дослідження – аналітичні методи теорії газотурбінних двигунів і компресорів, розрахункові газодинамічні методи оцінювання параметрів вентилятора (компресора низького тиску) з приєднаним ступенем, порівняльний аналіз існуючих конструктивних схем, а також чисельне моделювання та узагальнення результатів розрахунків.

Наукова новизна отриманих результатів – удосконалення методів проектування проточної частини компресорів малих тяг шляхом обґрунтування геометричних та кінематичних параметрів приєднаного ступеня для модернізації проєктованого двигуна, а також у визначенні раціональних конструктивних параметрів такого ступеня з урахуванням особливостей двигуна.

Практичне значення отриманих результатів – Матеріали кваліфікаційної роботи рекомендується для використання у проєктних та науково-дослідних організаціях авіаційного профілю під час розроблення й модернізації двоконтурних турбореактивних двигунів малих тяг.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ СКОРОЧЕНЬ

BLISK – Blade Integrated Disk;

HALE – High-Altitude Long-Endurance;

MALE – Medium-Altitude Long-Endurance;

БПЛА – безпілотний літальний апарат;

ВВК – вуглекислий вогнегасник

ВДП – вакуумно-дугова плавка

ВП – вогнегасник порошковий

ГС – граничний спектр

ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння;

ДСН – державні санітарні норми

ДСТУ – державний стандарт України;

КВТ – компресор високого тиску;

ККД – коефіцієнт корисної дії;

КНТ – компресор низького тиску;

ЛЗР – легкозаймисті рідини

ЛЗР – легкозаймисті рідини

МОР – мастильно-охолоджувальні рідини

НПАОП – нормативно правові акти з охорони праці

ОП – охорона праці;

ПДВЗ – поршневі двигуни внутрішнього згоряння;

ПЕОМ – персональна електронно-обчислювальна машина

ПУЕ – правила улаштування електроустановок

РК – робоче колесо;

СА – сопловий апарат;

СЕМ – система екологічного менеджменту

СУОП – система управління охороною праці;

ТВТ – турбіна високого тиску;

ТГД – турбогвинтові двигуни;

ТНТ – турбіна низького тиску;

ТРД – турбореактивний двигун;

ТРДД – турбореактивний двоконтурний двигун;

ЧПК – числове програмне керування;

ЗМІСТ

ВСТУП 7

РОЗДІЛ 1 АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БПЛА І ДВИГУНІВ ЯКІ НА НИХ ВСТАНОВЛЕНІ. ВИБІР КОНСТРУКЦІЇ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА 12

1.1 Загальні тенденції розвитку силових установок БПЛА 12

1.2 Класифікація БПЛА за конструкцією та типом силової установки 12

1.3 Аналіз основних льотно-технічних даних безпілотних літальних апаратів, аналогічних проектованому 13

1.4 Огляд типів двигунів, які застосовуються на сучасних БПЛА 15

1.5 Особливості застосування ТРДД у безпілотній авіації 17

1.6 Приклади ТРДД, які застосовуються на БПЛА 17

1.7 Конструктивні особливості ТРДД малих тяг 19

1.8 Вибір конструкції проектованого двигуна 19

1.9 Конструктивно-силова схема двигуна 20

Висновок до розділу 23

РОЗДІЛ 2 ПРОЕКТУВАННЯ ДВИГУНА ДО БЕЗПІЛОТНОГО ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТА 24

2.1 Термодинамічний розрахунок проектованого ТРДД з обраними параметрами 24

2.2 Газодинамічний розрахунок двигуна 28

2.3 Розрахунок приєднаного ступеня для двигуна 41

2.4 Вибір матеріалу диску приєднаного ступеня 45

2.5 Визначення критичної частоти обертання приєднаного ступеня проектованого ТРДД 49

Висновок до розділу 52

РОЗДІЛ 3 ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРИЄДНАНОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА НИЗЬКОГО ТИСКУ 53

3.1 Порівняльний аналіз варіантів виконання робочого колеса приєднаного ступеня проєктованого ТРДД 53

3.2 Постановка задачі 53

3.3 Чисельне дослідження робочого колеса 53

3.4 Геометрична модель 55

3.5 Скінченно-елементна модель 56
3.6 Граничні умови та навантаження 58
3.7 Результати статичного аналізу 58
3.8 Модальний аналіз 63
3.9 Аналіз результатів 69
Висновки до розділу 70
РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ 72
4.1. Вступ 72
4.2. Аналіз умов праці та виробничих факторів 73
4.3. Організація робочого місця інженера-конструктора 77
4.4. Техніка безпеки при виробництві та випробуванні модернізованого вузла .. 77
4.5. Пожежна безпека 80
4.6 Розрахунок штучного освітлення приміщення 83
Висновки до розділу 87
РОЗДІЛ 5 ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА 88
5.1. Аналіз впливу авіаційних газотурбінних двигунів на довкілля 88
5.2. Оцінка екологічної ефективності впровадження приєднаного ступеня компресора 89
5.3. Екологічна оцінка технології BLISK (Blade Integrated Disk) 93
5.4. Система екологічного менеджменту на підприємстві авіадвигунобудування 96
5.5. Розрахунок плати за викиди 99
Висновки до розділу 102
ВИСНОВКИ 103
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ 108

ВСТУП

Сучасний етап розвитку світової авіації характеризується стрімким розширенням сфери застосування безпілотних літальних апаратів (БпЛА). Останні два десятиліття засвідчили, що безпілотні системи стали невід’ємною частиною не лише оборонного сектора, а й цивільної авіації, виконуючи завдання розвідки, моніторингу та доставки вантажів. Ефективність таких апаратів безпосередньо залежить від їхніх силових установок, які визначають ключові льотно-технічні характеристики: швидкість, дальність, стелю та тривалість польоту.

У сегменті швидкісних, маневрених та далекодіючих БпЛА, таких як оперативно-тактичні ударні платформи та крилаті ракети, домінуючу роль відіграють малорозмірні турбореактивні двоконтурні двигуни (ТРДД). Це пояснюється їхньою здатністю забезпечувати високий питомий імпульс при малій масі та компактних габаритах. Проте, підвищення вимог до дальності польоту (понад 1000 км) та паливної економічності ставить перед конструкторами завдання глибокої модернізації існуючих зразків двигунів. Одним із найважливіших вузлів, що визначає ефективність ТРДД, є компресорно-вентиляторний блок. Саме вдосконалення системи стиснення повітря дозволяє покращити термодинамічний цикл двигуна без кардинальної зміни його загальної архітектури. Актуальність даної роботи зумовлена необхідністю дослідження методів підвищення ступеня стиску та газодинамічної ефективності компресорів малих тяг (265–350 Н). Аналіз відомих розв'язань проблеми показує, що на світовому ринку існують два основні підходи до проектування таких двигунів: Спрощені одноконтурні схеми (наприклад, французький *Safran Microturbo TRI 60*), які є дешевими та надійними, але мають високу питому витрату палива (0.9–1.0 кг/кгс·год). Складні двоконтурні схеми (наприклад, американський *Williams F107*), які є еталоном економічності (0.68 кг/кгс·год), але надзвичайно складні у виробництві через багатоступеневу архітектуру.

Дана кваліфікаційна робота пропонує "проміжне" та найбільш раціональне для вітчизняного авіадвигунобудування рішення – модернізацію базового двигуна шляхом реалізації схеми приєднаного (бустерного) ступеня до вентилятора. Це

дозволяє підвищити тиск на вході в основний компресор, покращити аеродинаміку проточної частини та підвищити загальну ефективність двигуна при незначному зростанні його маси.

Окремим аспектом актуальності є впровадження інноваційної технології BLISK (Blade Integrated Disk) – монолітних робочих коліс, де диск і лопатки є єдиним цілим. У порівнянні з класичними конструкціями, де лопатки кріпляться механічно (за допомогою замкових з'єднань), технологія BLISK дозволяє суттєво знизити масу ротора (на 20–30%); зменшити втрати повітря через зазори в замках, що підвищує ККД ступеня; покращити вібростійкість та аеродинамічну чистоту проточної частини. Проте використання інтегральних конструкцій вимагає розв'язання низки науково-технічних проблем, пов'язаних зі складністю виготовлення (5-координатне фрезерування титанових сплавів), особливими режимами коливань та низькою ремонтопридатністю. Тому порівняльний аналіз класичних та інтегральних схем у складі приєднаного ступеня є критично важливим для обґрунтування вибору конструктивно-технологічного вигляду перспективного двигуна. Таким чином, обрана тема є актуальною для розвитку енергетичного машинобудування, оскільки вона спрямована на створення науково-методичної бази для проектування високоефективних, легких та економічних силових установок для сучасних авіаційних платформ оперативно-тактичного призначення.

Метою кваліфікаційної роботи є комплексне дослідження та наукове обґрунтування доцільності впровадження приєднаного (бустерного) ступеня у склад вентилятора двоконтурного турбореактивного двигуна малої тяги. Реалізація цієї мети спрямована на суттєве підвищення газодинамічної ефективності компресорної групи, збільшення сумарного ступеня стиску та, як наслідок, покращення питомих паливно-економічних і експлуатаційних показників силової установки.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

Проаналізувати сучасний стан та тенденції розвитку безпілотних літальних апаратів оперативно-тактичного призначення, а також типів силових установок, що на них застосовуються.

Виконати порівняльний аналіз малорозмірних ТРДД-аналогів (зокрема Williams F107 та Microturbo TRI 60) для визначення оптимального технічного вигляду та вибору конструктивно-силової схеми проектованого двигуна.

Провести повний термодинамічний та газодинамічний розрахунки двоконтурного двигуна для визначення параметрів робочого тіла в усіх розрахункових перерізах проточної частини.

Розробити конструкцію та виконати детальний розрахунок геометрії та кінематики приєднаного ступеня вентилятора, обґрунтувавши вибір кількості лопаток, їх профілю та кутів встановлення.

Дослідити напружено-деформований стан (НДС) елементів приєднаного ступеня компресора низького тиску із застосуванням сучасних методів чисельного моделювання.

Здійснити порівняльну оцінку ефективності застосування традиційної збірної конструкції робочого колеса («диск + окремі лопатки») у порівнянні з інтегральною конструкцією типу BLISK (Blade Integrated Disk).

Визначити критичні частоти обертання та провести модальний аналіз для оцінки вібраційної надійності та динамічного запасу міцності різних варіантів конструктивного виконання.

Оцінити екологічні аспекти та питання охорони праці, пов'язані з виробництвом та експлуатацією модернізованого вузла двигуна.

Об’єктом даного дослідження є робочі процеси та конструкція двоконтурного двовального газотурбінного двигуна малої тяги, призначеного для використання на швидкісних безпілотних авіаційних платформах.

Предметом дослідження є газодинамічні параметри, характеристики проточної частини та напружено-деформований стан вузлів компресора (зокрема вентилятора з приєднаним ступенем), а також методи їх конструктивно-технологічного вдосконалення з метою мінімізації маси та підвищення ефективності роботи ТРДД.

Для розв’язання поставлених у кваліфікаційній роботі завдань було застосовано комплексний підхід, що базується на поєднанні класичних аналітичних методів теорії лопаткових машин та сучасних систем

автоматизованого інженерного аналізу (CAE). Основними інструментами та методиками дослідження стали:

Термодинамічний аналіз: Використано методику покрокового розрахунку параметрів робочого тіла (повітря та продуктів згоряння) у характерних перерізах двигуна для визначення його питомих характеристик – тяги, витрати палива та ККД . Розрахунок проводився з урахуванням коефіцієнтів відновлення повного тиску та ККД окремих вузлів.

Газодинамічний розрахунок компресора: Застосовано методики визначення розмірів проточної частини, трикутників швидкостей та кутів потоку на вході й виході з робочих коліс . Профілювання лопаток приєднаного ступеня здійснювалося за стандартним аеродинамічним профілем С-4, адаптованим для дозвукових режимів течії.

Метод скінченних елементів (МСЕ): Для дослідження напружено-деформованого стану (НДС) та проведення модального аналізу використано програмний комплекс Ansys. Побудова скінченно-елементних моделей проводилася з використанням 20-вузлових призматичних елементів другого порядку (Hex20), що забезпечило високу точність результатів при моделюванні складної геометрії лопаток.

Чисельне моделювання динаміки: Оцінка вібраційної надійності проводилася шляхом побудови резонансних діаграм (діаграм Кемпбелла), що дозволило зіставити власні частоти конструкції з гармоніками збудження від обертання ротора.

Порівняльний системний аналіз: Використано метод зіставлення техніко-економічних та технологічних показників класичних та інтегральних (BLISK) конструкцій для обґрунтування найбільш раціонального рішення для малогабаритних двигунів .

Наукова новизна роботи полягає у подальшому розвитку методів проектування та модернізації компресорів ТРДД малої тяги. Основні результати, що мають наукову новизну, включають:

Удосконалення методу інтеграції приєднаних ступенів у проточну частину малорозмірних ТРДД, що базується на обґрунтуванні раціональних геометричних

та кінематичних параметрів додаткового ступеня вентилятора для підвищення сумарного ступеня стиску.

Встановлення закономірностей зміни напружено-деформованого стану при переході від класичної до інтегральної схеми (BLISK) для ступенів малого діаметра (0,26 м), що працюють при високих частотах обертання (30000 об/хв).

Порівняльна оцінка динамічної жорсткості робочих коліс приєднаного ступеня, виготовлених з алюмінієвих (В95) та титанових (ВТ6) сплавів, що дозволило визначити межі їх ефективного застосування за критеріями масової ефективності та частотного відриву від резонансних зон.

Визначення впливу конструктивного виконання ступеня на його власні форми коливань та демпфувальні властивості, що важливо для забезпечення ресурсу малорозмірних двигунів в умовах обмеженої ремонтопридатності.

Результати роботи мають безпосереднє прикладне значення для підприємств авіадвигунобудування та конструкторських бюро, що спеціалізуються на створенні силових установок для БпЛА та крилатих ракет:

Розроблені методики газодинамічного розрахунку та вибору матеріалів можуть бути використані при модернізації двигунів з метою підвищення тяги та дальності польоту.

Отримані дані щодо критичних частот та напружень у робочих колесах типу BLISK дозволяють оптимізувати технологічні процеси їх виготовлення та контролю, знижуючи ризики руйнування ротора на випробувальних стендах.

Результати екологічної оцінки та розрахунки емісії NOx надають можливість прогнозувати екологічну ефективність нових двигунів відповідно до міжнародних стандартів.

Матеріали розділу щодо охорони праці та пожежної безпеки (зокрема специфіка роботи з титановим пилом) можуть бути впроваджені в інструкції з техніки безпеки на виробничих дільницях, що використовують 5-координатне фрезерування моноколіс.

РОЗДІЛ 1
АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ БПЛА І ДВИГУНІВ ЯКІ НА НИХ ВСТАНОВЛЕНІ. ВИБІР КОНСТРУКЦІЇ ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

1.1 Загальні тенденції розвитку силових установок БПЛА

Останні два десятиліття характеризуються стрімким розвитком безпілотних літальних апаратів, що стали невід'ємною частиною як військової, так і цивільної авіації. Підвищення ефективності БПЛА пов'язане не лише з удосконаленням авіоніки, систем навігації та управління, але й зі значним прогресом у сфері силових установок. Двигун є одним із ключових вузлів, від якого залежать льотні характеристики БПЛА: швидкість, стеля, дальність, тривалість польоту та здатність виконувати складні маневри.

Усі силові установки для БПЛА умовно поділяють на три основні групи: поршневі двигуни внутрішнього згоряння (ПДВЗ), електричні двигуни та газотурбінні установки, включно з турбореактивними та турбогвинтовими варіантами. Хоча поршневі та електричні силові установки активно застосовуються у малих БПЛА та платформах вертикального злету й посадки, у сфері швидкісних та далекодіючих апаратів домінуючу роль відіграють саме газотурбінні двигуни, зокрема турбореактивні малих тяг.

Пояснюється це сукупністю переваг: високим питомим імпульсом, малою масою, здатністю працювати на високих швидкостях, а також можливістю використання у компактних аеродинамічних схемах. Тому саме такі двигуни є основою для крилатих ракет, оперативно-тактичних ударних БПЛА, швидкісних розвідувальних платформ та експериментальних дронів з великим радіусом дії.

1.2 Класифікація БПЛА за конструкцією та типом силової установки

За конструктивними особливостями БПЛА поділяються на:

літаки класичної аеродинамічної схеми;

літаки зі стрілоподібним або дельтоподібним крилом;

літальні апарати з інтегрованими планерами (фюзеляж-крило);

апарати вертикального злету;

реактивні БПЛА швидкісного та надзвукового класу.

Різні класи визначають різні вимоги до двигуна. Наприклад: розвідувальні БПЛА малої дальності зазвичай обладнуються електродвигунами або поршневими ДВЗ через низьке енергоспоживання та вимоги до малошумності. Дрон-камікадзе та боєприпаси, що барражують, часто використовують мініатюрні ДВЗ або невеликі електричні приводи. Оперативно-тактичні ударні БПЛА (50–300 кг) у переважній більшості - поршневі або ротативні двигуни. Високошвидкісні та дальні БПЛА, включно з крилатими ракетами, оснащуються переважно турбореактивними двигунами малого тягового класу, що забезпечують швидкість 0.6–0.8 М та великі відстані польоту.

Для останньої категорії критичне значення мають такі параметри двигуна: питомі витрати палива; маса силової установки; коефіцієнт двоконтурності; ступінь стиску в компресорі; ресурс на одному польоті (часто обмежений, але достатній для виконання місії); теплова та аеродинамічна стійкість.

Саме на цьому сегменті ринку активно застосовуються двигуни класу TRS18, PBS TJ100, Williams F107/F122, Microturbo TRI/TRI-60, Safran Microturbo та інші їм подібні [11,9].

1.3 Аналіз основних льотно-технічних даних безпілотних літальних апаратів, аналогічних проектованому

Для аналізу сучасних силових установок, застосовуваних на безпілотних літальних апаратах різних класів, було обрано низку перспективних БПЛА, які використовують турбореактивні двоконтурні двигуни малої тяги. Вони відрізняються за масою, аеродинамічною схемою та вимогами до льотно-технічних характеристик, що дозволяє порівняти особливості їхніх силових установок та визначити фактори, які впливають на вибір конструкції компресора (див. табл. 1.1).

Таблиця 1.1

Основні параметри безпілотних літальних апаратів із турбореактивними двигунами малої тяги

Параметр	**Bayraktar Kizilelma**	**BQM-167 Skeeter**	**Boeing MQ-28 Ghost Bat**
Довжина, м	14.7	6.1	11.70
Розмах крила, м	10.00	3.4	7.30
Висота, м	3.30	0.9	4.00
Практична стеля, м	11 000	15 000	15 000+
Максимальна швидкість, км/год	900	1000	920
Дальність польоту, км	930–1500	125	2000+
Максимальна злітна маса, кг	6 000	260	6 350
Корисне навантаження, кг	1500	-	500

BQM-167 Skeeter є високоточним реактивним безпілотним комплексом, розробленим для імітації сучасних повітряних цілей у процесі підготовки та випробувань систем ППО. Його конструкція поєднує легкі композитні матеріали та аеродинамічну схему з тонким крилом, що забезпечує зниження маси та досягнення високих швидкісних характеристик. Електронна система керування забезпечує стабільність польоту та можливість виконання складних маневрів, включно з високошвидкісними проходами і динамічними змінами траєкторії.

Загальний вигляд БПЛА представлений на рис.1.1

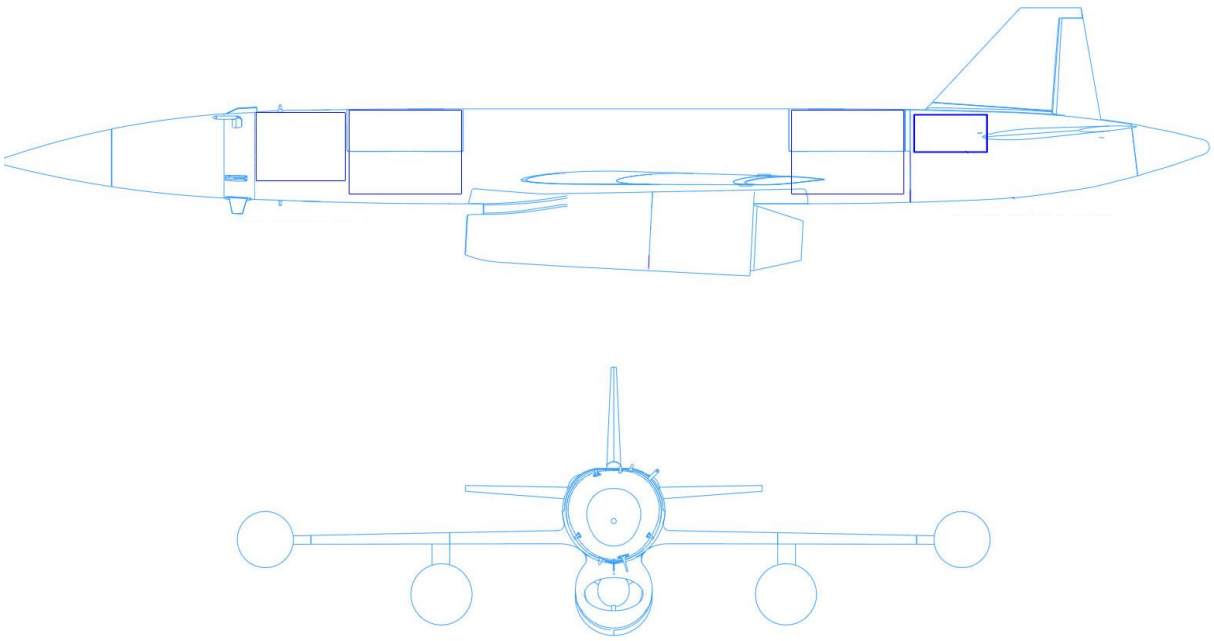


Рис.1.1. Загальний вигляд БПЛА BQM-167 Skeeter

1.4 Огляд типів двигунів, які застосовуються на сучасних БПЛА

1.4.1. Класифікація силових установок безпілотних систем

Вибір типу двигуна для БПЛА є компромісом між дальністю польоту, швидкістю, вартістю та помітністю апарата. На сьогоднішній день виділяють чотири основні групи силових установок:

Поршневі двигуни залишаються найбільш поширеними у БПЛА масою до 300 кг. Їх переваги:

низька вартість;

простота обслуговування;

можливість тривалої роботи на малих обертах;

економічність у дозвуковому режимі.

Проте такі двигуни мають суттєві недоліки:

низьке співвідношення тяги до маси;

погана ефективність на великих висотах;

обмежена швидкість польоту;

значний рівень вібрацій.

Тому у швидкісних реактивних апаратах їх практично не застосовують.

1.4.2. Електричні двигуни

Електродвигуни найзручніші для малих БПЛА, але обмежені запасом енергії акумуляторів. Навіть сучасні Li-ion та Li-Po батареї не здатні забезпечити великої дальності польоту при високій швидкості, тому сфера їх застосування обмежена.

1.4.3. Турбогвинтові двигуни (ТГД)

Проміжний варіант між поршневими та реактивними двигунами. Використовуються у середніх та важких апаратах, таких як MALE та HALE-класи. Забезпечують відмінну економічність, але не здатні дати високу швидкість (максимум 300–400 км/год).

1.4.4. Турбореактивні двигуни (ТРД і ТРДД)

Саме ця група двигунів є базовою для швидкісних, маневрених та високодинамічних БПЛА. Їх переваги:

найвищий питомий імпульс;

компактність і мала маса;

можливість розвивати швидкість 0.6–0.9 М;

швидкий вихід на режим;

відсутність складної трансмісії.

Для БПЛА найчастіше застосовуються двигуни малої тяги - від 20 до 400 кгс. Частина з них - одноконтурні ТРД, але сучасні тенденції все більше віддають перевагу двоконтурним ТРДД, що мають вищу економічність і меншу теплову помітність.

1.4.5 Особливості застосування ТРД та ТРДД у засобах ураження

Для сучасних крилатих ракет та ударних БПЛА критичними є такі вимоги:

Висока питома тяга: Здатність розвивати тягу 200–500 кгс при власній масі 30–80 кг.

Мінімальна питома витрата палива (C_{ud}): Визначає дальність польоту. Для стратегічних ракет (дальність > 1000 км) цей параметр є вирішальним.

Мала площа фронтального перерізу (мідель): Для зниження радіолокаційної помітності (EPR) та аеродинамічного опору.

Існує чіткий поділ ніш використання:

Одноконтурні ТРД: Простіші, дешевші, менший діаметр, але мають високу витрату палива (C_{ud} = 0.9...1.2). Використовуються для ракет середньої дальності (до 300–500 км).

Двоконтурні ТРДД: Складніші конструктивно, але завдяки розділенню потоків мають значно меншу витрату палива (C_{ud} = 0.65...0.8). Є стандартом для стратегічних ракет великої дальності (понад 1000 км).

1.5 Особливості застосування ТРДД у безпілотній авіації

Двоконтурні турбореактивні двигуни малих тяг вирізняються високим відношенням тяги до маси та достатньою економічністю для тривалих маршових режимів. Такі двигуни застосовуються у:

крилатих ракет типу Tomahawk, Kh-55, Storm Shadow, JASSM;

дальніх ударних БПЛА;

швидкісних розвідувальних апаратах;

високошвидкісних мішенях і навчальних цілях.

Використання ТРДД у цьому сегменті обумовлено:

Необхідністю забезпечити велику дальність польоту.

Двоконтурність двигуна дозволяє знизити питомі витрати палива.

Вимогами до малошумності та низької теплової помітності.

Компактністю та масовою ефективністю.

Класичні двигуни тягою 330–450 Н мають масу 20–30 кг.

Можливістю оптимізації під конкретні місії.

1.6 Приклади ТРДД, які застосовуються на БПЛА

Проєктований ТРДД має такі характеристики:

тяга: 265–350 Н;

маса: ~23 кг;

витрата палива: 0,7–0,8 кг/кгс·год;

двоконтурна схема з компактним вентилятором.

TRS-18 (Туреччина):

Застосовується у низці турецьких БПЛА та мішеней.

PBS TJ-100 (Чехія):

Легкий ТРД, широко застосовується у БПЛА, мішенях і надлегких літаках. Хоча одноконтурний, його часто порівнюють із ТРДД малого тягового класу через високий рівень мініатюризації.

Williams F107-WR-400/402 (США) - Еталон економічності:

Двигун F107 (цивільна назва WR19) компанії Williams International є "золотим стандартом" для малорозмірних ТРДД [11]. Він встановлюється на стратегічних крилатих ракетах BGM-109 Tomahawk та AGM-86 ALCM.

Тип: Двовальний двоконтурний турбореактивний двигун зі змішуванням потоків.

Конструктивна схема:

Вентилятор (КНТ): Два осьових ступені. Лопатки вентилятора мають широку хорду (wide-chord), що забезпечує стійкість до потрапляння сторонніх предметів.

Компресор (КВТ): Два осьових ступені та один відцентровий (діагональний) ступінь на виході. Така комбінація дозволяє отримати високий сумарний ступінь підвищення тиску (π_k = 13...16) при компактних розмірах.

Турбіна: Складається з турбіни високого тиску (ТВТ) та турбіни низького тиску (ТНТ), які обертають свої вали незалежно (схема з розрізними валами). Вали обертаються у протилежних напрямках для компенсації гіроскопічного моменту.

Характеристики:

Тяга: 2.7 – 3.1 кН (275–315 кгс).

Ступінь двоконтурності (m): 1.0.

Питома витрата палива: 0.68 кг/кгс·год (один із найкращих показників у світі).

Маса суха: ~66 кг.

Microturbo TRI 60-30 (Франція/Велика Британія) - Масовий стандарт

Двигун сімейства TRI 60 розроблений компанією Safran (Microturbo) [9]. Є силовою установкою для ракет Storm Shadow / SCALP EG, RBS-15 та безпілотників-мішеней.

Тип: Одно-вальний одноконтурний турбореактивний двигун (ТРД).

Конструктивна схема:

Компресор: 3-ступеневий осьовий. Простота конструкції є головним пріоритетом.

Камера згоряння: Кільцева, з випаровувальними форсунками.

Турбіна: Одноступенева.

Характеристики:

Тяга: 3.5 – 5.4 кН (350–550 кгс).

Ступінь підвищення тиску (π_k): ~5.5 – 6.0.

Питома витрата палива: 0.9 – 1.0 кг/кгс·год.

Порівняння: Двигун TRI 60 значно дешевшиий у виробництві за F107, має меншу кількість деталей, але програє в паливній ефективності майже на 30-40%. Це обмежує максимальну дальність ракет з таким двигуном (зазвичай до 500 км, у модернізованих версіях до 1000 км за рахунок збільшення баків, а не економічності).

