

**НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
АЕРОКОСМІЧНИЙ ФАКУЛЬТЕТ  
КАФЕДРА АВІАЦІЙНИХ ДВИГУНІВ**

**ДОПУСТИТИ ДО ЗАХИСТУ**

Завідувач кафедри

доктор техн. наук проф.

\_\_\_\_\_ Терещенко Ю.М.

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2024 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

(ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА)

ЗДОБУВАЧА ОСВІТНЬОГО СТУПЕНЯ БАКАЛАВРА  
ЗА ОСВІТНЬО-ПРОФЕСІЙНОЮ ПРОГРАМОЮ  
“ АВІАЦІЙНІ ДВИГУНІ ТА ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ ”

**Тема: Двоконтурний двовальний газотурбінний двигун  
з удосконаленою турбіною для середньомігстрального  
пасажирського літака**

Виконавець: студент ГУ-413 Б \_\_\_\_\_ Данильченко Андрій Олександрович

Керівник: к. т. н., доцент \_\_\_\_\_ Ратинський Валерій Валерійович

Нормоконтролер : \_\_\_\_\_ / \_\_\_\_\_ /

**КИЇВ 2024**

# НАЦІОНАЛЬНИЙ АВІАЦІЙНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Аерокосмічний факультет

Кафедра авіаційних двигунів  
Освітньо-кваліфікаційний рівень «бакалавр»  
Спеціальність 142 « Енергетичне машинобудування»

**ЗАТВЕРДЖУЮ**  
Завідувач кафедри  
д-р техн. наук, проф.

\_\_\_\_\_ Юрій ТЕРЕЩЕНКО  
«\_\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

## ЗАВДАННЯ

на виконання кваліфікаційної роботи

ДАНИЛЬЧЕНКА АНДРІЯ ОЛЕКСАНДРОВИЧА

Тема роботи: **«Двоконтурний двовальний газотурбінний двигун з удосконаленою турбіною для середньомагістрального пасажирського літака»**

1. Затверджено наказом ректора № 617/ст. від 23.04. 2024р.
2. Термін виконання роботи: з 13 травня 2024 р. по 16 червня 2024 р.
3. Вихідні дані до роботи: тяга 125 кН , температура газу перед турбіною 1600 К, ступінь підвищення тиску повітря 28, ступінь двоконтурності 5, витрата повітря 408 кг/с .
4. Зміст пояснювальної записки: аналіз використання двоконтурних двигунів для пасажирських літаків, термогазодинамічний розрахунок, розрахунок на міцність елементів турбіни, результати досліджень удосконалення турбіни.
5. Перелік обов'язкового графічного (ілюстративного) матеріалу: схема повздошнього розрізу турбореактивного двигуна, схема системи змащування, креслення елементів турбіни, навчально-дослідна частина.

## 6. Календарний план

Завдання	Термін виконання	Відмітка про виконання
Пошук матеріалу для кваліфікаційної роботи		
Робота з літературою		
Вибір аеродинамічної конструктивної схеми. Обробка даних		
Написання аналітичної частини. Опис двигуна та методів поліпшення охолодження лопатки		
Написання проектної частини. Розрахунки на міцність		
Написання спеціальної частини		
Оформлення пояснювальної записки		

7. Дата видачі завдання «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2024 р.

Керівник кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_

Завдання прийняв до виконання \_\_\_\_\_

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до дипломної роботи **«Двоконтурний двовальний газотурбінний двигун з удосконаленою турбіною для середньомагістрального пасажирського літака»:**

с., 80 рис., 18 табл., 7 джер. 17

Об'єкт дослідження – двоконтурний двовальний газотурбінний двигун.

Мета дипломного проекту – удосконаленою турбіною для середньомагістрального пасажирського літака, з метою можливості підвищення потужності двигуна та, як наслідок, система автоматичного управління радіальним зазором. Метод проектування – розрахункове дослідження та аналіз характеристик та конструкції радіальних зазорів з метою вибору найкращих методів їх адаптування під різні режими польоту, за для максимальної ефективності двигуна, розрахунок радіальних зазорів.

В процесі виконання дипломної роботи використовувалися програми математичних розрахунків – Mathcad,, для виконання спеціальної і графічної частини – Ansys, AutoCAD.

**ПАСАЖИРСЬКИЙ ЛІТАК, ДВОКОНТУРНИЙ ДВОВАЛЬНИЙ ГАЗОТУРБІНИЙ ДВИГУН, РАДІАЛЬНІ ЗАЗОРИ, МСАУРЗ.**

## Зміст

<b>Вступ</b> .....	5
<b>1.Вибір схеми і параметрів повітряного судна та проектного двигуна</b> .....	7
1.1.Аналіз основних льотно-технічних даних сучасних повітряних суден, аналогічних проектованому .....	7
1.2.Модифікації двигунів V2500 та їх особливості .....	9
1.3.Конструктивно силова схема двигуна прототипу.....	11
1.4.Вибір параметрів робочого процесу для проектного двигуна.....	13
Висновок до розділу.....	14
<b>2.Проектування двигуна до середньомагістрального пасажирського літака</b> ....	15
2.1.Короткий опис конструкції двигуна.....	15
2.2.Термодинамічний розрахунок проектного ТРДД .....	19
2.3.Газодинамічний розрахунок двигуна .....	23
2.4.Розрахунки на міцність основних елементів проектного двигуна .....	38
2.4.1. Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня ТВТ .....	38
2.4.2.Розрахунок на міцність вала турбіни .....	48
2.4.3.Визначення критичної частоти обертання вала турбіни .....	51
2.5.Розробка основних систем проектного ГТД.....	53
2.6.Радіальні й осьові зазори в проточній частині двигуна .....	63
Висновки до розділу.....	64
<b>3.Система керування радіальними зазорами турбіни</b> .....	65
3.1.Загальні відомості про системи керування радіальними зазорами турбіни .....	65
3.2.Створення кінцево-елементної сітки.....	68
3.3.Розрахунок елементів теплового стану ротора на сталих режимах.....	70
3.4.Визначення теплових переміщень газогенератора .....	72
<b>Висновки</b> .....	77
<b>Список використаної літератури</b> .....	79

## ВСТУП

Розвиток авіаційних технологій постійно спрямований на підвищення ефективності, надійності та екологічності авіаційних двигунів. Однією з найпоширеніших конструкцій у сучасних комерційних літаках є двоконтурний двовальний газотурбінний двигун. Цей тип двигуна забезпечує високу паливну ефективність, зниження рівня шуму та викидів, що є критично важливими для середньо-магістральних пасажирських літаків, які виконують більшість комерційних рейсів по всьому світу.

Двоконтурні газотурбінні двигуни характеризуються наявністю двох окремих контурів: внутрішнього та зовнішнього. Це дозволяє досягти оптимального балансу між тягою та паливною ефективністю.

Двовальна конструкція означає, що в двигуні є два вали, які обертаються незалежно один від одного. Це забезпечує кращу адаптивність до різних режимів роботи та підвищує загальну надійність двигуна. Крім того, удосконалення турбін і компресорів, включаючи впровадження нових матеріалів та технологій охолодження, сприяє підвищенню ефективності згоряння та зменшенню витрати палива. Велике значення під час проектуванні нових авіаційних двигунів приділяється збільшенню ККД компресорів і турбін.

Істотний вплив на ККД турбіни має величина радіального зазору  $\Delta r$  між кінцевими профілями робочих лопаток і елементами корпусу СА, через який відбувається непродуктивне перетікання газу з боку входу в робоче колесо на його вихід під дією різниці тисків. Відомо, що зменшення радіального зазору на 0,01 дюйма (що становить близько 0,25 % у відносній величині) призводить до зниження питомої витрати палива від 0,8 до 1 %, також скорочується емісія шкідливих речовин і знижується температура за турбіною приблизно на 10 °C [7].

У процесі роботи двигуна величина  $\Delta r$ , змінюється в широких межах під дією експлуатаційних навантажень і температур, що викликають виникнення силових і термічних деформацій корпусу й ротора. Так, наприклад, при запуску й будь-яких переходах двигуна на підвищені режими менш масивний корпус двигуна нагрівається

до більш високих температур, ніж ротор, тому радіальні температурні деформації корпусу, підсумовуючись із деформаціями від надлишкового внутрішнього тиску повітря, призводять до істотного збільшення радіального зазору [4]. На крейсерських режимах цей зазор також більше, ніж на непрацюючому двигуні. При вимиканні двигуна (особливо в умовах низьких температур атмосферного повітря на землі або в польоті) корпус охолоджується значно швидше ротора, що супроводжується різким зменшенням  $\Delta r$ , (можливо до нуля й нижче), яке може викликати заклинювання ротора в статорі, руйнування робочих лопаток і т.п.

Тому тема розробки систем регулювання радіальних зазорів при проектуванні нових двигунів дуже актуальна.

Впровадження таких удосконалень у конструкцію двигунів для пасажирських літаків є важливим кроком у напрямку досягнення глобальних цілей сталого розвитку авіаційної галузі. Ці інновації не тільки допомагають зменшити експлуатаційні витрати авіакомпаній, але й сприяють зниженню екологічного впливу на навколишнє середовище, що є ключовим пріоритетом у сучасному світі.

Темою даної дипломної роботи є розробка турбореактивного двоконтурного двигуна для середньо-магістрального пасажирського літака.

У процесі створення проекту враховувалися сучасні вимоги до конструкції двигуна, зокрема підвищення економічності, забезпечення безпеки, покращення можливостей для контролю та підвищення експлуатаційної технологічності.

# 1. ВИБІР СХЕМИ І ПАРАМЕТРІВ ПОВІТРЯНОГО СУДНА ТА ПРОЕКТОВАНОГО ДВИГУНА

## 1.1. Аналіз основних льотно-технічних даних сучасних повітряних суден, аналогічних проєктованому

Літак Airbus A320 є одним з найпоширеніших та найуспішніших моделей вузькофюзеляжних літаків середнього радіусу дії, вироблених компанією Airbus. Запроваджений в експлуатацію в 1988 році, він швидко здобув популярність завдяки своїй ефективності, комфорту для пасажирів та передовим технологіям. Модель A320 стала основою для розвитку цілого сімейства літаків, включаючи A318, A319 та A321, кожен з яких відрізняється довжиною фюзеляжу та пасажиромісткістю (див. табл 1.1).

Таблиця 1.1

Основні параметри транспортних літаків

Параметр	Airbus A319	Airbus A320	Airbus A321
Довжина, м	33.84	37.57	44.51
Розмах крила, м	34.10	35.80	35.80
Висота, м	11.76	11.76	11.76
Діаметр фюзеляжу, м	3.95	3.95	3.95
Крейсерська швидкість, км/год	828	828	828
Дальність польоту, км	6900	6150	5950
Максимальна злітна маса, кг	75,500	77,000	93,500

Цей літак використовує сучасні електродистанційні системи керування польотом (fly-by-wire), що забезпечують високу точність управління та знижують навантаження на пілотів [2]. Основні характеристики конструкції A320 включають в себе використання легких композитних матеріалів, які зменшують вагу літака та



підвищують його паливну ефективність. Високі крила та інтеграція сучасних двигунів, таких як IAE V2500, забезпечують низький рівень шуму та високу надійність [10, 3]. Кабіна A320 спроектована з урахуванням комфорту пасажирів, пропонуючи просторе розміщення, сучасні розважальні системи та покращену шумоізоляцію. Завдяки своїй універсальності, A320 використовується авіакомпаніями по всьому світу для здійснення коротких та середньоміжконтинентальних рейсів [17, 2]. Його конструкція дозволяє здійснювати швидкі обороти між рейсами, що робить його ідеальним для інтенсивного використання на популярних маршрутах. Модель A320 неодноразово модернізувалася, щоб відповідати вимогам сучасного авіаційного ринку, залишаючись одним з ключових елементів парку більшості провідних авіакомпаній.

Загальний вигляд літака представлений на рис. 1.1.

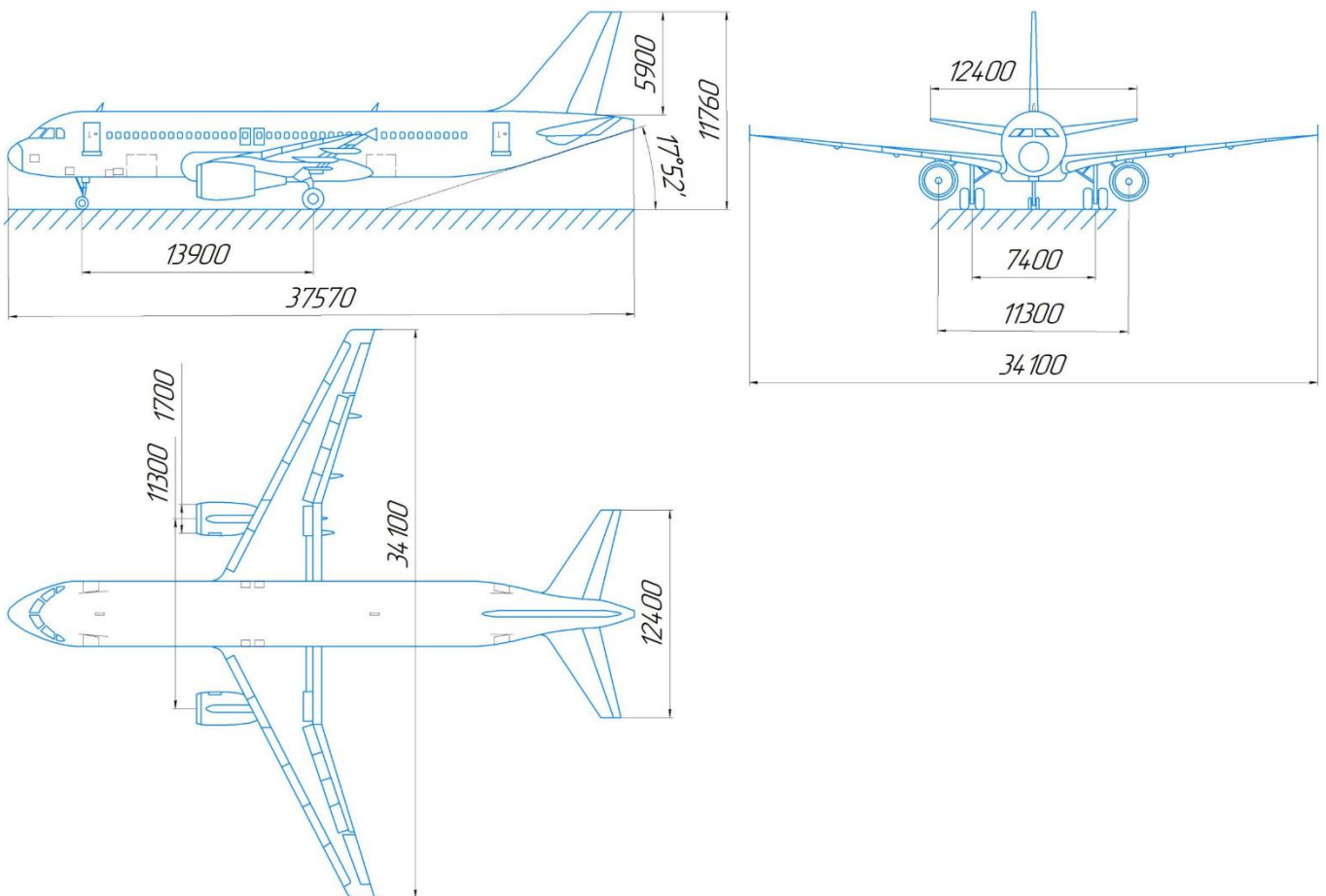


Рисунок 1.1 - Загальний вигляд Airbus A320

Аеродинамічна схема літака А320 - двомоторний низькоплан зі стрілоподібним крилом, однокілевим вертикальним оперенням, з турбовентиляторними двигунами, V2500 розташованими під крилом.

## **1.2 Модифікації двигунів V2500 та їх особливості**

Двигуни серії V2500, розроблені консорціумом International Aero Engines (IAE), є одними з найпопулярніших турбореактивних двигунів для комерційної авіації. Вони використовуються на широкому спектрі середньо-магістральних літаків, зокрема на моделях Airbus A320. Серія V2500 включає кілька модифікацій, кожна з яких має свої унікальні особливості та переваги.

Особливості V2500-A1:

Перший двигун у серії V2500.

Тяга: До 25,000 фунтів.

Призначення: Використовується на ранніх моделях Airbus A320.

Економічність: Має добрі показники паливної ефективності для свого часу.

Технології: Включає основні технології зниження викидів та шуму, які були актуальними на момент його випуску.

Особливості V2500-A5:

Поліпшена версія A1.

Тяга: Від 23,500 до 33,000 фунтів.

Призначення: Використовується на моделях Airbus A319, A320, A321, а також на деяких модифікаціях McDonnell Douglas MD-90.

Економічність: Підвищена паливна ефективність у порівнянні з A1.

Технології: Покращена аеродинаміка вентилятора, удосконалені матеріали, зниження шуму та викидів.

Надійність: Вища надійність і знижені витрати на технічне обслуговування.

Особливості V2500-D5:

Призначення: Спеціально розроблений для літаків McDonnell Douglas MD-90.

Тяга: До 28,000 фунтів.

Економічність: Збільшена паливна ефективність і знижені експлуатаційні витрати.

Технології: Використання удосконалених матеріалів і технологій зниження шуму.

Особливості V2500-E5:

Призначення: Розроблений для пранспортного літака Embraer KC-390.

Тяга: До 31,330 фунтів.

Економічність: Висока паливна ефективність, оптимізована для військових завдань.

Технології: Удосконалені системи контролю та моніторингу для військових операцій.

Надійність: Підвищена надійність у різних умовах експлуатації.

Загальні Особливості Двигунів Серії V2500

Паливна ефективність: Всі модифікації V2500 відомі своєю паливною ефективністю, що знижує експлуатаційні витрати авіакомпаній.

Низький Рівень Шуму: Відповідають сучасним стандартам зниження шуму, що є важливим для експлуатації в аеропортах з жорсткими екологічними нормами.

Екологічність: Системи зниження викидів забезпечують відповідність найсуворішим екологічним стандартам.

Надійність та Обслуговування: Високий рівень надійності та знижені витрати на технічне обслуговування завдяки удосконаленим матеріалам та технологіям.

Основними особливостями двигуна є:

- Паливна ефективність, двигун V2500 відомий своєю високою паливною ефективністю. Це забезпечується завдяки передовим аеродинамічним конструкціям та використанню сучасних матеріалів, що зменшують вагу та покращують роботу двигуна.

- Екологічність, V2500 має вдосконалену систему зниження викидів, що забезпечує відповідність найсуворішим екологічним стандартам [3].

- Надійність та довговічність, Двигун демонструє високий рівень надійності завдяки використанню передових матеріалів та технологій. Це забезпечує тривалий

термін служби двигуна та знижені витрати на технічне обслуговування.

- Зниження рівня шуму, Двигун відповідає сучасним стандартам зниження шуму, що дозволяє йому експлуатуватися в аеропортах з жорсткими екологічними нормами [10]. Зниження рівня шуму досягається завдяки оптимізованій конструкції вентилятора та використанню новітніх технологій [1].

### 1.3 Конструктивно-силова схема двигуна прототипу

Двигун є з осьовим турбовентиляторним двигуном з високим ступенем двоконтурності. Його система стиснення включає одноступеневий вентилятор, триступеневий прискорювач і десятиступеневий компресор високого тиску (КВТ). Компресор низького тиску (КНТ) приводиться в рух п'ятиступінчастою турбіною низького тиску (ТНТ), а КВТ — двоступеневою турбіною високого тиску (ТВТ). ТВТ також приводить в дію коробку передач, яка, у свою чергу, приводить в дію двигун і обладнання, встановлені на літаку. Два вали спираються на п'ять корінних підшипників (рис. 2.1).

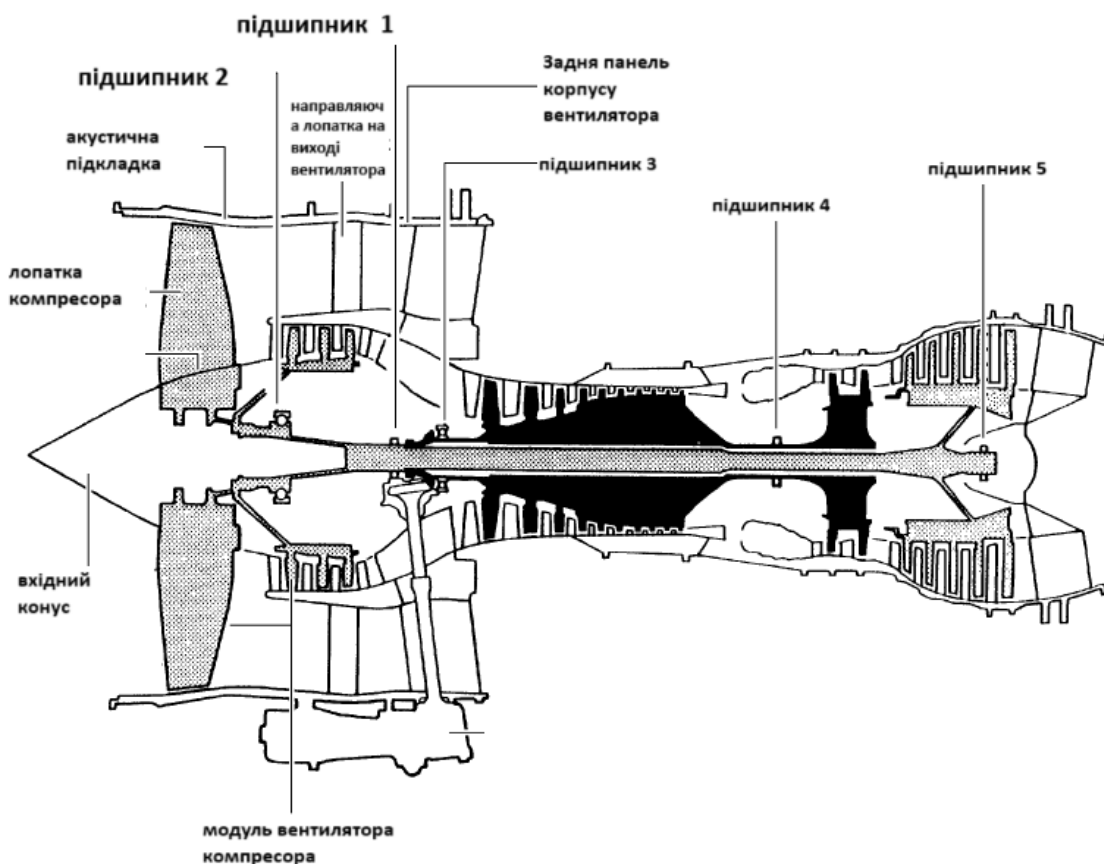


Рисунок 1.2 – Схема ТРДД V2500

Двигун включає повнофункціональну цифрову систему електронного керування двигуном (ЕЕС). Система управління керує всіма функціями двигуна, включаючи управління потужністю. Зворотна тяга для гальмування літака після посадки забезпечується інтегрованою системою, яка діє на потік повітря, що випускається вентилятором.

Двигун V2500 виконаний по модульній конструкції він включає в себе наступні модулі:

- Модуль вентилятора
- міжкорпусний модуль
- Компресор високого тиску
- модуль дифузора/камери згоряння
- Турбіна високого тиску
- Турбіна низького тиску
- редуктор додаткового приводу.

Модуль вентилятора складається з одноступеневого, лопаткового, безкожухового вентилятора.

Міжкорпусний модуль складається з кожуха вентилятора, направляючих лопаток вентилятора, проміжного корпусу, нагнітача, нижнього валу, вузла приводу вала коробки передач компонентів, високого перехідного валу та випускного клапана станції 2,5. Нагнітач складається з статорів на вході, вузла ротора та статорів на виході. Підшипниковий відсік № 1, 2 і 3 (передній) вбудований в модуль і містить опорні підшипники для низьких і високих перехідних валів. У поєднанні з внутрішньою секцією вентилятора нагнітач збільшує тиск на вході в КВТ і забезпечує рівномірний профіль тиску для підвищення ефективності. Станція стравлювання 2,5 використовується для керування двигуном шляхом керування потоком повітря до входу в компресор.

Компресор високого тиску КВТ— це десятиступеневий модуль осьового потоку. Він складається з барабанного роторного вузла, переднього корпусу, в якому розміщено лопатки змінної геометрії, і заднього корпусу, який містить статори з

фіксованою геометрією та утворює випускні колектори.

Модуль дифузора/камери згоряння складається в основному з корпусу дифузора, камери згоряння, паливних форсунок та запальників. Високі направляючі лопатки компресора та підшипниковий відсік також є частиною модуля. Основні характеристики модуля включають тісно з'єднані попередній дифузор і камеру згоряння, які забезпечують низьку швидкість повітря кожуха для живлення жарової труби та мінімізують втрати продуктивності.

Турбіна високого тиску ТВТ—двоступенева турбіна, яка приводить в дію КВТ і додаткову коробку передач.

Турбіна низького тиску ТНТ — п'ятиступінчастий модуль. Еліптичні передні аеродинамічні профілі покращують аеродинамічну ефективність. Ефективність модуля додатково підвищується за рахунок ущільнень обода та лопаток, що призводить до зменшення втрат через витік. Активний контроль зазору використовується для контролю зазорів ущільнень і для забезпечення охолодження конструкції.

#### **1.4 Вибір параметрів робочого процесу для проектного двигуна**

Основним напрямком для одержання максимальної потужності при мінімізації питомої витрати палива є підвищення  $T_r^*$ , тому що при збільшені  $T_r^*$  корисна робота циклу збільшується, тобто збільшується робота в турбіні, а також росте швидкість витікання газів із сопла, що веде до збільшення питомої тяги.

З іншого боку, підвищення  $T_r^*$  приводить до прискорення процесів газової ерозії й збільшує деформації елементів гарячої частини двигуна. Особливо це спостерігається в турбіні високого тиску, тому що перші ступені турбіни працюють при високих навантаженнях в умовах максимальних температур. Зважаючи на те, що на спроектованому двигуні використовуються сучасні жароміцні сплави й система охолодження турбіни, обираємо  $T_r^*=1600$  К.

Ефективним засобом підвищення роботи циклу й ефективності двигуна є збільшення ступеня підвищення тиску в компресорі. Для проектного двигуна ухвалюємо ступінь підвищення тиску в компресорі рівну 28.

## **Висновок до розділу**

На основі статистичних даних існуючих середньомагістральних літаків в якості прототипу був розглянутий літак Airbus A320. Визначені його конструкція й основні технічні характеристики у порівнянні з іншими прототипами. Крім того були обрані основні параметри робочого процесу проектного двигуна: температура газів перед турбіною, ступінь підвищення тиску в компресорі.

## 2. ПРОЕКТУВАННЯ ДВИГУНА ДО СЕРЕДНЬОМАГІСТРАЛЬНОГО ПАСАЖИРСЬКОГО ЛІТАКА

### 2.1 Короткий опис конструкції двигуна

Проектований двигун являє собою турбореактивний двоконтурний двигун з високим ступенем двоконтурності, виконаний по двороторній схемі з осьовим вентилятором, розташованим у передній частині двигуна. Цей двигун призначений для установки на дальньомагістральному літаку злітною масою 160÷200 тонн.

Двигун виконаний за модульною схемою. Основними модулями двигуна є:

- *модуль вентилятора з одним приєднаним ступенем*, що утворюють компресор низького тиску.

Вентилятор: одноступеневий без ВНА з 36 титановими сильно закрученими лопатками, які мають противібраційні полицки, з підвищеною стійкістю до ударів сторонніми предметами.

У зоні обертання робочого колеса зовнішній корпус має більшу товщину з метою забезпечення його непробивності при обриві лопатки.

Приєднаний ступень, розташований за вентилятором. Його напрямний апарат з прямими лопатками.

Робочі лопатки кріпляться в кільцевих пазах дисків замком типу “ластівчин хвіст”.

Профіль перехідного каналу S-подібний, забезпечує менші втрати тиску і нерівномірність потоку на вході в компресор.

- *модуль розподільчого корпусу*: литої конструкції. Є основним силовим вузлом двигуна, до якого кріпляться в передній частині компресор низького тиску, позаду – компресор високого тиску, а також вузли кріплення двигуна до літака. Крім того, у розподільчому корпусі установлений вузол центрального приводу, а в його нижній частині – проміжна коробка приводів.

- *модуль компресора високого тиску*: десятиступеневий високонапірний з розвинутою системою механізації.



У компресорі високого тиску застосований ротор дисково-барабанного типу з консольно розташованими дисками перших трьох ступенів. Істотне зменшення ваги ротора КВТ досягнуто застосуванням зварних з'єднань дисків у барабані.

Корпус компресора високого тиску виконаний з поздовжнім розніманням у горизонтальній площині, виконаний із двох частин (1–5ступені та 6-10ступені), що спрощує збирання, збільшує модульність і універсальність конструкції.

Для одержання високого значення ступеня підвищення тиску при відносно малому числі ступенів, а також для підвищення ККД компресора при роботі на знижених режимах, вхідний напрямний апарат і НА перших трьох ступенів виконані регульованими. Для забезпечення безвідмовної роботи компресора високого тиску за 3 і 5 ступенями встановлені клапани перепуску повітря.

Передня частина ротора компресора високого тиску закінчується цапфою, через яку відбувається спирання на кульковий підшипник, змонтований у внутрішній порожнині розподільчого корпусу.

У компресорі застосоване активне управління радіальними зазорами шляхом охолодження внутрішньої порожнини ротора повітрям, що відбирається від приєднаного ступеня.

Відбір повітря на літакові потреби здійснюється від 8 ступеня. На корпусі компресора високого тиску, за кожним другим ступенем передбачається по два отвори для введення ендоскопу для проведення технічного обслуговування двигуна.

До модуля компресора високого тиску відноситься також вузол дифузора короткого типу, виготовлений литтям по виплавлюваній моделі заодно зі спрямними лопатками. Всередині спрямних лопаток силові стійки відсутні, хоча дифузор є силовим елементом. Він, має внутрішнє лабіринтове ущільнення для підвищення працездатності й збільшення терміну служби.

- **модуль камери згоряння:** являє собою кільцеву камеру згоряння з робочими форсунками. Жарова труба виконана з двох кільцевих секцій. Зовнішня і внутрішня стінки, кожної з цих секцій мають розвинуту систему плівкового загороджувального охолодження.

Для підвищення якості розпилення палива, а значить і його повноти згоряння, камера згоряння оснащена робочими форсунками повітряного розпилення (пневматичні форсунки).

У передній частині жарової труби змонтовані голівки, у кожній з яких застосовані стабілізуючі пристрої для завихорення первинного потоку. Особливістю камери згоряння є нижнє розташування двох запальників, що забезпечує простоту доступу до них при технічному обслуговуванні.

- **модуль турбіни високого тиску:** турбіна високого тиску виконана двоступеневою з охолоджуваними сопловими апаратами і робочими лопатками.

Ротор турбіни високого тиску являє собою диск із центральним отвором і закріпленими на ньому робочими лопатками, обладнаний дефлектором, що закріплений на диску попереду й забезпечує охолодження диска й лопаток.

Диск безпосередньо з'єднаний з валом за допомогою шліцьового з'єднання, яке дозволяє застосувати двохопорну схему ротора високого тиску, що забезпечує високу жорсткість при відносно малій вазі.

Диски, робочі лопатки й вал виготовлені з жароміцних нікелевих сплавів, причому при виготовленні робочих лопаток застосована технологія монокристалічної конструкції.

Соплові й робочі лопатки охолоджуються з використанням плівкової системи охолодження, що забезпечує високу ефективність охолодження.

Для забезпечення високого ККД турбіни високого тиску над її корпусом передбачений повітряний колектор для підведення охолоджувального повітря із системи активного управління зазорами.

- **модуль турбіни низького тиску:** турбіна низького тиску п'ятиступенева, із неохолоджуваними сопловими апаратами і робочими лопатками.

Ротор турбіни низького тиску утворений п'ятьма робочими дисками з центральними отворами, що попарно з'єднані між собою фланцевими з'єднаннями, після чого кожна пара фланцевим з'єднанням закріплена до диска. Така конструкція забезпечує при відносно малій вазі гарну ремонтпридатність і технологічність, завдяки відсутності нарізних сполучень великого діаметра в гарячій зоні.

Ротор турбіни низького тиску має один роликотпідшипник, встановлений у відносно холодній частині двигуна.

Для активного управління зазорами над корпусом турбіни низького тиску встановлено 9 кільцевих колекторів, що забезпечують дозування й подачу охолоджувального повітря із системи активного управління зазорами.