1.7 Конструктивні особливості ТРДД малих тяг

Основні вузли:

- Вентилятор (1–2 ступені)
- Компресор (осьовий, рідше відцентровий)
- Камера згоряння
- Турбіна (одноступенева)
- Вихлопна система

Тенденції розвитку:

- збільшення ступеня двоконтурності;
- впровадження BLISK у вентиляторних і компресорних ступенях;
- зниження кількості деталей;
- застосування адитивних технологій у створенні каналів та лопаток;
- оптимізація проточної частини.

1.8 Вибір конструкції проектованого двигуна

Вибір базової конструкції для подальших досліджень і вдосконалення компресорної частини є ключовим етапом при проєктуванні турбореактивного двоконтурного двигуна малої тяги, призначеного для використання на сучасних

безпілотних літальних апаратах. Силові установки цього класу мають відповідати жорстким вимогам щодо компактності, надійності, економічності та ресурсу роботи, оскільки БПЛА часто експлуатуються в умовах тривалого польоту на великих висотах та змінних навантажень. У цих умовах конструкція компресора відіграє визначальну роль, оскільки саме компресор задає рівень економічності, масу, габарити та потенціал модернізації двигуна.

1.9 Конструктивно-силова схема двигуна

Проектований двигун належить до класу осьових турбовентиляторних установок з підвищеним ступенем двоконтурності, оптимізованих для використання на безпілотних літальних апаратах оперативно-тактичного призначення. Його архітектура побудована за класичною двовальною схемою та включає вентиляторний ступінь, компресорні каскади різного тиску, кільцеву камеру згоряння та турбінні модулі, які приводять у дію обидва ротори.

Система стиснення повітря складається з одноступеневого вентилятора з широкохордними лопатками та підпірним ступенем, що забезпечує формування холодного контуру та подачу повітря до подальших ступенів компресора. Далі повітря надходить до прискорювального каскаду, який містить кілька ступенів і слугує для попереднього підвищення тиску перед основним компресором. Основна частина стиснення здійснюється двоступеневим осьо-діагональним компресором високого тиску, який забезпечує формування необхідних параметрів повітря на вході в камеру згоряння.

Ротор низького тиску приводиться в обертання одноступінчастою осьовою турбіною низького тиску, яка забезпечує подачу механічної енергії для вентилятора і прискорювача. Ротор високого тиску обертається за рахунок одноступеневої турбіни високого тиску, конструкція якої забезпечує високий ККД та стабільну роботу при значних температурних навантаженнях. Турбіна високого тиску також передає частину енергії на коробку приводів, що використовується для забезпечення роботи допоміжних агрегатів системи живлення, керування та охолодження. Кільцева камера згоряння з обертовою форсункою, яка при мінімальній кількості вузлів забезпечує повноту згоряння палива та нормальну рівномірність температурного поля. Масляна система – автономна. Система

регулювання електро-гідравлічна. Електрогенератор – вбудований, потужністю 12 кВТ.

Обидві вальні системи двигуна підтримуються у робочому положенні за допомогою корінних підшипників, які забезпечують точне центрування, надійну роботу ротора на всіх режимах та мінімізацію вібрацій. Конструкція підшипникових вузлів оптимізована для роботи в умовах високих температур і значних динамічних навантажень, характерних для турбореактивних двигунів малої тяги (рис.1.2).

Загальна компоновка двигуна орієнтована на забезпечення високої ефективності при мінімальній масі та компактних габаритах, що є критичними параметрами для безпілотних авіаційних платформ. Закладена архітектура дозволяє виконувати подальше вдосконалення компресорної частини - зокрема, модернізацію вентилятора, зміну кількості ступенів або впровадження монолітних робочих коліс типу BLISK, що стане основою наступних етапів розробки.

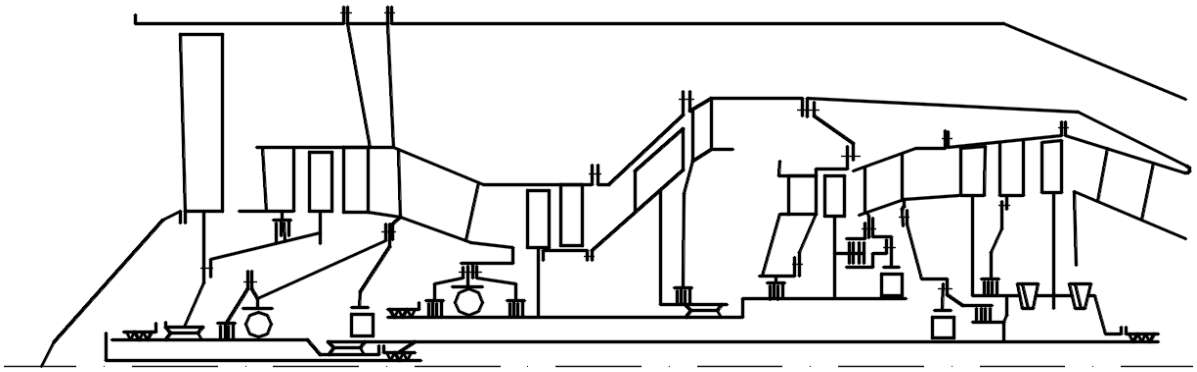


Рис. 1.2. Конструктивно-силова схема проєктованого ТРДД

Двигун включає в себе наступні модулі:

Модуль вентилятора (Компресор низького тиску) – одноступеневий вентилятор з широкохордними лопатками та підпірним ступенем.

Проміжний корпус – силовий вузол, який розділяє потік повітря на зовнішній та внутрішній (контур газогенератора), а також містить опори підшипників валів.

Модуль компресора високого тиску (КВТ) – особливістю цього двигуна є вісьо-діагональний (або змішаний) тип компресора, що забезпечує високий ступінь стиснення в одному ступені.

Модуль камери згоряння – кільцева камера згоряння з форсунками (обертовими) та дифузором.

Модуль турбіни високого тиску (ТВТ) – одноступенева охолоджувана турбіна, що приводить у дію вісьо-діагональний компресор.

Модуль турбіни низького тиску (ТНТ) – одноступенева неохолоджувана турбіна, що приводить у дію вентилятор.

Вихідний пристрій (Сопло) - нерегульоване звукове сопло.

Агрегатний модуль (навісне обладнання) – вбудований у підмоторну раму або розташований під компресором; включає паливно-регулювальну апаратуру, маслосистему та піростартер-генератор (який розташований у носовому коку або приводному блоці).

Висновок до розділу

Виконано комплексний аналіз сучасного стану та перспектив розвитку силових установок безпілотних літальних апаратів, який засвідчив, що для забезпечення високих льотно-технічних характеристик швидкісних ударних та розвідувальних БПЛА безальтернативним рішенням є використання газотурбінних двигунів. Проведене порівняння різних типів силових установок показало, що хоча одноконтурні турбореактивні двигуни вирізняються простотою конструкції, для виконання стратегічних завдань із дальністю польоту понад 1000 км найбільш ефективними є двоконтурні турбореактивні двигуни (ТРДД), які завдяки розділенню потоків забезпечують зниження питомих витрат палива на 30–40% порівняно з аналогами. На основі аналізу існуючих конструкцій двигунів-аналогів, таких як Williams F107 та Microturbo TRI 60, було сформовано технічний вигляд проектованого двигуна, який поєднує високі термодинамічні параметри з компактністю та технологічністю. Для подальшої розробки обрано конструктивно-силову схему двовального двоконтурного турбореактивного двигуна з роздільними вихлопними соплами, система стиснення якого складається з одноступеневого вентилятора з широкохордними лопатками та високонапірного компресора високого тиску, виконаного за змішаною осьо-діагональною схемою. Така архітектура, що включає також кільцеву камеру згоряння з обертовими форсунками та одноступеневі турбіни для кожного з валів, дозволяє досягти необхідного ступеня підвищення тиску в обмежених осьових габаритах, забезпечити високу економічність на крейсерських режимах та мінімізувати радіолокаційну помітність безпілотного апарата, що повністю відповідає сучасним вимогам до авіаційної техніки оперативно-тактичного призначення.

РОЗДІЛ 2
ПРОЕКТУВАННЯ ДВИГУНА ДО БЕЗПІЛОТНОГО ЛІТАЛЬНОГО АПАРАТА

2.1 Термодинамічний розрахунок проектованого ТРДД з обраними параметрами

Вихідні дані:

Тяга P=2000 Н;

Ступінь двоконтурності m=1;

Ступінь підвищення тиску в компресорі $\pi^*_{к\Sigma} = 5.5$;

Ступінь підвищення тиску у вентиляторі $\pi^*_{вл} = 1{,}65$;

Температура газів перед турбіною $T^*_г = 1100$ К.

Схема двигуна представлена на Рис. 2.1.

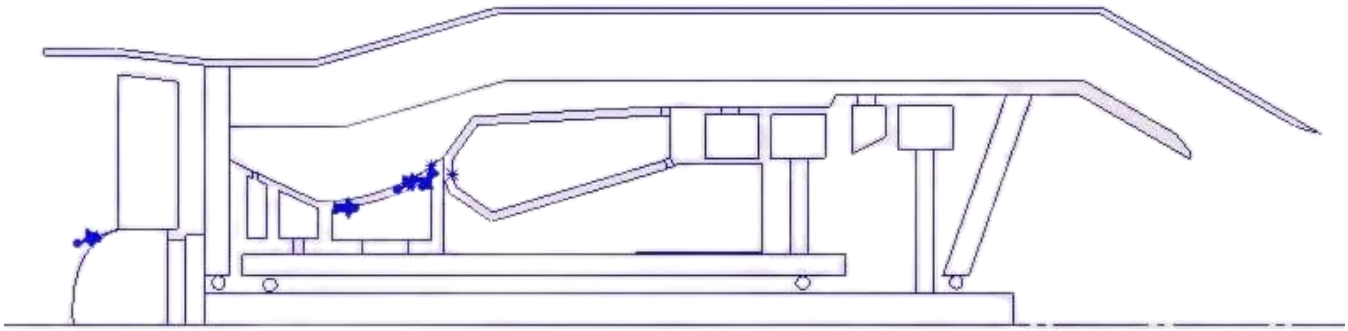


Рис. 2.1. – Схема проектованого двигуна

2.1.1 Визначення параметрів робочого тіла перед двигуном

З таблиць МСА знаходимо для заданої висоти тиск $P_Н$ і температуру $T_Н$ і визначаємо параметри загальмованого потоку $P^*_Н$ і $T^*_Н$ за формулами:

$$T^*_н = T_н + \frac{V^2}{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R} = 288{,}15 \text{ К};$$

$$P_{\text{н}}^{*} = P_{\text{н}} \cdot \left(\frac{T_{\text{н}}^{*}}{T_{\text{н}}} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 101325 \text{ Па.}$$

2.1.2 Визначення параметрів повітря на вході у вентилятор (переріз в-в):

Відповідно до рівняння енергії знаходимо:

$$T_{\text{в}}^{*} = T_{\text{н}}^{*} = 288{,}15 \text{ К;}$$

$$P_{\text{в}}^{*} = P_{\text{н}}^{*} \cdot \sigma_{\text{вх}} = 100312 \text{ Па.}$$

2.1.3 Визначення параметрів робочого тіла за вентилятором у зовнішньому контурі (переріз вл-вл):

Приймаємо ККД вентилятора 0,89 і знаходимо роботу стискання повітря в зовнішньому контурі за рівнянням:

$$L_{\text{вл}_{\text{II}}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{в}}^{*} \cdot \left(\pi_{\text{вл}\ \text{II}}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{вл}_{\text{II}}}^{*}} = 51824{,}9 \text{ Дж/кг;}$$

Тиск і температуру за вентилятором знаходимо за наступними формулами:

$$P_{\text{вл}_{\text{II}}}^{*} = P_{\text{в}}^{*} \cdot \pi_{\text{вл}_{\text{II}}} = 165227 \text{ Па;}$$

$$T_{\text{вл}}^{*} = T_{\text{в}}^{*} + \frac{L_{\text{вл}_{\text{II}}}}{\frac{k}{k-1} \cdot R} = 340 \text{ К;}$$

2.1.4 Визначення параметрів повітря на виході із сопла зовнішнього контуру

З рівняння збереження енергії маємо: $T_{\text{с}_{\text{II}}}^{*} = T_{\text{вл}_{\text{II}}}^{*} = 340{,}517$ К

Приймаючи до уваги, що в проектованому ТРДД із великим ступенем двоконтурності зовнішній контур має малу довжину, приймаємо коефіцієнт відновлення повного тиску в зовнішньому контурі 0,995.

Тоді тиск загальмованого потоку перед соплом знаходимо за формулою:

$$\sigma_{\text{II}} = 0{,}995 \ ; \quad P_{\text{с}_{\text{II}}}^{*} = P_{\text{вл}_{\text{II}}}^{*} \cdot \sigma_{\text{II}} = 164175 \text{ Па.}$$

У даному випадку перепад тисків менше критичного:

$$\frac{P_{\text{II}}^*}{P_{\text{н}}} = 1{,}66473 \le \pi_{\text{с кр}} = \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k}{k-1}} = 1{,}893.$$

Тоді швидкість $C_{\text{II}} = \varphi_{\text{сII}} \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot \text{T}_{\text{с II}}^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{с II}}^*}\right)^{\frac{k}{k-1}}\right]} = 292{,}103$ м/с,

де $\varphi_{\text{сII}} = 0.98$.

2.1.5 Визначення параметрів повітря за компресором

ККД компресора визначаємо за наближеною формулою, задаючи ККД ступеня компресора 0,88 $\eta_{\kappa}^* = \frac{\pi_{\text{к}_\Sigma}^{*\,\frac{k-1}{k}}}{\pi_{\text{к}_\Sigma}^{*\,\frac{k-1}{k \cdot \eta_{\text{ст}}^*}}} = 0{,}849.$

Ефективну роботу стискання в компресорах знаходимо за рівнянням:

$$L_{\text{к}} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{в}}^* \cdot \left(\pi_{\text{к}_\Sigma}^{*\,\frac{k-1}{k}} - 1\right) \cdot \frac{1}{\eta_{\text{к}}^*} = 214215{,}3 \text{ Дж/кг}.$$

Температура й тиск повинні бути: $P_{\text{к}}^* = P_{\text{в}}^* \cdot \pi_{\text{к}_\Sigma}^* = 551714$ Па;

$$T_{\text{к}}^* = T_{\text{в}}^* + \frac{L_{\text{к}}}{\frac{k}{k-1} \cdot R} = 501{,}183 \text{ К}.$$

2.1.6 Визначення параметрів робочого тіла на виході з камери згоряння

Задаючи коефіцієнт відновлення повного тиску в камері згоряння $\sigma_{\text{к.с}} = 0{,}98$, знаходимо тиск газу перед турбіною високого тиску:

$$P_{\text{г}}^* = P_{\text{к}}^* \cdot \sigma_{\text{кс}} = 540680 \text{ Па}; \quad T_{\text{г}}^* = 1100 \text{ К}.$$

Середню теплоємність у камері згоряння обчислюємо за формулою:

$$c_{P_{\text{ср}}} = 878 + 0{,}208 \cdot \left(T_{\text{г}}^* + 0{,}48 \cdot T_{\text{к}}^*\right) = 1156{,}8 \text{ Дж/(кг·К)}.$$

Задаючи коефіцієнт згоряння $\eta_г$=0,99 і приймаючи значення теплотворності палива H_u=43000000 Дж/кг, знаходимо

$$g_т = \frac{c_{P_{ср}} \cdot \left(T_г^* - T_к^*\right)}{\eta_г \cdot H_u} = 0{,}016.$$

2.1.7 Визначення параметрів газу за турбіною

Приймаючи $g_{охл}$= 0,05 та $\eta_м$=0,99, визначаємо ефективну роботу всіх ступенів турбіни $L_т = \dfrac{m \cdot L_{влII} + L_к}{\left(1 + g_т\right) \cdot \left(1 - g_{охл}\right) \cdot \eta_м} = 278$ Дж/кг.

Приймаючи ККД турбіни рівним 0,99, визначаємо температуру й тиск:

$$T_т^* = T_г^* - \frac{L_т}{\dfrac{k_г}{k_г - 1} \cdot R_г} = 857{,}796 \text{ К}; \qquad P_т^* = P_г^* \left(1 - \frac{T_г^* - T_т^*}{T_г^* \cdot \eta_т^*}\right)^{\frac{k_г}{k_г - 1}} = 176007{,}543 \text{ Па}.$$

2.1.8 Визначення параметрів газу у вихідному перерізі сопла внутрішнього контуру

$$T_{c_I}^* = T_т^* = 857{,}796 \text{ К}.$$

Отже $\sigma_{c1} = 0{,}98$; $P_{c_I}^* = P_т^* \cdot \sigma_{cI} = 172487$ Па;

$$\pi_{c_I} = \frac{P_{c_I}^*}{P_н} = 1{,}62 \le \pi_{c_{кр}} = \left(\frac{k_г + 1}{2}\right)^{\frac{k_г}{k_г - 1}} = 1{,}85.$$

Так як розширення в соплі повне, то швидкість на зрізі сопла буде дорівнювати:

$$c_{c_I} = \varphi_{c_I} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_г}{k_г - 1} \cdot R_г \cdot T_т^* \cdot \left[1 - \left(\frac{P_н}{P_I^*}\right)^{\frac{k_г - 1}{k_г}}\right]} = 494{,}848 \text{ м/с},$$

де $\varphi_{cI} = 0{,}98$, а статична температура буде:

$$T_{c_I} = T^*_{c\,I} - \frac{c^2_{c_I}}{2 \cdot \frac{k_г}{k_г - 1} \cdot R_г} = 751{,}254 \text{ K}.$$

2.1.9 Визначення основних питомих параметрів двигуна й витрати повітря:

Питому тягу розраховуємо за формулами:

$$P_{уд_I} = c_{c_I} \cdot (1 + g_т) = 502{,}9 \text{ (Н·с)/кг}; \; P_{уд_{II}} = c_{c_{II}} = 292{,}103 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P_{уд_\Sigma} = \frac{P_{уд_I} + m \cdot P_{уд_{II}}}{1 + m} = 397{,}502 \text{ (Н·с)/кг}.$$

Питома витрата палива дорівнює:

$$c_{уд} = \frac{3600 \cdot g_т \cdot (1 - g_{охл})}{P_{уд_\Sigma} \cdot (1 + m)} = 0{,}07 \text{ кг/(Н·год)};$$

Витрата повітря:

- сумарна $G_в = \dfrac{P}{P_{уд_\Sigma}} = 5{,}031$ кг/с;
- по контурам $G_{в_I} = \dfrac{G_в}{(1+m)} = 2{,}516$ кг/с; $G_{в_{II}} = \dfrac{m}{(1+m)} \cdot G_в = 2{,}516$ кг/с.

Внутрішній ККД двигуна: $\eta_e = \dfrac{P^2_{уд_I} + P^2_{уд_{II}} \cdot m}{2 \cdot g_т \cdot H_u \cdot (1 - g_{охл})} = 0{,}254.$

2.2 Газодинамічний розрахунок двигуна

2.2.1 Визначення розмірів перерізу на вході у вентилятор

Починаючи газодинамічний розрахунок двигуна, задамося осьовою швидкістю повітря $\boldsymbol{c_{1a}}$**=190 м/с** і окружною швидкістю лопаток вентилятора в периферійному перерізі $\boldsymbol{u_{1к}}$**=400 м/с.**

Розрахуємо приведену швидкість за формулою:

$$\lambda_{1a} = \frac{c_{1a}}{c_{1кр}} = \frac{c_{1a}}{18{,}3 \cdot \sqrt{T^*_в}} = \frac{190}{18{,}3 \cdot \sqrt{288}} = 0{,}612.$$

Визначивши приведену швидкість і прийнявши k=1.4, знаходимо:

$$q(\lambda_{1a}) = 0{,}821$$

і визначаємо площу перерізу на вході у вентилятор:

$$F_{\text{в}} = \frac{G_{\text{в}} \cdot \sqrt{T_{\text{в}}^{*}}}{m_{\text{в}} \cdot P_{\text{в}}^{*} \cdot q(\lambda_{1a})} = \frac{5{,}031 \cdot \sqrt{288{,}15}}{0{,}040348 \cdot 100312 \cdot 0{,}898123} = 0{,}026 \text{ м}^2,$$

де $m_{\text{в}}$=0,040348.

Вибираємо приблизне значення відносного діаметра втулки першого ступеня:

$$\overline{d_1} = \frac{D_{1\text{вт}}}{D_{1\text{к}}} = 0{,}34.$$

Зовнішній діаметр вентилятора визначаємо за формулою:

$$D_{1\text{к}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{в}}}{\pi\left(1 - \overline{d_1^2}\right)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}72}{\pi\left(1 - 0{,}05^2\right)}} = 0{,}261 \text{ м};$$

$$D_{1\text{вт}} = \sqrt{D_{1\text{к}}^2 - \frac{4F_{\text{в}}}{\pi}} = \sqrt{0{,}261^2 - \frac{4 \cdot 0{,}026}{\pi}} = 0{,}188 \text{ м}.$$

Далі визначаємо діаметр умовного циліндричного перерізу, поділяючого потоки першого і другого контурів.

$$F_{\text{II}} = F_{\text{в}} \frac{G_{\text{в}_{\text{II}}}}{G_{\text{в}}}.$$

Тоді $D_{\text{I}} = \sqrt{D_{1\text{к}}^2 - \frac{4F_{\text{II}}}{\pi}} = \sqrt{D_{1\text{к}}^2 - \frac{4F_{\text{в}}G_{\text{вII}}}{\pi G_{\text{в}}}} = \sqrt{1{,}7^2 - \frac{4 \cdot 0{,}72 \cdot 0{,}055}{\pi \cdot 5{,}031}} = 0{,}227$ м.

2.2.2 Визначення кількості ступенів вентилятора ТРДД

Окружні швидкості на діаметрі D_1 та біля втулки знаходимо з рівнянь:

$$u_{\text{I}} = u_{1\kappa} \frac{D_{\text{I}}}{D_{1\text{к}}} = 400 \frac{0{,}227}{0{,}261} = 348{,}528 \text{ м/с};$$

$$u_{1вв} = u_{1к}\frac{D_{1вв}}{D_{1к}} = 400\frac{0,188}{0,261} = 288,12 \text{ м/с};$$

$$\Delta W_{uI} \cong c_{1a}\frac{1,55}{1+1,5\left(\frac{t}{b}\right)_I} = 220\frac{1,55}{1+1.5\cdot 0,55} = 161 \text{ м/с};$$

$$\Delta W_{uвт} \cong c_{1a}\frac{1,55}{1+1,5\left(\frac{t}{b}\right)_{вт}} = 190\frac{1,55}{1+1,5\cdot 2,2} = 62,6 \text{ м/с}.$$

У цих рівняннях c_{1a} приймаємо постійною вздовж лопатки, густоту решітки біля втулки $\left(\frac{b}{t}\right)_{вт} = 2,2$, а на діаметрі $D_I - \left(\frac{b}{t}\right)_I \approx \left(\frac{b}{t}\right)_{вт}\cdot\frac{D_{1вт}}{D_I} = 1,8$.

$$L_I = u_I \cdot \Delta W_{uI} = 273,58\cdot 176 = 48148,16 \text{ Дж/кг};$$

$$L_{1вт} = u_{1вт}\cdot \Delta W_{uвт} = 199,52\cdot 202,76 = 40453,94 \text{ Дж/кг}.$$

Як видно $L_I \geq 0,9\cdot L_{влII}$.Тому приймаємо схему з одноступеневим вентилятором.

У зоні внутрішнього контуру робота вздовж лопатки в одноступеневому вентиляторі змінна. Середню роботу визначаємо за формулою:

$$L_{влI} \approx \frac{1}{2}\cdot\left(L_I + L_{1вт}\right) = \frac{1}{2}\cdot\left(48148,16 + 40453,94\right) = 44301,05 \text{ Дж/кг}.$$

2.2.3 Розподіл роботи стискання між каскадами компресора і визначення числа ступенів турбіни високого тиску ТРДД

Спочатку перевіряємо, чи можна виконати вентилятор без приєднаних ступенів. Знайдемо роботу стискання в компресорі високого тиску (КВТ) і роботу турбіни високого тиску (ТВТ), прийнявши $\eta_м = 0,99$:

$$L^{`}_{квд} = L_к - L_{влI} = 165,38 \text{ Дж/кг};$$

$$L^{`}_{твд} = \frac{L^{`}_{квд}}{(1+q_т)(1-q_{охл})\cdot\eta_м} = \frac{162,849}{(1+0,0234)(1-0,12)\cdot 0,99} = 175,935 \text{ Дж/кг}.$$

Двигун прототип має 1 підпірний ступінь КНТ, 1 ступінь ТВТ, 1 ступінь ТНТ та 2 ступені КВТ.

2.2.4 Визначення параметрів повітря і діаметральних розмірів на виході з вентилятора

Ступінь підвищення тиску повітря в КНТ (у вентиляторі в зоні внутрішнього контуру) обчислюємо за рівнянням:

$$\pi^*_{\text{кнд}} = \left[1 + \frac{L_{\text{кнд}} \cdot \eta^*_{\text{кнд}}}{\frac{k}{k-1} R T^*_{\text{в}}}\right]^{\frac{k}{k-1}} = \left[1 + \frac{51{,}366 \cdot 0{,}86}{\frac{1{,}4}{1{,}4-1} 287{,}3 \cdot 288{,}15}\right]^{\frac{1{,}4}{1{,}4-1}} = 1{,}643;$$

$$P^*_{\text{кнд}} = P^*_{\text{в}} \cdot \pi^*_{\text{кнд}} = 100312 \cdot 1{,}97 = 164832{,}1 \text{ Па};$$

$$T^*_{\text{кнд}} = T^*_{\text{в}} + \frac{k-1}{k \cdot R} L_{\text{кнд}} = 288{,}15 + \frac{1{,}4-1}{1{,}4 \cdot 287{,}3} 51{,}366 = 339{,}233 \text{ К}.$$

Приведену швидкість, відносну щільність течії і площу перерізу обчислюємо за формулами:

$$\lambda_{a\text{влII}} = \frac{c_{a\text{влII}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{a\text{влII}}}{18{,}3 \cdot \sqrt{T^*_{\text{влII}}}} = \frac{210}{18{,}3 \cdot \sqrt{340{,}517}} = 0{,}533;$$

$$q(\lambda_a)_{\text{влII}} = 0{,}830454;$$

$$F_{\text{влII}} = \frac{G_{\text{вII}} \cdot \sqrt{T^*_{\text{влII}}}}{m_{\text{в}} \cdot P^*_{\text{влII}} \cdot q(\lambda_a)_{\text{влII}}} = \frac{340{,}55139 \cdot \sqrt{340{,}517}}{0{,}040348 \cdot 169527 \cdot 0{,}830454} = 0{,}009 \text{ м}^2.$$

Приймаємо $D_{\text{влII}}$=(0.95...0.9)$D_{1\text{к}}$ і знаходимо діаметр умовного перерізу, що розділяє потоки зовнішнього і внутрішнього контурів:

$$D_{\text{II}} = \sqrt{D^2_{\text{влII}} - \frac{4 \cdot F_{\text{влII}}}{\pi}} = \sqrt{0{,}247^2 - \frac{4 \cdot 0{,}009}{\pi}} = 0{,}222 \text{ м};$$

$$\lambda_{a\text{влI}} = \frac{c_{a\text{влI}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{a\text{влI}}}{18{,}3 \cdot \sqrt{T^*_{\text{влI}}}} = \frac{210}{18{,}3 \cdot \sqrt{332{,}08}} = 0{,}534;$$

$$q(\lambda_a)_{\text{влI}} = 0{,}752;$$

$$F_{\text{влI}} = F_{\text{кнд}} = \frac{G_{\text{вI}}\sqrt{\text{T}^*_{\text{влI}}}}{m_{\text{в}}\text{P}^*_{\text{влI}} \cdot q(\lambda_a)_{\text{влI}}} = \frac{2{,}516 \cdot \sqrt{332{,}08}}{0{,}040348 \cdot 165000 \cdot 0.752} = 0{,}00926 \text{ м}^2;$$

$$D_{\text{вл вт}} = \sqrt{D^2_{\text{II}} - \frac{4F_{\text{влI}}}{\pi}} = \sqrt{0{,}222^2 - \frac{4 \cdot 0{,}00926}{\pi}} = 0{,}193 \text{ м}.$$

Якщо прийняти $\delta = 0.005$ м, то одержимо

$D_{\text{влI}} = D_{\text{II}} - 2 \cdot \delta = 0{,}222\text{-}0{,}01 = 0{,}212$ м;

$$D_{\text{вт кнд}} = \sqrt{D^2_{\text{влI}} - \frac{4 \cdot F_{\text{кнд}}}{\pi}} = \sqrt{0{,}212^2 - \frac{4 \cdot 0{,}009}{\pi}} = 0{,}182 \text{ м}.$$

Приймаємо по прототипу $D_{\text{кнд}}$=0,26 м. Тоді $\lambda_{\text{кнд}} = \frac{c_{\text{кнд}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{\text{кнд}}}{18{,}3 \cdot \sqrt{T^*_{\text{кнд}}}} = \frac{180}{18{,}3 \cdot \sqrt{357{,}09198}} = 0{,}752.$

Знайдена $q(\lambda_a)_{\text{кнд}} = 0{,}817.$

Отже, $F_{\text{кнд}} = \frac{G_{\text{вI}} \cdot \sqrt{T^*_{\text{кнд}}}}{m_{\text{в}} \cdot P^*_{\text{кнд}} \cdot q(\lambda_a)_{\text{кнд}}} = \frac{2{,}516 \cdot \sqrt{339{,}23}}{0{,}040348 \cdot 165000 \cdot 0{,}752} = = 0{,}00926$ м^2.