- **модуль вузла задньої підвіски двигуна:** являє собою силовий елемент, що складається з двох концентричних кілець, між якими встановлені силові стійки, розташовані під кутом до радіального напрямку, що істотно знижує термонапруження, що виникають в елементах цього модуля через можливу нерівномірність розподілу температури вихідних газів по окружності.

Вузол задньої підвіски служить заднім поясом кріплення двигуна до пілонів крила.

- **модуль проміжного приводу і коробки приводів :** усі приводні агрегати двигуна встановлені в нижній частині двигуна, у холодній зоні, що забезпечує, з одного боку зручність доступу до них при технічному обслуговуванні, а з іншого боку, підвищує пожежну безпеку при експлуатації.

Передача крутного моменту до коробки приводів здійснюється через вузол центрального приводу і радіальний вал-ресору, що проходить в порожнистій стійці розподільчого корпусу.

#### ***Відмінні риси проектного двигуна:***

- компактність в осьовому напрямку, що досягається застосуванням мінімальної кількості силових вузлів (їх два: вузли корпусу вентилятора й вузол задньої підвіски двигуна), і застосуванням мінімальної кількості опор роторів (їх усього п'ять: дві опори роторів високого тиску і три у ротора низького тиску), що змонтовані в порожнинах зазначених двох силових вузлів.

По виду силової схеми силовий корпус проектного двигуна відноситься до силових корпусів із подвійним незамкненим силовим зв'язком, основним достоїнством якого є максимальне використання несучої здатності корпусів камери згоряння і корпусу опори ротора турбіни при мінімальній вазі конструкції.

## 2.2 Термодинамічний розрахунок проектного ТРДД

Вихідні дані:

Тяга  $P=125000$  Н;

Ступінь двоконтурності  $m=5$ ;

Ступінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_{к\Sigma}^* = 28$ ;

Ступінь підвищення тиску у вентиляторі  $\pi_{вЛ}^* = 1,69$ ;

Температура газів перед турбіною  $T_{\Gamma}^* = 1600$  К.

Схема двигуна представлена на Рис. 2.1.

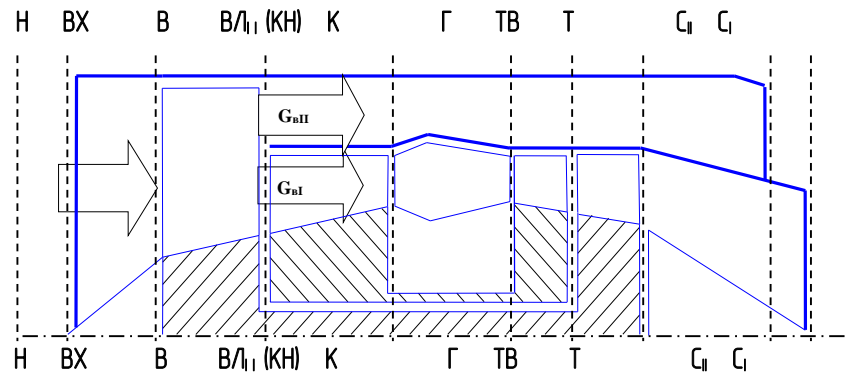


Рисунок 2.1 – Схема проектного двигуна

2.2.1. Визначення параметрів робочого тіла перед двигуном (переріз Н-Н):

З таблиць МСА знаходимо для заданої висоти тиск  $P_H$  і температуру  $T_H$  і визначаємо параметри загальмованого потоку  $P_H^*$  і  $T_H^*$  за формулами:

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

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

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

Відповідно до рівняння енергії знаходимо:

$$T_B^* = T_H^* = 288,15 \text{ К};$$

$$P_B^* = P_H^* \cdot \sigma_{ВХ} = 100312 \text{ Па.}$$

2.2.3. 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:

$$L_{ВЛII} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_B^* \cdot \left( \pi_{ВЛII}^{\frac{k}{k-1}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{ВЛII}^*} = 52657,6 \text{ Дж/кг;}$$

Тиск і температуру за вентилятором знаходимо за наступними формулами:

$$P_{ВЛII}^* = P_B^* \cdot \pi_{ВЛII} = 169527 \text{ Па;}$$

$$T_{ВЛ}^* = T_B^* + \frac{L_{ВЛII}}{\frac{k}{k-1} \cdot R} = 340,517 \text{ К;}$$

2.2.4. Визначення параметрів повітря на виході із сопла зовнішнього контуру (переріз сII-сII)

З рівняння збереження енергії маємо:  $T_{сII}^* = T_{ВЛII}^* = 340,517 \text{ К}$

Приймаючи до уваги, що в проектуваному 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:

$$\sigma_{II} = 0,995 ; \quad P_{сII}^* = P_{ВЛII}^* \cdot \sigma_{II} = 168679 \text{ Па.}$$

У даному випадку перепад тисків менше критичного:

$$\frac{P_{II}^*}{P_H^*} = 1,66473 \leq \pi_{с кр} = \left( \frac{k+1}{2} \right)^{\frac{k}{k-1}} = 1,89293.$$

$$\text{Тоді швидкість } C_{II} = \varphi_{сII} \sqrt{2 \cdot \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{сII}^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_H^*}{P_{сII}^*} \right)^{\frac{k}{k-1}} \right]} = 298,54 \text{ м/с,}$$

де  $\varphi_{сII} = 0.98$ .

2.2.5. Визначення параметрів повітря за компресором (переріз к-к)

ККД компресора визначаємо за наближеною формулою, задаючи ККД ступеня

компресора 0,88

$$\eta_{\kappa}^* = \frac{\pi_{\kappa\Sigma}^* \frac{k-1}{k}}{\pi_{\kappa\Sigma}^* \frac{k-1}{k} \cdot \eta_{\kappa}^*} = 0,8463.$$

Ефективну роботу стискування в компресорах знаходимо за рівнянням:

$$L_{\kappa} = \frac{k}{k-1} \cdot R \cdot T_{\text{в}}^* \cdot \left( \pi_{\kappa\Sigma}^* \frac{k-1}{k} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\eta_{\kappa}^*} = 544772,3 \text{ Дж/кг.}$$

Температура й тиск повинні бути:  $P_{\kappa}^* = P_{\text{в}}^* \cdot \pi_{\kappa\Sigma}^* = 2808729 \text{ Па;}$

$$T_{\kappa}^* = T_{\text{в}}^* + \frac{L_{\kappa}}{\frac{k}{k-1} \cdot R} = 829,92 \text{ К.}$$

2.2.6. Визначення параметрів робочого тіла на виході з камери згоряння (переріз г-г)

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

$$P_{\Gamma}^* = P_{\kappa}^* \cdot \sigma_{\kappa\text{с}} = 2752554 \text{ Па; } T_{\Gamma}^* = 1600 \text{ К.}$$

Середню теплоємність у камері згоряння обчислюємо за формулою:

$$c_{P_{\text{ср}}} = 878 + 0,208 \cdot (T_{\Gamma}^* + 0,48 \cdot T_{\kappa}^*) = 1293,66 \text{ Дж/(кг}\cdot\text{К).}$$

Задаючи коефіцієнт згоряння  $\eta_{\Gamma}=0,99$  і приймаючи значення теплотворності палива  $H_u=43000000 \text{ Дж/кг}$ , знаходимо

$$g_{\Gamma} = \frac{c_{P_{\text{ср}}} \cdot (T_{\Gamma}^* - T_{\kappa}^*)}{\eta_{\Gamma} \cdot H_u} = 0,0234021.$$

2.2.7. Визначення параметрів газу за турбіною (переріз т-т)

Приймаючи  $g_{\text{охл}}=0,12$  та  $\eta_{\text{м}}=0,99$ , визначаємо ефективну роботу всіх ступенів

турбіни

$$L_{\text{т}} = \frac{m \cdot L_{\text{влп}} + L_{\kappa}}{(1 + g_{\text{т}}) \cdot (1 - g_{\text{охл}}) \cdot \eta_{\text{м}}} = 906315,7 \text{ Дж/кг.}$$

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

$$T_T^* = T_T^* - \frac{L_T}{\frac{k_T}{k_T - 1} \cdot R_T} = 819,18 \text{ К}; \quad P_T^* = P_T^* \left( 1 - \frac{T_T^* - T_T^*}{T_T^* \cdot \eta_T^*} \right)^{\frac{k_T}{k_T - 1}} = 130775,9 \text{ Па.}$$

2.2.8. Визначення параметрів газу у вихідному перерізі сопла внутрішнього контуру (переріз  $c_{I-cI}$ )

$$T_{cI}^* = T_T^* = 819,18 \text{ К.}$$

Отже  $\sigma_{cI} = 0,98$ ;  $P_{cI}^* = P_T^* \cdot \sigma_{cI} = 128160 \text{ Па}$ ;

$$\pi_{cI} = \frac{P_{cI}^*}{P_H} = 1,62 \leq \pi_{c_{кр}} = \left( \frac{k_T + 1}{2} \right)^{\frac{k_T}{k_T - 1}} = 1,85.$$

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

$$c_{cI} = \varphi_{cI} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot R_T \cdot T_T^* \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_H}{P_{cI}^*} \right)^{\frac{k_T - 1}{k_T}} \right]} = 334,72 \text{ м/с,}$$

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

$$T_{cI} = T_{cI}^* - \frac{c_{cI}^2}{2 \cdot \frac{k_T}{k_T - 1} \cdot R_T} = 770,92 \text{ К.}$$

2.2.9. Визначення основних питомих параметрів двигуна й витрати повітря:

Питому тягу розраховуємо за формулами:

$$P_{удI} = c_{cI} \cdot (1 + g_T) = 342,56 \text{ (Н·с)/кг}; \quad P_{удII} = c_{cII} = 298,54 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P_{уд\Sigma} = \frac{P_{удI} + m \cdot P_{удII}}{1 + m} = 305,876 \text{ (Н·с)/кг.}$$

Питома витрата палива дорівнює:

$$c_{уд} = \frac{3600 \cdot g_T \cdot (1 - g_{охл})}{P_{уд\Sigma} \cdot (1 + m)} = 0,0404 \text{ кг/(Н·год)};$$

Витрата повітря:

- сумарна  $G_B = \frac{P}{P_{уд\Sigma}} = 408,66 \text{ кг/с}$ ;

- по контурам  $G_{B_I} = \frac{G_B}{(1+m)} = 68,11 \text{ кг/с}$ ;  $G_{B_{II}} = \frac{m}{(1+m)} \cdot G_B = 340,55 \text{ кг/с}$ .

Внутрішній ККД двигуна:  $\eta_e = \frac{P_{удI}^2 + P_{удII}^2 \cdot m}{2 \cdot g_T \cdot H_u \cdot (1 - g_{охл})} = 0,3179$ .

## 2.3 Газодинамічний розрахунок двигуна

### 2.3.1 Визначення розмірів перерізу на вході у вентилятор

Починаючи газодинамічний розрахунок двигуна, задамося осьовою швидкістю повітря  $c_{1a} = 220 \text{ м/с}$  і окружною швидкістю лопаток вентилятора в периферійному перерізі  $u_{1к} = 500 \text{ м/с}$ .

Розрахуємо приведену швидкість за формулою:

$$\lambda_{1a} = \frac{c_{1a}}{c_{1кр}} = \frac{c_{1a}}{18,3 \cdot \sqrt{T_B^*}} = \frac{220}{18,3 \cdot \sqrt{288}} = 0,70821.$$

Визначивши приведену швидкість і прийнявши  $k=1,4$ , знаходимо:

$$q(\lambda_{1a}) = 0,898123$$

і визначаємо площу перерізу на вході у вентилятор:

$$F_B = \frac{G_B \cdot \sqrt{T_B^*}}{m_B \cdot P_B^* \cdot q(\lambda_{1a})} = \frac{408,66 \cdot \sqrt{288,15}}{0,040348 \cdot 100312 \cdot 0,898123} = 1,908375 \text{ м}^2,$$

де  $m_B = 0,040348$ .

Вибираємо приблизне значення відносного діаметра втулки першого ступеня :

$$\bar{d}_1 = \frac{D_{1вт}}{D_{1к}} = 0,34.$$

Зовнішній діаметр вентилятора визначаємо за формулою:

$$D_{1к} = \sqrt{\frac{4F_B}{\pi(1-d_1^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,908375}{\pi(1-0,34^2)}} = 1,66 \text{ м (приймаємо 1,7 м)};$$

$$D_{1вт} = \sqrt{D_{1к}^2 - \frac{4F_B}{\pi}} = \sqrt{1,7^2 - \frac{4 \cdot 1,9}{\pi}} = 0,68 \text{ м}.$$

Потім визначаємо діаметр умовного циліндричного перерізу, поділяючого



потоки першого і другого контурів.

$$F_{II} = F_B \frac{G_{BII}}{G_B}$$

$$\text{Тоді } D_I = \sqrt{D_{1K}^2 - \frac{4F_{II}}{\pi}} = \sqrt{D_{1K}^2 - \frac{4F_B G_{BII}}{\pi G_B}} = \sqrt{1,7^2 - \frac{4 \cdot 1,9 \cdot 340,55}{\pi \cdot 408,66}} = 0,93 \text{ м.}$$

### 2.3.2 Визначення кількості ступенів вентилятора ТРДД

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

$$u_I = u_{1K} \frac{D_I}{D_{1K}} = 500 \frac{0,93}{1,7} = 273,56 \text{ м/с;}$$

$$u_{1BT} = u_{1K} \frac{D_{1BT}}{D_{1K}} = 500 \frac{0,68}{1,7} = 199,52 \text{ м/с;}$$

$$\Delta W_{uI} \cong c_{1a} \frac{1,55}{1 + 1,5 \left( \frac{t}{b} \right)_I} = 220 \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot 1,6} = 176 \text{ м/с;}$$

$$\Delta W_{uBT} \cong c_{1a} \frac{1,55}{1 + 1,5 \left( \frac{t}{b} \right)_{BT}} = 220 \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot 2,2} = 202,76 \text{ м/с.}$$

У цих рівняннях  $c_{1a}$  приймаємо постійною вздовж лопатки, густоту решітки біля втулки  $\left( \frac{b}{t} \right)_{BT} = 2,2$ , а на діаметрі  $D_I - \left( \frac{b}{t} \right)_I \approx \left( \frac{b}{t} \right)_{BT} \cdot \frac{D_{1BT}}{D_I} = 1,6$ .

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

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

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

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

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

### 2.3.3 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  $\eta_M = 0,99$ :

$$L_{\text{КВД}} = L_{\text{К}} - L_{\text{ВЛІ}} = 544772,3 - 44301,05 = 500471,2 \text{ Дж/кг};$$

$$L_{\text{ТВД}} = \frac{L_{\text{КВД}}}{(1 + q_T)(1 - q_{\text{охл}}) \cdot \eta_M} = \frac{500471,2}{(1 + 0,0234)(1 - 0,12) \cdot 0,99} = 561325,7 \text{ Дж/кг}.$$

Двигун прототип має 1 підпірний ступень КНТ, 2 ступеня ТВТ, 5 ступенів ТНТ та 10 ступенів КВТ.

Приймаємо для проектованого ГТД 2 ступеня ТВТ і один приєднаний ступень КНТ. Виконаємо перевірку:

$$Y^* = 0,55, \text{ тоді } u_{\text{Т,ср}} = Y^* \sqrt{\frac{2 \cdot L_{\text{Т}}}{z \cdot \eta_{\text{ТВД}}^*}} = 0,55 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 561325,7}{2 \cdot 0,93}} = 427,29 \text{ м/с}.$$

Приймаємо  $u_{\text{Т,ср}} = 430 \text{ м/с}$ .

Робота КНТ буде:  $L_{\text{КНД}} = L_{\text{ВЛІ}} + L_{\text{пр}} = 69324,61 \text{ Дж/кг}$ .

$$L_{\text{ТВД}} = \frac{L_{\text{КВД}} - L_{\text{КНД}}}{(1 + q_T)(1 - q_{\text{охл}}) \cdot \eta_M} = \frac{500471,2 - 69324,61}{(1 + 0,019)(1 - 0,05) \cdot 0,99} = 483571,7 \text{ Дж/кг}.$$

Тоді

$$L_{\text{КВД}} = L_{\text{ТВД}} (1 + q_T)(1 - q_{\text{охл}}) \cdot \eta_M = 483571(1 + 0,19)(1 - 0,05) \cdot 0,99 = 431146 \text{ Дж/кг}.$$

Розподіляємо роботу ТВТ по ступеням, [Дж/кг]:

$$L_{\text{стI}} = 258571,7$$

$$L_{\text{стII}} = 225000$$

2.3.4 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:

$$\pi_{\text{кнд}}^* = \left[ 1 + \frac{L_{\text{кнд}} \cdot \eta_{\text{кнд}}^*}{\frac{k}{k-1} RT_{\text{в}}^*} \right]^{\frac{k}{k-1}} = \left[ 1 + \frac{69324,61 \cdot 0,89}{\frac{1,4}{1,4-1} 287,3 \cdot 288,15} \right]^{\frac{1,4}{1,4-1}} = 1,97;$$

$$P_{\text{кнд}}^* = P_{\text{в}}^* \cdot \pi_{\text{кнд}}^* = 100312 \cdot 1,97 = 197146,1 \text{ Па};$$

$$T_{\text{кнд}}^* = T_{\text{в}}^* + \frac{k-1}{k \cdot R} L_{\text{кнд}} = 288,15 + \frac{1,4-1}{1,4 \cdot 287,3} 69324,61 = 357,1 \text{ К.}$$

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

$$\lambda_{\text{авлII}} = \frac{c_{\text{авлII}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{\text{авлII}}}{18,3 \cdot \sqrt{T_{\text{влII}}^*}} = \frac{210}{18,3 \cdot \sqrt{340,517}} = 0,621869;$$

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

$$F_{\text{влII}} = \frac{G_{\text{влII}} \cdot \sqrt{T_{\text{влII}}^*}}{m_{\text{в}} \cdot P_{\text{влII}}^* \cdot q(\lambda_a)_{\text{влII}}} = \frac{340,55139 \cdot \sqrt{340,517}}{0,040348 \cdot 169527 \cdot 0,830454} = 1,107 \text{ м}^2.$$

Приймаємо  $D_{\text{влII}} = (0,95 \dots 0,9) D_{1\text{к}}$  і знаходимо діаметр умовного перерізу, що розділяє потоки зовнішнього і внутрішнього контурів:

$$D_{\text{II}} = \sqrt{D_{\text{влII}}^2 - \frac{4 \cdot F_{\text{влII}}}{\pi}} = \sqrt{1,615^2 - \frac{4 \cdot 1,107}{\pi}} = 1,09 \text{ м};$$

$$\lambda_{\text{авлI}} = \frac{c_{\text{авлI}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{\text{авлI}}}{18,3 \cdot \sqrt{T_{\text{влI}}^*}} = \frac{210}{18,3 \cdot \sqrt{332,08}} = 0,5997;$$

$$q(\lambda_a)_{\text{влI}} = 0,810576;$$

$$F_{\text{влI}} = F_{\text{кнд}} = \frac{G_{\text{влI}} \sqrt{T_{\text{влI}}^*}}{m_{\text{в}} P_{\text{влI}}^* \cdot q(\lambda_a)_{\text{влI}}} = \frac{68,11028 \cdot \sqrt{332,08}}{0,040348 \cdot 156775,3 \cdot 0,810576} = 0,2421 \text{ м}^2;$$

$$D_{\text{влВТ}} = \sqrt{D_{\text{II}}^2 - \frac{4F_{\text{влI}}}{\pi}} = \sqrt{1,1^2 - \frac{4 \cdot 0,242}{\pi}} = 0,94 \text{ м.}$$

Якщо прийняти  $\delta = 0.01$  м, то одержимо

$$D_{\text{вл}} = D_{\text{II}} - 2 \cdot \delta = 1,09 - 0,02 = 1,07 \text{ м};$$

$$D_{\text{вт кнд}} = \sqrt{D_{\text{вл}}^2 - \frac{4 \cdot F_{\text{кнд}}}{\pi}} = \sqrt{1,07^2 - \frac{4 \cdot 0,242}{\pi}} = 0,92 \text{ м}.$$

Приймаємо по прототипу  $D_{\text{кнд}} = 1,00$  м. Тоді

$$\lambda_{\text{кнд}} = \frac{c_{\text{кнд}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{\text{кнд}}}{18,3 \cdot \sqrt{T_{\text{кнд}}^*}} = \frac{170}{18,3 \cdot \sqrt{357,09198}} = 0,607.$$

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

$$F_{\text{кнд}} = \frac{G_{\text{вл}} \cdot \sqrt{T_{\text{кнд}}^*}}{m_{\text{в}} \cdot P_{\text{кнд}}^* \cdot q(\lambda_a)_{\text{кнд}}} = \frac{68,1102787 \cdot \sqrt{357,09}}{0,040348 \cdot 197146,07 \cdot 0,607} = 0,198 \text{ м}^2.$$

2.3.5 Визначення діаметральних розмірів перерізу на вході в компресор високого тиску

По прийнятій швидкості на вході в КВТ, що дорівнює 215 м/с

$$\lambda_{\text{квд}} = \frac{c_{\text{квд}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{\text{квд}}}{18,3 \cdot \sqrt{T_{\text{кнд}}^*}} = \frac{215}{18,3 \cdot \sqrt{357}} = 0,627; \quad q(\lambda_a)_{\text{квд}} = 0,8303.$$

Звідси маємо:

$$F_{\text{в квд}} = \frac{G_{\text{вл}} \cdot \sqrt{T_{\text{кнд}}^*}}{m_{\text{в}} \cdot P_{\text{кнд}}^* \cdot \sigma_{\text{пер}} \cdot q(\lambda_a)_{\text{квд}}} = \frac{68,11 \cdot \sqrt{357}}{0,040348 \cdot 197146,07 \cdot 0,99 \cdot 0,8303} = 0,194 \text{ м}^2.$$

Приймаючи  $\bar{d}_{\text{лвт}} = 0,62$ ,

$$D_{1\text{квд}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{в квд}}}{\pi \cdot (1 - \bar{d}_{\text{лвт}}^2)}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,194}{\pi \cdot (1 - 0,62^2)}} = 0,64 \text{ м};$$

$$D_{1\text{втквд}} = \sqrt{D_{1\text{квд}}^2 - \frac{4 \cdot F_{\text{в квд}}}{\pi}} = \sqrt{0,64^2 - \frac{4 \cdot 0,194}{\pi}} = 0,37 \text{ м}.$$

2.3.6 Визначення діаметральних розмірів на виході з КВТ

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

$$T_K^* = T_{\text{кнд}}^* + \frac{k-1}{k} \cdot \frac{L_{\text{квд}}}{R} = 357 + \frac{1,4-1}{1,4} \cdot \frac{431146,63}{287,3} = 785,86 \text{ К.}$$

Ступінь підвищення тиску

$$\pi_{\text{квд}}^* = \frac{P_K^*}{P_{\text{кнд}}^* \cdot \sigma_{\text{пер}}} = \frac{2808729}{197146,07 \cdot 0,99} = 14,39.$$

Приймаємо швидкість на виході з компресора 110 м/с.

$$\text{Тоді } \lambda_{\text{ак}} = \frac{c_{\text{ак}}}{c_{\text{кр}}} = \frac{c_{\text{ак}}}{18,3 \cdot \sqrt{T_K^*}} = \frac{110}{18,3 \cdot \sqrt{785,86}} = 2144; \quad q(\lambda_a)_K = 0,33179;$$

$$F_K = \frac{G_{\text{вл}} \cdot \sqrt{T_K^*}}{m_{\text{в}} \cdot P_K^* \cdot q(\lambda_a)_K} = \frac{68,1102787 \cdot \sqrt{785,86}}{0,040348 \cdot 2808729 \cdot 0,3179} = 0,05 \text{ м}^2.$$

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

$$D_{\text{втк}} = \sqrt{D_{\text{1квд}}^2 - \frac{4 \cdot F_K}{\pi}} = \sqrt{0,56^2 - \frac{4 \cdot 0,05}{\pi}} = 0,5434 \text{ м};$$

$$h_{\text{л}} = \frac{D_{\text{1квд}} - D_{\text{втк}}}{2} = (0,56 - 0,5434)/2 = 0,028 \text{ м};$$

$$\bar{d}_{\text{втк}} = \frac{D_{\text{втк}}}{D_{\text{1квд}}} = 0,543/0,56 = 0,9.$$

### 2.3.7 Визначення діаметральних розмірів на вході в ТВТ

Приймаємо кут виходу газів із соплового апарата першого ступеня  $\alpha_1 = 20^\circ$  і знаходимо швидкість витікання газів:

$$c_1 = \frac{L_{\text{ст1}}}{u_{\text{т ср}} \cdot \cos \alpha_1} = \frac{258571,65}{430 \cdot \cos 20^\circ} = 639,92 \text{ м/с};$$

$$\text{відповідно } \lambda_1 = \frac{c_1}{c_{\text{кр}}} = \frac{639,92}{18,3 \cdot \sqrt{1600}} = 0,8647 \text{ та } q(\lambda_1)_{\text{са}} = 0,97796.$$

Витрату газу на виході із СА розраховуємо за формулою:

$$G_{\text{т}} = G_{\text{вл}} (1 + q_{\text{т}}) (1 - q_{\text{охл}}) = 68,1 (1 + 0,023) (1 - 0,12) = 61,34 \text{ кг/с.}$$

Площу перерізу на виході із СА визначаємо за формулою:

$$F_{1ca} = \frac{G_{\Gamma} \cdot \sqrt{T_{\Gamma}^*}}{m_{\Gamma} \cdot P_{ca}^* \cdot q(\lambda_1)_{ca} \cdot \sin \alpha_1} = \frac{68,1 \sqrt{1600}}{0,0396 \cdot 2697503,3 \cdot 0,9779 \cdot \sin 20} = 0,092 \text{ м}^2,$$

де  $m_{\Gamma} = 0,0396$ ;  $\sigma_{ca} = 0,98$ ;  $\sigma_{kc} = 0,98$ ;

$$P_{ca}^* = P_{\kappa}^* \cdot \sigma_{kc} \cdot \sigma_{ca} = 2697503,33 \text{ Па.}$$

Приймаємо  $D_{\Gamma \text{cp}} = 0,64 \text{ м}$ , тоді  $h_{\text{л}} = \frac{F_{1ca}}{\pi \cdot D_{\Gamma \text{cp}}} = \frac{0,092}{\pi \cdot 0,64} = 0,046 \text{ м}$ ;

$$D_{\Gamma} = D_{\Gamma \text{cp}} + h_{\text{л}} = 0,64 + 0,046 = 0,686 \text{ м.}$$

Приймаємо  $D_{\Gamma} = 0,69$  і знаходимо

$$D_{\text{вт}} = \sqrt{D_{\Gamma}^2 - \frac{4 \cdot F_{1ca}}{\pi}} = \sqrt{0,69^2 - \frac{4 \cdot 0,092}{\pi}} = 0,6 \text{ м.}$$

Далі перевіряємо, чи задовольняють геометричні і швидкісні параметри умовам міцності:

$$\sigma_p = 2 \cdot \rho \cdot K_{\phi} \cdot u_{\Gamma \text{cp}}^2 \cdot \frac{h_{\text{л}}}{D_{\Gamma \text{cp}}} \cdot 10^{-6} = 2 \cdot 8200 \cdot 0,5 \cdot 430^2 \cdot \frac{0,046}{0,644} \cdot 10^{-6} = 98,8 \text{ МПа}$$

При густині матеріалу  $(8-8,5) \cdot 10^3 \text{ кг/м}^3$ ;  $K_{\phi}$  – коефіцієнт форми лопаток ( $K_{\phi} = 0,5$ ).

Вибираємо матеріал лопаток з межею тривалої міцності з таким розрахунком, щоб

запас міцності  $n = \frac{\sigma_{\tau}^t}{\sigma_p} \geq 1,3 \dots 1,5$ . При інтенсивному охолодженні робочих лопаток

ТВТ сплав ЖСБУВИ забезпечить запас тривалої міцності на базі 500 год.:

$$n = \frac{175}{98,8} = 1,8.$$

### 2.3.8 Визначення діаметральних розмірів на виході з ТВТ

$$T_{\text{ТВД}}^* = T_{\Gamma}^* + \frac{k_{\Gamma} - 1}{k_{\Gamma}} \cdot \frac{L_{\text{ТВД}}}{R_{\Gamma}} = 1600 + \frac{1,333 - 1}{1,333} \cdot \frac{483571,65}{288} = 1183,4 \text{ К};$$

$$P_{\text{ТВД}}^* = P_{\Gamma}^* \cdot \left[ 1 - \frac{T_{\Gamma}^* - T_{\text{ТВД}}^*}{T_{\Gamma}^* \cdot \eta_{\text{ТВД}}^*} \right]^{\frac{k_{\Gamma}}{k_{\Gamma} - 1}} = 2752554 \cdot \left[ 1 - \frac{1600 - 1183,4}{1600 \cdot 0,93} \right]^{\frac{1,333}{1,333 - 1}} = 732470 \text{ Па.}$$

Задаємо приведену швидкість  $\lambda_{2a} = 0,55$ , що відповідає  $q(\lambda)_{2a} = 0,7651$  і осьовій складовій абсолютної швидкості

$$c_{2a} = \lambda_{2a} \cdot 18,15 \cdot \sqrt{T_{\text{ТВД}}^*} = 0,55 \cdot 18,15 \cdot \sqrt{1183,4} = 343,4 \text{ м/с.}$$

Знаходимо витрату газу на виході з турбіни високого тиску:

$$G_{\Gamma} = G_{\text{ВІ}}(1 + q_{\Gamma})(1 - q_{\text{охл}}) = 68,11(1 + 0,023)(1 - 0,1) = 66,92 \text{ кг/с;}$$

Визначаємо площу поперечного перерізу виходу газів із ТВД:

$$F_{\text{ТВД}} = \frac{G_{\Gamma} \cdot \sqrt{T_{\text{ТВД}}^*}}{m_{\Gamma} \cdot P_{\text{ТВД}}^* \cdot q(\lambda_{2a})} = \frac{66,92 \cdot \sqrt{1183,4}}{0,0396 \cdot 732470 \cdot 0,7651087} = 0,142 \text{ м}^2.$$

Приймаємо  $D_{\text{Т.ср}} = 0,64$  м, тоді

$$h_{\text{л}} = \frac{F_{\text{ТВД}}}{\pi \cdot D_{\text{Т.ср}}} = \frac{0,142}{\pi \cdot 0,64} = 0,0709 \text{ м;}$$

$$D_{\text{ТВД}} = D_{\text{Т.ср}} + h_{\text{л}} = 0,64 + 0,07 = 0,71 \text{ м.}$$

Приймаємо  $D_{\text{ТВД}} = 0,71$  м, і знаходимо

$$D_{\text{ВТ ТВД}} = \sqrt{D_{\text{ТВД}}^2 - \frac{4 \cdot F_{\text{ТВД}}}{\pi}} = \sqrt{0,71^2 - \frac{4 \cdot 0,142}{\pi}} = 0,57 \text{ м.}$$

### 2.3.9 Визначення кількості ступенів компресора високого тиску

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

$$u_{1\text{к}} = u_{\text{Т.ср}} \cdot \frac{D_{1\text{к.КВД}}}{D_{\text{Т.ср}}} = 430 \cdot \frac{0,64}{0,64} = 430,0 \text{ м/с;}$$

$$u_{1\text{вт}} = u_{\text{Т.ср}} \cdot \frac{D_{1\text{вт.КВД}}}{D_{\text{Т.ср}}} = 430 \cdot \frac{0,37}{0,64} = 292 \text{ м/с;}$$

$$u_{2\text{вт}} = 430 \cdot \frac{0,5434}{0,64} = 343,6 \text{ м/с}$$

Приймаємо густоту решітки лопатки:

$$\left(\frac{b}{t}\right)_{\text{вт.1}} = 2,2; \quad \left(\frac{b}{t}\right)_{\text{вт.2}} = 1,8.$$

Знаходимо закручення і роботу для першого й останнього ступенів:

$$\Delta W_{u_{1\text{вт}}} = c_{1a} \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{\text{вт1}}} = 215 \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot \left(\frac{1}{2,2}\right)} = 198,15 \text{ м/с;}$$

$$\Delta W_{u_{2.вг}} = c_{2a} \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot \left(\frac{t}{b}\right)_{вг2}} = 110 \frac{1,55}{1 + 1,5 \cdot \left(\frac{1}{1,8}\right)} = 93 \text{ м/с};$$

$$L_{ст1} = u_{1вг} \cdot \Delta W_{u_{1вг}} = 292,7 \cdot 198,15 = 58002 \text{ Дж/кг};$$

$$L_{ст2} = u_{2вг} \cdot \Delta W_{u_{2.вг}} = 343,6 \cdot 93 = 31960 \text{ Дж/кг}.$$

Середню роботу і число ступенів визначаємо за нижче наведеними формулами:

$$L_{ср} \approx \frac{1}{2} \cdot (L_{ст1} + L_{ст2}) = \frac{1}{2} \cdot (58002 + 31960) = 44981 \text{ Дж/кг};$$

$$z_{квд} \cong \frac{L_{квд}}{L_{ср}} = \frac{431146}{44981} = 10.$$

Розподіляємо роботу по ступеням компресора (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Розподіл роботи по ступеням компресора високого тиску

z	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$L_{ст}$	44	46	47	48	47	45	43	41	36	34,14
$c_a$	215	175	170	165	157	150	142	133	121	110

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

$$N_{твд} = G_{г} \cdot L_{твд} = 61,33 \cdot 483571 = 29657452 \text{ Вт};$$

$$N_{квд} = G_{вл} \cdot L_{квд} = 68,11 \cdot 431146 = 29365354 \text{ Вт}.$$

Повинний виконуватись баланс

$$N_{квд} = N_{твд} \cdot \eta_{м} = 29360877 = 29657452 \cdot 0,99.$$

$$n_{твд} = \frac{60 \cdot u_{т.ср}}{\pi \cdot D_{т.ср}} = \frac{60 \cdot 430}{\pi \cdot 0,64} = 12077,05;$$

$$n_{квд} = \frac{60 \cdot u_{к}}{\pi \cdot D_{к}} = \frac{60 \cdot 430}{\pi \cdot 0,64} = 12077,05.$$

Повинна виконуватись рівність  $n_{твд} = n_{квд} = 12077,05 = 12077,05$ .