2.2.5 Визначення діаметральних розмірів перерізу на вході в компресор високого тиску

По прийнятій швидкості на вході в КВТ, що дорівнює 185 м/с

$$\lambda_{\text{квд}} = \frac{c_{\text{квд}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{\text{квд}}}{18{,}3 \cdot \sqrt{\text{T}^*_{\text{кнд}}}} = \frac{185}{18{,}3 \cdot \sqrt{339{,}233}} = 0{,}549; \; q(\lambda_a)_{\text{квд}} = 0{,}77.$$

Звідси маємо:

$$F_{\text{в квд}} = \frac{G_{\text{вI}} \cdot \sqrt{T^*_{\text{кнд}}}}{m_{\text{в}} \cdot P^*_{\text{кнд}} \cdot \sigma_{\text{пер}} \cdot q(\lambda_a)_{\text{квд}}} = \frac{2{,}516 \cdot \sqrt{339{,}233}}{0{,}040348 \cdot 152880 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}77} = 0{,}00976 \text{ м}^2.$$

Приймаючи $\bar{d}_{1\text{вт}} = 0{,}182$,

$$D_{1\text{ккв}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{вквд}}}{\pi \cdot (1 - \bar{d}^2_{1\text{вт}})}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0{,}01}{\pi \cdot (1 - 0{,}182^2)}} = 0{,}113 \text{ м};$$

$$D_{1\text{втквд}} = \sqrt{D^2_{1\text{ккв}} - \frac{4 \cdot F_{\text{в квд}}}{\pi}} = \sqrt{0.113^2 - \frac{4 \cdot 0{,}01}{\pi}} = 0{,}021 \text{ м}.$$

Висота лопаток робочого колеса на вході в КВТ: h_L=0,046 м

2.2.6 Визначення діаметральних розмірів на виході з КВТ

Тиск $P_{\text{к}}^*$ приймаємо з термодинамічного розрахунку. А температуру визначаємо за наступною формулою:

$$T^*_{\text{к}} = T^*_{\text{кнд}} + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{L_{\text{квд}}}{R} = 339{,}233 + \frac{1{,}4-1}{1{,}4} \cdot \frac{175{,}935}{287{,}3} = 514{,}196 \text{ К}.$$

Ступінь підвищення тиску

$$\pi^*_{\text{квд}} = \frac{P^*_{\text{к}}}{P^*_{\text{кнд}} \cdot \sigma_{\text{пер}}} = \frac{551714{,}625}{152880 \cdot 0{,}99} = 3{,}609.$$

Приймаємо швидкість на виході з компресора 120 м/с.

Тоді $\lambda_{a\text{к}} = \frac{c_{a\text{к}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{a\text{к}}}{18{,}3 \cdot \sqrt{T^*_{\text{к}}}} = \frac{120}{18{,}3 \cdot \sqrt{501{,}183}} = 2144$; $q(\lambda_a)_{\text{к}} = 0{,}293$;

$$F_{\text{к}} = \frac{G_{\text{вI}} \cdot \sqrt{T^*_{\text{к}}}}{m_{\text{в}} \cdot P^*_{\text{к}} \cdot q(\lambda_a)_{\text{к}}} = \frac{2{,}516 \cdot \sqrt{501{,}183}}{0{,}040348 \cdot 551714 \cdot 0{,}442} = 0{,}0057 \text{ м}^2.$$

Для зменшення $\bar{d}_{\text{вт}}$ на виході, приймаємо $D_{1\text{квд}}$=0,56 і відповідно маємо:

$$D_{\text{втк}} = \sqrt{D^2_{1\text{квд}} - \frac{4 \cdot F_{\text{к}}}{\pi}} = \sqrt{0{,}113^2 - \frac{4 \cdot 0{,}06}{\pi}} = 0{,}091 \text{ м};$$

$$h_{л} = \frac{D_{1квд} - D_{втк}}{2} = (0{,}182\text{-}0{,}091)/2 = 0{,}045 \text{ м};$$

$$\bar{d}_{втк} = \frac{D_{втк}}{D_{1квд}} = 0{,}091/0{,}113 = 0{,}806.$$

2.2.7 Визначення кількості ступенів компресора високого тиску

Окружні швидкості $u_{1к}$ і $u_{1вт}$ знаходимо на периферії й у втулки першого ступеня, $u_{2вт}$ у втулки останнього ступеня:

$$u_{1к} = u_{т.ср} \cdot \frac{D_{1к.квд}}{D_{т.ср}} = 345{,}826 \cdot \frac{0{,}64}{0{,}64} = 430{,}0 \text{ м/с};$$

$$u_{1вт} = u_{т.ср} \cdot \frac{D_{1вт.квд}}{D_{т.ср}} = 345{,}826 \cdot \frac{0{,}182}{0{,}212} = 296{,}8 \text{ м/с};$$

$$u_{z.вт} = 430 \cdot \frac{0{,}5434}{0{,}64} = 343{,}6 \text{ м/с}$$

Приймаємо густоту решітки лопатки:

$$\left(\frac{b}{t}\right)_{вт.1} = 1{,}8;$$

Знаходимо закручення і роботу для останнього ступеня:

$$\Delta W_{u1.вв} = c_{1a} \frac{1{,}55}{1 + 1{,}5 \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{вт1}} = 215 \frac{1{,}55}{1 + 1{,}5 \cdot \left(\frac{1}{1{,}8}\right)} = 101{,}455 \text{ м/с};$$

$$L_{ст1} = u_{1вт} \cdot \Delta W_{u1вт} = 292.7 \cdot 101{,}455 = 29695 \text{ Дж/кг};$$

Середню роботу і число ступенів визначаємо за нижче наведеними формулами:

$$L_{ср} \approx \frac{1}{2} \cdot (L_{ст1} + L_{ст2}) = \frac{1}{2} \cdot (48{,}639 + 29695) = 14871 \text{ Дж/кг};$$

$$z_{\text{квд}} \cong \frac{L_{\text{квд}}}{L_{\text{ср}}} = \frac{175{,}935}{14871} = 6{,}76.$$

Розрахункова кількість ступенів (6,76) отримана за методикою для дозвукових осьових компресорів з помірним навантаженням. Оскільки обрано вісьо-діагональну конфігурацію проточної частини, другий ступінь є високо-напірним і виконує роботу, еквівалентну 4-5 звичайним осьовим ступеням, що дозволяє отримати необхідний ступінь підвищення тиску в менших габаритах.

Розподіляємо роботу по ступеням компресора (табл. 2.1)

Таблиця 2.1

Розподіл роботи по ступеням компресора високого тиску

z	1	2
$L_{\text{ст}}$	30	70
$c_{\text{а}}$	185	160

Кількість ступенів КВТ приймаємо: 1- осьова + 1 діагональна

Перевіряємо умову дотримання балансу, для чого визначаємо потужність турбіни високого тиску, необхідну для привода КВТ:

$$N_{\text{твд}} = G_{\text{г}} \cdot L_{\text{твд}} = 47 \cdot 175{,}935 = 8269 \text{ Вт};$$

$$N_{\text{квд}} = G_{\text{вI}} \cdot L_{\text{квд}} = 50 \cdot 165{,}38 = 8269 \text{ Вт}.$$

Частоту обертання ротора високого тиску для компресора і турбіни за рівнянням:

$$N_{\text{квд}} = N_{\text{твд}} \cdot \eta_{\text{м}} = 29360877 = 8269 \cdot 0{,}99.$$

$$n_{\text{твд}} = \frac{60 \cdot u_{\text{т.ср}}}{\pi \cdot D_{\text{т.ср}}} = \frac{60 \cdot 401}{\pi \cdot 0{,}212} = 36143;$$

$$n_{\text{квд}} = \frac{60 \cdot u_{\text{к}}}{\pi \cdot D_{\text{к}}} = \frac{60 \cdot 401}{\pi \cdot 0{,}212} = 36143.$$

2.2.8 Визначення кількості ступенів і розподіл роботи між ступенями турбіни низького тиску

Оскільки температура газів перед ТНТ < 1200 К, то охолодження лопаток ТНТ можна не виконувати. Витрата газу визначається за формулою:

$$G_{\text{г.тнд}} = G_{\text{вI}}(1 + q_{\text{т}}) = 2{,}516(1 + 0{,}016) = 2{,}557 \text{ кг/с}.$$

З умови балансу потужностей

$$L_{\text{тнд}} = \frac{mL_{\text{влII}} + L_{\text{кнд}}}{(1 + q_{\text{т}})(1 - q_{\text{охл}})\eta_{\text{м}}} = \frac{1 \cdot 51{,}9 + 51{,}366}{(1 + 0{,}0016)(1 - 0.12)0{,}99} = 102{,}639 \text{ Дж/кг}.$$

По аналогією з прототипом приймаємо $D_{\text{тнд ср}}$=0,76 м. Тоді:

$$u_{\text{тнд.ср}} = u_{1\text{к}} \frac{D_{\text{тнд.ср}}}{D_{1\text{к}}} = 400 \frac{0{,}76}{0{,}26} = 277{,}615 \text{ м/с};$$

$$Y^* = u_{\text{тнд.ср}} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \eta^*_{\text{твд}}}{2 \cdot L_{\text{т}}}} = 277{,}615 \cdot \sqrt{\frac{1 \cdot 0{,}89}{2 \cdot 102{,}639}} = 0{,}578.$$

Розподіляємо роботу турбіни між ступенями (табл. 2.2), [Дж/кг].

Таблиця 2.2

Розподіл роботи між ступенями турбіни низького тиску

$L_{\text{ст1}}$=	56000
$L_{\text{ст2}}$=	46000

2.2.9 Визначення діаметральних розмірів на виході з першого соплового апарата турбіни низького тиску

Приймаючи $\alpha_1 = 25^{\circ}$ і c_{2u}=0, знаходимо швидкість витікання газу із СА:

$$c_1 = \frac{L_{\text{ст1.тнд}}}{u_{\text{тнд.ср}} \cdot \cos\alpha_1} = \frac{56000}{277{,}615 \cdot \cos 25^{\circ}} = 204{,}67 \text{ м/с};$$

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_1}{18{,}15 \cdot \sqrt{T^*_{\text{твд}}}} = \frac{204{,}67}{612{,}459} = 0{,}334.$$

Для зменшення перепаду тисків у СА зменшуємо осьову швидкість за рахунок закручування потоку газу на виході з РК у бік, протилежний обертанню, приймаючи $c_{2u} = 15$ м/с. Тоді:

$$c_1 = \left(\frac{L_{\text{ст1}}}{u_{\text{тнд.ср}}} - c_{2u}\right)\frac{1}{\cos\alpha_1} = \left(\frac{56000}{277{,}615} - 15\right)\frac{1}{\cos 25^{\circ}} = 189{,}537 \text{ м/с};$$

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_1}{18{,}15 \cdot \sqrt{T^*_{\text{твд}}}} = 0{,}309; \quad q(\lambda_1) = 0{,}9925.$$

Площу перерізу на виході із СА ТНТ знаходимо за формулою:

$$F_{1\text{сса.тн}} = \frac{G_{\text{г}} \cdot \sqrt{T^*_{\text{твд}}}}{m_{\text{г}} \cdot P^*_{\text{твд}} \cdot \sigma_{\text{пер}} \cdot \sigma_{\text{са}} \cdot q(\lambda_1) \cdot \sin\alpha_1} =$$

$$= \frac{2{,}557 \cdot \sqrt{1096}}{0{,}0396 \cdot 465000 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}99 \cdot 0{,}993 \cdot \sin 20} = 0{,}011 \text{ м}^2.$$

При $D_{\text{тнд ср}}$=0,18 м

$$h_{\text{л}} = \frac{F_{1\text{са.тнд}}}{\pi \cdot D_{\text{тнд.ср}}} = \frac{0{,}011}{\pi \cdot 0{,}18} = 0{,}0202 \text{ м};$$

$$D_{\text{т}} = D_{\text{тнд.ср}} + h_{\text{л}} = 0{,}18 + 0{,}0202 = 0{,}2 \text{ м}.$$

Приймаємо $D_{\text{т}}$=0,2 м та знаходимо $D_{\text{вт}}$:

$$D_{\text{вт}} = \sqrt{D_{\text{т}}^2 - \frac{4 \cdot F_{1\text{сса.тн}}}{\pi}} = \sqrt{0{,}2^2 - \frac{4 \cdot 0{,}011}{\pi}} = 0{,}16 \text{ м}.$$

2.2.10 Визначення діаметральних розмірів на виході з турбіни низького тиску

Задаємо приведену швидкість на виході з ТНТ $\lambda_{a\text{т}} = 0{,}65$, що відповідає $c_a = 350$ м/с. Знаходимо $q(\lambda_{a\text{т}}) = 0{,}856437$.

Тоді:

$$F_{\text{т}} = \frac{G_{\text{г}} \cdot \sqrt{T_{\text{т}}^*}}{m_{\text{г}} \cdot P_{\text{т}}^* \cdot q(\lambda_{a\text{т}})} = \frac{2{,}557 \cdot \sqrt{1006}}{0{,}0396 \cdot 148696{,}8 \cdot 0{,}856437} = 0{,}016 \text{ м}^2.$$

Приймаємо $D_{\text{т.ср}}$=0,18 м. Знаходимо

$$h_{\text{л}} = \frac{F_{\text{т}}}{\pi \cdot D_{\text{т.ср}}} = \frac{0{,}016}{\pi \cdot 0{,}18} = 0{,}028 \text{ м};$$

$$D_{\text{т}} = D_{\text{т.ср}} + h_{\text{л}} = 0{,}18 + 0{,}028 = 0{,}208 \text{ м}$$

Приймаємо $D_{\text{т}}$=0,208 м і знаходимо

$$D_{\text{вт}} = \sqrt{D_{\text{т}}^2 - \frac{4 \cdot F_{\text{т}}}{\pi}} = \sqrt{0{,}208^2 - \frac{4 \cdot 0{,}016}{\pi}} = 0{,}152 \text{ м};$$

$$h_{\text{л}} = \frac{D_{\text{т}} - D_{\text{вт}}}{2} = \frac{0{,}208 - 0{,}152}{2} = 0{,}028 \text{ м}.$$

Отже, турбіна низького тиску може бути з одним ступенем

Визначаємо напруження від дії відцентрових сил у небезпечному перерізі лопатки останнього ступеня ТНТ:

$$\sigma_{\text{р}} = 2 \cdot \rho \cdot K_{\text{ф}} \cdot u_{\text{тнд.ср}}^2 \cdot \frac{h_{\text{л}}}{D_{\text{тнд.ср}}} \cdot 10^{-6} = 2 \cdot 8200 \cdot 0{,}5 \cdot 262^2 \cdot \frac{0{,}028}{0{,}18} \cdot 10^{-6} =$$

$$= 88{,}95 \text{ МПа}$$

де ρ – густина матеріалу лопатки, (8-8,5)10^3 кг/м^3; $K_{\text{ф}}$– коефіцієнт форми лопаток ($K_{\text{ф}}$=0,5).

Коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою:

$$n = \frac{\sigma_{\tau}^{t}}{\sigma_{р}}.$$

Вибираємо для неохолоджуваних робочих лопаток ТНТ сплав ЖС6-К, який забезпечує запас тривалої міцності: $n = \frac{160}{88,9} = 1,799 > 1,3...1,5$.

Баланс потужностей турбіни НТ і вентилятора перевіряємо за рівняннями:

$$N_{тнд} = G_{г.тнд} \cdot L_{тнд} = 2,557 \cdot 102,639 = 262412 \text{ Вт};$$

$$N_{влII} + N_{кнд} = G_{вII} \cdot L_{влII} + G_{вI} \cdot L_{кнд} = 2,516 \cdot 45,9 + 2,516 \cdot 51,9 = 246037 \text{ Вт}.$$

$$N_{влII} + N_{кнд} = N_{тнд} \cdot \eta_{м} = 248522 \cdot 0,99 = 246037 \text{ Вт}.$$

Частоту обертання ротора низького тиску визначаємо окремо для вентилятора і турбіни за формулами:

$$n_{тнд} = \frac{60 \cdot u_{тнд.ср}}{\pi \cdot D_{тнд.ср}} = \frac{60 \cdot 277,6}{\pi \cdot 0.18} = 294,56;$$

$$n_{вл} = \frac{60 \cdot u_{1к}}{\pi \cdot D_{1к}} = \frac{60 \cdot 401}{\pi \cdot 0,26} = 294,56; \quad n_{тнд} = n_{вл}$$

2.2.11 Визначення діаметрів перерізів на виході із сопел двоконтурного турбореактивного двигуна

Витікання із сопла внутрішнього контуру докритичне, розширення повне, тому що $\frac{P_{т}^{*} \cdot \sigma_{сI}}{P_{н}} = \frac{130775,9 \cdot 0,98}{101325} = 1,55$. Це менше ніж $\pi_{кр} = 1,85$.

Швидкість витікання газів із сопла знаходимо за формулою:

$$c_{\text{сI}} = \sqrt{2\frac{k_{\text{г}}}{k_{\text{г}}-1}R_{\text{г}}T_{\text{т}}^{*}\left[1-\left(\frac{P_{\text{н}}}{P_{\text{т}}^{*}\cdot\sigma_{\text{с}}}\right)^{\frac{k_{\text{г}}-1}{k_{\text{г}}}}\right]} =$$

$$= \sqrt{2\frac{1{,}33}{1{,}33-1}288\cdot 879\left[1-\left(\frac{101325}{1{,}67\cdot 0{,}98}\right)^{\frac{1{,}33-1}{1{,}33}}\right]} = 478 \text{ м/с};$$

$$\lambda_{\text{сI}} = \frac{c_{\text{сI}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{478}{18{,}15\cdot\sqrt{857}} = 0{,}883; \quad q(\lambda_{\text{сI}}) = 0{,}987.$$

Відповідно площа сопла буде

$$F_{\text{сI}} = \frac{G_{\text{г}}\cdot\sqrt{T_{\text{т}}^{*}}}{m_{\text{г}}\cdot P_{\text{т}}^{*}\cdot\sigma_{\text{с}}\cdot q(\lambda_{\text{сI}})} = \frac{2{,}557\cdot\sqrt{857}}{0{,}0396\cdot 167000\cdot 0{,}98\cdot 0{,}987} = 0{,}012 \text{ м}^2;$$

діаметр сопла $D_{\text{сI}} = \sqrt{\frac{4\cdot F_{\text{сI}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4\cdot 0{,}012}{\pi}} = 0{,}122$ м.

Визначимо також і для зовнішнього контуру:

$$D_{\text{сII}} = \sqrt{D_{\text{вн}}^{2} + \frac{4\cdot F_{\text{сII}}}{\pi}} = \sqrt{0{,}152^{2} + \frac{4\cdot 0{,}011}{\pi}} = 0{,}194 \text{ м}.$$

2.2.12 Уточнення параметрів двигуна

$$P_{\text{уд}_{\text{I}}} = c_{\text{с}_{\text{I}}}(1+g_{\text{т}}) = 494(1+0{,}0218) = 505{,}6 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$\text{Р}_{\text{уд}_{\text{II}}} = c_{\text{с}_{\text{II}}} = 292{,}1 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P_{\text{уд}_{\Sigma}} = \frac{P_{\text{уд}_{\text{I}}} + m\cdot P_{\text{уд}_{\text{II}}}}{1+m} = \frac{505{,}6+1\cdot 292{,}1}{1+1} = 398{,}86 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P = P_{\text{уд}\Sigma}\cdot G = 398{,}8\cdot 5{,}031 = 2007 \text{ Н};$$

$$c_{\text{уд}} = \frac{3600\cdot g_{\text{т}}\cdot(1-g_{\text{охл}})}{P_{\text{уд}_{\Sigma}}\cdot(1+m)} = \frac{3600\cdot 0{,}016\cdot(1-0{,}05)}{398{,}86\cdot(1+1)} = 0{,}07 \text{ кг/(Н·год)}.$$

Як бачимо параметри збігаються з отриманими в термодинамічному розрахунку.

2.3 Розрахунок приєднаного ступеня для двигуна

Оскільки модернізація стосується встановлення приєднаного ступеня у внутрішній контур, виконаємо його детальний розрахунок на основі параметрів за вентилятором.

2.3.1 Розрахунок ступеня:

Оскільки ступінь встановлюється у внутрішньому контурі за вентилятором, ми беремо діаметри розділення потоків.

Параметри потоку на вході прийняті з розрахунку вентилятора:

Зовнішній діаметр: $D_k = 0.26$ м.

Втулковий діаметр: $D_{vt} = 0.18$ м.

Висота лопатки визначається за формулою:

$$h = \frac{D_k - D_{vt}}{2} = \frac{0.26 - 0.18}{2} = 0.04 \text{ м} = 40 \text{ мм}$$

Розрахункові діаметри для трьох перерізів:

Втулковий переріз: $D_{vt} = 0.18$ м.

Середній переріз: $D_{cp} = D_k + D_{vt} /2 = 0.22$ м.

Периферійний переріз: $D_k = 0.26$ м.

Площа прохідного перерізу на вході:

$$F = \frac{\pi}{4}(D_k^2 - D_{vt}^2) = \frac{3.1415}{4}(0.26^2 - 0.18^2) = 0.0276 \text{ м}^2$$

2.3.2 Вибір параметрів лопатки Для забезпечення необхідної напірності та стійкості обираємо параметри решітки. Використовуємо методику розрахунку через подовження лопатки:

Відносне подовження лопатки: h = 3.2.

Хорда профілю: b = 12.5 мм.

Густота решітки (на середньому радіусі): прийнято розріджену решітку $(b/t)_{cp} = 0,5$; ($G_r = 2.0$)

Крок решітки: $t = b \times G_r = 12,5 \times 2.0 = 25$ мм

Кількість лопаток (розрахунок по втулці):

$$z = \frac{\pi \cdot D_{vt}}{t} = \frac{3.1415 \cdot 180}{25} = 22.6 \approx 23 \text{ шт.}$$

2.3.3 Розрахунок кінематичних параметрів у трьох перерізах

Вхідні дані:

Оберти ротора: n = 30000 об/хв

Осьова швидкість (приймаємо постійною по висоті): C_{1a} = 180 м/с

Колова швидкість (U_{cp}):

$$U_{cp} = \frac{\pi \cdot D_{cp} \cdot n}{60} = \frac{3.1415 \cdot 0.22 \cdot 30000}{60} = 339.8 \text{ м/с}$$

Трикутник швидкостей на вході:

Відносна швидкість:

$$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + U_{cp}^2} = \sqrt{180^2 + 339.8^2} = 384.5 \text{ м/с}$$

Кут потоку:

$$\beta_1 = \text{arctg}\left(\frac{C_{1a}}{U_{cp}}\right) = \text{arctg}\left(\frac{180}{339.8}\right) = 27.9^\circ$$

Трикутник швидкостей на виході: Приймаємо закрутку потоку ΔC_u = 70 м/с

Колова складова відносної швидкості:

$$W_{2u} = U_{cp} - \Delta C_u = 339.8 - 70 = 269.8 \text{ м/с}$$

Відносна швидкість на виході:

$$W_2 = \sqrt{C_{1a}^2 + W_{2u}^2} = \sqrt{180^2 + 269.8^2} = 324.3 \text{ м/с}$$

Кут потоку:

$$\beta_2 = \text{arctg}\left(\frac{180}{269.8}\right) = 33.7^\circ$$

Кут повороту потоку:

$$\Delta\beta = 33.7^\circ - 27.9^\circ = 5.8^\circ$$

2.3.4 Перевірка на зрив потоку (Коефіцієнт дифузорності) Перевіряємо запас стійкості за критерієм Ліблейна [7]. $\sigma = B_{вт} / t_1$ = 12,5/25 = 0,5

$$D_w = 1 - \frac{W_2}{W_1} + \frac{\Delta C_u}{2 \cdot W_1 \cdot \sigma}$$

$$D_w = 1 - \frac{324.3}{384.5} + \frac{70}{2 \cdot 384.5 \cdot 0.5} = 1 - 0.843 + 0.182 = 0.339$$

Отримане значення Dw = 0.34 значно менше критичного 0.45. Це означає, що при обраних параметрах (висота 40 мм, 23 лопатки, хорда 12.5 мм) забезпечується надійне безотривне обтікання лопаток при високому ККД.

2.3.6 Побудова профілю лопатки.

Для профілювання лопаток використовуємо стандартний аеродинамічний профіль С-4 [2,3]. Координати профілю визначаються у відсотках від хорди b=12.5 мм [30]. Максимальна товщина профілю приймається $C_{max} = 10 \times b = 1.25$ мм.

На основі розрахованих геометричних параметрів та координат, виконано графічну побудову профілю лопатки робочого колеса приєднаного ступеня (рис 2.2).

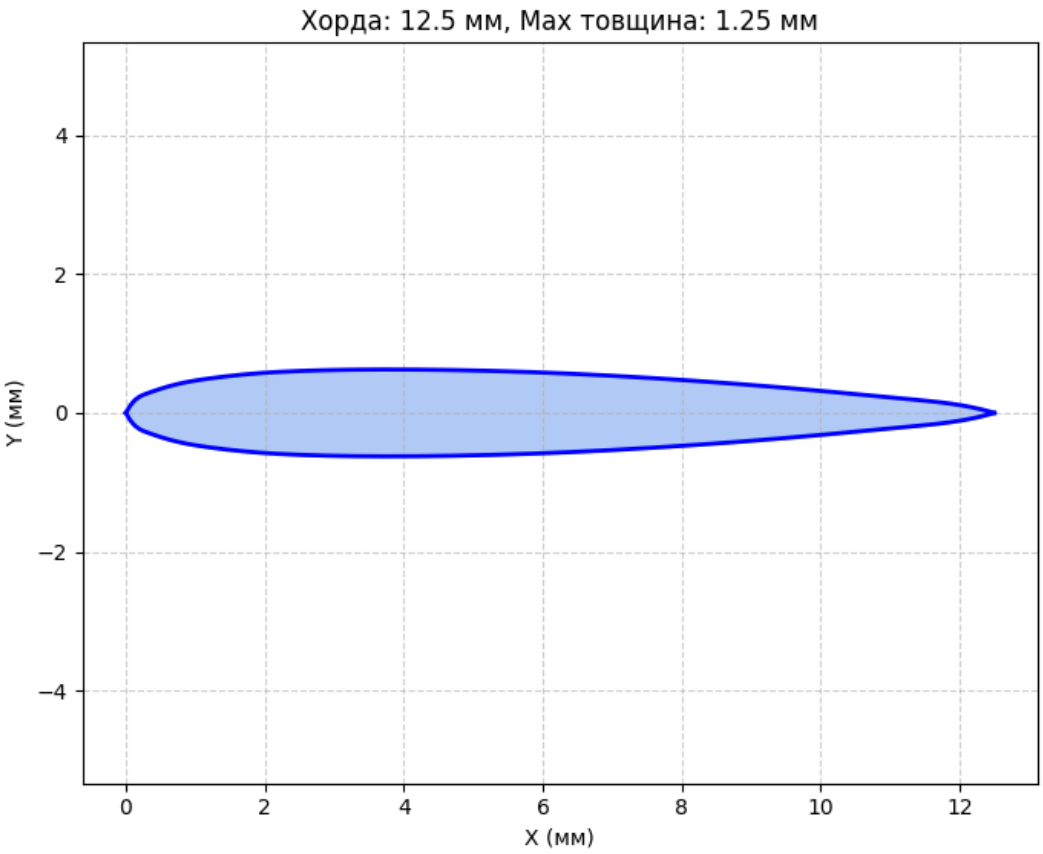


Рис. 2.2. – Профіль лопатки

Для профілювання обрано стандартний аеродинамічний профіль типу С-4, який характеризується високою ефективністю у дозвуковому діапазоні швидкостей [30]. Рисунок демонструє геометрію одиночного профілю з хордою b = 12.5 мм та максимальною відносною товщиною C_{max} = 10 %, що в абсолютному вираженні становить 1.25 мм. Розподіл товщини вздовж хорди забезпечує плавне обтікання та мінімізацію втрат тертя.