### 2.3.10 Визначення кількості ступенів і розподіл роботи між ступенями турбіни низького тиску

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

$$G_{Г.ТНД} = G_{ВЛ}(1 + q_T) = 68,11(1 + 0,0234021) = 69,7 \text{ кг/с.}$$

З умови балансу потужностей

$$L_{ТНД} = \frac{mL_{ВЛП} + L_{КНД}}{(1 + q_T)(1 - q_{охл})\eta_M} = \frac{5 \cdot 52657,57 + 69324,61}{(1 + 0,023)(1 - 0,12)0,99} = 328289 \text{ Дж/кг.}$$

По аналогії з прототипом приймаємо  $D_{ТНД.ср} = 0,71$  м. Тоді:

$$u_{ТНД.ср} = u_{1к} \frac{D_{ТНД.ср}}{D_{1к}} = 500 \frac{0,71}{1,7} = 208,82 \text{ м/с;}$$

$$Y^* = u_{ТНД.ср} \cdot \sqrt{\frac{z \cdot \eta_{ТВД}^*}{2 \cdot L_T}} = 208,82 \cdot \sqrt{\frac{5 \cdot 0,93}{2 \cdot 328289}} = 0,56.$$

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

Таблиця 2.2

Розподіл роботи між ступенями турбіни низького тиску

$L_{ст1} =$	75000
$L_{ст2} =$	70000
$L_{ст3} =$	65000
$L_{ст4} =$	60000
$L_{ст5} =$	58290

### 2.3.11 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:

$$c_1 = \frac{L_{ст1.ТНД}}{u_{ТНД.ср} \cdot \cos \alpha_1} = \frac{75000}{208,82 \cdot \cos 25^\circ} = 396,28 \text{ м/с;}$$

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{c_{кр}} = \frac{c_1}{18,15 \cdot \sqrt{T_{ТВД}^*}} = \frac{396,28}{18,15 \cdot \sqrt{1183,3891}} = 0,63469.$$

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:

$$c_1 = \left( \frac{L_{ст1}}{u_{тнд.ср}} - c_{2u} \right) \frac{1}{\cos \alpha_1} = \left( \frac{75000}{208,82} - 15 \right) \frac{1}{\cos 25^\circ} = 379,7 \text{ м/с};$$

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{c_{кр}} = \frac{c_1}{18,15 \cdot \sqrt{T_{твд}^*}} = 0,608188; \quad q(\lambda_1) = 0,8207.$$

Площу перерізу на виході із СА знаходимо за формулою:

$$F_{1са.тнд} = \frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{T_{твд}^*}}{m_\Gamma \cdot P_{твд}^* \cdot \sigma_{пер} \cdot \sigma_{са} \cdot q(\lambda_1) \cdot \sin \alpha_1} =$$

$$= \frac{69,7 \cdot \sqrt{1183}}{0,0396 \cdot 732470,53 \cdot 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,8207 \cdot \sin 20} = 0,23 \text{ м}^2.$$

При  $D_{тнд.ср} = 0,71$  м

$$h_{л} = \frac{F_{1са.тнд}}{\pi \cdot D_{тнд.ср}} = \frac{0,23}{\pi \cdot 0,71} = 0,103 \text{ м};$$

$$D_\Gamma = D_{тнд.ср} + h_{л} = 0,71 + 0,103 = 0,813 \text{ м}.$$

Приймаємо  $D_\Gamma = 0,82$  м та знаходимо  $D_{вт}$ :

$$D_{вт} = \sqrt{D_\Gamma^2 - \frac{4 \cdot F_{1са.тнд}}{\pi}} = \sqrt{0,82^2 - \frac{4 \cdot 0,23}{\pi}} = 0,61 \text{ м}.$$

### 2.3.12 Визначення діаметральних розмірів на виході з турбіни низького тиску

Задаємо приведену швидкість на виході з ТНТ  $\lambda_{ат} = 0,65$ , що відповідає  $c_a = 257,6565$  м/с. Знаходимо  $q(\lambda_{ат}) = 0,856437$ .

Тоді:

$$F_\Gamma = \frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{T_\Gamma^*}}{m_\Gamma \cdot P_\Gamma^* \cdot q(\lambda_{ат})} = \frac{69,7 \cdot \sqrt{819}}{0,0396 \cdot 130775,9 \cdot 0,856437} = 0,53 \text{ м}^2.$$

Приймаємо  $D_{т.ср} = 0,76$  м. Знаходимо

$$h_{л} = \frac{F_\Gamma}{\pi \cdot D_{т.ср}} = \frac{0,53}{\pi \cdot 0,76} = 0,22 \text{ м};$$

$$D_\Gamma = D_{т.ср} + h_{л} = 0,76 + 0,22 = 0,98 \text{ м}$$

Приймаємо  $D_T=0,98$  м і знаходимо

$$D_{BT} = \sqrt{D_T^2 - \frac{4 \cdot F_T}{\pi}} = \sqrt{0,98^2 - \frac{4 \cdot 0,53}{\pi}} = 0,54 \text{ м};$$

$$h_{л} = \frac{D_T - D_{BT}}{2} = \frac{0,98 - 0,54}{2} = 0,22 \text{ м}.$$

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

$$\begin{aligned} \sigma_p &= 2 \cdot \rho \cdot K_{\phi} \cdot u_{\text{ТНД.ср}}^2 \cdot \frac{h_{л}}{D_{\text{ТНД.ср}}} \cdot 10^{-6} = 2 \cdot 8200 \cdot 0,5 \cdot 208,82^2 \cdot \frac{0,22}{0,76} \cdot 10^{-6} = \\ &= 101,56 \text{ МПа} \end{aligned}$$

де  $\rho$  – густина матеріалу лопатки,  $(8-8,5)10^3$  кг/м<sup>3</sup>;  $K_{\phi}$  – коефіцієнт форми лопаток ( $K_{\phi}=0,5$ ).

Коефіцієнт запасу міцності визначається за формулою:

$$n = \frac{\sigma_{\tau}^t}{\sigma_p}$$

Вибираємо для неохолоджуваних робочих лопаток ТНТ сплав ЖС6-К, який забезпечує запас тривалої міцності:  $n = \frac{175}{101,56} = 1,723 > 1,3 \dots 1,5$ .

Баланс потужностей турбіни НТ і вентилятора перевіряємо за рівняннями:

$$N_{\text{ТНД}} = G_{\text{Г.ТНД}} \cdot L_{\text{ТНД}} = 69,7 \cdot 328289,5 = 22883159 \text{ Вт};$$

$$N_{\text{ВЛП}} + N_{\text{КНД}} = G_{\text{ВЛ}} \cdot L_{\text{ВЛП}} + G_{\text{ВЛ}} \cdot L_{\text{КНД}} = 340,5 \cdot 52657,6 + 68,1 \cdot 69324,6 = 22654328$$

Вт.

$$N_{\text{ВЛП}} + N_{\text{КНД}} = N_{\text{ТНД}} \cdot \eta_M = 22654328 = 22883159 \cdot 0,99 = 22654327,41 \text{ Вт}.$$

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

$$n_{\text{ТНД}} = \frac{60 \cdot u_{\text{ТНД.ср}}}{\pi \cdot D_{\text{ТНД.ср}}} = \frac{60 \cdot 208,82}{\pi \cdot 0,71} = 5617,23;$$

$$n_{\text{ВЛ}} = \frac{60 \cdot u_{\text{ЛК}}}{\pi \cdot D_{\text{ЛК}}} = \frac{60 \cdot 430}{\pi \cdot 1,7} = 5617,23; \quad n_{\text{ТНД}} = n_{\text{ВЛ}} \cdot$$

2.3.13 Визначення діаметрів перерізів на виході із сопел двоконтурного турбореактивного двигуна

Витікання із сопла внутрішнього контуру докритичне, розширення повне, тому

що 
$$\frac{P_T^* \cdot \sigma_{cI}}{P_H} = \frac{130775,9 \cdot 0,98}{101325} = 1,55. \text{ Це менше ніж } \pi_{кр} = 1,85.$$

Швидкість витікання газів із сопла знаходимо за формулою:

$$c_{cI} = \sqrt{2 \frac{k_\Gamma}{k_\Gamma - 1} R_\Gamma T_T^* \left[ 1 - \left( \frac{P_H}{P_T^* \cdot \sigma_c} \right)^{\frac{k_\Gamma - 1}{k_\Gamma}} \right]} =$$

$$= \sqrt{2 \frac{1,33}{1,33 - 1} 288 \cdot 819 \left[ 1 - \left( \frac{101325}{130775,9 \cdot 0,98} \right)^{\frac{1,33 - 1}{1,33}} \right]} = 448,99 \text{ м/с;}$$

$$\lambda_{cI} = \frac{c_{cI}}{c_{кр}} = \frac{334,93}{18,15 \cdot \sqrt{819}} = 0,63262; \quad q(\lambda_{cI}) = 0,842049.$$

Відповідно площа сопла буде

$$F_{cI} = \frac{G_\Gamma \cdot \sqrt{T_T^*}}{m_\Gamma \cdot P_T^* \cdot \sigma_c \cdot q(\lambda_{cI})} = \frac{70 \cdot \sqrt{819}}{0,0396 \cdot 130775,9 \cdot 0,98 \cdot 0,999} = 0,33 \text{ м}^2;$$

діаметр сопла  $D_{cI} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{cI}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,33}{\pi}} = 0,64 \text{ м.}$

Визначимо також і для зовнішнього контуру:

$$\lambda_{cII} = \frac{c_{cI}}{c_{кр}} = \frac{298,54}{18,15 \cdot \sqrt{340,517}} = 0,884; \quad q(\lambda_{cII}) = 0,984193.$$

Відповідно

$$F_{cII} = \frac{G_{вII} \cdot \sqrt{T_{вII}^*}}{m_B \cdot P_{cII}^* \cdot \sigma_{cII} \cdot q(\lambda_{cII})} = \frac{340,55 \cdot \sqrt{341}}{0,0396 \cdot 168679 \cdot 0,995 \cdot 0,9842} = 0,97 \text{ м}^2;$$

$$D_{cII} = \sqrt{D_{вн}^2 + \frac{4 \cdot F_{cII}}{\pi}} = \sqrt{0,93^2 + \frac{4 \cdot 0,97}{\pi}} = 1,6 \text{ м, де } D_{вн} = 0,95 \text{ м.}$$

Результати газодинамічного розрахунку наведені в табл. 2.3, а схем проточної частини і зміна параметрів робочого тіла по тракту на рис. 2.2.

Таблиця 2.3.

*Результати газодинамічного розрахунку*

Елементи ТРДД	Параметри елементів			Переріз	Параметри робочого тіла			Розміри перерізів		
	$G$ , кг/с	$n$ , об/хв	$N$ , кВт		$P^*$ , Па	$T^*$ , К	$C_a$ , м/с	$D_{зовн}$ , мм	$D_{вт}$ , мм	$h$ , мм
Вентилят.	340,55	5617	17930	Вхід	100312	288	220	1700	930	385
				Вихід	169527	340,5	210	1615	1090	262,5
КНТ	68,11	5617	4721	Вхід	100312	288	220	930	680	125
				Вихід	197146,4	357,1	210	1070	920	75
КВТ	68,11	12077	29365	Вхід	195174,6	357,1	215	640	570	13,5
				Вихід	2808729	785,9	110	560	543,4	28
ТВТ	61,34	12077	29657	Вхід	2697503	1600	218,87	686	600	46
				Вихід	732470	1183,4	343,4	710	570	70,9
ТНТ	69,7	5617	22883	Вхід	717894	1183,4	160,47	813	610	103
				Вихід	130776	819,2	257,66	980	540	220
Сопло <sub>II</sub>	<b>340,55</b>	-	-	Вихід <sub>II</sub>	168679	340,5	298,54	1600	950	-
Сопло <sub>I</sub>	68,11	-	-	Вихід <sub>I</sub>	128160	819,2	449	640	-	-

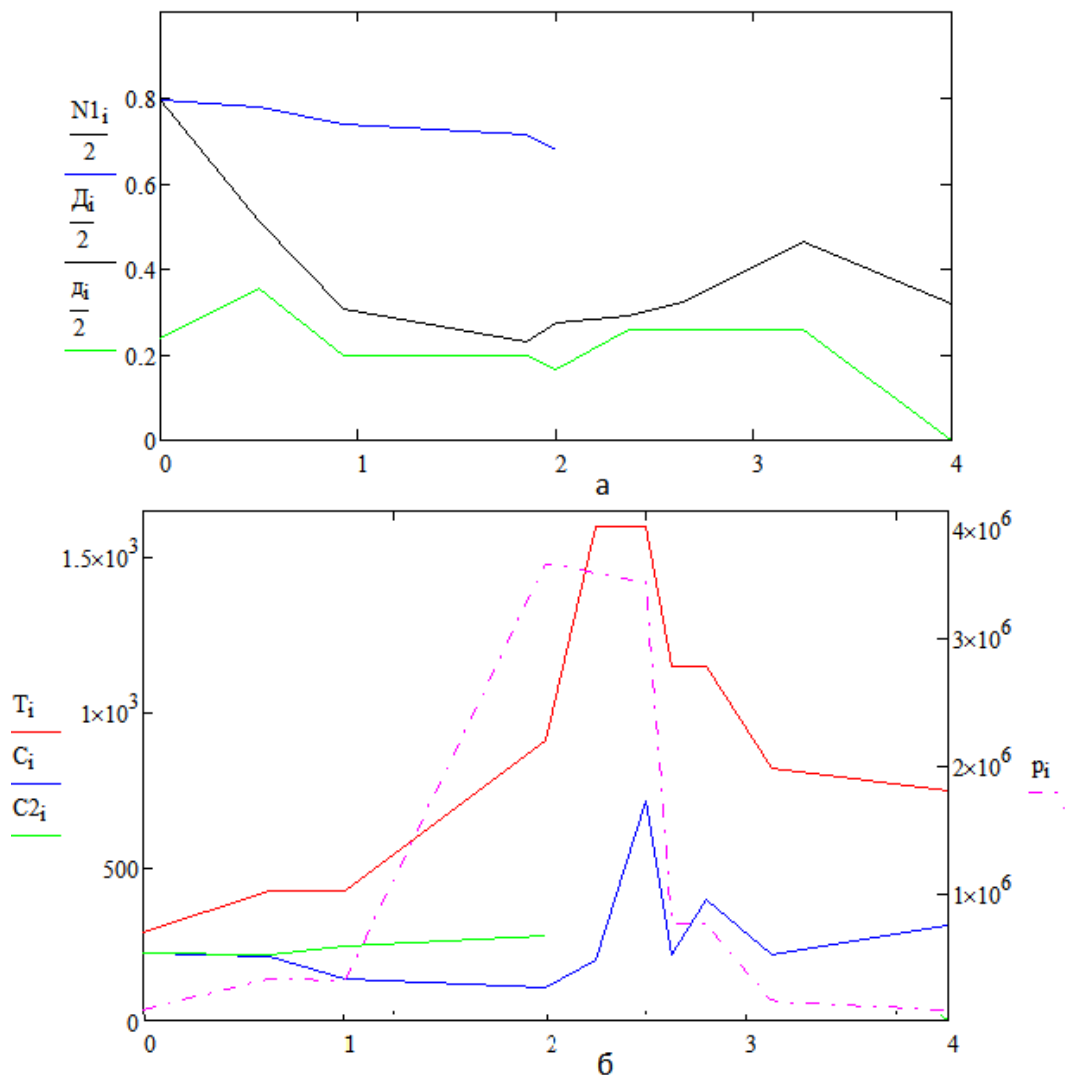


Рисунок 2.2 – Схема проточної частини проектованого двигуна (а) і зміна основних параметрів робочого тіла в основних перетинах (б)

### 2.3.14 Уточнення параметрів двигуна

$$P_{удI} = c_{cI} (1 + g_T) = 449(1 + 0,23) = 459,5 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P_{удII} = c_{cII} = 298,54 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P_{уд\Sigma} = \frac{P_{удI} + m \cdot P_{удII}}{1 + m} = \frac{459,5 + 5 \cdot 298,54}{1 + 5} = 325,36 \text{ (Н·с)/кг};$$

$$P = P_{уд\Sigma} \cdot G = 325,36 \cdot 408,66 = 132964 \text{ Н};$$

$$c_{уд} = \frac{3600 \cdot g_T \cdot (1 - g_{охл})}{P_{уд\Sigma} \cdot (1 + m)} = \frac{3600 \cdot 0,023 \cdot (1 - 0,12)}{325,36 \cdot (1 + 5)} = 0,037 \text{ кг/(Н·год)}.$$

Як бачимо параметри збігаються з отриманими в термодинамічному розрахунку.

## 2.4. Розрахунки на міцність основних елементів проектного двигуна

### 2.4.1. Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня ТВТ

На робочу лопатку турбіни при роботі двигуна діють статичні, динамічні і температурні навантаження. Динамічні і температурні навантаження через складність їхнього аналітичного визначення не розраховуються, а задаються по статистичним експериментальним даним або враховуються при виборі коефіцієнта запасу міцності.

До статичних навантажень, що діють на лопатки, відносяться відцентрові сили мас лопаток, що виникають при обертанні ротора, і газові сили, що виникають при обтіканні профілю газом, які є наслідком різниці тиску газу перед і за лопаткою.

Відцентрові сили викликають деформації розтягнення, згину і кручення, а газові – деформації згину і кручення.

Напруження розтягнення є найбільш істотними в робочих лопатках турбіни, а напруження згину значно менші і складають, приблизно, 20 – 30 % від напружень розтягнення.

Дана методика дозволяє виконати розрахунок на міцність робочої лопатки турбіни ГТД у кореновому перерізі при статичному навантаженні відцентровими силами мас пера і бандажної полиці і газовими силами. Інші види навантажень не враховуються через їхні незначні величини. Максимальні напруження знаходимо підсумовуванням напружень розтягнення і згину в трьох точках – А, В та С, найбільш віддалених від головних центральних осей інерції перерізу лопатки.

Розрахунок закінчується визначенням довговічності лопатки за допомогою коефіцієнта запасу тривалої міцності.

Розрахунок робочої лопатки турбіни ГТД на міцність включає:

- визначення необхідних для профілювання коренового перерізу лопатки параметрів газового потоку;
- побудову профілю коренового перерізу лопатки і визначення його геометричних характеристик;
- визначення напружень розтягнення від відцентрових сил у кореновому перерізі лопатки;

- визначення напружень згину від газових сил у характерних точках кореневого перерізу лопатки;
- визначення сумарних напружень у трьох точках профілю кореневого перерізу;
- визначення коефіцієнтів запасу тривалої міцності в трьох характерних точках кореневого перерізу лопатки;
- висновки про міцність лопатки.

#### 2.4.1.1. Газодинамічний розрахунок ступеня

Вихідні дані для розрахунку.

Температура газу перед турбіною, К:  $T_r^* = 1600$ .

Тиск і температура газу на вході в РК:  $P_0^* = 2697503$  Па,  $T_0^* = 1600$  К.

Робота ступеня ТВТ:  $L_{ст} = 258571,7$  Дж/ кг.

Окружна швидкість на середньому діаметрі:  $U_{т\text{сер}} = 430$  м/с.

Швидкість газу на вході в РК:  $C_1 = 640$  м/с.

Кут входу потоку газу в РК на середньому радіусі:  $\alpha_1 = 20^\circ$ .

Діаметри РК:  $D_{1вг} = 0,6$  м;  $D_{1сер} = 0,643$  м;  $D_{1к} = 0,686$  м.

Окружна і осьова складова абсолютної швидкості на вході РК

$$C_{1u} = C_1 \cos \alpha_1 = 640 \cdot \cos 20^\circ = 601,3 \text{ м/с};$$

$$C_{1a} = C_1 \sin \alpha_1 = 640 \cdot \sin 20^\circ = 218,9 \text{ м/с}.$$

Параметри газу на виході з РК:

$$T_2^* = T_0^* - (k_r - 1) L_{ст} / k_r R_r = 1600 - (1,33 - 1) \cdot 258571,7 / (1,33 \cdot 288) = 1377,2 \text{ К};$$

$$P_2^* = P_0^* [1 - (T_0^* - T_2^*) / (T_0^* \eta_{ст}^*)]^{k_r / (k_r - 1)} = 2697503 \cdot [1 - (1600 - 1377,2) / (1600 \cdot 0,88)]^{1,33 / (1,33 - 1)} = 1347258,5 \text{ Па};$$

$$C_{2a} = C_{1a} + \Delta C_a; \Delta C_a = 20 \dots 80 \text{ м/с};$$

$$C_{2a} = 218,9 + 51 = 270 \text{ м/с};$$

$$\lambda c_{2a} = 270 / (18,15 \cdot \sqrt{1377,2}) = 0,4009;$$

$$q(\lambda c_{2a}) = 0,5828.$$

Розрахунок робимо для втулкового, середнього і кінцевого перерізів лопатки. Результати зводимо в табл. 2.5 і за результатами розрахунку будемо плани швидкостей (рис.2.4.).



## Результати газодинамічного розрахунку ступеня РК ТВТ

№ п/п	Розрахункова формула	Од. вим.	Розрахункові перерізи		
			кореневий	середній	кінцевий
1	$D$	м	0,6	0,645	0,69
2	$U=U_{T\text{ сеп}}D/D_{\text{сеп}}$	м/с	400	430	460
3	$\mu=L_{\text{ср}}/U^2$		1,61	1,4	1,22
4	$\Delta W_u=L_{\text{ср}}/U$	м/с	646,6	600,6	561,6
5	$C_{1a}=C_{1a\text{ сеп}}=\text{const}$	м/с	218,9	218,9	218,9
6	$C_{1u}=C_{1u\text{ сеп}}=\text{const}$	м/с	646,4	601,3	562,1
7	$C_1=\sqrt{C_{1a}^2+C_{1u}^2}$	м/с	682,5	640	603,2
8	$\lambda_{c1}=C_1/18,15\sqrt{T_0^*}$		0,9401	0,8815	0,8309
9	$\alpha_1=\arctg(C_{1a}/C_{1u})$	град.	18,7	20	21,3
10	$W_{1u}=C_{1u}-U$	м/с	246,4	171,3	102,1
11	$W_1=\sqrt{C_{1a}^2+W_{1u}^2}$	м/с	329,6	278	241,5
12	$T_{w1}^*=T_0^*-(C_1^2-W_1^2)/2321$	<b>К</b>	1446,1	1456,8	1468,4
13	$\lambda_{w1}=W_1/18,15\sqrt{T_{w1}^*}$		0,4685	0,3937	0,3407
14	$\beta_1=\arctg(C_{1a}/W_{1u})$	град.	41,6	52	64,7
15	$C_{2a}=\text{const}$	м/с	258,9	258,9	258,9
16	$C_{2u}=C_{1u}-L_{\text{ср}}/u$	м/с	0	0	0
17	$C_2=\sqrt{C_{2a}^2+C_{2u}^2}$	м/с	258,9	258,9	258,9
18	$\alpha_2=\arctg(C_{2a}/C_{2u})$	град.	90	90	90
19	$\lambda_{c2}=C_2/18,15\sqrt{T_2^*}$		0,3771	0,3771	0,3771
20	$W_{2u}=L_{\text{ср}}/u-W_{1u}$	м/с	400,2	429,2	459,5
21	$W_2=\sqrt{C_{2a}^2+W_{2u}^2}$	м/с	476,6	501,2	527,4
22	$T_{w2}^*=T_2^*-(C_2^2-W_2^2)/2321$	<b>К</b>	1446,2	1456,6	1468,2
23	$\lambda_{w2}=W_2/18,15\sqrt{T_{w2}^*}$		0,6774	0,7099	0,7440
24	$\beta_2=\arctg(C_{2a}/W_{2u})$	град.	34,5	32,8	31,3
25	$\rho_{\kappa}=1-C_{1u}/U+\Delta W_u/2U$		0,192	0,3	0,388
26	$L_{\text{ср}}=0,5(C_1^2-C_2^2+W_2^2-W_1^2)$	<b>Дж/кг</b>	258644	258244	258325
27	$\Delta L_{\text{ср}}=100(L_p-L_{\text{ср}})/L_p$	%	0,028	0,127	0,095

#### 2.4.1.2. Профілювання лопатки в кореновому перерізі

За результатами розрахунків проводимо профілювання лопатки в кореновому перерізі.

Побудова профілю коренового перерізу робочої лопатки турбіни виконується в такій послідовності.

На міліметровому папері формату А4 проводимо відрізок прямої АА (рис. 2.3). Приймаючи умовно цей відрізок як фронт решітки, будемо трикутник швидкостей даного перерізу (масштаб 1см=50м/с). Під трикутником швидкостей проводимо дві паралельні прямі ВВ і СС на відстані, рівній осьовій ширині лопатки  $l$  (при побудові профілю коренового перерізу використовуємо масштаб 1:2). Потім проводимо лінію DD, паралельну напрямку середньгеометричної швидкості газового потоку  $W_{сер}$ . Через точку перетину прямої ВВ із січною DD (точка E) проводимо лінію, паралельну вектору відносної швидкості газового потоку  $W_{1вт}$ . Через точку перетину прямої СС із січною DD (точка F) проводимо іншу лінію, паралельну вектору відносної швидкості газового потоку  $W_{2вт}$ . Із точки перетину цих ліній, тобто з точки G як з вершини кута EGF, проводимо бісектрису. Далі обраним радіусом вихідної кромки  $r_{вх.}=0,5...1$  мм проводимо коло таким чином, щоб центр цього кола розташовувався на прямій GF, а саме коло торкалося лінії СС. Через центр цього кола проводимо перпендикуляр до лінії GF. Точка перетину цього перпендикуляра з бісектрисою кута EGF, тобто точкою O, є центром, щодо якого радіусом R (від точки O зі спряганням з колом радіусом вихідної кромки) проводимо дугу, що окреслює увігнуту сторону майбутнього профілю – коритце лопатки. Біля кромки набігання газового потоку на робочу лопатку проводимо коло радіусом  $r_{вх.}=1...3$  мм, яке спрягається з дугою радіусом R і торкається лінії ВВ. Потім задаємося кутом атаки профілю  $i$ . Для робочих лопаток турбіни кут атаки  $i$  приймають рівним  $-5...-10^\circ$ .

Під кутом  $\beta_{1вт} - i$  до лінії ВВ проводимо дотичну ff до кола з радіусом вхідної кромки  $r_{вх.}$ .

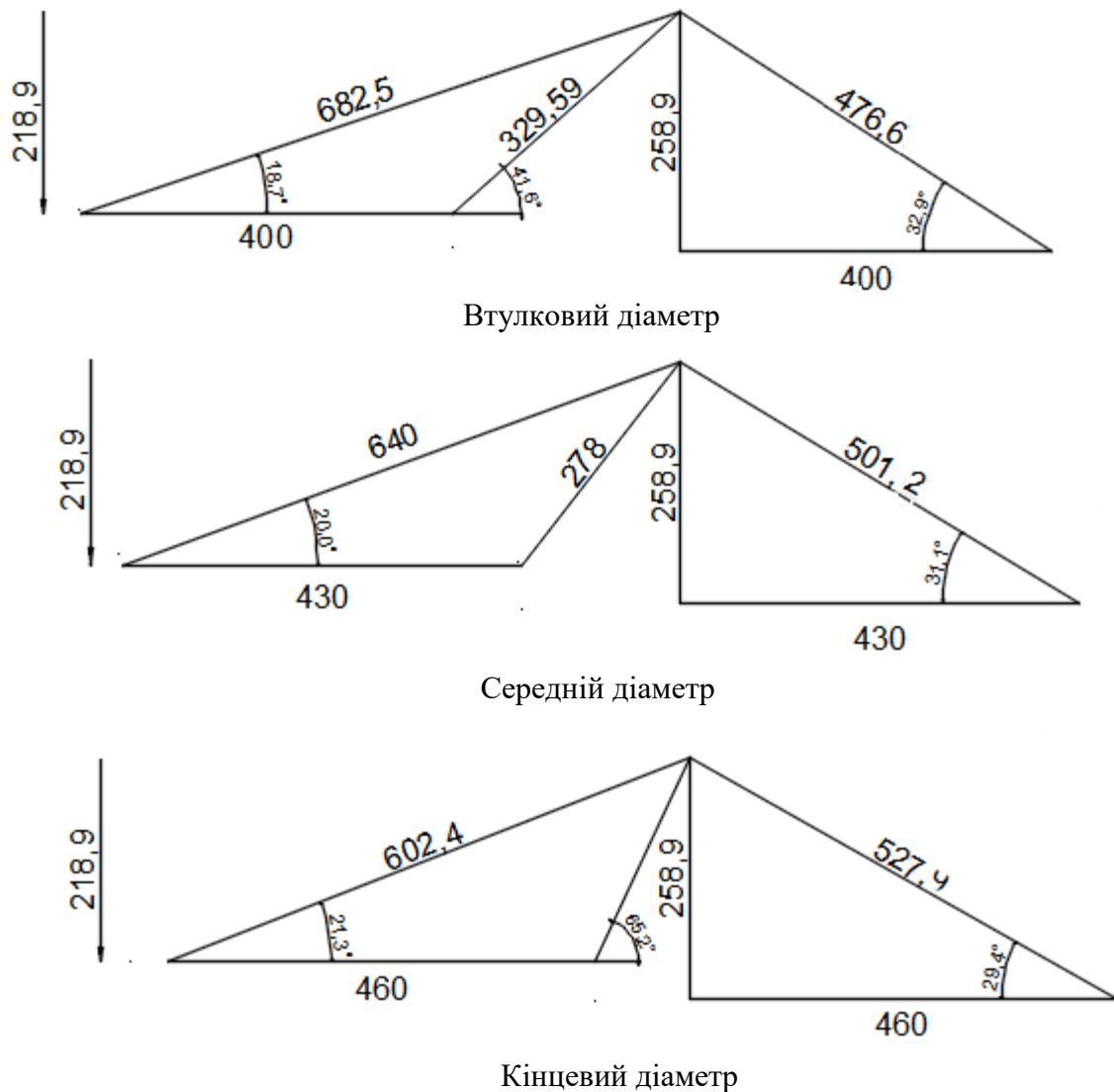


Рисунок 2.3 - Плани швидкостей в РК ТВТ

Вибираємо кут загострення вихідної кромки  $\omega$ , рівний  $4...8^\circ$ . Під кутом  $\beta_{2вт}$  до лінії  $CC$  проводимо дотичну  $mm$  до кола з радіусом вихідної кромки  $r_{вих}$  до перетинання з дотичної  $ff$  у точці  $H$ . Відрізки дотичних  $ff$  і  $mm$  від точок перетинання дотичної  $mm$  з лінією  $BB$ , а дотичної  $ff$  з лінією  $CC$  до точки їхнього перетинання ( $H$ ), тобто ділянки  $EH$  і  $FH$ , рівномірно розбиваємо на однакову кількість частин ( $8...10$ ). Отримані частини нумеруємо в такому порядку, як показано на рис. 2.4. З'єднуємо послідовно точки, позначені однаковими цифрами. Крива, що огинає проведені прямі, є параболою. Вона окреслює опуклу сторону майбутнього профілю – спинку лопатки. Часто спинка лопатки може окреслюватися не параболою, а лемніскатою.