На рисунку (рис. 2.3) проілюстровано схему плоскої решітки профілів у перерізі на середньому діаметрі ($D_{ср}$ = 0.22 м). Лопатки розташовані з кроком t = 25.0 мм, що відповідає розрахунковій густоті решітки b/t = 0,5. Профілі встановлені під кутом γ = 30.8° відносно фронту решітки, що узгоджується з розрахованими кутами потоку на вході (β1) та виході (β2).

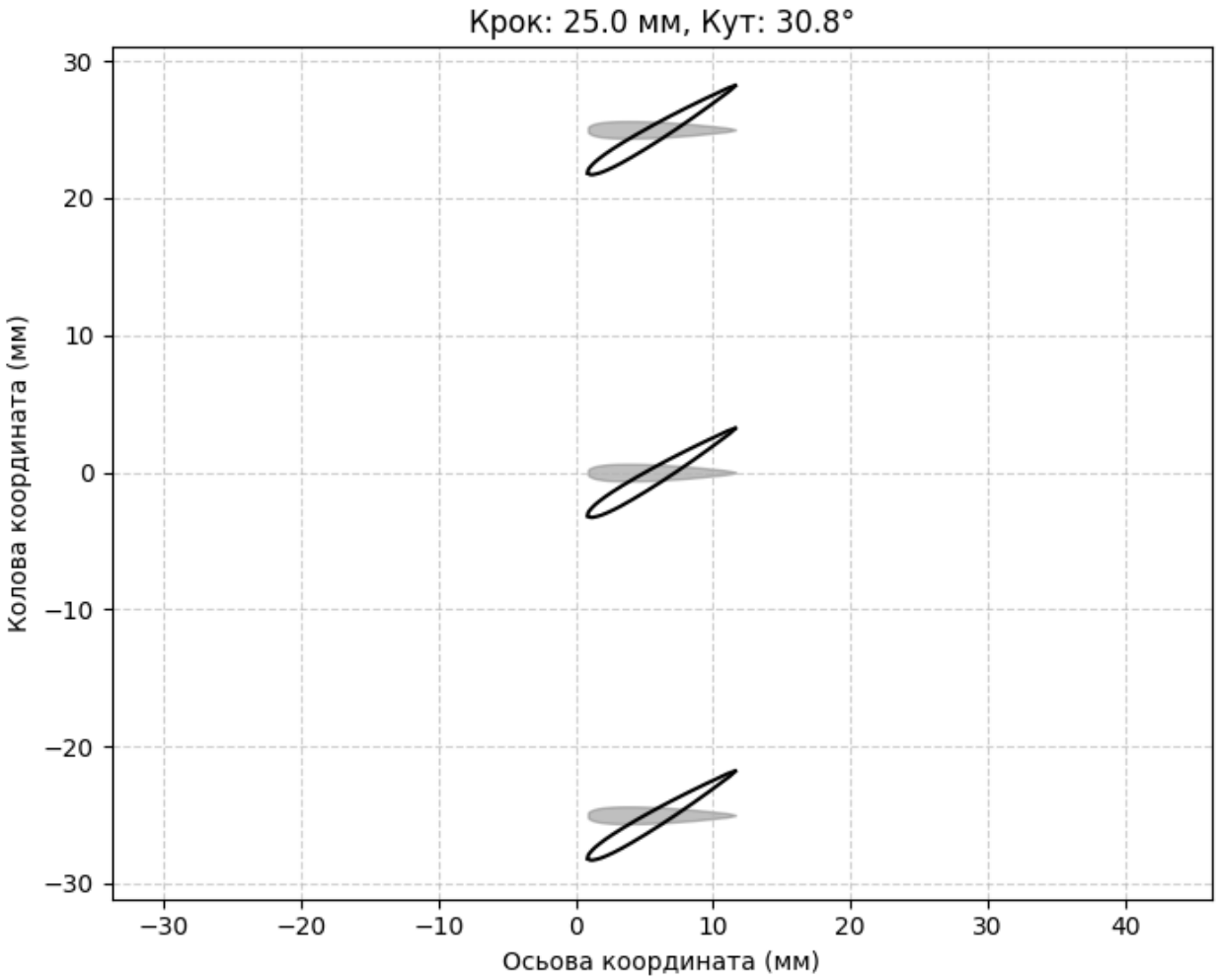


Рис. 2.3. – Решітка профілів

Графічна побудова підтверджує правильність вибору геометричних параметрів: міжлопатковий канал має конфузорну форму, що є необхідним для компресорних решіток [30], а взаємне розташування профілів виключає геометричну інтерференцію та забезпечує безударний вхід потоку.

2.4 Вибір матеріалу диску приєднаного ступеня

Приєднаний (бустерний) ступінь призначений для попереднього підвищення повного тиску повітря та формування рівномірного потоку на вході до основних ступенів компресора високог тиску. Даний ступінь працює за умов значних відцентрових та втомних навантажень, що визначає підвищені вимоги до міцності та масових характеристик матеріалу.

Основними навантаженнями, що діють на елементи осьового бустерного ступеня, є:

- відцентрові напруження в диску та лопатках;
- згинальні напруження в корені лопатки від аеродинамічних сил;
- втомні навантаження, зумовлені циклічністю режимів роботи.

Найбільших значень досягають відцентрові напруження в диску.

2.4.1. Розрахунок на міцність диску приєднаного ступеня

З метою зведення реальної конструкції диска до спрощеної розрахункової моделі в роботі прийнято низку припущень. Вважається, що диск має осьову симетрію відносно серединної площини, перпендикулярної осі обертання, а його профіль змінюється плавно без різких геометричних переходів. Компоненти напружень, орієнтовані вздовж осі обертання та зумовлені нахилом бічних поверхонь, у подальшому аналізі не враховуються через їх незначний вплив на загальний напружений стан [31]. Температурне поле вважається однорідним за товщиною диска, що дозволяє не враховувати температурні градієнти. Крім того, напруження по товщині диска приймаються сталими, оскільки згин диска в межах даної моделі не розглядається. Дія відцентрових сил робочих лопаток і замкової частини обода замінюється еквівалентним радіальним контурним навантаженням, рівномірно розподіленим по циліндричній поверхні обода диска.

Аналітичні розв’язки диференціальних рівнянь теорії пружності можливі лише для обмеженого класу дисків із простою геометрією, зокрема дисків сталої товщини,

рівного опору або з гіперболічним профілем [31]. Для дисків довільної форми розв'язання зазначених рівнянь здійснюється із застосуванням наближених чисельних методів. У межах даного дослідження розрахунок виконується для максимального експлуатаційного режиму, який є визначальним з точки зору міцності конструкції [31].

З метою визначення напруженого стану диска застосовано чисельну розрахункову схему, відповідно до якої диск умовно поділяється на п'ятнадцять концентричних кільцевих зон рис . 2. Такий підхід дає змогу врахувати зміну геометричних та силових параметрів уздовж радіуса. Методика розрахунку базується на диференціальних залежностях, що описують зміну радіальних і окружних напружень у межах окремого кільцевого елемента. Розрахунок виконується ітераційно, починаючи з центральної частини диска, для якої задаються початкові значення напружень відповідно до граничних умов [31]. Для кожної наступної кільцевої зони визначається приріст напружень, що дозволяє сформувати узагальнені криві розподілу радіальних σT та окружних σR напружень уздовж радіуса диска.

$r_n :=$	$b_n :=$
0.078m	0.025m
0.079m	0.025m
0.080m	0.025m
0.081m	0.025m
0.082m	0.025m
0.083m	0.018m
0.084m	0.016m
0.085m	0.014m
0.086m	0.013m
0.095m	0.010m
0.098m	0.009m
0.1010m	0.015m
0.1015m	0.015·m
0.102m	0.015m
0.1025m	0.015m
0.103m	0.015m

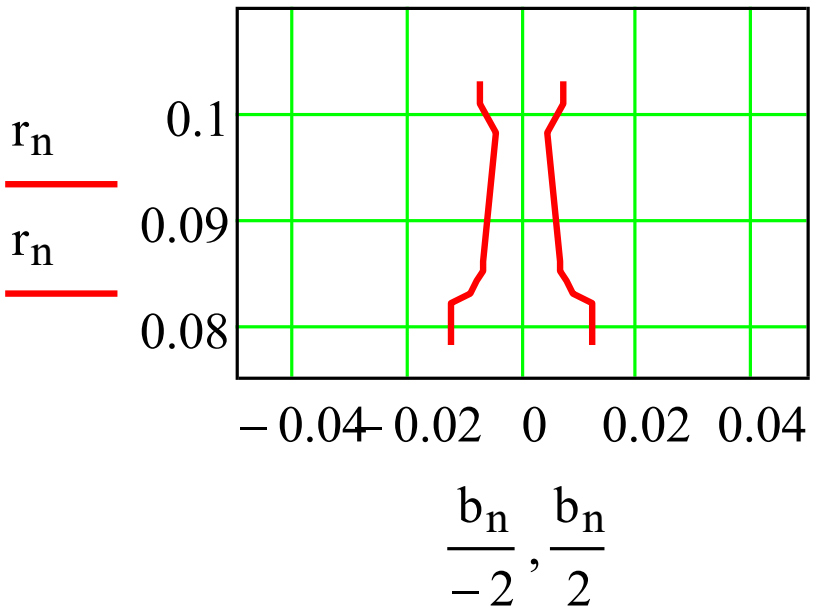


Рис. 2.4. – Побудова профілю диска згідно кресленню двигуна

Вихідні дані для розрахунку диску

-оберти валу турбіни високого тиску,(об/хв)…….. n = 30000 об/хв;

-температура в центрі диска,(град)..... $T_{ц} := 300K$;

-щільність матеріалу диска Al або Ti,(кг/м3)..... $\rho_{Al} := 2800 \cdot \frac{kg}{m^3}$,

$\rho_{Ti} := 4300 \cdot \frac{kg}{m^3}$;

-коефіцієнт Пуассона..... ..... $\mu := 0.33$;

-температура на зовнішньому радіусі диска,(К)..... $T_{н} := T_{л} = 330K$;

;-кількість лопаток турбіни,(шт)..... ..... $z := z_{рк} = 23$;

-напруження розтягування в кореневому перерізі від

дії відцентрових сил,(Па)..... $\sigma_{Rк} = 120MPa$;

-площа кореневого перерізу лопатки,(м2)..... $F_{к} = 7 \times 10^{-5} \cdot м^2$;

Радіальні контурні напруження від навантажень

Розрахунок проводимо для двох матеріалів В95 та ВТ6

$$\sigma_{к_{15}} := \frac{\sigma_{Rк} \cdot (F_{вт}) \cdot z + 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot \left(\frac{\pi}{30} \cdot n_{пр}\right)^2 \cdot \left[(r_{15})^2 \cdot (b_{15}) \cdot r_{15}\right]}{2 \cdot \pi \cdot r_{15} \cdot b_{15}}$$

$$\sigma_{ALк_{15}} = 41.54144 \cdot МПа$$

$$\sigma_{Tiк_{15}} = 58.169 МПа.$$

Для матеріалу В95 та ВТ6 визначаємо значення модуля пружності та коефіцієнт лінійного розширення у всіх перерізах диска:

$$Al - \ E_n := 0.74 \cdot 10^5 \cdot MPa \qquad \alpha_n := 22 \cdot 10^{-6} \cdot K^{-1},$$

$$Ti - E_n := 1.15 \cdot 10^5 \cdot MPa \qquad \alpha_n := 9 \cdot 10^{-6} \cdot K^{-1}.$$

Далі розрахунок проводимо по стандартної методиці [ ]:

Визначаємо допоміжні функції:

$$\theta_n := \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1, \quad \phi_n := 1 - \frac{r_n}{r_{n-1}} + \frac{E'_n}{E'_{n-1}}, \quad \zeta_n := 3 - \frac{r_n}{r_{n-1}} - \frac{b_n}{b_{n-1}},$$

$$\lambda_n := \frac{r_n}{r_{n-1}} - 1 - \mu \cdot \left(\frac{b_n}{b_{n-1}} + \frac{E'_n}{E'_{n-1}} - 2 \right), \quad C_n := \rho \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{пр}}{30} \right)^2 \cdot (r_{n-1})^2,$$

$$\psi_n := E'_{n-1} \cdot (\alpha_n \cdot T_n - \alpha_{n-1} \cdot T_{n-1}).$$

Визначаємо початкові коефіцієнти A, B, N, Q

$$A_0 := 0, \quad B_0 := 0МПа, \quad N_0 := 1, \quad Q_0 := 0МПа.$$

Визначаємо напруження в нульовому і у всіх перерізах диска:

$$\sigma_0 := \frac{\sigma_{к_{15}} - B_{15}}{A_{15}}, \quad \sigma_{R_n} := (A_n \cdot \sigma_0 + B_n), \quad \sigma_{T_n} := (N_n \cdot \sigma_0 + Q_n).$$

Графічне представлення результатів розрахунку на рисунку 2.5

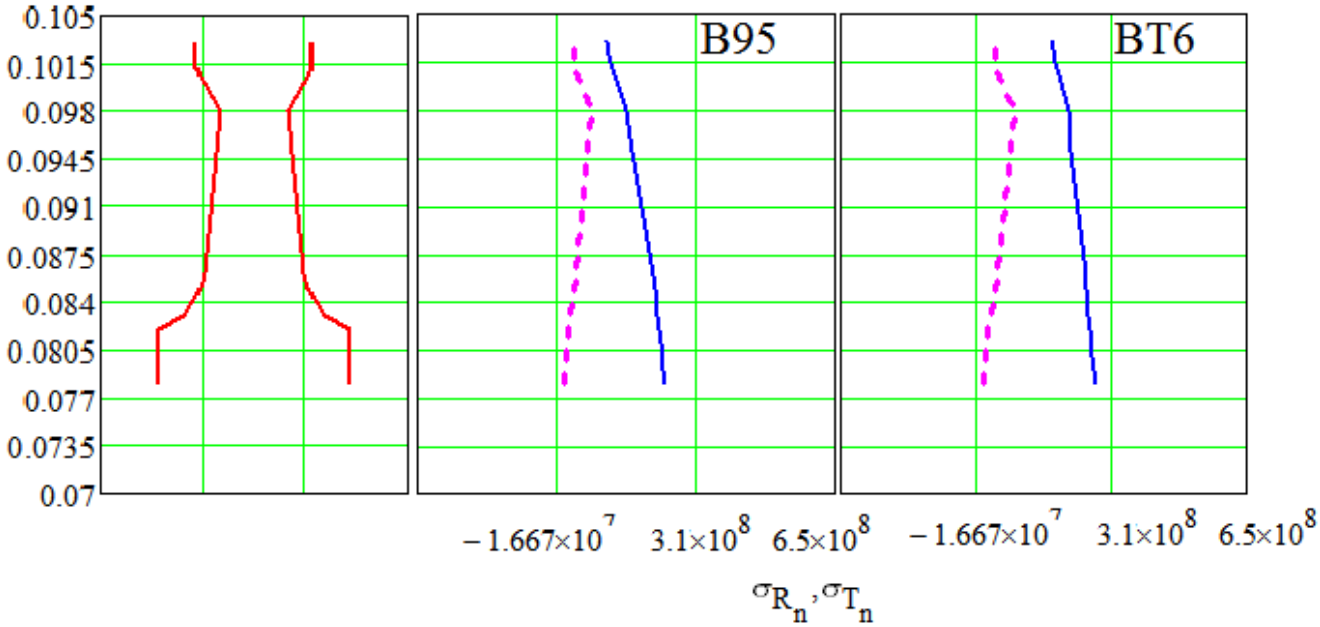


Рис. 2.5. - Результати розрахунку напружень в дисках з В95 та ВТ6

Сумарні напруження в диску визначаємо за формулою

$$\sigma_{s_n} := \sqrt{(\sigma_{R_n})^2 + (\sigma_{T_n})^2 - \sigma_{R_n} \cdot \sigma_{T_n}}$$

Коефіцієнти запасу міцності для різних матеріалів диску

$$k_n := \frac{\sigma_{B95}}{\sigma_{s_n}} \qquad k_n := \frac{\sigma_{BT6}}{\sigma_{s_n}}$$

$$k_{min} = 2.06 \qquad k_{min} = 1.79 \ .$$

Проведений розрахунок напружень та аналіз експлуатаційних факторів показують, що для осьового приєднаного ступеня компресора проектованого двигуна застосування моноколеса з високоміцного алюмінієвого сплаву В95 є технічно обґрунтованим. Даний матеріал забезпечує необхідний запас міцності, мінімальну масу ротора та сприятливі умови роботи підшипникових опор. Використання титанового сплаву ВТ6 у цій зоні не дає суттєвих переваг за міцністю, але призводить до збільшення маси та відцентрових навантажень, що робить його застосування менш доцільним.

2.5 Визначення критичної частоти обертання приєднаного ступеня проектованого ТРДД

У даному підрозділі наведено аналітичну оцінку критичної частоти обертання приєднаного ступеня компресора проектованого ТРДД для двох конструктивних виконань — класичного та інтегрального (blisk) — з використанням алюмінієвого В95 та титанового сплаву ВТ6. Розрахунок виконано з метою порівняння динамічної надійності різних матеріалів і конструктивних схем.

Розрахунок виконано за спрощеною інженерною моделлю пружного диска з урахуванням приєднаної маси лопаток. Розглядається перша згинальна форма власних коливань. Для титанового сплаву ВТ6 прийнято: модуль пружності E = 110 ГПа, густина ρ = 4430 кг/м³. Для матеріалу В95 модуль пружності E = 70 ГПа, густина ρ = 2810 кг/м³

Геометричні параметри робочого колеса відповідають розробленої схеме двигуна : зовнішній радіус R = 0,0103 м, еквівалентна товщина диска h = 0,012 м.

Для першої форми коливань диска з урахуванням приєднаної маси:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{k_{екв}}{m_{екв}}},$$

де:

- $k_{екв}$ — еквівалентна згинальна жорсткість диска;
- $m_{екв}$ — приведена маса диска з лопатками.

Однак для попередніх розрахунків власних частот першої згинальної форми використовуються оцінюється за інженерною формулою:

$$f_0 \approx C \cdot \frac{h}{R^2} \cdot \sqrt{\frac{E}{\rho}}.$$

де: h — характерна товщина диска; R — зовнішній радіус робочого колеса (з лопатками); E — модуль пружності матеріалу; ρ— густина; C — коефіцієнт (0.45–0.6 для першої форми).

Підстановка числових значень для кожного з варіанту виконання диску дає власну частоту f_0 (Гц), що відповідає критичній частоті обертання $n_{кр}$ (об/хв) таблиця 2.3. Отримане значення суттєво перевищує максимальну робочу частоту обертання ротора проєктованого ТРДД, що свідчить про відсутність небезпеки резонансу для даного варіанта.

Таблиця 2.3

Порівнювальні дані, щодо критичної частоти різних варіантів виконання диску приєднаного ступеня

Матеріал	Виконання	Власна частота f_0, Гц	Критична частота $n_{кpr}$, об/хв	Динамічний запас n_{29} / n_p
В95	Класичне	≈ 1985	≈ 119106	≈ 4.0
В95	Blisk	≈ 2290	≈ 137430	≈ 4.6
ВТ6	Класичне	≈ 2809	≈ 168581	≈ 5.6
ВТ6	Blisk	≈ 3206	≈ 192402	≈ 6.4

Порівняльний аналіз показує, що диски з титанового сплаву ВТ6 забезпечує суттєво вищі власні та критичні частоти обертання порівняно з алюмінієвим сплавом В95. Інтегральне виконання типу blisk для обох матеріалів характеризується додатковим збільшенням динамічного запасу. Максимальний рівень динамічної надійності забезпечує варіант blisk з матеріалу ВТ6, що узгоджується з сучасними тенденціями проєктування компресорних ступенів авіаційних газотурбінних двигунів.

Висновок до розділу

Проведений аналіз існуючих конструкції ТРДД малих тяг дозволив визначити конструктивну схему проектованого двигуна, а саме двовальний ТРДД з одноступеневим вентилятором з приєднаним ступенем, двоступеневим компресором високого тиску (1 осьова + 1 діагональна) і двоступеневої турбіною (по 1 на кожен каскад).

З метою отримання основних параметрів повітря і газу в розрахункових перетинах проточної частини проектованого двигуна проведено термо-газодинамічний розрахунок.

Визначені питомі параметри двигуна свідчать про правильність вибору основних параметрів робочого процесу. Розраховані основні герметичні дані проектованого двигуна будуть використані для побудови розрахункових моделей.

Проведено проектування приєднаного ступеня і отримані основні геометричні і кінематичні параметри. Які використані для розрахунку на міцність диску приєднаного ступеня. Розрахунок проводився для двох варіантів матеріалів (титанові і алюмінієві сплави). Також розраховані значення критичної частоти обертання для різних варіантів виконання диску приєднаного ступеня.

РОЗДІЛ 3
ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ УДОСКОНАЛЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПРИЄДНАНОГО СТУПЕНЯ КОМПРЕСОРА НИЗЬКОГО ТИСКУ

3.1 Порівняльний аналіз варіантів виконання робочого колеса приєднаного ступеня проєктованого ТРДД

Метою даного розділу є розрахункове порівняння різних варіантів конструктивного виконання ступені компресора, а саме: класична конструкція диска з окремими лопатками (далі – диск) та інтегральне робоче колесо (далі – бліск) типу blisk [4,6].

Створено геометрію, що відповідає робочому колесу приєднаної ступені компресора проєктованого ТРДД. Побудовано скінченно-елементну (СЕ) сітку, задано граничні умови закріплення та відцентрове навантаження. Проведено комплекс розрахункових досліджень з визначення переваг та недоліків для різних реалізацій ступені компресора. Представлено діаграми максимальних переміщень, еквівалентних напружень у диску, а також частотні діаграми диска та бліска. Встановлена велика відмінність для цих модифікацій як в напружено-деформованому стані (НДС) так і в динамічних характеристиках. Надано рекомендації щодо застосування більш раціонального методу виготовлення робочого колеса.

3.2 Постановка задачі

У конструкціях малогабаритних турбореактивних двигунів (класу ТРДД-50М, F107 і ін.) робочі колеса передніх ступенів компресора можуть виконуватись за двома принципово різними технологіями: класична («диск + окремі лопатки») та інтегральна («blisk» — диск із цільними лопатками). Кожна з технологій має свої технічні переваги й обмеження, що впливає на ресурс, масу, складність виготовлення, експлуатації та ремонту.

3.3 Чисельне дослідження робочого колеса

Метою чисельного дослідження є визначення напружено-деформованого стану робочого колеса при дії відцентрових сил, а також оцінка власних частот і

форм коливань для різних варіантів конструктивного виконання. У роботі розглядаються диск та бліск двох модифікацій, виготовлених з деформованих сплавів титану ВТ6 та алюмінію В95 (табл. 3.1).

Таблиця 3.1.

Механічні властивості матеріалів

Матеріал	Густина, кг/м^3	Модуль пружності, ГПа	Коефіцієнт Пуассона
Деформований сплав титану ВТ6	4450	115	0,34
Деформований сплав алюмінію В95	2850	74	0,33

Для детальної оцінки міцності та динамічних характеристик кожного з варіантів конструкції диску приєднаного ступеня малорозмірного ТРДД було виконано чисельне дослідження з використанням методу скінченних елементів за допомогою програмного забезпечення (ПЗ) для інженерного моделювання Ansys [1], що дозволило врахувати складну геометрію конструкцій, реальні граничні умови та особливості навантаження, що неможливо реалізувати в рамках аналітичних методів. Проєкт серії експериментів, що складається з одного статичного розрахунку (модуль Static Structural) та десяти модальних аналізів (Modal) кожної модифікації диска та бліска виконаний в цьому ПЗ показано на рисунку 3.1.

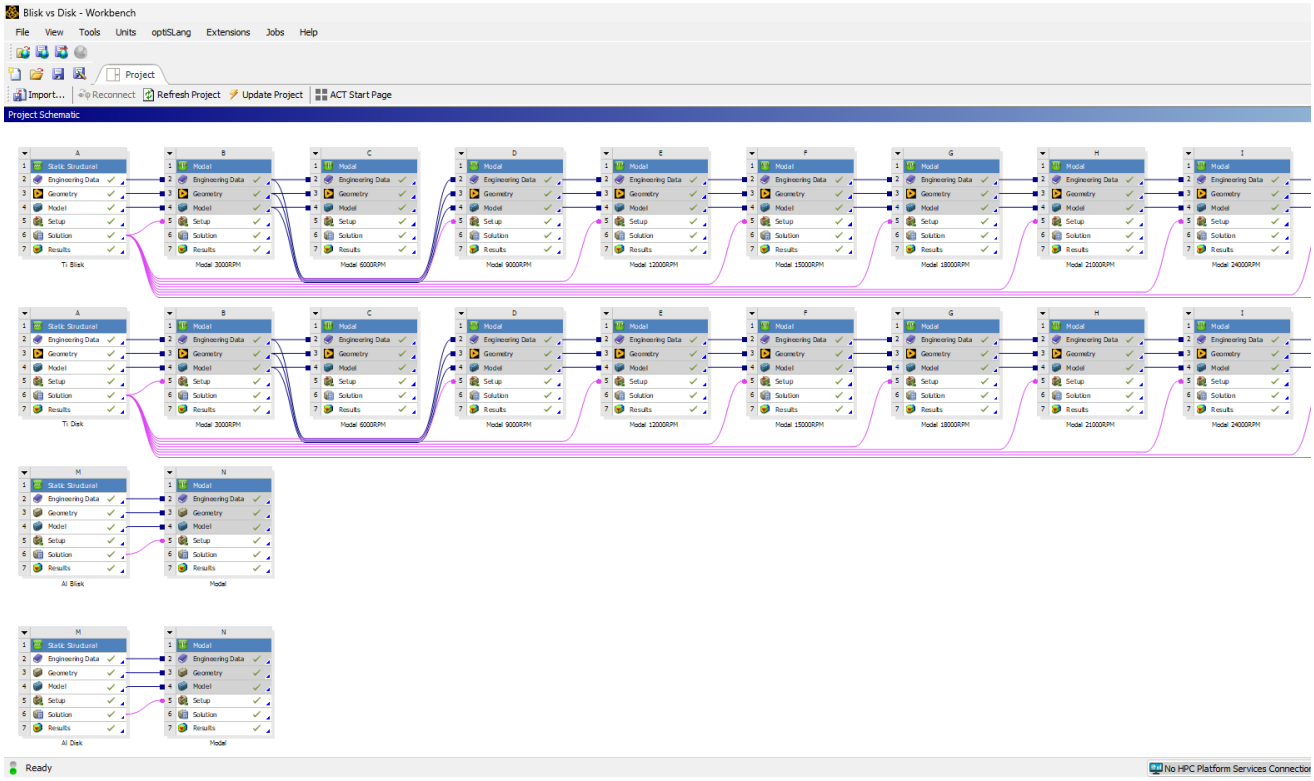


Рис. 3.1. Дерево розрахунків (серії експериментів) для диска та бліска

3.4 Геометрична модель

Геометричні моделі робочих коліс побудовані на основі параметрів бустерної ступені компресора низького тиску (вентилятора) ТРДД, що проєктується. Для класичної конструкції диск і лопатки моделювались як окремі тіла з урахуванням умов їх спільної роботи. Їх взаємодія у замковому з’єднанні задавався як контакт з тертям (Frictional), а коефіцієнт тертя був рівний 0,2. У випадку інтегрального робочого колеса геометрія моделювалась як єдине монолітне тіло. Для обох конструкцій (рис 3.2) був застосований підхід субмоделювання – розбиття на декілька частин для подальшої побудови якісної структурованої сітки. З метою зменшення обчислювальних витрат у розрахунках застосовувався також підхід циклічної симетрії (Cyclic Region Symmetry), при якому розглядався один сектор робочого колеса, що відповідає одній лопатці та відповідній частині диска.

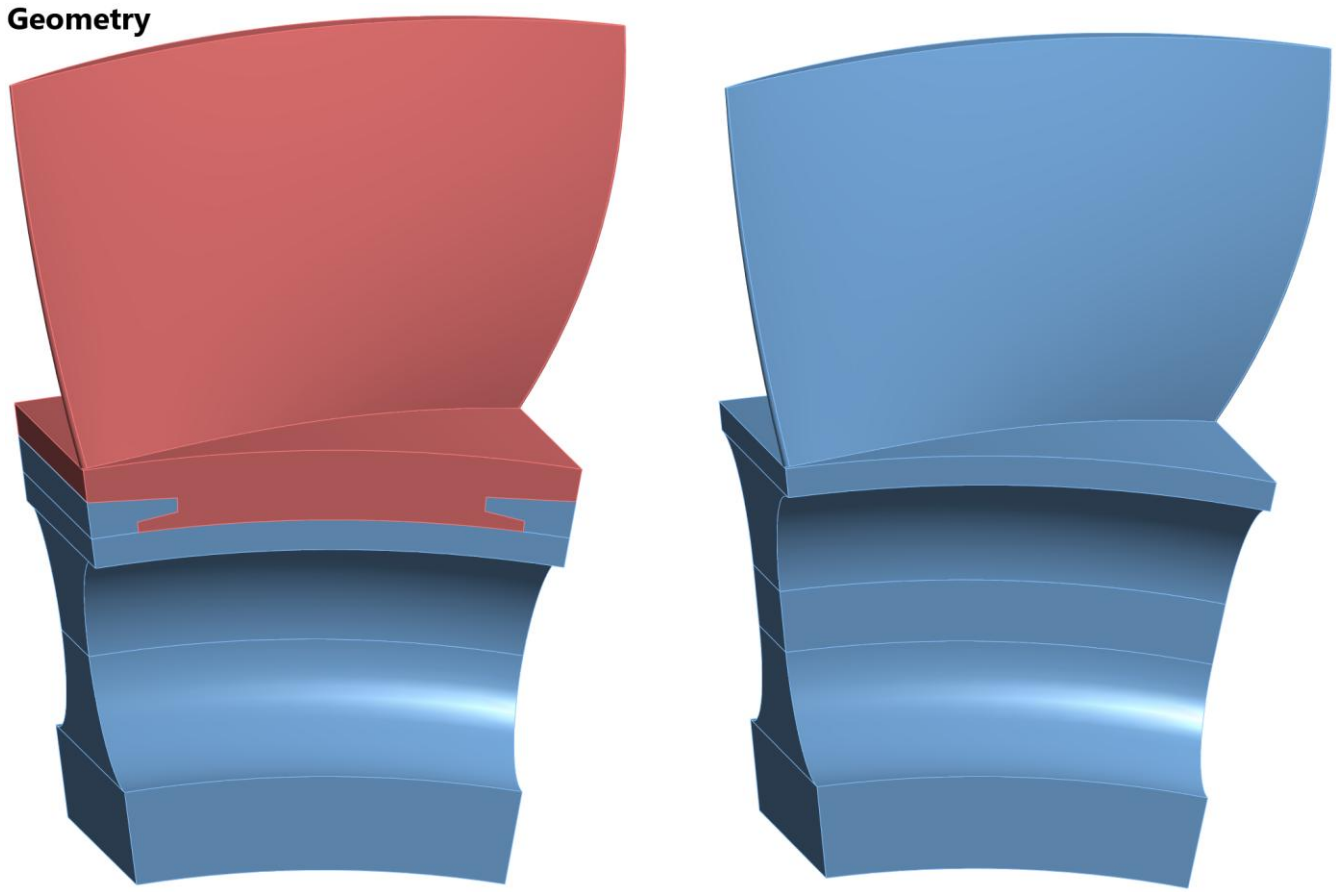


Рис. 3.2. Геометричні моделі диска та бліска

3.5 Скінченно-елементна модель

Для побудови регулярної СЕ сітки моделей (рис. 3.3) використовувались 20-вузлові призматичні скінченні елементи другого порядку (Hex20). Кількісні характеристики готової сітка СЕ моделей показано в таблиці 3.2.

Таблиця 3.2

Кількісні характеристики СЕ моделей

	Диск	Бліск
Кількість елементів	2527	2440
Кількість вузлів	13200	12006

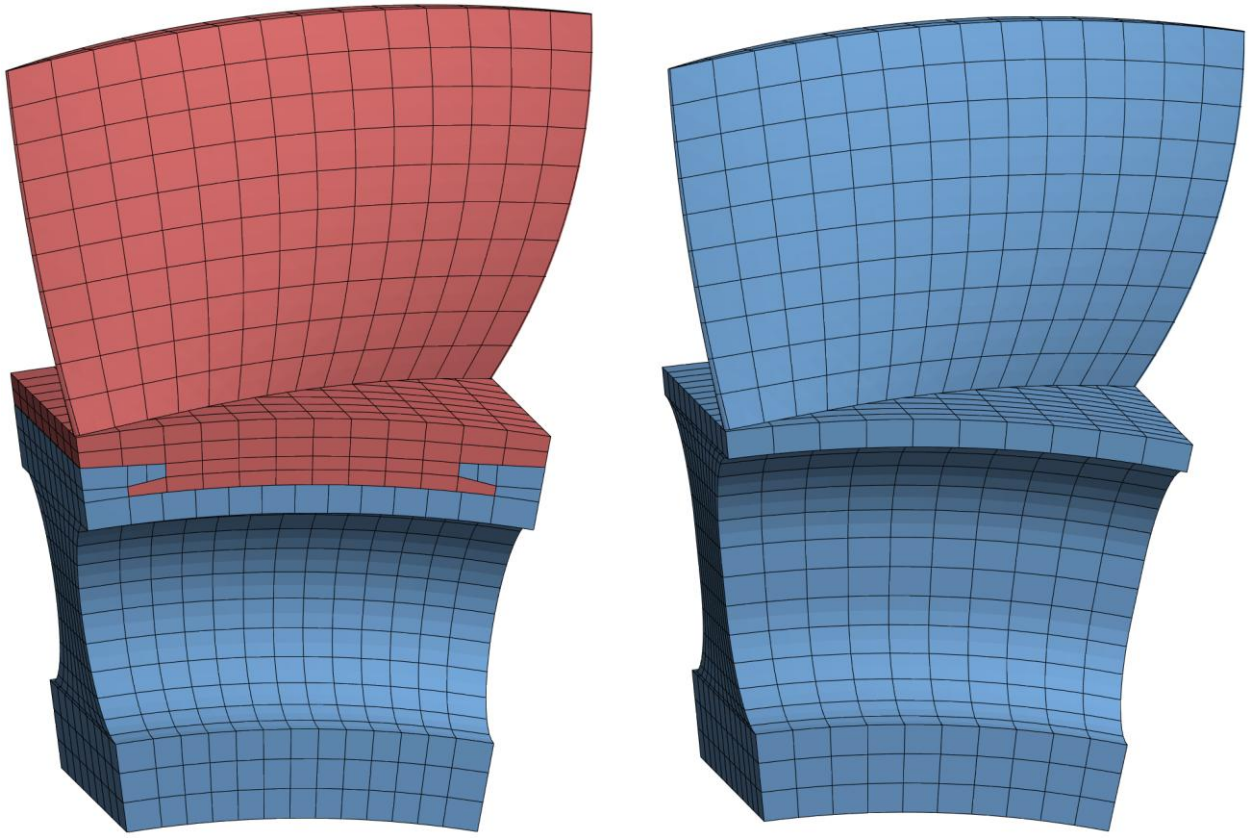


Рис. 3.3. Скінченно-елементна сітка побудована для моделі диска та бліска

Щоб забезпечити коректність чисельних результатів, якість сітки контролювалась за вбудованими показниками ПЗ Ansys [29]. На рисунку 3.4 показано розподіл якості скінченних елементів в моделях ступені компресора за показником якості елемента (Element Quality) [1]. Даний показник обчислюється для кожного СЕ як корінь квадратний із відношення його об’єму до суми квадратів довжин ребер. значення один свідчить про високоякісну сітку (призматичний СЕ з рівними довжинами ребер).

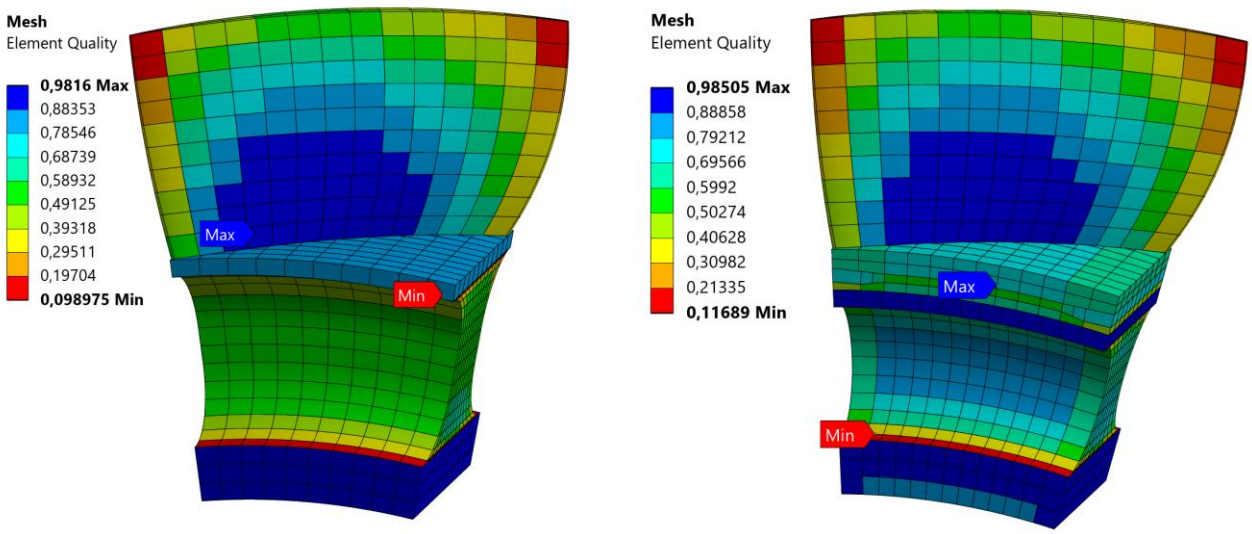


Рис. 3.4. Якість скінченних елементів для моделі диска та бліска

3.6 Граничні умови та навантаження

Граничні умови закріплення (Displacement) задавались шляхом заборони переміщень в осьовому напрямку у зоні центральної частини диска, а в радіальному – задано можливість переміщень (рис 3.5).

Навантаження у статичному розрахунку – це відцентрові сили від дії маси лопаток та диска, що задані за допомогою швидкості обертання (Rotational Velocity) робочого колеса з частотою до 30000 об/хв. Температурний вплив у межах даного етапу дослідження не враховувався і вважався рівномірним.

3.7 Результати статичного аналізу

За результатами розрахунків отримано поля переміщень для обох модифікацій (рис 3.6). Так, видно, що для бліска максимальні переміщення менші більш ніж в два рази ніж для диска і становлять 0,38 мм проти 0,87 мм (табл. 3.3). Це пояснюється великими переміщеннями лопаток відносно диска у замкових пазах.

Також слід зазначити, що хоча максимальні переміщення для бліска і менші, переміщення в центральній частині більші ніж для окремого диска з лопатками.

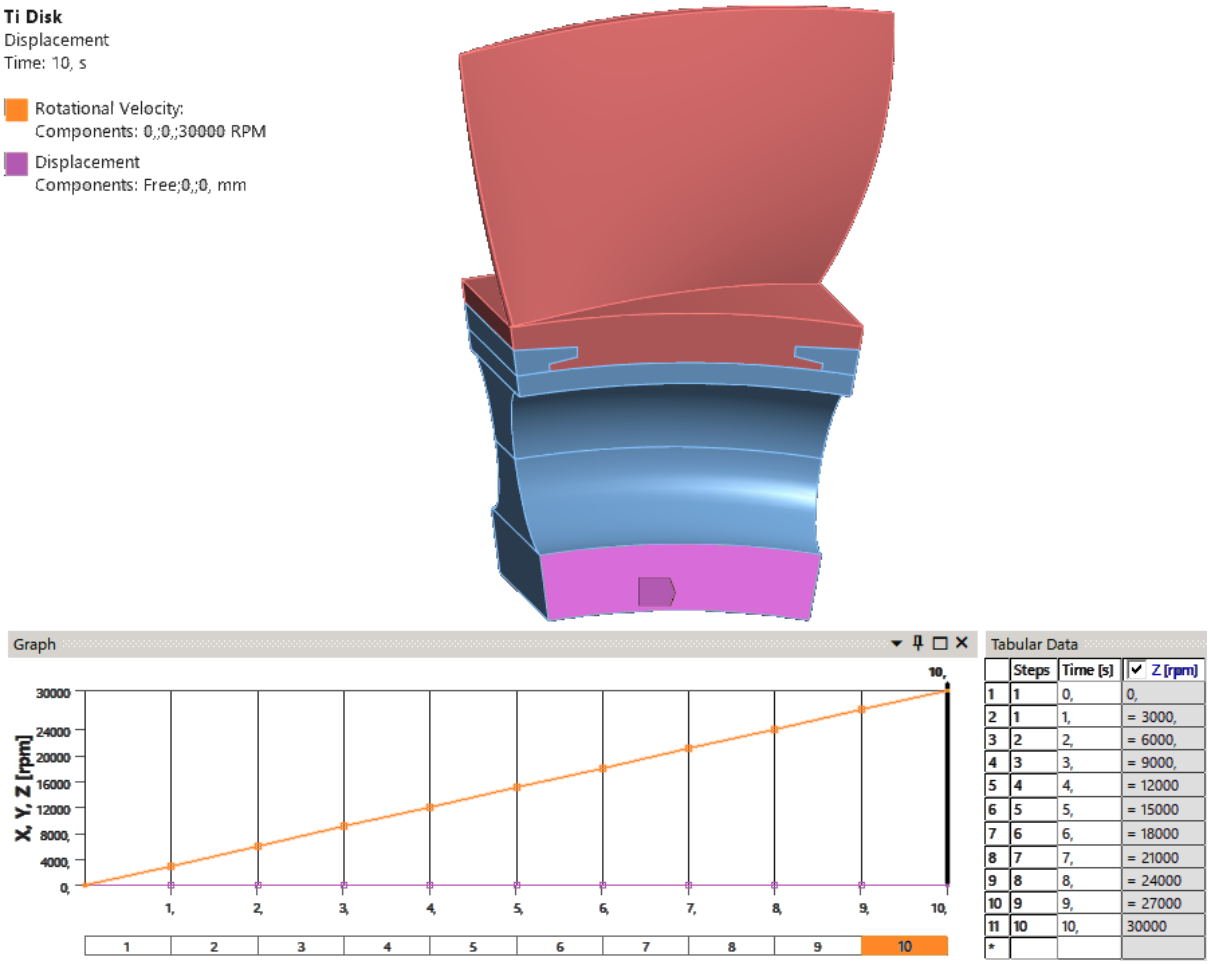
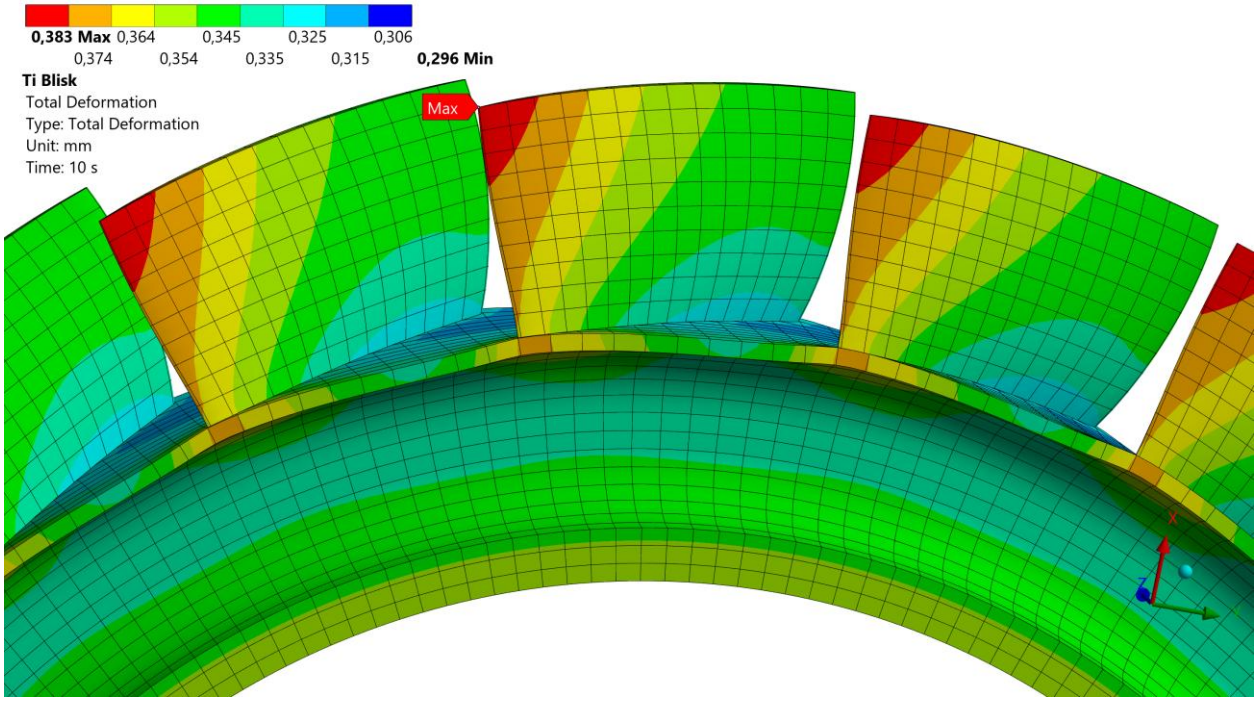


Рис. 3.5. Граничні умови закріплення (Displacement) та відцентрова сила задана за допомогою швидкості обертання (Rotational Velocity)

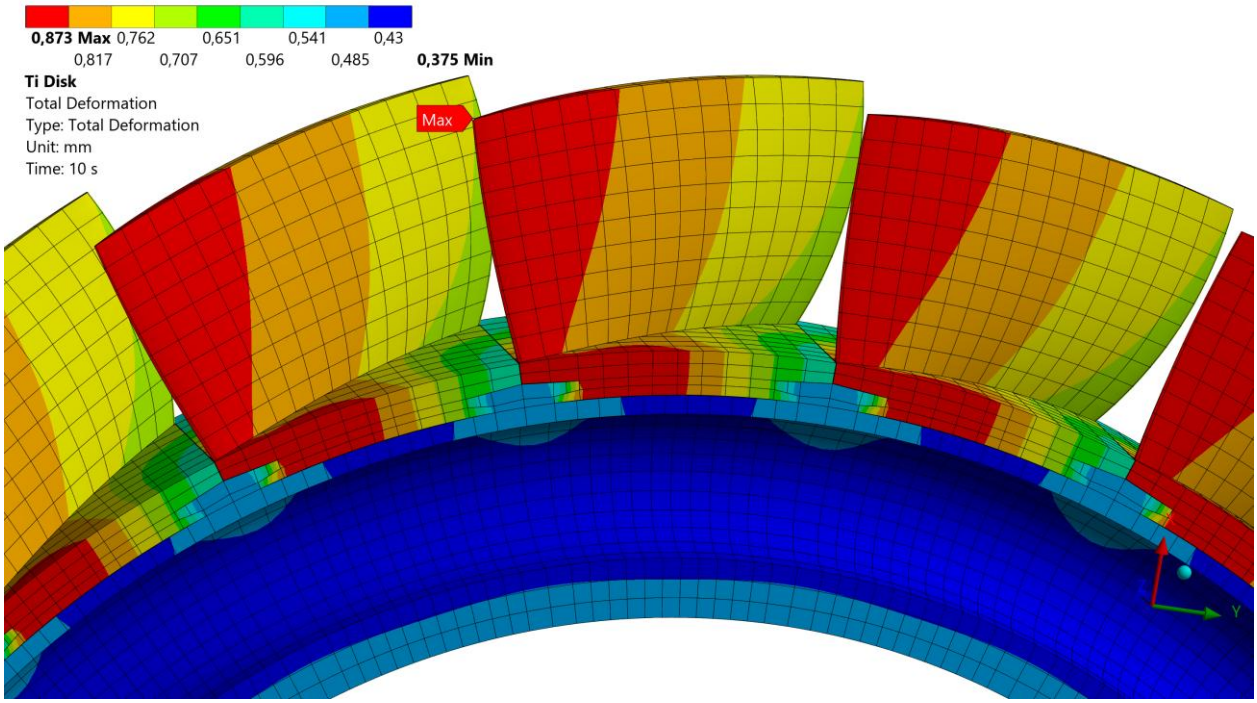
Таблиця 3.3

Переміщення в бліску та диску

Частота обертання, об/хв	Максимальні переміщення, мм	
	Диск	Бліск
0	0,00	0,00
3000	0,01	0,00
6000	0,03	0,02
9000	0,07	0,03
12000	0,13	0,06
15000	0,21	0,10
18000	0,30	0,14
21000	0,41	0,19
24000	0,54	0,25
27000	0,70	0,31
30000	0,87	0,38



а)



б)

Рис. 3.6. Переміщення в бліску (а) та в диску (б) для частоти обертання робочого колеса 30000 об/хв

Графік залежності максимальних переміщень від частоти обертання робочого колеса показано також на рис. 3.7.

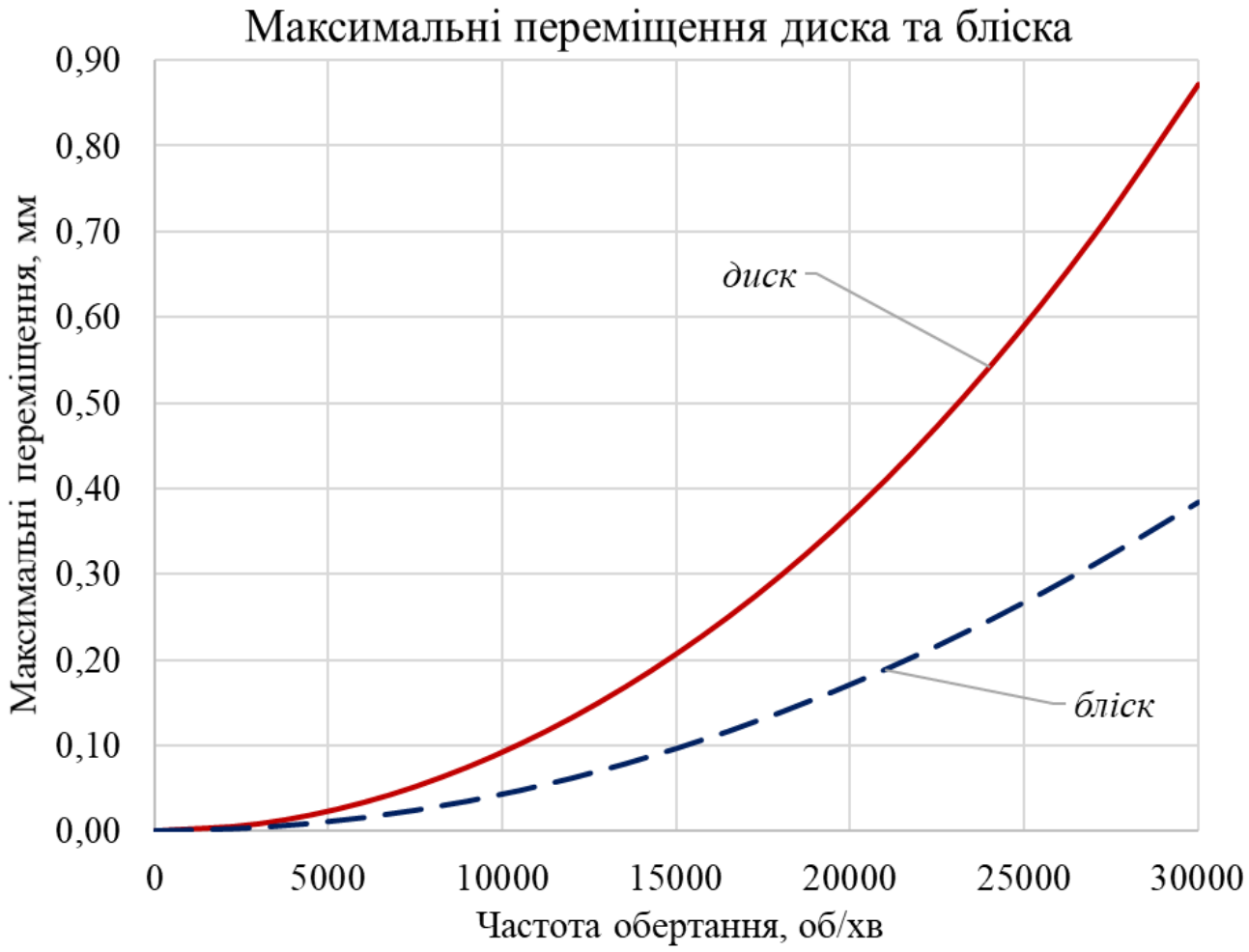


Рис. 3.7. Максимальні переміщення в диску та бліску в залежності від частоти обертання робочого колеса

За результатами розрахунків отримано поля еквівалентних напружень за Мізесом. Для звичайного диска максимальні значення напружень виникають в замковому пазі, а для бліска – спостерігаються в зоні кореневого перерізу лопаток (рис. 3.8), що узгоджується з теоретичними уявленнями про характер навантаження робочого колеса і розрахунками що отримані у пункті 2.4.

Але слід зазначити, що їх рівень великий оскільки в цих зонах наявні локальні концентратори (результат спрощення моделі), де виникає сингулярність напружень (рис 3.9).