Для визначення центра ваги перерізу лопатки вирізуємо макет профілю з щільного паперу чи картону. Знаходимо центр ваги перерізу лопатки методом підвіски макета профілю.

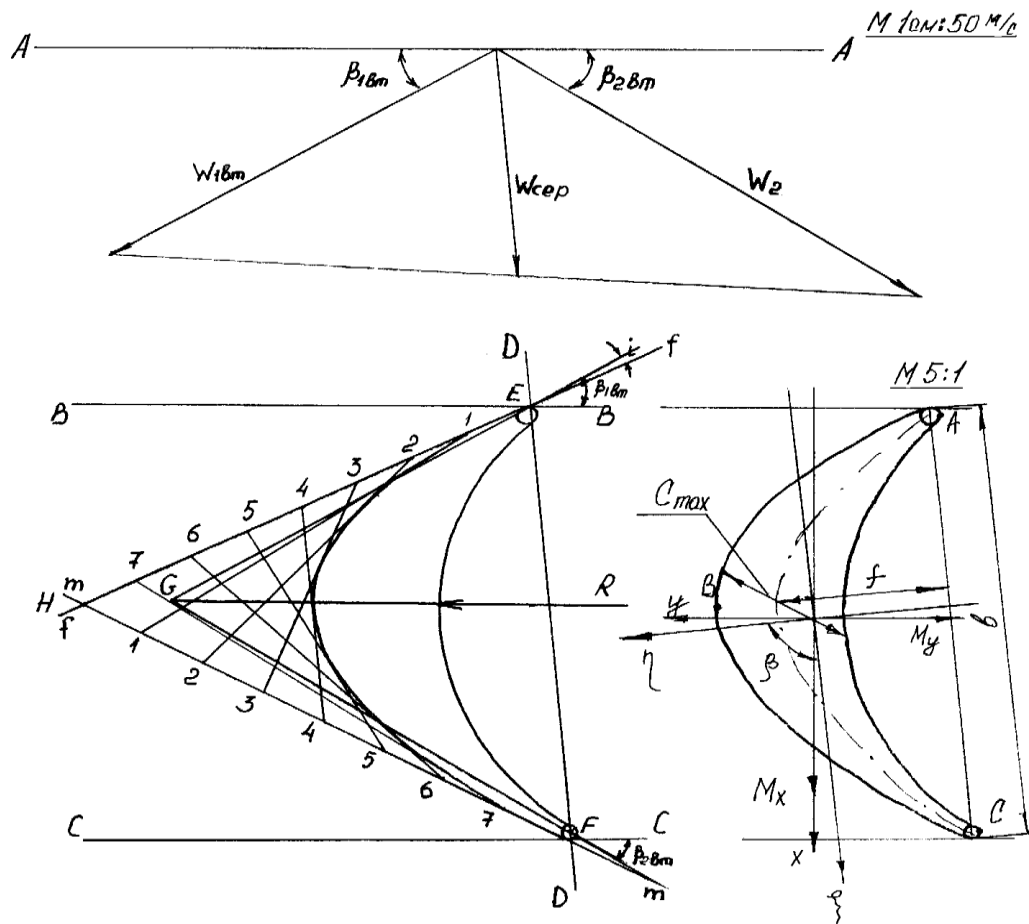


Рисунок 2.4 - Побудова профілю кореневого перерізу робочої лопатки турбіни

Для цього макет шарнірно підвішуємо послідовно в трьох точках за допомогою тонкої голки. При кожному підвішуванні на макеті креслимо вертикальні лінії, для чого використовують висок на тонкій нитці. Центр ваги перерізу знаходиться в точці перетинання ліній від виска. Через центр ваги перерізу проводимо головні центральні осі інерції  $\xi$  і  $\eta$ . Вісь  $\xi$  проходить паралельно хорді, а вісь  $\eta$  – перпендикулярно їй. Далі визначаємо кут  $\beta$  між осями  $\eta$  і  $x$  (вісь  $x$  паралельна осі двигуна і спрямована у бік руху газу, а вісь  $y$  перпендикулярна осі  $x$  і спрямована у бік обертання ротора двигуна).

Головні центральні осі інерції  $\xi$ ,  $\eta$  і центральні осі  $x$ ,  $y$  наносимо на креслення перерізу лопатки, виконаному на міліметровому папері.

На побудований профіль наносимо точки А, В, С, максимально віддалені від осі  $\xi$  (див. рис. 2.3), і визначаємо їхні координати щодо головних центральних осей інерції. Дані заносимо в табл. 2.5.

#### 2.4.1.3. Визначення вихідних даних

Статична температура газу на вході в РК ТВТ, К:

$$T_{1r} = T_r^* - C_{1r}^2 / (2c_{p,r}) = 1600 - 682,5^2 / (2 \cdot 1150) = 1397,5.$$

Статичний тиск газу на вході в РК ТВТ, Па:

$$P_{1r} = P_{1r}^* (T_{1r} / T_{1r}^*)^{k_r / k_r - 1} = 2697503 (1397,5 / 1600)^{1,33 / 1,33 - 1} = 1563427.$$

Густина газу на вході в РК ТВТ, кг/м<sup>3</sup>:

$$\rho_{1r} = P_{1r} / R_r \cdot T_{1r} = 1563427 / (288 \cdot 1397,5) = 3,8845.$$

Статична температура газу на виході з РК ТВТ, К:

$$T_{2r} = T_{2r}^* - C_{2r}^2 / (2c_{p,r}) = 1377,2 - 258,9^2 / (2 \cdot 1150) = 1348,1.$$

Статичний тиск газу на виході з РК ТВТ, Па:

$$P_{2r} = P_{2r}^* (T_{2r} / T_{2r}^*)^{k_r / k_r - 1} = 1347258,5 (1348,1 / 1377,2)^{1,33 / 1,33 - 1} = 1236147.$$

Температура в кореновому перерізі робочої лопатки ТВТ, °С:

$$T_{\text{Л}} = \frac{T_{1r} + T_{2r}}{2} - 573 = \frac{1397,5 + 1348,1}{2} - 573 = 800.$$

Осьова довжина профілю робочої лопатки ТВТ у кореновому перерізі, м:

$$l = -0,92 + h^{0,018} = -0,92 + 0,045^{0,018} = 0,0257.$$

Крок решітки робочих лопаток ТВТ, м:

$$t' = 1,1 \cdot l = 1,1 \cdot 0,0257 = 0,0283.$$

Число робочих лопаток ТВТ (округляють до найближчого, бажано простого, числа), шт.:

$$z = \frac{\pi D_{\text{сер}}}{t'} = 3,14 \cdot 0,645 / 0,0283 = 71,56 \approx 72.$$

#### 2.4.1.4. Визначення напружень розтягнення від відцентрових сил

На побудованому профілі наносимо точки А, В, С, максимально віддалені від осі  $\xi$  (див. рис. 2.3), і визначаємо їхні координати щодо головних центральних осей інерції. Дані заносимо в табл. 2.5.

Координати характерних точок перерізу профілю, м

	A	B	C
	-0,0101	-0,0009	0,0138
	-0,0072	0,0069	-0,0072

Моменти інерції  $J_\xi$  і  $J_\eta$  перерізу щодо головних центральних осей  $\xi$  і  $\eta$  визначаємо по наближеним формулам, м<sup>4</sup>:

$$J_\xi = 0,041bc_{\max}(c_{\max}^2 + f^2) = 0,041 \cdot 0,0258 \cdot 0,0054(0,0054^2 + 0,0073^2) = 4,70964 \cdot 10^{-10};$$

$$J_\eta = 0,038b^3c_{\max} = 0,038 \cdot 0,0258^3 \cdot 0,0054 = 3,524 \cdot 10^{-9},$$

де  $b=0,0258$  м – хорда профілю (відрізок прямої, що з'єднує точки перетину середньої лінії і контуру профілю);  $c_{\max}=0,0054$  м – максимальна товщина профілю;  $f=0,0073$  м – максимальний прогин середньої лінії профілю (найбільша ордината середньої лінії профілю, розташована на відстані 40...45 % по хорді від вхідної кромки). Лінійні розміри хорди, максимальної товщини і прогину профілю визначені по кресленню (рис. 1.4.).

Густина газу на виході з РК ТВТ, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{2r} = P_{2r} \cdot 10^6 / R_r \cdot T_{2r} = 1,236147 \cdot 10^6 / 288 \cdot 1348,1 = 3,1839.$$

Площа перерізу проточної частини на виході з РК ТВТ (приймаємо з газодинамічного розрахунку  $G_r=69,7$  кг/с), м<sup>2</sup>:

$$F_{2r} = G_r / (\rho_{2r} \cdot C_{2r}) = 69,7 / (3,1839 \cdot 258,9) = 0,08456.$$

Зовнішній діаметр РК ТВТ на виході, м:

$$D_{2r} = (F_{2r} + \pi D_{\text{сеп.т}}^2) / (\pi D_{\text{сеп.т}}) = (0,08456 + 3,14 \cdot 0,645^2) / (3,14 \cdot 0,645) = 0,69.$$

Напруження розтягнення в кореновому перерізі від відцентрових сил обертової маси пера лопатки, МПа

$$\sigma_p = 4\rho_{\text{л}} U_{\text{сеп.т}}^2 \frac{h}{D_{1r} + d_{1r}} \left[ 1 - \frac{2(1-\bar{F})}{(1+m)(2+m)} \left( 1 + \frac{mD_{1r}}{D_{1r} + d_{1r}} \right) \right],$$

де  $\rho_{л} = 8,2 \cdot 10^3 \text{кг/м}^3$  – густина матеріалу лопатки;  $m = 0,5$  – показник ступеня зміни площі перерізу лопатки по висоті.

$$\sigma_p = 4 \cdot 8,2 \cdot 10^3 \cdot 430^2 \frac{0,045}{0,69 + 0,6} \left[ 1 - \frac{2(1-0,3)}{(1+0,5) \cdot (2+0,5)} \left( 1 + \frac{0,5 \cdot 0,69}{0,69 + 0,6} \right) \right] \cdot 10^{-6} = 98,6.$$

Маса бандажної полиці, кг:

$$\begin{aligned} M_{п} &= \pi(D_{1г} + D_{2г})0,8l \cdot 0,002\rho_{л}/2z = \\ &= 3,14(0,69 + 0,69)0,8 \cdot 0,0257 \cdot 0,002 \cdot 8200/2 \cdot 72 = 0,0101. \end{aligned}$$

Діаметр центра ваги бандажної полиці, м:

$$D_{ц \text{ б п}} = (D_{1г} + D_{2г})/2 + 0,002 = (0,69 + 0,69)/2 + 0,002 = 0,692.$$

Відцентрова сила обертової маси бандажної полиці, Н:

$$P_{ц \text{ б п}} = M_{п} (\pi n_{вл}/30)^2 D_{ц \text{ б п}}/2 = 0,0101(3,14 \cdot 12077/30)^2 0,692/2 = 5584.$$

Площа кореневого перерізу робочої лопатки, м<sup>2</sup>:

$$F_{вт} \approx 0,7bc_{\max} = 0,7 \cdot 0,0258 \cdot 0,0054 = 9,752 \cdot 10^{-5}.$$

Напруження розтягнення в кореновому перерізі робочої лопатки, МПа:

$$\begin{aligned} \sigma_{p\Sigma} &= (\sigma_p F_{вт} \cdot 10^6 + P_{ц \text{ б п}}) \cdot 10^{-6} / F_{вт} = \\ &= (98,6 \cdot 9,752 \cdot 10^{-5} \cdot 10^6 + 5584) \cdot 10^{-6} / (9,752 \cdot 10^{-5}) = 107,7. \end{aligned}$$

Визначаємо згинаючі напруження від дії газових сил.

Згинаючі напруження від газових сил обчислюємо для точок *A*, *B*, *C* кореневого перерізу робочої лопатки.

Інтенсивності газових навантажень по осях *x* та *y*, Н/м:

$$\begin{aligned} q_x &= \pi(D_{1г} + d_{1г})[\rho_{1г}C_{1a}(C_{1a} - C_{2a}) + (P_{1г} \cdot 10^6 - P_{2г} \cdot 10^6)]/2z; \\ q_y &= \pi(D_{1г} + d_{1г})\rho_{1г}C_{1a}(c_{1u} - c_{2u})/2z; \\ q_x &= 3,14 \cdot (0,69 + 0,6) \cdot [3,8845 \cdot 218,9 \cdot (218,9 - 258,9) + (1563427 - \\ &\quad - 1236147)]/2 \cdot 72 = 6160,42; \\ q_y &= \pi(D_{1г} + d_{1г})\rho_{1г}C_{1a}(C_{1u} - C_{2u})/2z; \\ q_y &= 3,14(0,696 + 0,6) \cdot 3,8845 \cdot 218,9 \cdot (64664 - 0)/(2 \cdot 72) = 14159,41. \end{aligned}$$

Згинальні моменти щодо осей *x* та *y* Н·м:

$$M_x = \frac{q_y h^2}{2} = 14159,41 \cdot 0,045^2/2 = 9,17529;$$

$$M_y = \frac{q_x h^2}{2} = 6160,42 \cdot 0,045^2 / 2 = 3,99195.$$

Згинальні моменти щодо головних центральних осей інерції Н·м:

$$M_\xi = M_x \sin \beta + M_y \cos \beta;$$

$$M_\eta = M_x \cos \beta - M_y \sin \beta;$$

$$M_\xi = 9,17529 \cdot \sin 84^\circ + 3,99195 \cdot \cos 84^\circ = 9,5423;$$

$$M_\eta = 9,17529 \cdot \cos 84^\circ - 3,99195 \cdot \sin 84^\circ = -3,011.$$

Напруження згину від газових сил у точках *A*, *B*, *C* кореневого перерізу лопатки МПа:

$$\sigma_{uA} = -\left(\frac{M_\xi \eta_A}{J_\xi}\right) + \left(\frac{M_\eta \xi_A}{J_\eta}\right) = -\left(\frac{9,542 \cdot (-0,0072)}{4,70964 \cdot 10^{-10}}\right) + \left(\frac{(-3,011) \cdot (-0,0101)}{3,524 \cdot 10^{-9}}\right) = 153,09;$$

$$\sigma_{uB} = -\left(\frac{M_\xi \eta_B}{J_\xi}\right) + \left(\frac{M_\eta \xi_B}{J_\eta}\right) = -\left(\frac{9,5423 \cdot 0,0069}{4,70964 \cdot 10^{-10}}\right) + \left(\frac{(-3,011) \cdot (-0,0009)}{3,524 \cdot 10^{-9}}\right) = -129,08;$$

$$\sigma_{uC} = -\left(\frac{M_\xi \eta_C}{J_\xi}\right) + \left(\frac{M_\eta \xi_C}{J_\eta}\right) = -\left(\frac{9,5423 \cdot (-0,0072)}{4,70964 \cdot 10^{-10}}\right) + \left(\frac{(-3,011) \cdot 0,0138}{3,524 \cdot 10^{-9}}\right) = 113,16.$$

Знаки перед складовими правих частин формул враховують напрямки дії моментів  $M_\xi$ ,  $M_\eta$ . Координати точок *A*, *B*, *C* підставляємо в ці формули зі своїми знаками.

Сумарні напруження у точках *A*, *B*, *C* визначаємо за формулами, МПа:

$$\sigma_{\Sigma A} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{uA} = 107,7 + 153,09 = 260,79 ;$$

$$\sigma_{\Sigma B} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{uB} = 107,7 - 129,08 = -21,38 ;$$

$$\sigma_{\Sigma C} = \sigma_{p\Sigma} + \sigma_{uC} = 107,7 + 113,16 = 220,85 .$$

Визначаємо коефіцієнти запасу тривалої міцності матеріалу лопатки в точках *A*, *B*, *C*, використовуючи характеристики жароміцного сплаву ЖС6УВИ  $\sigma_\tau^T = \sigma_{100}^{800} = 560$  МПа:

$$K_A = \frac{\sigma_{100}^T}{\sigma_{\Sigma A}} = \frac{560}{260,79} = 2,147 ;$$

$$K_B = \frac{\sigma_{100}^T}{\sigma_{\Sigma B}} = \frac{560}{21,38} = 26,19 ;$$



$$K_C = \frac{\sigma_{100}^T}{\sigma_{\Sigma C}} = \frac{560}{220,85} = 2,536.$$

Таким чином, максимальний рівень сумарних напружень у характерних точках кореневого перерізу лопатки знаходиться в точці *A* і мінімальний розрахунковий коефіцієнт запасу тривалої міцності в цій же точці дорівнює 2,147, що більше мінімально припустимого значення 1,8...2,2. Отже, робоча лопатка задовольняє рекомендованим нормам міцності обраного матеріалу.