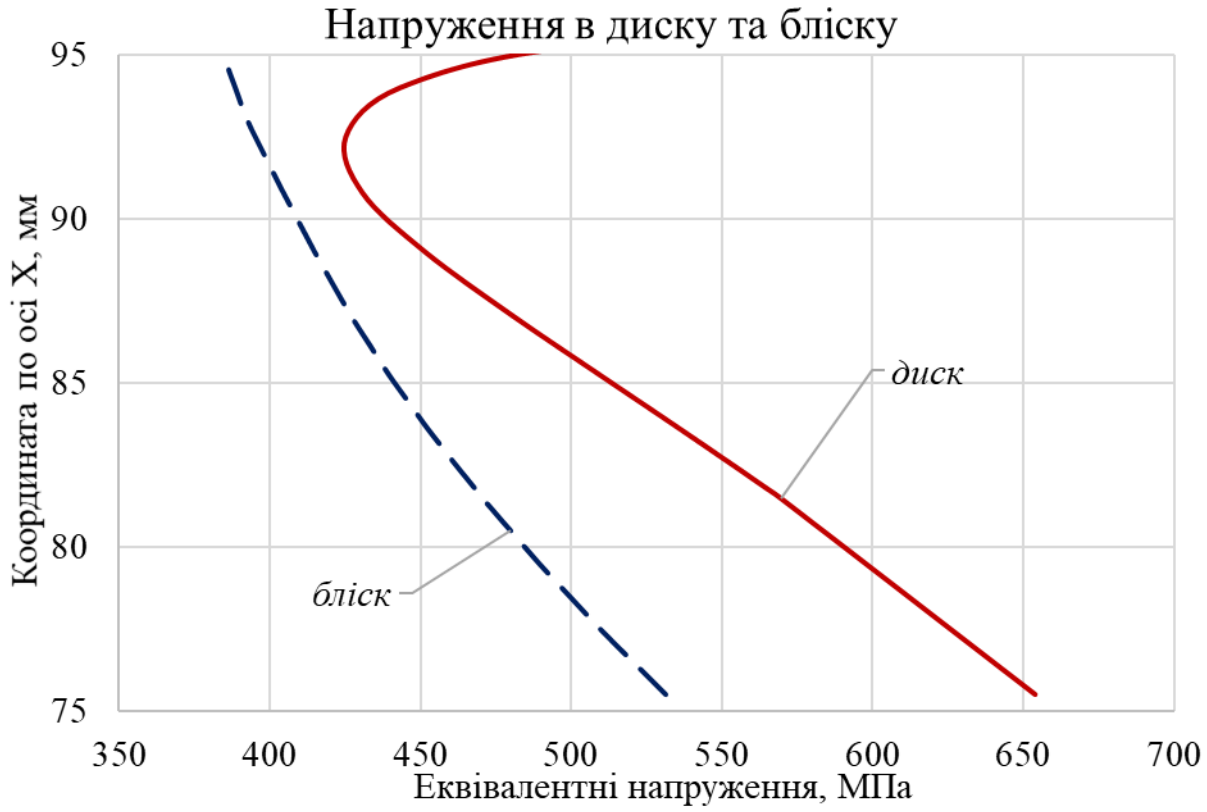


Рис. 3.8. Еквівалентні напруження вздовж діаметра (вісь X) для диска та бліска

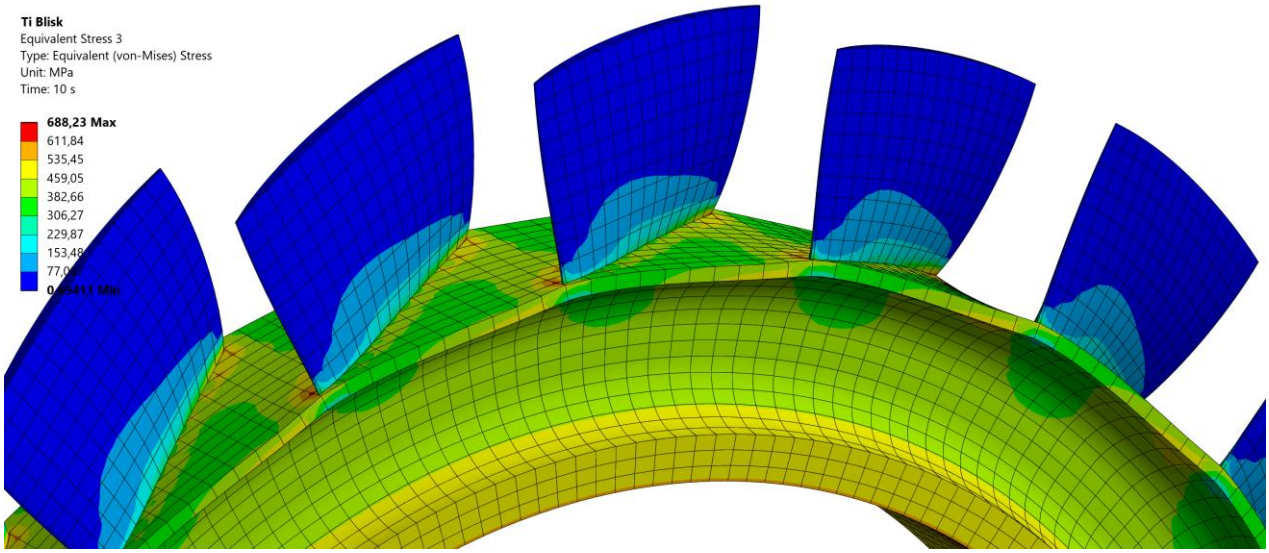


Рис 3.9. Розподіл еквівалентних напружень для бліска

Порівняльний аналіз матеріалів показав, що використання титанових сплавів призводить до зменшення відцентрових навантажень за рахунок меншої густини,

тоді як алюмінієві сплави забезпечують меншу жорсткість конструкції, але ці параметри компенсують один одного. Максимальні переміщення відрізняються менш ніж на 5% так само як і досліджувані власні частоти. Значну відмінні помічено для еквівалентних напружень для яких різниця становить до 30%.

3.8 Модальний аналіз

Модальний аналіз виконано з метою визначення власних частот і форм коливань робочого колеса. Розрахунок проводився без урахування демпфування, що відповідає стандартній постановці задачі власних коливань.

Отримані власні частоти використано для побудови резонансної діаграми (Кемпбелла) [3] та подальшої оцінки резонансної небезпеки.

Діаграма Кемпбелла є ефективним інструментом аналізу динамічної міцності роторів авіаційних газотурбінних двигунів і використовується для оцінки можливості виникнення резонансних режимів у робочому діапазоні частот обертання. Вона відображає взаємозв’язок між власними частотами коливань елементів ротора та частотами збудження, зумовленими його обертанням.

По осі абсцис діаграми відкладається частота обертання ротора 30000 об/хв, а по осі ординат — частота коливань f, Гц. На діаграмі наносяться лінії гармонік обертання, які визначаються залежністю

$$f_k = \frac{k}{n \cdot 60}.$$

де k — номер гармоніки (1×, 2×, 3× тощо). Лінія першої гармоніки відповідає основній частоті обертання ротора (табл. 3.4), а вищі гармоніки відображають можливі збуджуючі дії, пов’язані з асиметріями маси, геометричними похибками та газодинамічними нерівномірностями потоку.

Таблиця 3.4.

Частоти гармонік обертання

Номер гармоніки	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота (для 30000 об/хв), Hz	500	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000

Окрім гармонік обертання, на діаграмі Кемпбелла наносяться горизонтальні лінії, що відповідають власним частотам коливань робочого колеса компресора. Для класичної конструкції робочого колеса (диск з окремими лопатками) власні частоти є нижчими через меншу жорсткість системи та наявність контактних з'єднань. Інтегральне робоче колесо типу blisk характеризується підвищеною жорсткістю, що зумовлює зростання власних частот порівняно з класичною схемою [3,4].

Резонансні режими можливі у випадках, коли лінія гармоніки обертання перетинає лінію власної частоти коливань. У таких точках частота збудження наближається до власної частоти системи, що може призводити до різкого зростання амплітуд коливань і, як наслідок, до прискореного втомного руйнування елементів робочого колеса.

Аналіз побудованих резонансних діаграм для модифікацій досліджуваного робочого колеса компресора показує, що бліск (табл. 3.4) має більші власні частоти коливань ніж диск (табл. 3.5) приблизно на 25…35%.

Таблиця 3.4

Власні частоти коливань (перші п'ять) диска

Частота обертання, об/хв	Частота коливань, Гц				
	1	2	3	4	5
3000	2317,1	2343	2419,6	2543,6	2671,8
6000	2320,1	2346,1	2422,8	2546,9	2675,1
9000	2408,1	2437,1	2523,1	2664,5	2814,8
12000	2506,1	2538,4	2634,8	2795,6	2969,4
15000	2574,7	2609,3	2712,8	2886,4	3074,7
18000	2615,9	2651,7	2759,2	2939,4	3134,5
21000	2639,2	2675,6	2784,4	2966,9	3164,4
24000	2675,9	2712,9	2823,9	3010,5	3212,9
27000	2710,1	2747,7	2860,8	3051	3256,9
30000	2743,6	2781,7	2896,5	3089,6	3298,3

Таблиця 3.5

Власні частоти коливань (перші п’ять) бліска

Частота обертання, об/хв	Частота коливань, Гц				
	1	2	3	4	5
3000	3315,4	3366,1	3546,1	3909,5	4325,8
6000	3318,3	3369,3	3549,9	3913,8	4330,5
9000	3323,2	3374,6	3556,2	3921,1	4338,2
12000	3329,9	3382	3565	3931,3	4349,1
15000	3338,6	3391,4	3576,3	3944,4	4363
18000	3349,2	3402,9	3590	3960,3	4380
21000	3361,6	3416,4	3606,2	3979	4400
24000	3375,8	3431,9	3624,7	4000,4	4422,9
27000	3391,7	3449,3	3645,6	4024,6	4448,7
30000	3409,5	3468,6	3668,8	4051,5	4477,4

На рис 3.9 видно, що перші дві власні частоти обертання бліска перетинають сьому гармоніку дуже близько до робочої частот обертання 29200…29800 об/хв, що потребує подальшого дослідження. Також є аналогічний перетин п’ятої частоти з девятою гармонікою. Слід зазначити, хоча диск і має менший частотний відрив від гармонік обертання робочого колеса, що збільшує ймовірність виникнення резонансу, явних небезпечних зон не помічено, окрім як перетин третьої частоти із шостою гармонікою при 28800 об/хв (рис 3.10), що також що потребує подальшого дослідження. Не зважаючи на те, що частоти двох модифікацій і відрізняються, їх власні форми коливань є майже однаковими, тому наведено їх тільки для диска (рис.3.11).

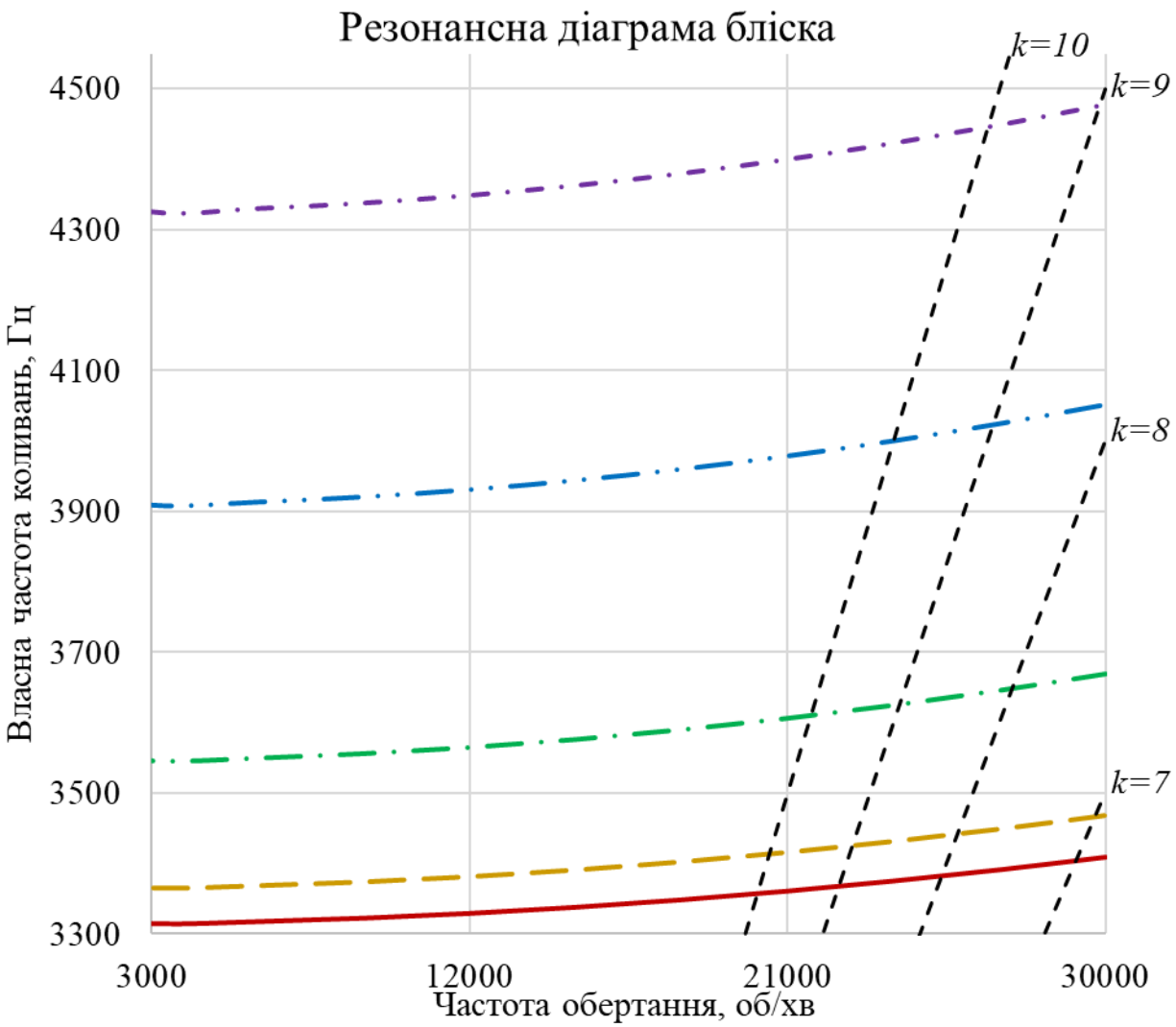


Рис. 3.9. Резонансна діаграма бліска для перших п’яти форм коливань в діапазоні частот обертання 3000-30000 об/хв. Тонкими пунктирними лініями показані гармоніки 7-10.

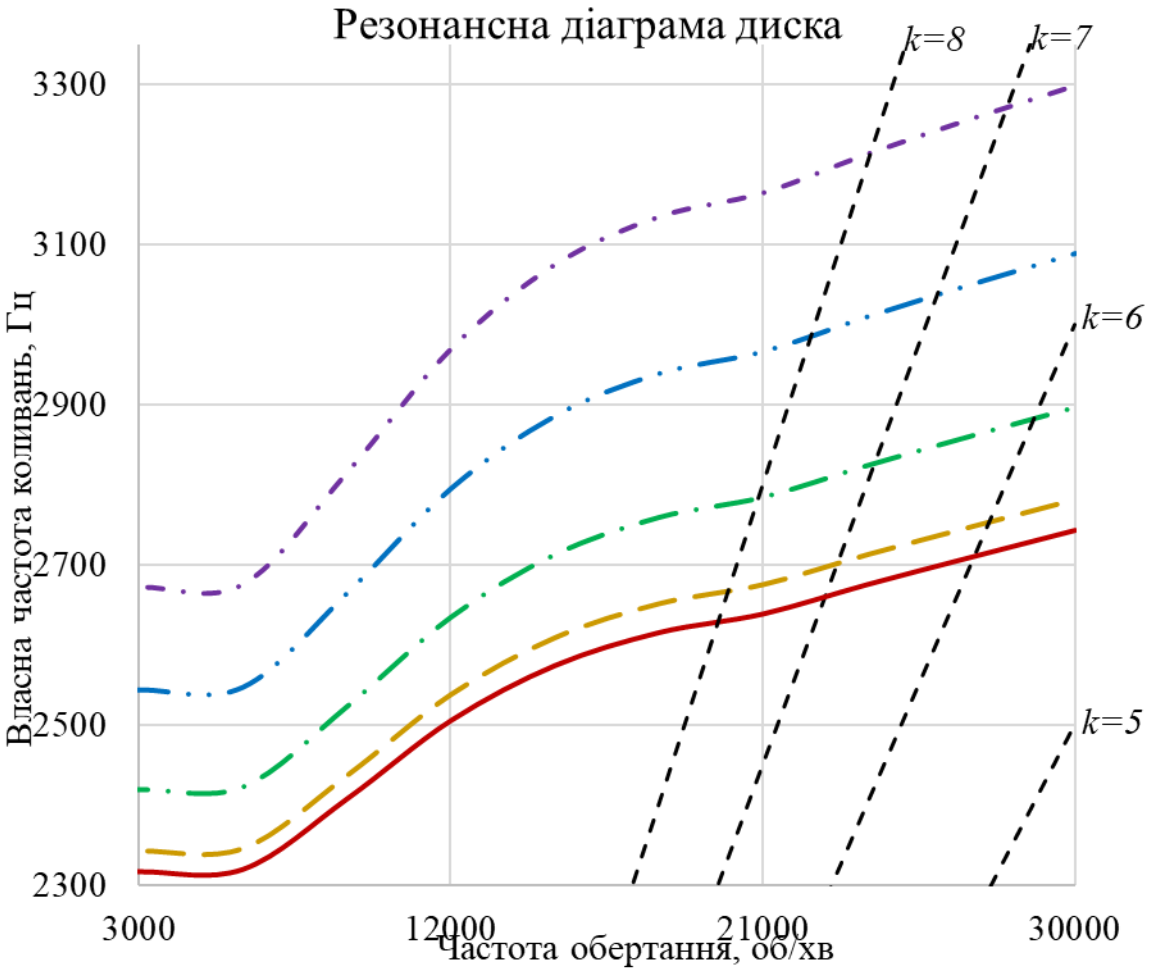


Рис. 3.10. - Резонансна діаграма диска для перших п’яти форм коливань в діапазоні частот обертання 3000-30000 об/хв. Тонкими пунктирними лініями показані гармоніки 5-8.

Встановлено, що інтегральне робоче колесо типу blisk має вищі власні частоти порівняно з класичною конструкцією, що підтверджує вплив підвищеної жорсткості монолітної схеми, що теж корелюється з теоретичними розрахунками п. 2.5.

Разом з тим слід зазначити, що діаграма Кемпбелла дозволяє оцінити лише умови можливого виникнення резонансу, але не характеризує величину резонансних амплітуд. Рівень коливань у резонансі значною мірою визначається демпфувальними властивостями конструкції. Класичне робоче колесо, завдяки наявності контактних з’єднань між лопатками та диском, має підвищене

структурне демпфування, тоді як інтегральне колесо типу blisk характеризується меншою резонансною живучістю у разі реалізації резонансного режиму.

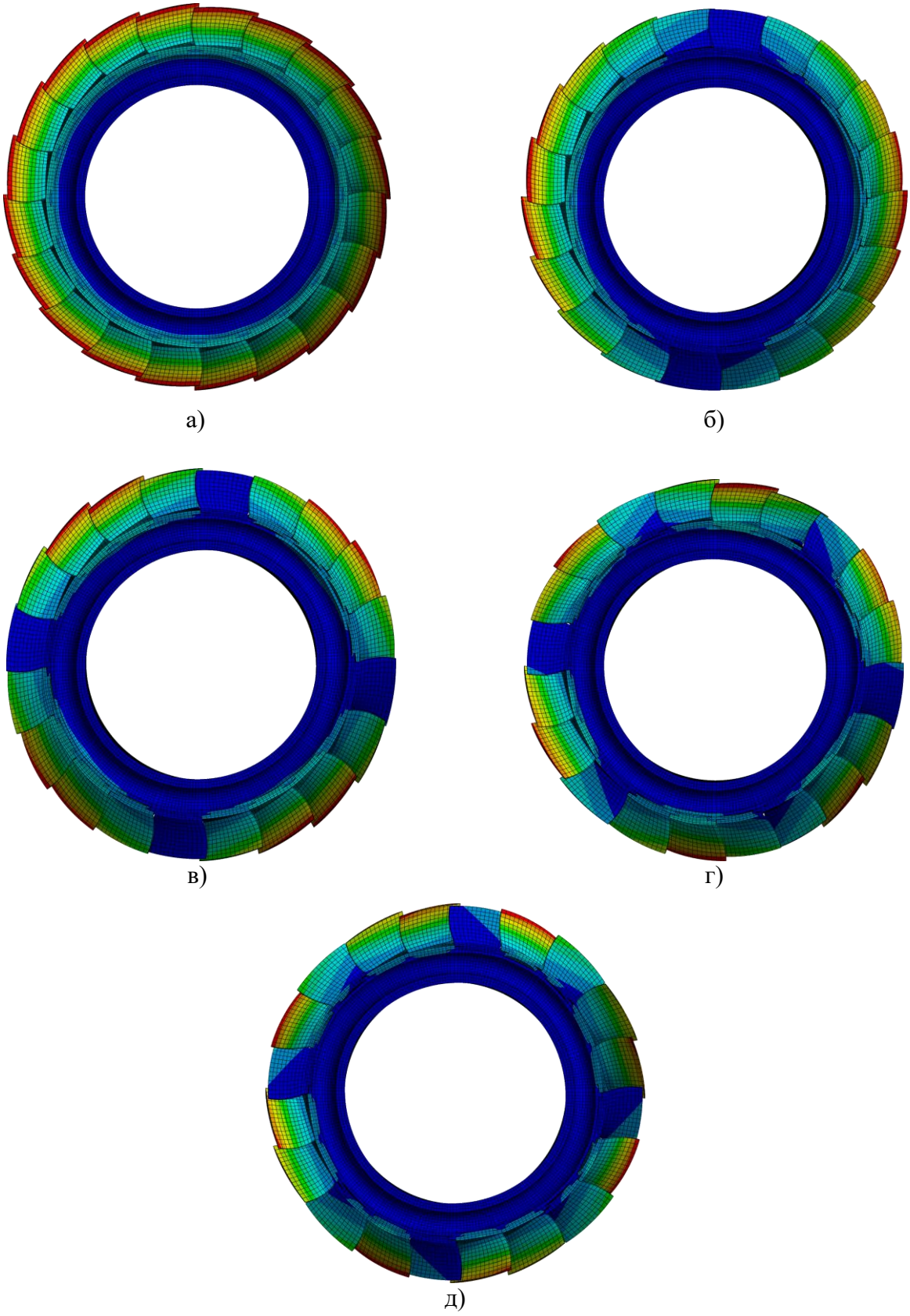


Рис. 3.11. Власні форми коливань диска, де а) – всі лопатки коливаються однофазно без вузлових діаметрів; б), в), г), д) – форми з 1, 2, 3, 4 вузловими діаметрами, відповідно.

3.9 Аналіз результатів

Порівняння результатів чисельного моделювання показує, що класична конструкція робочого колеса є менш жорсткою, але більш стійкою до резонансних впливів завдяки підвищеному структурному демпфуванню. Інтегральне колесо характеризується кращими масогабаритними показниками та вищими власними частотами, однак потребує більш жорсткого контролю вібраційних режимів.

Висновки до розділу

Чисельне дослідження в ANSYS дозволило комплексно оцінити напружено-деформований стан та динамічні характеристики робочого колеса приєднаного ступеня. Отримані результати підтверджують коректність вибору конструктивних параметрів і можуть бути використані для обґрунтування доцільності застосування класичної або інтегральної схеми для малогабаритного ТРДД.

Валідація результатів чисельного моделювання (FEA)

Валідація результатів скінченно-елементного аналізу (Finite Element Analysis, FEA) є необхідним етапом дослідження напружено-деформованого стану та динамічних характеристик робочого колеса компресора. Метою валідації є підтвердження достовірності отриманих результатів та їх відповідності фізичним закономірностям роботи роторних систем авіаційних газотурбінних двигунів.

Первинна валідація FEA-моделі виконувалась шляхом порівняння результатів чисельного аналізу з аналітичними розрахунками, виконаними на основі класичної теорії обертових дисків змінної товщини. Порівнювались максимальні еквівалентні напруження, характер їх розподілу по радіусу диска, а також положення зон концентрації напружень. Отримані чисельні значення напружень узгоджуються з аналітичними оцінками за порядком величин, а розбіжність не перевищує допустимих інженерних значень, що свідчить про коректність побудованої моделі.

Для оцінки чисельної стабільності результатів була проведена *перевірка збіжності розрахунку по сітці* скінченних елементів. Аналіз виконувався шляхом послідовного ущільнення сітки, зокрема в зонах підвищених напружень: у кореневих перерізах лопаток та в області маточини диска. Порівняння результатів показало, що подальше уточнення сітки призводить до незначних змін контрольованих параметрів, що підтверджує збіжність і надійність чисельного рішення.

Додатковим критерієм валідації є *аналіз фізичної адекватності результатів* моделювання. Отримані залежності напружень від частоти обертання відповідають очікуваним фізичним закономірностям: зі збільшенням частоти обертання спостерігається зростання відцентрових навантажень і рівня напружень.

Максимальні напруження локалізуються у зонах, характерних для реальних конструкцій робочих коліс, що додатково підтверджує коректність моделі.

Коректність модального аналізу підтверджувалась шляхом побудови діаграми Кемпбелла, яка дозволяє проаналізувати взаємодію власних частот конструкції з гармоніками обертання ротора. Аналіз показав відсутність небезпечних резонансних перетинів у робочому діапазоні частот обертання, що відповідає вимогам до вібраційної надійності компресорних ступенів.

Експериментальна валідація результатів чисельного моделювання в рамках даної роботи не проводилась у зв’язку з відсутністю газодинамічних стендів для натурних випробувань, але це компенсується використанням аналітичних методів, перевірки збіжності та аналізу фізичної обґрунтованості отриманих результатів.

РОЗДІЛ 4
ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Вступ

Питання охорони праці є невід'ємною частиною процесу проєктування та експлуатації авіаційної техніки. Метою цього розділу є аналіз шкідливих та небезпечних виробничих факторів, що виникають як на етапі інженерного проектування (робота конструктора), так і на етапах виробництва та випробування модернізованого вузла двигуна, а також розробка заходів щодо їх усунення або мінімізації відповідно до законодавства України [20,21].

Організація безпечних умов праці при проектуванні, виробництві та випробуванні модернізованого авіаційного двигуна базується на чинному законодавстві України.

Головним гарантом прав працівників є Конституція України [21]. Згідно зі статтею 43, кожен громадянин має право на належні, безпечні і здорові умови праці, на заробітну плату, не нижчу від визначеної законом. Використання праці жінок і неповнолітніх на небезпечних для їхнього здоров'я роботах забороняється.

Основним спеціалізованим законом є Закон України «Про охорону праці» [20]. Зокрема, стаття 13 («Управління охороною праці та обов'язки роботодавця») чітко визначає, що роботодавець зобов'язаний створити на робочому місці в кожному структурному підрозділі умови праці відповідно до нормативно-правових актів, а також забезпечити додержання вимог законодавства щодо прав працівників у галузі охорони праці. Роботодавець несе безпосередню відповідальність за функціонування системи управління охороною праці (СУОП) на підприємстві.

При виконанні наукової роботи та розробці заходів безпеки використовувалися такі нормативні документи та державні стандарти (ДСТУ):

ДСТУ 2293:2014 «Охорона праці [15]. Терміни та визначення основних понять». (Встановлює єдину термінологію для всіх документів з ОП).

ДСТУ EN ISO 12100:2016 «Безпечність машин. Загальні принципи проектування [18]. Оцінювання ризиків та зменшення ризиків». (Ключовий

стандарт для проектування верстатів з ЧПК для виготовлення BLISK та стендового обладнання).

ДСТУ 7239:2011 «ССБП. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація». (Регламентує вибір навушників, окулярів та спецодягу для випробувачів двигунів) [16].

ДСТУ 4115-2002 «Шум. Загальні вимоги безпеки». (Визначає методи захисту від шуму на виробництві, що є критичним для авіадвигунобудування).

ДСТУ EN 61140:2019 «Захист проти ураження електричним струмом. Загальні аспекти щодо установок та обладнання». (Базовий стандарт з електробезпеки).

ДСТУ 8828:2019 «Пожежна безпека. Загальні положення». (Регламентує заходи протипожежного захисту на підприємствах, зокрема при роботі з горючими матеріалами, такими як авіаційний гас) [17].

4.2. Аналіз умов праці та виробничих факторів

В процесі виконання роботи можна виділити дві групи умов праці:

Робота інженера-конструктора: виконується в проектному бюро з використанням ЕОМ (системи CAD/CAE: SolidWorks, Ansys).

Виробничі умови (умовно): цех виготовлення лопаток BLISK та випробувальний стенд для проектованого ТРДД.

Відповідно до ДСТУ 2293:2014, небезпечні та шкідливі виробничі фактори поділяються на фізичні, хімічні, біологічні та психофізіологічні.

4.2.1. Фізичні фактори

Підвищений рівень шуму та вібрації:

Джерело: При роботі газотурбінного двигуна на випробувальному стенді (аеродинамічний шум компресора та струменя газів). Для проєктованого двигуна рівень шуму може досягати 120-130 дБА, що значно перевищує норму (80 дБА) [13].

Виробництво BLISK: Робота 5-координатних верстатів з ЧПК при швидкісному фрезеруванні титану створює високочастотний шум.

Рухомі частини машин та механізмів:

Обертові частини ротора двигуна (частота обертання ротора високого тиску сягає 42 000 об/хв), ріжучий інструмент фрезерних верстатів. Руйнування ротора на стенді є найбільш критичним небезпечним фактором.

Мікроклімат:

Температура, вологість та швидкість руху повітря в приміщенні конструкторського бюро повинні відповідати ДСН 3.3.6.042-99 [14]. Перегрів електронного обладнання може змінювати тепловий баланс приміщення.

Електромагнітні випромінювання та освітлення:

Недостатнє або пульсуюче освітлення робочої зони конструктора призводить до зорового напруження. Електромагнітне поле від моніторів та системних блоків.

4.2.2. Хімічні фактори

Титан та алюмінієві сплави: При механічній обробці (шліфуванні, поліруванні лопаток BLISK) утворюється дрібнодисперсний металевий пил. Титановий пил є вибухонебезпечним і шкідливим для легень (фіброгенна дія).

Мастильно-охолоджувальні рідини (МОР): Випаровування МОР під час фрезерування може створювати токсичний туман («масляний туман»), що впливає на дихальні шляхи та шкіру.

Продукти згоряння палива: На випробувальній станції можлива загазованість оксидами азоту (NO_x) та вуглецю (CO), якщо система видалення газів негерметична.

4.2.3. Психофізіологічні фактори

Нервово-емоційне напруження: Відповідальність за правильність розрахунків міцності ротора (помилка може призвести до аварії).

Монотонність та гіподинамія: Тривала робота за комп'ютером у фіксованій позі (сидячи) викликає навантаження на опорно-руховий апарат та зір.

4.2.4 Електробезпека

Інженер-конструктор постійно контактує з електричним обладнанням: персональними електронно-обчислювальними машинами (ПЕОМ), периферійними пристроями (принтери, сканери) та освітлювальними приладами. На етапі виробництва та випробувань модернізованого вузла проєктованого двигуна персонал взаємодіє з верстатами з ЧПК та випробувальними стендами, що

живляться від електромережі напругою 220/380 В. Це створює потенційну загрозу ураження електричним струмом.

Класифікація приміщень за ступенем небезпеки ураження електричним струмом

Згідно з ПУЕ (Правила улаштування електроустановок), виробничі приміщення поділяються на три категорії. Приміщення конструкторського бюро, де виконується проектування, відноситься до категорії приміщень без підвищеної небезпеки.

Характеристика приміщення без підвищеної небезпеки:

Відсутність умов, що створюють підвищену або особливу небезпеку (підвищена вологість, висока температура, струмопровідний пил, струмопровідна підлога).

Відносна вологість повітря не перевищує 75%.

Температура повітря не перевищує +35 °С тривалий час.

Підлога виконана з діелектричних матеріалів (паркет, лінолеум, дерево).

Дія електричного струму на організм людини

Проходячи через тіло людини, електричний струм викликає складні фізіологічні процеси, які можна розділити на три основні види дії:

Термічна дія: Проявляється в опіках окремих ділянок тіла, нагріванні кровоносних судин, нервів, серця, мозку та інших органів, що знаходяться на шляху проходження струму. Це може викликати серйозні функціональні розлади.

Електролітична дія: Полягає у розкладанні крові та інших органічних рідин організму (електроліз), що призводить до порушення їхнього фізико-хімічного складу та властивостей тканини.

Біологічна дія: Виявляється у подразненні та збудженні живої тканини організму, що супроводжується мимовільним судомним скороченням м'язів. Це може призвести до припинення діяльності органів дихання та порушення серцевої діяльності (фібриляція шлуночків серця), що є найчастішою причиною смерті від електроструму.

Нормування електробезпеки

Для забезпечення безпеки персоналу встановлено гранично допустимі рівні напруг дотику та струмів, що проходять через тіло людини, також наведено допустимі значення для змінного струму частотою 50 Гц при нормальному режимі роботи електроустановки (див. табл 4.1). Ці норми регламентуються ДСТУ 7237:2011 «ССиБП. Електробезпека. Загальні вимоги та номенклатура видів захисту» та ДСТУ EN 61140:2019 [16].

Таблиця 4.1

Гранично допустимі рівні напруг дотику та струмів (для змінного струму 50 Гц)

Режим роботи електроустановки	Тривалість дії струму, с	Напруга дотику $U_{дот}$ В	Струм I_h, мА
Нормальний (неаварійний)	Більше 1,0	2 (поріг відчуття)	0,3 (поріг відчуття)
Аварійний	1,0	12	6
	0,5	40	50
	0,1	220	250

Заходи захисту від ураження електричним струмом.

Для забезпечення електробезпеки в конструкторському бюро та на виробництві застосовуються такі технічні заходи:

Захисне заземлення: Металеві корпуси ПЕОМ, верстатів та випробувальних стендів повинні бути надійно заземлені (опір заземлювального пристрою не більше 4 Ом).

Занулення: З'єднання металевих неструмопровідних частин обладнання з глухозаземленою нейтраллю джерела живлення (для мереж до 1000 В).

Ізоляція струмопровідних частин: Контроль опору ізоляції проводів (не менше 0,5 МОм).

Використання ПЗВ: Застосування пристроїв захисного вимкнення (ПЗВ), які автоматично відключають живлення при витоку струму на землю (наприклад, при дотику людини до фазного проводу).

Організаційні заходи: Проведення інструктажів з електробезпеки (вступний, первинний, повторний), наявність попереджувальних знаків та плакатів.

4.3. Організація робочого місця інженера-конструктора

4.3.1. Вимоги до приміщення та мікроклімату

Приміщення для роботи конструктора відноситься до категорії легких фізичних робіт (категорія Іа). Згідно з ДСН 3.3.6.042-99 [14], оптимальні параметри мікроклімату:

Температура повітря: 22–24°C (в холодний період), 23–25°C (в теплий період).

Відносна вологість: 40–60%.

Швидкість руху повітря: не більше 0.1 м/с.

Для забезпечення цих умов передбачається припливно-витяжна вентиляція та система кондиціонування повітря.

4.3.2. Ергономіка робочого місця

Робоче місце організоване відповідно до НПАОП 0.00-1.28-10 «Правила охорони праці під час експлуатації ЕОМ».

Монітор: Розташований на відстані 600–700 мм від очей користувача. Верхній край екрана знаходиться на рівні лінії зору.

Стіл та крісло: Використовується стіл висотою 725 мм та підйомно-поворотне крісло з регульованим кутом нахилу спинки для зниження статичного навантаження на хребет.

Режим праці: Для запобігання втоми очей та гіподинамії передбачаються регламентовані перерви тривалістю 15 хвилин через кожну годину інтенсивної роботи.

4.4. Техніка безпеки при виробництві та випробуванні модернізованого вузла

Особливістю даного проєкту є використання технології BLISK для приєднаного ступеня. Це вимагає специфічних заходів безпеки.

4.4.1. Безпека при обробці титанових сплавів (BLISK)

Оскільки робоче колесо виготовляється з титанового сплаву (наприклад, ВТ6), існують ризики займання стружки та пилу.

Заходи безпеки:

Пожежна безпека: Титановий пил схильний до самозаймання. Верстати повинні бути обладнані системою подачі МОР у зону різання не тільки для охолодження, але й для змивання стружки.

Вибухобезпека: Системи аспірації (витяжки пилу) повинні бути вибухозахищеного виконання. Заборонено використання інструментів, що дають іскру, поблизу місць скупчення титанового пилу [17].

Огородження: Зона обробки на верстатах з ЧПК повинна мати захисні екрани з ударостійкого матеріалу (полікарбонату) для захисту оператора від стружки, що вилітає з високою швидкістю, та уламків інструменту у разі його руйнування.

4.4.2. Безпека при випробуваннях проєктованого двигуна

Випробування модернізованого двигуна є найбільш небезпечним етапом.

Заходи безпеки:

Захист від шуму: Стіни випробувального боксу повинні мати звукоізоляційне покриття. Пульт керування виноситься в окреме ізольоване приміщення з броньованим оглядовим вікном або системою відеоспостереження. Персонал, що знаходиться поблизу (при налагодженні), зобов'язаний використовувати ЗІЗ органів слуху (навушники типу «Беруші» або шоломи з активним шумоглушінням).

Захист від розльоту уламків: Корпус двигуна в зоні роторів (вентилятора та турбіни) повинен мати "пояси стримування". Стіни боксу розраховуються на непробиття уламком лопатки з максимальною кінетичною енергією.

Зони небезпеки: Під час роботи двигуна заборонено перебування людей у площині обертання роторів та в зоні всмоктування (щоб уникнути затягування людини в тракт двигуна) і вихлопу.

4.4.3 Виробничий шум та нормування акустичного навантаження

При випробуваннях та доведенні проєктованого двигуна шум є домінуючим шкідливим виробничим фактором. Його рівень на випробувальному стенді без

застосування засобів захисту може досягати 130–140 дБА, що значно перевищує больовий поріг.

Фізична природа звуку та його вплив на організм:

З фізичної точки зору, звук - це механічні пружні коливання, що поширюються в газоподібному, рідкому або твердому середовищі у вигляді хвиль. Основними параметрами, що характеризують шум, є:

Частота коливань (f, Гц): Кількість коливань за одну секунду. Спектр шуму авіаційного двигуна є широкосмуговим:

Низькі частоти (< 300 Гц): Генеруються переважно реактивним струменем (гул).

Середні та високі частоти (400–8000 Гц): Генеруються обертовими частинами компресора і турбіни (свист, сирена), а також при взаємодії ротора зі статором (зокрема, у BLISK-ступенях).

Звуковий тиск (P, Па): Змінна складова тиску повітря, що виникає при проходженні звукової хвилі. Оскільки діапазон звукового тиску, що сприймається вухом, величезний (від 2×10^{-5} Па до 200 Па), для оцінки шуму використовують логарифмічну шкалу в децибелах (дБ).

Рівень звукового тиску (L, дБ): Визначається за формулою: $L = 20 \times \log_{10} (P/P_0)$

Де: $P_0 = 2\times10^{-5}$ Па - пороговий звуковий тиск (поріг чутності).

Вплив шуму на оператора випробувального стенду або верстата з ЧПК має специфічний та неспецифічний характер:

Специфічна дія: Призводить до змін у слуховому аналізаторі, від тимчасового зміщення порогу чутності до розвитку професійної приглухуватості (кохлеарний неврит).

Неспецифічна дія: Впливає на центральну нервову систему, викликаючи втому, роздратування, порушення сну, підвищення артеріального тиску та зниження уваги, що може стати причиною виробничої помилки.

Нормування шуму

Відповідно до ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку», нормування здійснюється за граничним спектром (ГС) рівнів звукового тиску в октавних смугах частот.

Для постійних робочих місць у виробничих приміщеннях (цехи, пульти управління випробувальних станцій) встановлено гранично допустимий рівень звуку 80 дБА.

Допустимі рівні звукового тиску залежно від частоти наведені в Таблиці 4.2.

Таблиця 4.2

Гранично допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах частот (згідно з ДСН 3.3.6.037-99)

Середньогеометричні частоти октавних смуг, Гц	Допустимі рівні звукового тиску, дБ
63	99
125	92
250	86
500	83
1000	80
2000	78
4000	76
8000	74
Еквівалентний рівень звуку, дБА	80

4.5. Пожежна безпека

4.5.1 Первинні засоби пожежогасіння та правила їх використання

Для ліквідації невеликих осередків пожежі на початковій стадії їх розвитку, згідно з НАПБ А.01.001-2014 «Правила пожежної безпеки в Україні», об'єкти повинні бути забезпечені первинними засобами пожежогасіння [17]. До них належать: вогнегасники, пожежний інвентар (покривала з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати) та пожежний інструмент.

Враховуючи специфіку об'єкта проектування (конструкторське бюро з комп'ютерною технікою та цех з обробки металів), основними засобами є:

Вогнегасники вуглекислотні (ВВК):

Призначення: Гасіння загорянь різних речовин, горіння яких не може відбуватися без доступу повітря, загорянь на електрифікованому залізничному та міському транспорті, електроустановок під напругою до 1000 В (клас пожежі Е), а також рідких речовин (клас В).

Перевага для КБ: Двоокис вуглецю (CO2) при випаровуванні не залишає слідів, що дозволяє врятувати дорогу електроніку, комп'ютери та сервери, на відміну від порошку чи води.

Механізм дії: Охолодження зони горіння та розбавлення горючого середовища інертною речовиною.

Вогнегасники порошкові (ВП):

Призначення: Є найбільш універсальними. Призначені для гасіння твердих речовин (клас А), рідких речовин (клас В), газів (клас С) та електрообладнання під напругою до 1000 В.

Застосування: Рекомендуються для виробничих приміщень, випробувальних стендів (де є паливо та мастила).

Недолік: Порошок сильно забруднює обладнання, важко видаляється, може пошкодити електронні плати.

Ящики з піском та повсть (кошма):

Призначення: Для гасіння невеликих осередків розлитих легкозаймистих рідин (ЛЗР) та, що особливо важливо для даного проекту, горіння титанової стружки.

Специфіка титану: Титановий пил та дрібна стружка при займанні горять дуже інтенсивно. Гасіння водою може призвести до вибуху (через розкладання води на водень і кисень). Тому сухий пісок є основним засобом локалізації загоряння титанових відходів.

Інструкція з приведення вогнегасників у дію

Ефективність гасіння пожежі залежить від швидкості реакції персоналу та вміння користуватися вогнегасником.

Алгоритм дій при використанні переносного вогнегасника (ВП або ВВК):

Підготовка:

Зняти вогнегасник з кронштейна або дістати з пожежної шафи.

Піднести його до місця загоряння на безпечну відстань (для ВВК - не менше 1 метра від електроустановок, для ВП - 3-4 метри від вогнища).

Перевірити індикатор тиску (манометр) на порошковому вогнегаснику (стрілка має бути в зеленій зоні).

Активація:

Зірвати опломбовану чеку (запобіжник), яка блокує важіль запірно-пускового пристрою.

Направити сопло (або розтруб у ВВК) на осередок пожежі.

При використанні вуглекислотного вогнегасника (ВВК) категорично заборонено братися голою рукою за розтруб. Температура розтруба при викиді CO2 знижується до -70°C, що може призвести до сильного обмороження. Тримати розтруб слід тільки за спеціальну ручку або рукоятку.

Гасіння:

Натиснути на важіль запуску.

Струмінь вогнегасної речовини направляти не на язики полум'я, а в основу вогнища (на палаючу речовину).

Гасити вогонь з навітряного боку (щоб вітер дув у спину), поступово заглиблюючись у вогонь.

Якщо горить рідина, що розлилася, починати гасіння з ближнього краю калюжі, збиваючи полум'я з боку в бік.

При наявності кількох вогнегасників та людей, застосовувати їх одночасно - це значно ефективніше, ніж по черзі.

Завершення:

Після припинення горіння відпустити важіль.

Не повертатися до вогнища спиною, оскільки можливе повторне займання.

Використані вогнегасники необхідно відправити на перезарядку.

Приміщення конструкторського бюро відноситься до категорії В (пожежонебезпечна) або Д (залежно від кількості горючих матеріалів), а

випробувальна станція (де є паливо) - до категорії А (вибухопожежонебезпечна) згідно з НАПБ Б.03.002-2007.

Основні заходи:

Приміщення мають бути обладнані автоматичною пожежною сигналізацією (датчики диму).

Наявність первинних засобів пожежогасіння: вуглекислотних вогнегасників типу ВВК-2 або ВВК-3.5 (ефективні для гасіння електроустановок та паливно-мастильних матеріалів).

Розробка плану евакуації та вільний доступ до евакуаційних виходів.

Для випробувального боксу передбачається стаціонарна автоматична система пожежогасіння (газова або порошкова), що спрацьовує при виявленні вогню у відсіку двигуна.

4.6 Розрахунок штучного освітлення приміщення

4.6.1 Вибір джерела світла та обгрунтування коефіцієнтів

Для освітлення робочого приміщення інженера-конструктора обрано сучасні світлодіодні панелі (LED), призначені для монтажу у підвісну стелю типу «Армстронг». Такий вибір зумовлений їхньою високою енергоефективністю, відсутністю ефекту мерехтіння (стробоскопічного ефекту), що є критичним при роботі з кресленнями та монітором, а також екологічністю (відсутність парів ртуті) [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**,25]. Для прикладу обрано світильник типу LED Panel 36W 4000K (табл 4.3).

Таблиця 4.3

Технічні характеристики світильника LED-36W Prizma

Параметр	Значення
Тип світильника	Світлодіодна панель
Споживана потужність	36 Вт
Світловий потік однієї лампи ($F_л$)	3500 лм
Колірна температура	4000 К (нейтральне біле світло)
Індекс кольоропередачі (CRI)	> 80
Ступінь захисту	IP 20
Габаритні розміри	595 × 595 × 19 мм
Термін служби	30 000 годин

Проведемо розрахунок штучного освітлення для приміщення конструкторського відділу методом коефіцієнта використання світлового потоку.

Вихідні дані:

Розміри приміщення: довжина A = 10 м, ширина B = 6 м, висота H = 3 м.

Висота робочої поверхні: $h_{роб}$= 0,8 м

Необхідна освітленість (згідно ДБН В.2.5-28-2018 для розряду зорової роботи "В", висока точність): $E_{норм}$= 400 лк

Тип ламп: світлодіодні світильники (LED), світловий потік однієї лампи: $F_л$=3500 лм

Визначаємо індекс приміщення:

$$i = \frac{A \cdot B}{h_p \cdot (A + B)}$$

де h_p = H - $h_{роб}$ - $h_{св}$ - розрахункова висота підвісу (приймаємо світильники вбудовані у стелю, тому $h_{св}$=0).

$$h_p = 3.0 - 0.8 = 2.2 \text{ м}$$

$$i = \frac{10 \cdot 6}{2.2 \cdot (10 + 6)} = \frac{60}{35.2} \approx 1.7$$

Визначаємо коефіцієнт використання світлового потоку ή: Для світлого приміщення (стеля біла, стіни світлі) та індексу i = 1.7 приймаємо за довідником: ή = 0.55 (або 55%).

Розрахунок необхідної кількості світильників (N): Формула методу коефіцієнта використання:

$$N = \frac{E_{\text{норм}} \cdot S \cdot k \cdot z}{F_{\text{л}} \cdot \eta \cdot m}$$

де:

S = A × B = 60 м^2 - площа приміщення;

k = 1.4 - коефіцієнт запасу (враховує запилення ламп з часом) цей коефіцієнт враховує зниження освітленості в процесі експлуатації через два фактори: забруднення світильників пилом та деградацію (старіння) світлодіодів.

Згідно з ДБН В.2.5-28-2018, для адміністративних приміщень з нормальним середовищем (малий вміст пилу, конструкторське бюро) мінімальний коефіцієнт запасу для розрядних ламп становить 1.4 (на відміну від k=1.2 для ламп розжарювання, які зараз не застосовуються, або k=1.5-1.7 для запилених цехів) [**Ошибка! Источник ссылки не найден.**]. Вибір значення 1.4 гарантує, що навіть в кінці терміну служби освітленість на столі буде не нижчою за норму (400 лк).

z = 1.1 - коефіцієнт нерівномірності освітлення, характеризує відношення середньої освітленості до мінімальної. Для світлодіодних панелей, які дають рівномірне розсіяне світло, і при їх правильному розміщенні рядами, цей показник наближається до одиниці.

m = 1 - кількість ламп у світильнику (для LED панелей).

$$N = \frac{400 \cdot 60 \cdot 1.4 \cdot 1.1}{3500 \cdot 0.55 \cdot 1} = \frac{36960}{1925} = 19.2$$

4.6.2 Схема розміщення світильників у приміщенні

На основі розрахунку визначено необхідну кількість світильників N = 20 шт. Геометрія приміщення (10 × 6 м) дозволяє оптимально розмістити світильники у 4 ряди по 5 світильників у кожному. Це забезпечить рівномірне заповнення площі стелі та відсутність тіней на робочих столах (рис 4.1).

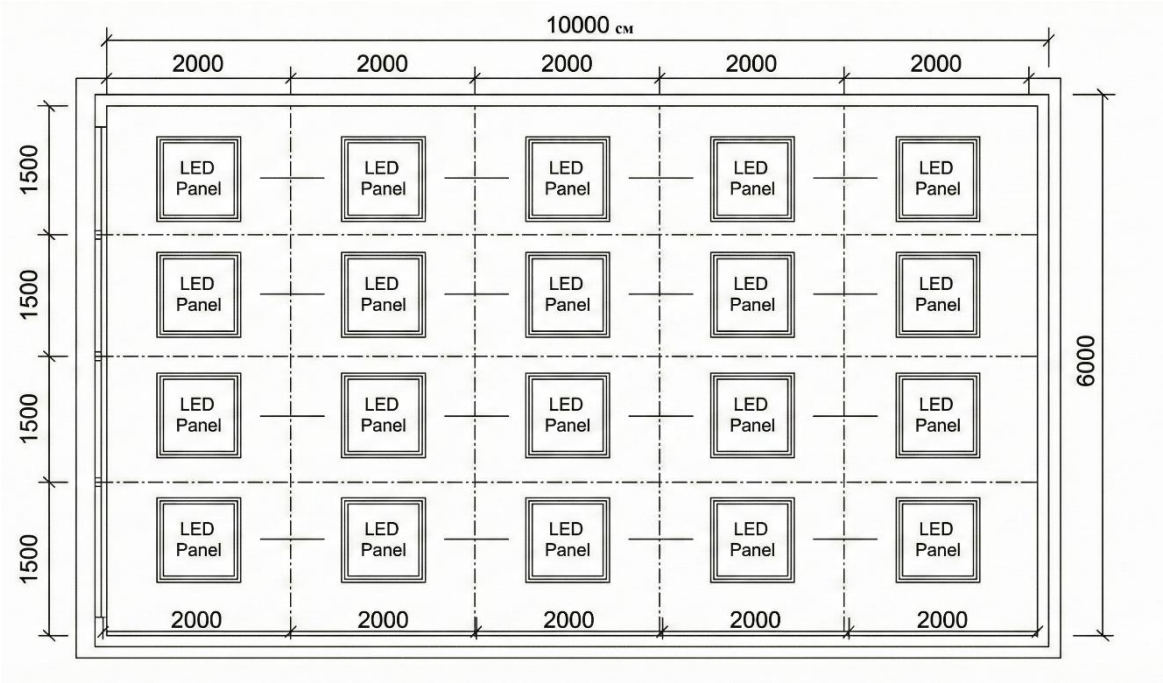


Рис. 4.1 План розташування світильників у приміщенні конструкторського бюро

Висновки до розділу

У розділі «Охорона праці» проведено комплексний аналіз потенційних небезпек при розробці та впровадженні модернізованого вузла проєктованого двигуна.

Ідентифіковано основні шкідливі фактори: підвищений шум при випробуваннях, ризик травмування стружкою та пилом при виготовленні BLISK, а також навантаження на зір при проектуванні.

Розроблено заходи безпеки: використання захисних екранів на верстатах, шумоізоляція випробувальних боксів, дотримання ергономічних вимог до комп'ютеризованих робочих місць.

Проведено розрахунок штучного освітлення, який показав необхідність встановлення 20 LED-світильників для забезпечення нормованої освітленості 400 лк.

Впровадження запропонованих заходів дозволить створити безпечні умови праці, мінімізувати ризик професійних захворювань та травматизму, що відповідає вимогам законодавства України про охорону праці.

РОЗДІЛ 5
ОХОРОНА НАВКОЛИШНЬОГО СЕРЕДОВИЩА

5.1. Аналіз впливу авіаційних газотурбінних двигунів на довкілля

Створення та експлуатація авіаційної техніки, зокрема безпілотних літальних апаратів (БПЛА), оснащених турбореактивними двоконтурними двигунами (ТРДД), неминуче супроводжується впливом на навколишнє середовище. У контексті роботи, яка передбачає модернізацію компресора шляхом встановлення приєднаного ступеня, важливо оцінити екологічні аспекти як на етапі виробництва, так і на етапі експлуатації виробу.

Основними факторами негативного впливу ГТД на біосферу є:

Атмосферне забруднення: Викиди токсичних речовин з відпрацьованими газами.

Акустичне забруднення: Шумове випромінювання, що впливає на фауну та обслуговуючий персонал.

Теплове забруднення: Викиди теплової енергії в атмосферу.

Виробничі відходи: Утворення металевої стружки, використання мастильно-охолоджувальних рідин (МОР) при виготовленні деталей (зокрема, за технологією BLISK).

5.1.1. Характеристика викидів шкідливих речовин

В процесі згоряння авіаційного палива (гасу) в камері згоряння ТРДД утворюються продукти повного та неповного згоряння. До основних забруднювачів відносяться:

Оксиди азоту (NO): Утворюються при високих температурах у зоні горіння. Оскільки модернізація двигуна (додавання ступеня) підвищує ступінь підвищення тиску та температуру на вході в камеру згоряння, контроль цього параметру є критичним.

Оксид вуглецю (CO) та незгорілі вуглеводні: Характерні для режимів малої тяги та запуску двигуна через неповноту згоряння.

Сажа (тверді частки): Виникає в зонах збагаченої суміші.

Оксиди сірки (SO): Залежать виключно від вмісту сірки у вихідному паливі.

Відповідно до норм ICAO (Додаток 16, Том II) , емісія нормується для циклу зльоту та посадки. Для двигунів БПЛА ці норми носять рекомендаційний характер, проте зниження емісії є показником досконалості конструкції (див. табл 5.1).

Таблиця 5.1

Гранично допустимі концентрації (ГДК) шкідливих речовин в атмосферному повітрі

№ з/п	Найменування речовини	CAS N	Гранично допустима концентрація, мг/м$^{-3}$		Клас небезпеки
			максимально разова	середньодобова	
1	2	3	4	5	6
1.	Оксид вуглецю (CO)	630-08-0	5,0	3,0	4
2.	Діоксид Азоту (NO_2)	10102-44-0	0,2	0,04	2
3.	Сажа (Вуглець чорний)	1333-86-4	0,15	0,05	3
4.	Діоксид сірки (SO_2)	7446-09-5	0,5	0,05	3
5.	Вуглеводні граничні (пари гасу)	-	1,0	-	4

5.2. Оцінка екологічної ефективності впровадження приєднаного ступеня компресора

Модернізація двигуна шляхом встановлення приєднаного ступеня у внутрішній контур спрямована на підвищення загального ступеня підвищення тиску та оптимізацію термодинамічного циклу. Це має прямий екологічний ефект.

5.2.1. Зниження питомої витрати палива

Головним екологічним показником ефективності модернізації є зниження питомої витрати палива. Згідно з виконаними газодинамічними розрахунками, модернізований двигун має розрахункову питому витрату палива на рівні 0.07 кг/Н × год.

Зменшення споживання палива на 1% призводить до пропорційного зменшення викидів вуглекислого газу (CO-2) - основного парникового газу.

Розрахунок скорочення викидів CO-2 можна провести за формулою:

$$\Delta M_{CO2} = 3.16 \cdot (G_{pal_base} - G_{pal_mod}) \cdot T_{res}$$

де:

3.16 – коефіцієнт емісії CO-2 при згорянні 1 кг гасу;

G_{pal_base}, G_{pal_mod} – годинна витрата палива базового та модернізованого двигуна;

T_{res} – призначений ресурс двигуна (годин).

Впровадження підпірного ступеня дозволяє двигуну працювати в більш оптимальному діапазоні характеристик, що знижує загальну кількість спаленого палива за місію БПЛА, а отже, зменшує «вуглецевий слід» виробу.

5.2.2. Вплив на акустичні характеристики

Додавання ступеня компресора може потенційно збільшити рівень шуму, створюваного обертовими частинами (шум вентилятора та компресора). Однак, використання технології BLISK (моноколесо) для нового ступеня дозволяє покращити акустичні характеристики за рахунок:

Відсутності замкових з’єднань, які є джерелами турбулізації потоку та додаткового шуму.

Більш точного профілювання пера лопатки та гладкого переходу до диска, що зменшує аеродинамічний шум сирени (взаємодія ротора і статора).

Для зниження шуму в модернізованому двигуні також рекомендується застосування звукопоглинаючих конструкцій (ЗПК) у вхідному каналі та каналі зовнішнього контуру.

5.2.3 Методика розрахунку індексу емісії та заходи щодо зниження NO_x

Для кількісної оцінки впливу двигуна на атмосферу використовується індекс емісії (EI Emission Index). Він показує масу забруднюючої речовини (в грамах), яка утворюється при спалюванні 1 кілограма палива.

Методика розрахунку індексу емісії оксидів азоту (EI_{NOx})

Індекс емісії NO_x для газотурбінних двигунів є функцією параметрів робочого процесу: тиску (P_k), температури на вході в камеру згоряння (T_k), температури в зоні горіння та часу перебування газів у цій зоні.

Для інженерних розрахунків на етапі проектування часто використовують емпіричну залежність (наприклад, методику ICAO або узагальнену формулу Ліпферта):

$$EI_{NO_x} = C \cdot \left(\frac{P_k}{P_0}\right)^{0.5} \cdot \exp\left(\frac{T_{in} - 288}{300}\right) \cdot \tau_{res}$$

де:

P_k - тиск повітря на вході в камеру згоряння (після компресора), Па.

P_0 - стандартний атмосферний тиск (101325 Па).

T_{in} - температура повітря на вході в камеру згоряння (T_k = 501K).

τ_{res} - час перебування суміші в зоні високих температур.

C - константа камери згоряння (залежить від типу форсунок та змішувачів).

Розрахунок загальної маси викидів M_{NOx} за час місії (t) виконується за формулою

$$M_{NO_x} = EI_{NO_x} \cdot G_{pal} \cdot t$$

Де G_{pal} – витрата палива (кг/с)

Залежність викидів NO_x від температури

Механізм утворення "термічних" NO_x (механізм Зельдовича) має сильну експоненційну залежність від температури в зоні реакції. Критичний поріг, після якого утворення оксидів азоту стає лавиноподібним, становить приблизно 1800–1900 К (рис 5.1).

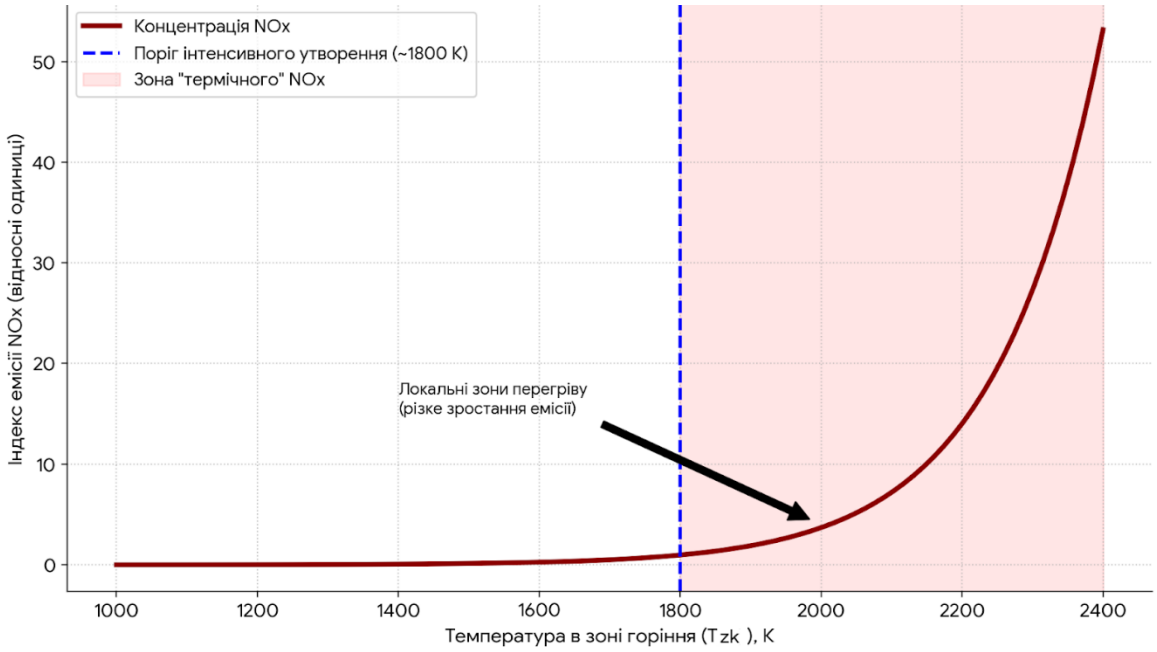


Рис. 5.1. Залежність утворення термічних оксидів азоту (NO_x) від температури

На рисунку зображено теоретичну залежність концентрації NO_x від температури в зоні горіння (T_{zk}). Як видно з графіка, навіть незначне зниження пікової температури в первинній зоні призводить до суттєвого зменшення емісії.

У спроектованому двигуні температура газу перед турбіною становить T_g = 1100 К. Це усереднена температура потоку на виході з камери згоряння. Однак локальні температури в зоні горіння (де відбувається реакція) можуть бути значно вищими (до 2000–2200 К при стехіометричному складі суміші).

Для забезпечення низького рівня емісії при заданих параметрах циклу (T_g = 1100 К, π_k= 5.5) у проекті застосовуються конструктивні методи оптимізації сумішоутворення:

Використання кільцевої камери згоряння: Вона забезпечує більш рівномірне температурне поле порівняно з трубчастими камерами, усуваючи "гарячі плями", де генерація NO_x найвища.

Організація "бідного" горіння: Подача надлишку повітря в первинну зону. Це дозволяє знизити локальну температуру полум'я нижче порогу інтенсивного утворення NO_x, зберігаючи при цьому необхідну середньомасову температуру Tg = 1100 К на виході.

Покращення розпилу палива: Використання форсунок з пневматичним розпилом (або відцентрових) забезпечує дрібнодисперсну суміш, що сприяє повному згорянню палива, зменшуючи викиди CO та сажі, та запобігає локальним перегрівам.

Отже, хоча термодинамічна ефективність двигуна вимагає високих температур, екологічна безпека забезпечується не зниженням загальної температури циклу (що погіршило б ККД), а керуванням структурою полум'я та уникненням зон з піковими температурами.

5.3. Екологічна оцінка технології BLISK (Blade Integrated Disk)

У науковій роботі обґрунтовано використання технології BLISK для виготовлення робочого колеса приєднаного ступеня. Оцінка впливу цієї технології на довкілля проводиться методом аналізу життєвого циклу.

5.3.1. Етап виробництва

Виробництво моноколіс (BLISK) має специфічні екологічні ризики порівняно з традиційними збірними конструкціями.

Коефіцієнт використання матеріалу:

При виготовленні BLISK методом фрезерування з суцільної поковки (наприклад, титановий сплав ВТ6 або ЕІ698), значна частина матеріалу (до 70-80%) перетворюється на стружку.

Негативний фактор: Висока енергоємність виробництва титану означає, що велика кількість енергії витрачається на матеріал, який йде у відходи.

Заходи з мінімізації: Впровадження суворої системи збору та рециклінгу (переплавки) титанової стружки. Використання методів адитивного виробництва (3D-друк) або лінійного зварювання тертям (LFW) для заготовок, що суттєво знижує обсяг відходів.

Використання мастильно-охолоджувальних рідин :

Обробка титану та жароміцних сплавів вимагає інтенсивного охолодження. Мастильно-охолоджувальні рідини можуть бути токсичними.

Заходи: Використання сучасних біорозкладних синтетичних МОР та систем їх регенерації (очищення та повторне використання) на верстатах з числовим програмним керуванням.

Електрохімічна обробка (ECM):

Якщо для фінішної обробки лопаток BLISK використовується ECM, виникає проблема утилізації електроліту та шламу, що містить іони важких металів (хром, нікель). Необхідне встановлення локальних очисних споруд гальванічного цеху.

5.3.2. Етап експлуатації

На цьому етапі технологія BLISK демонструє значні екологічні переваги:

Зниження маси: Моноколесо приєднаного ступеня легше за збірну конструкцію на 20-30% (відсутність важких замків та подовжених хвостовиків). Зниження маси двигуна призводить до зменшення потрібної тяги для польоту БПЛА, що прямо пропорційно знижує витрату палива та викиди протягом усього терміну служби.

Підвищення ККД: Відсутність витоків повітря через замкові з'єднання підвищує ККД компресора, що також сприяє паливній економічності.

Висновок: Хоча етап виробництва BLISK є більш енергоємним та матеріаломістким, економія палива на етапі експлуатації повністю компенсує початкові екологічні витрати.

5.3.3 Технологічна схема утилізації та переробки відходів титанових сплавів

Враховуючи високу вартість титанових сплавів та низький коефіцієнт використання матеріалу (КВМ) при виробництві моноколіс (BLISK), де до 80% заготовки перетворюється на стружку, організація ефективної системи рециклінгу є критично важливою. Процес утилізації складається з чотирьох послідовних етапів, які формують замкнений цикл обігу матеріалів.

Етап 1: Селективний збір та первинне сортування

Процес починається безпосередньо в зоні механічної обробки на верстатах з ЧПК.

Принцип сегрегації: Критично важливо запобігти змішуванню титанової стружки зі стружкою інших металів (алюмінію, сталі) та сміттям. Для кожного виду сплаву (наприклад, ВТ6, ВТ8) використовуються окремі марковані контейнери.

Контроль: Верстати оснащуються автоматичними конвеєрами видалення стружки, які скидають відходи в герметичні бункери. Це запобігає потраплянню пилу в повітря цеху та знижує ризик пожежі (титанова стружка є легкозаймистою).

Етап 2: Центрифугування та видалення МОР

Стружка, що надходить з верстатів, рясно змочена мастильно-охолоджувальними рідинами. Вміст вологи та мастила може досягати 15-20% від маси. Переплавка забрудненої стружки неприпустима, оскільки залишки МОР при високих температурах насичують титан воднем та киснем, що робить метал крихким.

Технологія: Стружка завантажується в промислову центрифугу безперервної дії.

Процес: Під дією відцентрових сил рідина відділяється від поверхні металу.

Результат:

Залишковий вміст вологи/мастила знижується до 1-2%.

Відділена МОР проходить через фільтри, стерилізується і повертається у виробничий цикл (регенерація), що зменшує закупівлю нових мастил.

Етап 3: Подрібнення та магнітна сепарація

Перед брикетуванням довга вита стружка («в'юн») має бути підготовлена.

Подрібнення: Стружка проходить через шредер (дробарку), де перетворюється на сипучу масу з розміром фракції 10-30 мм. Це необхідно для рівномірного заповнення прес-форм.

Магнітна сепарація: Оскільки титан є парамагнетиком, потік подрібненої стружки пропускають через потужний магнітний сепаратор. Це дозволяє вилучити уламки сталевого ріжучого інструменту (фрез, свердел), які могли зламатися під час обробки. Потрапляння навіть мікроскопічних частинок вольфраму або сталі в титановий розплав є катастрофічним для авіаційного двигуна (утворення концентраторів напружень).

Етап 4: Брикетування

Переплавка розсипчастої стружки є неефективною через велику площу контакту з повітрям (титан миттєво окислюється і згорає, перетворюючись на шлак, а не на метал). Тому стружку пресують.

Обладнання: Гідравлічні преси високого тиску (зусилля пресування 300-600 МПа).

Процес: Холодне пресування стружки без додавання в'яжучих речовин.

Результат: Отримання компактних брикетів (циліндричної форми) з густиною 60-80% від густини суцільного металу.

Екологічний ефект: Брикети займають у 10-15 разів менше місця при транспортуванні та забезпечують мінімальні втрати металу на угар (окислення) під час плавки.

Етап 5: Відправка на переплавку

Готові брикети відправляються на металургійні підприємства для вакуумно-дугової плавки (ВДП).

Брикети використовуються як шихта (добавка) до титанової губки при виплавці злитків.

Для відповідальних деталей авіадвигунів (роторні деталі) частка вторинного титану суворо регламентується, однак для менш навантажених деталей вона може складати до 30-40%, що суттєво знижує вартість кінцевого виробу та енерговитрати на виробництво (переплавка потребує на 90% менше енергії, ніж відновлення титану з руди).

5.4. Система екологічного менеджменту на підприємстві авіадвигунобудування

Для забезпечення дотримання екологічних норм при виробництві модернізованого ТРДД, на підприємстві повинна функціонувати Система екологічного менеджменту (СЕМ) відповідно до міжнародного стандарту ДСТУ ISO 14001:2015 [19].

5.4.1. Політика та планування

Розробка модернізованого вузла повинна включати еко-дизайн:

Вибір матеріалів, що підлягають переробці.

Проектування технологічних процесів з мінімальним енергоспоживанням.

5.4.2. Управління відходами при виробництві компонентів двигуна

Для цеху, де виготовляються деталі компресора, встановлюється наступна ієрархія поводження з відходами:

Запобігання: Використання заготовок, наближених за формою до готової деталі (штампування, адитивні технології).

Підготовка до повторного використання: Регенерація МОР та мастил.

Переробка (Recycling): Сортування металевої стружки (титан окремо, сталь окремо) для відправки на переплавку. Титанова стружка є цінною вторинною сировиною, але вимагає очищення від МОР.

Утилізація: Безпечне захоронення відходів, що не підлягають переробці (наприклад, шлами від шліфування), через ліцензовані компанії.

5.4.3. Охорона атмосферного повітря в цеху

При механічній обробці (фрезерування, шліфування лопаток BLISK) утворюється масляний туман та металевий пил.

Заходи: Верстати повинні бути обладнані індивідуальними аспіраційними установками з фільтрами-уловлювачами масляного туману. Це захищає здоров'я працівників і запобігає викидам у зовнішнє середовище.

При випробуваннях двигуна на випробувальному стенді необхідно використовувати шумоглушники у вихлопній шахті (ежекторного типу) та на вході (леміскові глушники), щоб знизити рівень шуму на території підприємства до санітарних норм (80 дБА).

Інженерно-технічні заходи шумоглушіння на випробувальному стенді

Випробування проектованого ТРДД супроводжується генерацією шуму високої інтенсивності (до 130-140 дБА), спектр якого охоплює як високочастотну складову (шум компресора та вентилятора), так і низькочастотну (шум реактивного струменя). Для зниження рівня звукового тиску до санітарних норм (80 дБА на території підприємства та 50-60 дБА на межі санітарно-захисної зони) випробувальний бокс проектується як герметична звукоізольована камера зі спеціальними шахтами впуску та вихлопу.

Конструкція стін та перекриттів (звукоізоляція).

Основою шумозахисту є принцип масивності огороджувальних конструкцій для забезпечення ефективної звукоізоляції в широкому діапазоні частот.

Стіни: Виконуються з монолітного залізобетону або повнотілої цегли. Розрахункова товщина стін боксу для двигунів даного класу тяги становить 400–500 мм. Така товщина забезпечує індекс ізоляції повітряного шуму (R_w) на рівні 55–60 дБ.

Внутрішнє облицювання: Для запобігання реверберації (відбивання звуку всередині боксу), що може призвести до акустичної втоми конструкції двигуна, стіни зсередини облицьовуються звукопоглинаючими панелями (перфорований металевий лист + шар базальтової вати товщиною 100-150 мм).

Шахта впуску повітря через шахту впуску назовні проникає високочастотний шум компресора («свист» або «сирена»).

Конструкція: Шахта обладнується пластинчастими (лемісковими) глушниками шуму. Це набір паралельних пластин, встановлених у каналі.

Матеріали: Пластини виготовляються з металевого каркасу, заповненого звукопоглинаючим матеріалом (супертонке базальтове або скловолокно), і закриті склотканиною та перфорованим листом для захисту від видування потоком повітря.

Ефективність: Товщина пластин зазвичай становить 100–200 мм, відстань між ними - 100–150 мм. Така конструкція знижує шум на 25–35 дБА.

Шахта вихлопу - це найбільш критичний елемент, оскільки через нього виходять високошвидкісні гарячі гази, що генерують потужний низькочастотний шум.

Ежекторна система: на виході з сопла двигуна встановлюється труба-ежектор. Вона підсмоктує холодне повітря з боксу, змішує його з гарячим струменем, знижуючи його температуру та швидкість витікання, що є головним джерелом шуму

Глушник вихлопу: За ежектором у вертикальній шахті встановлюються блоки шумоглушіння. На відміну від впускних, вони виготовляються з жароміцних матеріалів.

Геометрія: Шахта зазвичай має Г - подібну форму (поворот на 90°). Це виключає пряме проходження звукової хвилі назовні, змушуючи звук багаторазово відбиватися від звукопоглинаючих стінок.

Звукоізоляційні двері та ворота, технологічні отвори є «слабкими місцями» звукоізоляції.

Конструкція: Використовуються спеціальні броньовані звукоізоляційні двері товщиною 100–150 мм.

Наповнення: Багатошарова структура («сендвіч»), що складається зі сталевих листів, важких в'язкоеластичних мембран та мінеральної вати різної щільності.

Герметизація: Обов'язкова наявність подвійного або потрійного контуру гумових ущільнювачів по периметру та притискного механізму замка (клинові затвори) для забезпечення повної герметичності. Індекс звукоізоляції таких дверей має становити не менше 45–50 дБ.

Пульт управління (Кабіна оператора): Робоче місце випробувачів відділяється від боксу капітальною стіною.

Оглядове вікно: Виконується з багатошарового склопакета (триплекс) загальною товщиною скла до 40-60 мм. Скла встановлюються під кутом одне до одного, щоб усунути резонанс між ними.

Віброізоляція: Підлога кабіни виконується за схемою «плаваюча підлога» на пружних елементах, щоб вібрація від фундаменту двигуна не передавалася на робоче місце.

Отже впровадження даного комплексу заходів гарантує зниження рівня акустичного навантаження на навколишнє середовище до нормативних значень, передбачених ДСН 3.3.6.037-99.

5.5. Розрахунок плати за викиди

Для економічної оцінки впливу на довкілля наведемо методику розрахунку екологічного податку за викиди стаціонарними джерелами (випробувальна станція).

Сума податку (Р) розраховується за формулою (згідно з Податковим кодексом України):

$$P = \sum (M_i \cdot N_i)$$

де:

M_i – фактичний обсяг викиду і - тої забруднюючої речовини в тоннах (розраховується на основі витрати палива на випробуваннях та індексів емісії);

N_i – ставка податку за викид 1 тонни і - тої забруднюючої речовини.

Зниження витрати палива модернізованого двигуна на етапі приймально-здавальних випробувань прямо зменшує суму екологічного податку підприємства.

Життєвий цикл авіаційного двигуна

Проєктування: Це початковий етап, який керує всіма іншими. Тут ми обираємо технологію BLISK, яка зменшить витрату матеріалів у майбутньому, та обираємо сплави, які піддаються переробці.

Видобуток сировини: Отримання первинного титану та нікелю. Це найбільш енергоємний етап.

Виробництво: Перетворення сировини на деталі. Саме тут утворюється стружка, яку ми відправляємо на переробку.

Експлуатація: Найдовший етап. Двигун працює на крилі, спалює паливо і створює викиди.

Ремонт: Двигун знімають для обслуговування, щоб подовжити його ресурс і повернути на етап експлуатації.

Утилізація: Коли ремонт недоцільний, двигун розбирають. Цінні метали (титан ВТ6, жароміцні сплави) не викидають, а переплавляють і повертають на етап 2 як вторинну сировину.

Висновки до розділу

Проведений аналіз показав, що основний вплив проектованого двигуна на навколишнє середовище відбувається на етапі експлуатації (викиди продуктів згоряння).

Запропонована модернізація (встановлення приєднаного ступеня КНТ) підвищує термічний ККД циклу та знижує питому витрату палива що призводить до зменшення викидів парникових газів (CO2) та токсичних речовин на одиницю виконаної роботи.

Застосування технології BLISK для виготовлення ротора приєднаного ступеня є екологічно виправданим. Незважаючи на збільшення відходів металу на етапі обробки, зниження маси конструкції забезпечує значну економію палива протягом життєвого циклу виробу.

Для мінімізації впливу на довкілля при виробництві запропоновано комплекс заходів: рециклінг титанової стружки, використання сучасних систем очищення повітря від масляного туману та впровадження системи екологічного менеджменту згідно з ISO 14001.

ВИСНОВКИ

Аналіз сучасних тенденцій розвитку силових установок підтвердив, що для безпілотних літальних апаратів оперативно-тактичного призначення з дальністю польоту понад 1000 км найбільш ефективним рішенням є використання двоконтурних турбореактивних двигунів. Для проектованого двигуна обрано двовальну схему з одноступеневим вентилятором, приєднаним (бустерним) ступенем та високонапірним осьо-діагональним компресором високого тиску, що дозволяє досягти необхідного ступеня підвищення тиску в обмежених габаритах.

Проведений термо-газодинамічний розрахунок дозволив визначити основні характеристики двигуна. Визначені параметри підтверджують високу термодинамічну ефективність обраного циклу та правильність вибору основних параметрів робочого процесу.

Виходячи з проведених досліджень та узагальнення інформації про існуючи технології виготовлення робочих коліс компресорів авіаційних двигунів проведемо їх системне порівняння за ключовими критеріями.

1. Міцність при великих навантаженнях

Класична конструкція

- Диск і лопатка проектуються та виготовляються з урахуванням оптимальних технологічних режимів (ковка/поковка диска, окремі лопатки з алюмінію або титану).
- Лопатки мають хвостовик та фіксацію в ободі — концентратор напружень у зоні кріплення (хвостовика), що є потенційним місцем ініціації втомних тріщин.
- При пошкодженні лопатки можливий локальний ремонт або заміна (ремонтопридатність).

Blisk (інтегральне колесо)

- Відсутність хвостовиків і посадочних стиків знижує локальну концентрацію напружень у зоні кореня лопатки (при правильної геометрії філе), що часто підвищує локальну втомну довговічність.
- Однак інтегральна конструкція робить весь елемент критично чутливим до дефектів виробництва (внутрішня пористість, тріщини після виготовлення) — тому

вимагається проведення жорстких контрольних процедур (рентген, УЗД, контроль пористості, HIP).

- Для металевих blisk'ів часто необхідні додаткові термо- і механічні обробки для зняття залишкових напружень.

Таким чином при рівній якості виготовлення blisk може забезпечити кращу розподілену міцність і менші концентрації напружень; але практична надійність залежить від контролю якості самих матеріалів і їх обробки. Класична схема є більш «щадним» до виробничих дефектів через можливість часткової заміни й локального ремонту.

2. Вібрації та динамічна поведінка

Класична конструкція

- Наявність індивідуальних лопаток і їх посадок призводить до невеликої випадкової асиметрії мас і жорсткостей; це підвищує потребу в точній балансуванні на стадії складання.
- При відмові однієї лопатки баланс порушується локально, можливі великі вібрації, але лопатка може бути замінена до виходу диска з ладу.

Blisk

- За рахунок інтеграції знижується неврівноваженість; краща геометрична точність робить blisk зазвичай більш вібростійким на номінальних режимах.
- Однак пошкодження навіть однієї лопатки призводить до необхідності ремонту/відновлення всього елемента; нерівномірне зношення може викликати важкі вібраційні режими.
- Ремонт blisk'ів складніший — часто застосовується видалення дефектної ділянки з подальшою наплавкою/ремонтом або заміна всього blisk.

Виходячи з цього, Blisk дає перевагу в плані первинної динамічної точності й зниження непередбачуваних дисбалансів; проте чутливість до локальних дефектів підвищує ризик прориву вібраційних режимів при експлуатаційних пошкодженнях.

3. Маса і інертність

Класична конструкція

- Конструктивно допускає оптимізацію маси: легкі лопатки на легкому диску дають відносно низьку масу. Проте хвостовики та кріплення додають локальну масу й інерцію.
- Легко досягти низької маси за рахунок товщин і хвостовиків, але це вимагатиме витончених технологічних рішень.

Blisk

- Blisk частіше важчий за еквівалентне роздільне колесо через необхідність забезпечити загальну міцність та жорсткість і через технологічні допуски (особливо при титанових blisk'ах). Однак за рахунок відсутності кріплень можлива масова оптимізація форми лопаток (тонкі коріння) і загалом невелике зниження маси у деяких реалізаціях.
- Практично, для бустерних ступенів малих ГТД виграш у масі не завжди критичний і залежить від матеріалу (алюміній vs титан).

Різниця по масі залежить від конкретної реалізації; для проектуемого ТРДД з алюмінієвими лопатками класична схема часто дає еквівалентну або нижчу масу та менші інерційні сили, що корисно для підшипників і вібраційної стабільності.

4. Технологія виробництва

Класична конструкція

- Традиційні технології, це звичайно плюс: поковки/фрезерування дисків, штампування/ковка/фрезерування лопаток, термомеханічна обробка, стандартні посадки (замки).
- Широко розповсюджена технологія, проста у масштабуванні та ремонті; низька вартість для серійного виробництва в масштабі.
- Простота контролю якості: перевірка кожної лопатки окремо, можливість заміни.

Blisk

- Високі вимоги до обладнання: 5-осьні фрезерні станки, електроерозійна або лазерна обробка, можливі методи адитивного виготовлення; настійна потреба в

HIP (Hot Isostatic Pressing - гаряче ізостатичне пресування) технологіях і ретельному контролі дефектів.

- Вартість виготовлення значно вища на одиницю виробу, особливо при малих серіях; ремонтні технології складніші — іноді економічно раціонально ремонтувати тільки дорогі турбінні blisk'и.
- Для титанових blisk'ів — проблеми обробки інструментом, вища зносовитість інструменту.

Класична технологія переважає для малих двигунів і невеликих серій через простоту та дешевизну виробництва і ремонту. Blisk доцільний при великих серіях і коли економія експлуатаційних витрат та продуктивності компенсує високу початкову вартість.

5. Складання, обслуговування і ремонт

Класична конструкція

- Легке збирання та заміна пошкоджених лопаток в польових умовах або в ремонтній майстерні.
- Можливість поступового оновлення і регулювання (штрихове балансування).
- Низькі витрати на аварійний ремонт.

Blisk

- Складний демонтаж/монтаж; часто заміна бліска означає заміну всього вузла.
- Ремонт потребує спеціалізованого обладнання (наплавка, фрезерна обробка, контроль дефектів).
- Ускладнює логістику запасних частин і підвищує час простою при пошкодженні.

Для експлуатації в умовах обмежених сервісних потужностей класична схема істотно переважає. Blisk вимагає розвинених ремонтних сервісів.

Ідентифіковано основні шкідливі фактори при виробництві та випробуваннях двигуна, зокрема критичні рівні шуму та вибухонебезпечність титанового пилу. Розроблено заходи захисту та проведено розрахунок штучного освітлення

проектного бюро, який обґрунтував встановлення 20 LED-світильників для забезпечення нормованої освітленості 400 лк.

Встановлено, що модернізація компресора забезпечує прямий екологічний ефект через зниження питомої витрати палива, що пропорційно зменшує викиди CO2 та токсичних речовин. Доведено, що економія палива на етапі експлуатації за рахунок впровадження приєднаного ступеня та оптимізації маси конструкції повністю компенсує енерговитрати на її виробництво протягом усього життєвого циклу виробу.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. ANSYS Meshing User’s Guide. Release 2025. Canonsburg: ANSYS, Inc., 2025.
2. Boyce, M.P. Axial Flow Compressors. In: Gas Turbine Engineering Handbook. 4th Edition. Elsevier, 2012. pp. 245-310.
3. Campbell, W. The Protection of Steam-Turbine Disk Wheels from Axial Vibration. ASME, 1924.
4. Carter, C.J., Gill, M.E. Structural Intergity of Integrated Blade and Dick (Blisk) Assemblise. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2008.
5. Cumpsty, N.A. Compressor Aerodynamics. Krieger Publishing Company, 2004. 520 p.
6. Kappler, G., Wieghart, K. Design and Development of Modern Blisk-Compressors. ASME Turbo Expo, 2005.
7. Lieblein, S. Loss and stall analysis of compressor cascades. Journal of Basic Engineering. Vol. 81, Issue 3. 1959. Pp. 387-400
8. Mattingly, J.D. Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets. AIAA Education Series, 2nd Edition, 2016. 945 p.
9. Safran Microturbo TRI 60 Engine Specifications. Safran Group Propulsion Systems, 2021.
10. Saravanamuttoo, H.I.H, Rogers, G.F.C., Cohen, H. gas Turbine Theory. 6th Edition. Pearson Education, 2008. 700 p
11. Technical Data: Williams F107-WR-400. Williams International Engineering Reports. 2020.
12. Walsh, P.P., Fletcher, P. Gas Turbine Performance. 2nd Edition. Blackwell Science Ltd, 2004. 720 p.
13. ДСН 3.3.6.037-99. Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
14. ДСН 3.3.6.042-99. Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.
15. ДСТУ 2293:2014. Охорона праці, Терміни та визначення понять.

16. ДСТУ 7239:2011. ССБП. Засоби індивідуального захисту. Загальні вимоги та класифікація.

17. ДСТУ 8828:2019. Пожежна безпека. Загальні положення.

18. ДСТУ EN ISO 12100:2016. Безпечність машин. Загальні принципи проєктування. Оцінювання ризиків та зменшення ризиків.

19. ДСТУ ISO 14001:2015. Системи екологічного менеджменту. Вимоги та настанови щодо застосування.

20. Закон України «Про охорону праці» від 14.10.1992 № 2694-12

21. Конституція України: Закон від 28.06.1996 № 254к/96-ВР

22. Кулик М.С., Волянська Л.Г., Кучер О.Г. Проектування авіаційних ГТД: підручник. Київ: НАУ, 2010.

23. НАПБ А.01.001-2014. Правила пожежної безпеки в Україні.

24. НАПБ Б.03.002-2007. Норми визначення категорій приміщень, будинків та зовнішніх установок за вибухопожежною та пожежною небезпекою.

25. НПАОП 0.00-1.28-10. Правила охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин.

26. Податковий кодекс України (щодо справляння екологічного податку за викиди стаціонарними джерелами)

27. Терещенко Ю.М. Теорія авіаційних газотурбінних двигунів: підручник. Київ: Видавництво КНУ, 2011. 384 с.

28. Терещенко Ю.М., Дорошенко Є.В. Газодинамічне проектування авіаційних газотурбінних двигунів: навчальний посібник. Київ: Книжкове видавництво НАУ, 2008. 212 с.

29. https://ansyshelp.ansys.com/public/Views/Secured/corp/v251/en/pdf/ANSYS_Meshing_Users_Guide.pdf

30. Конструкція та міцність авіаційних двигунів: методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи і домашнього завдання / М.С. Кулик, Є.М. Карпов, О.Г. Кучер, та ін. – К.: НАУ, 2010. – 35 с.

31. Конструкція та міцність авіаційних двигунів: методичні рекомендації до виконання курсового проєкту / І.І. Гвоздецький, С.І. Йовенко, Є.М. Карпов та ін. – К.: НАУ, 2010. – 52 с.