#### 2.4.2. Розрахунок на міцність вала турбіни

При розрахунку на міцність вала приймають наступні його деформації, що виникають від дії статичних і динамічних сил і моментів:

- кручення вала під дією  $M_{кр}$ ;
- вигин вала від власної ваги роторів, відцентрових сил і гіроскопічних моментів;
- розтягнення чи стискання вала осьовими силами.

Осьова сила, що діє на вал ТВТ, Н:

$$P_{OC} = G_{Г1}(C_{1Г} \sin \alpha_1 - C_{2Г}) + \left[ \frac{\pi(D_{1Г}^2 - D_{М1})P_{1Г}10^6}{4} - \frac{\pi(D_{2Г}^2 - D_{М2})P_{2Г}10^6}{4} \right] =$$

$$= 66,92(218,9 - 257,66) + \left[ \frac{3,14(0,69^2 - 0,58^2)1563427}{4} - \frac{3,14(0,71^2 - 0,56^2)439482}{4} \right] = 103137.$$

Відцентрова сила від незрівноважених мас ротора ТВТ, Н

$$P_{НТ} = \frac{G_{бГ}}{g} \cdot \left( \frac{\pi n_{ВД}}{30} \right)^2 = \frac{15 \cdot 10^{-5}}{9,81} \left( \frac{3,14 \cdot 12077}{30} \right)^2 = 24,43.$$

Відцентрова сила від незрівноважених мас ротора КВТ, Н

$$P_{НК} = \frac{G_{бГ}}{g} \cdot \left( \frac{\pi n_{ВД}}{30} \right)^2 = \frac{15 \cdot 10^{-5}}{9,81} \left( \frac{3,14 \cdot 12077}{30} \right)^2 = 24,43.$$

Масовий полярний момент інерції ротора ТВТ (приймаємо  $i_T = 2$ ), кг·м<sup>2</sup>

$$J_{рТ} = k_T i_T D_{2Г}^4 = 10 \cdot 2 \cdot 0,71^4 = 5,08.$$

Масовий полярний момент інерції ротора КВТ (приймаємо  $i_K = 10$ ), кг·м<sup>2</sup>

$$J_{pк} = k_K i_K D_{1Г}^4 = 4,5 \cdot 10 \cdot 0,64^4 = 7,55.$$

Максимальний гіроскопічний момент ротора ТВТ при еволюції літака, Н·м

$$M_{ГТ} = \frac{J_{P.Т} \Omega \pi n_{BT}}{30} = \frac{5,08 \cdot 0,2 \cdot 3,14 \cdot 12077}{30} = 1284,28.$$

Максимальний гіроскопічний момент ротора КВТ при еволюції літака, Н·м

$$M_{ГК} = \frac{J_{P.К} \Omega \pi n_{BT}}{30} = \frac{7,55 \cdot 0,2 \cdot 3,14 \cdot 12077}{30} = 1908,73.$$

Крутний момент, переданий через вал ТВТ, Н·м

$$M_{кр} = \frac{9,55 L_{ТВТ} G_{Г}}{n_{BT}} = \frac{9,55 \cdot 517143,4 \cdot 66,92}{12077} = 27366.$$

Маса ротора турбіни, кг

$$M_{pТ} = 0,60 \cdot 0,35 \cdot 0,35 \cdot 0,02 \cdot P = 0,6 \cdot 0,35 \cdot 0,35 \cdot 0,02 \cdot 132964 = 195,46.$$

Маса ротора компресора, кг

$$M_{pк} = 0,40 \cdot 0,35 \cdot 0,35 \cdot 0,02 \cdot P = 0,6 \cdot 0,35 \cdot 0,35 \cdot 0,02 \cdot 132964 = 130,3.$$

Інерційні масові сили ротора ТВТ, Н

$$P_{jТ\max} = M_{pТ} \cdot g \cdot K_{\max}^e = 195,46 \cdot 9,81 \cdot 3,6 = 6902,87$$

Інерційні масові сили ротора КВТ, Н

$$P_{jк\max} = M_{pк} \cdot g \cdot K_{\max}^e = 130,3 \cdot 9,81 \cdot 3,6 = 4601,67$$

Поперечні сили від маси ротора турбіни, його незрівноважених мас і інерційних сил, Н

$$P_{Т} = M_{pТ} \cdot g + P_{HT} + P_{jТ\max} = 195,46 \cdot 9,81 + 24,43 + 6902,87 = 8844,76.$$

Поперечні сили від маси ротора компресора, його незрівноважених мас і інерційних сил, Н

$$P_{к} = M_{pк} \cdot g + P_{HK} + P_{jк\max} = 130,3 \cdot 9,81 + 24,43 + 4601,67 = 5904,34.$$

Реакції опор від поперечних сил, Н (рис.2.4)

$$\sum M_B^y = 0;$$

$$R_A^y = [P_{Т} \cdot 0,243 - P_{к}(1,443 - 0,365)] / (1,443 - 0,243) =$$

$$= [8844,76 \cdot 0,243 - 5904,34(1,443 - 0,365)] / (1,443 - 0,243) = -3513;$$

$$\sum M_A^y = 0;$$

$$R_B^y = (P_T \cdot 1,443 + P_K \cdot 0,365) / (1,443 - 0,243) =$$

$$= (8844,76 \cdot 1,443 + 5904,34 \cdot 0,365) / (1,443 - 0,243) = 12432.$$

Реакції опор від гіроскопічних моментів, Н

$$R_A^z = |R_B^z| = (M_{ГК} + M_{ГТ}) / (1,443 - 0,365);$$

$$R_A^z = |R_B^z| = (1908,73 + 1284,28) / (1,443 - 0,365) = 2962.$$

Будуємо епюри згинальних моментів від поперечних сил, гіроскопічних моментів, осьових сил і крутних моментів (рис. 2.5.).

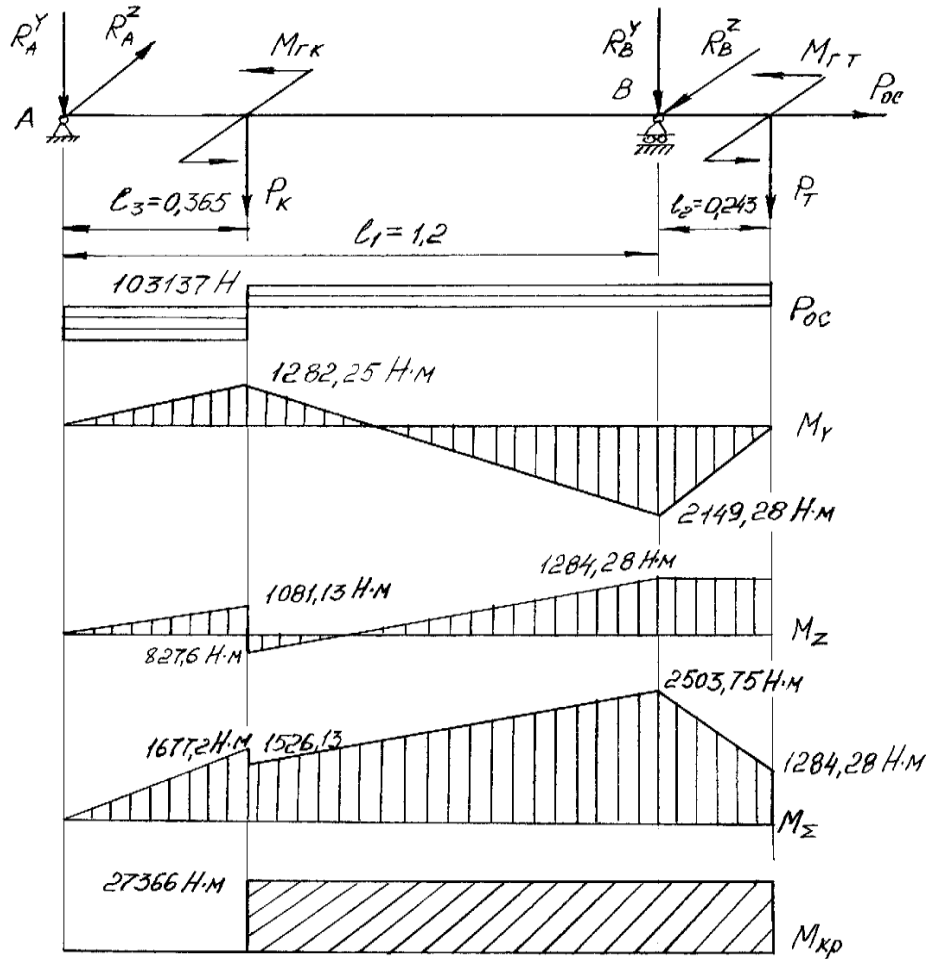


Рисунок 2.5 -Розрахункова схема і епюри навантажень вала ТВТ

На епюрі згинальних моментів максимальний сумарний момент у точці B, Н·м

$$M_{\Sigma \max} = \sqrt{M^2_{P \max} + M_{Г}^2} = \sqrt{2149,28^2 + 1284,28^2} = 2503,75.$$

Внутрішній діаметр вала турбіни, м

$$d = 0,85D,$$

де  $D = 0,13$  м – зовнішній діаметр вала. Тоді

$$d=0,85 \cdot 0,13=0,1105, \text{ м.}$$

Площа перерізу вала, м<sup>2</sup>

$$F=\pi(D^2-d^2)/4=3,14 \cdot (0,13^2-0,1105^2)/4=0,00368.$$

Напруження згину, МПа

$$\sigma_{зг}=M_{\Sigma \max} \cdot 32/(\pi \cdot D^3[1-(d/D)^4] \cdot 10^6)=(2503,75 \cdot 32)/(3,14 \cdot 0,13^3[(1-(0,1105/0,13)^4] \cdot 10^6)=34,25.$$

Напруження розтягнення, МПа

$$\sigma_p=P_{oc}/F \cdot 10^6=103137/0,00368 \cdot 10^6=28,02.$$

Дотичне напруження, МПа

$$\tau=M_{кр} \cdot 16/(\pi D^3[1-(d/D)^4] \cdot 10^6)=27366 \cdot 16/(3,14 \cdot 0,13^3[1-(0,1105/0,13)^4] \cdot 10^6)=132,79.$$

Складне напруження по третій теорії міцності, МПа

$$\sigma_{скл}=\sqrt{(\sigma_{зг} + \sigma_p)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(34,25 + 28,02)^2 + 4 \cdot 132,79^2} = 272,77.$$

Коефіцієнт запасу міцності вала складає  $n=\sigma_{0,2}/\sigma_{скл}$ , де  $\sigma_{0,2}=850$  МПа – межа текучості матеріалу вала:

$$n=850/272,77=3,12.$$

Вал може бути виготовлений з більш тонкою стінкою.

#### 2.4.3. Визначення критичної частоти обертання вала турбіни

Вважаємо, що вал невагомий, гладкий. При розрахунку критичної частоти обертання вала турбіни ТВТ зневажаємо величиною моменту інерції дисків. При цьому жорсткість вала і критична частота обертання вала турбіни можуть бути визначені за допомогою виразів:

$$n_{кр}=30 \sqrt{\frac{c}{G}}, \text{ об/хв,}$$

де  $c$  – жорсткість вала;  $G$  – маса дисків, кг.

Для цього випадку

$$c=3 \cdot E \cdot J/(l_1+l_2) \cdot l_2^2,$$

де  $l_1=1,2$  м – відстань між опорами ротора ТВТ;  $l_2=0,243$  м – відстань від задньої опори ТВТ до центра ваги ТВТ;  $E=2,1 \cdot 10^{10}$  кг/м<sup>2</sup> – модуль пружності матеріалу вала.

Осьовий момент інерції перерізу вала, м<sup>4</sup>:

$$J = \pi \cdot (D^2 - d^2) / 64 = 3,14 \cdot (0,13^2 - 0,1105^2) / 64 = 2,3 \cdot 10^{-4}.$$

Тоді

$$c = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{10} \cdot 2,3 \cdot 10^{-4}}{(1,2 + 0,243) \cdot 0,243^2} = 1,7 \cdot 10^8 \text{ кг/м.}$$

Вага двох дисків ТВТ

$$G = V \cdot \rho \cdot g,$$

де  $V = 0,0235 \text{ м}^3$  – об'єм дисків;  $\rho = 8320 \text{ кг/м}^3$  – густина матеріалу дисків.

$$G = 0,0235 \cdot 8320 \cdot 9,81 = 1917,46 \text{ Н.}$$

$$n_{\text{кр } 1} = 30 \sqrt{\frac{1,7 \cdot 10^8}{1917,46}} = 8932,7, \text{ об/хв.}$$

Для випадку розміщення дисків компресора жорсткість вала визначається за формулою

$$c = 3EJ_1 / [l_3^2(l_1 - l_3)^2],$$

де  $l_3 = 0,365$  – відстань від передньої опори ротора ВТ до центра мас ротора КВТ.

Тоді

$$c = \frac{3 \cdot 2,1 \cdot 10^{10} \cdot 2,3 \cdot 10^{-4} \cdot 1,2}{(0,835 - 0,365)^2 \cdot 0,365^2} = 5,91 \cdot 10^8 \text{ кг/м.}$$

$$n_{\text{кр } 2} = 30 \sqrt{\frac{5,91 \cdot 10^8}{1278,2}} = 20396,5, \text{ об/хв.}$$

Тоді шукана критична частота обертання ротора ВТ може бути знайдена з допомогою виразу:

$$n_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{n_{\text{кр } 1}^2 \cdot n_{\text{кр } 2}^2}{n_{\text{кр } 1}^2 + n_{\text{кр } 2}^2}} = \sqrt{\frac{8932,7^2 \cdot 20396,5^2}{8932,7^2 + 20396,5^2}} = 8182,4 \text{ об/хв.}$$

Отже вал турбіни в цьому випадку гнучкий ( $n_{\text{кр}} < n_{\text{max}} = 12077 \text{ об/хв}$ ) і в конструкції опор необхідно передбачати пружні елементи для того щоб змістити критичну частоту обертання ротора до величини меншої ніж частота обертання ротора на режимі малого газу двигуна. Найефективнішими є комбіновані пружно-демпферні елементи опор, які не тільки зменшують величину критичної частоти обертання ротора, але і зменшують також амплітуду коливань ротора.

## **2.5 Розробка основних систем проектованого ГТД**

### **2.5.1 Масляна система**

Масляна система служить для подачі мастильної рідини (масла) до об'єктів змащення в необхідній кількості і з заданими властивостями.

Подача масла здійснюється для:

- зменшення тертя і зносу деталей ГТД;
- охолодження деталей (відведення тепла, що виділилося в процесі тертя і підведеного від гарячих деталей двигуна);
- промивання деталей від продуктів зношування;
- захисту від корозії деталей, що контактують з маслом;
- контролю технічного стану деталей ГТД, що контактують з маслом.

У двигуні використана коротко-замкнена циркуляційна масляна система. Під час роботи двигуна масло з бака надходить до підкачувального маслососа, а від нього до основного масляного насоса. Цей насос має нагнітальний й відкачувальний ступені, редукційний та зворотний клапани. Масло з нагнітального ступеня основного насоса надходить через фільтр по наступним напрямках:

- по внутрішньому каналу передньої коробки приводів і розподільчого корпусу на змащування підшипників і зубчастих коліс передньої коробки приводів і центрального привода, а також на змащування кулькового підшипника передньої опори ротора КВТ, кулькового підшипника передньої опори та роликотпідшипника середньої опори ротора КНТ і кулькового підшипника ведучої конічної шестірні центрального привода;

- по внутрішньому трубопроводу і кожуху вала турбіни на змащування роликотпідшипника задньої опори ротора КВТ і роликотпідшипника опори ротора ТВТ;

- по зовнішньому трубопроводу на змащування роликотпідшипника задньої опори ТНТ.

Повернення масла в бак відбувається за наступною схемою:

- з порожнини передньої та середньої опор ротора КНТ, передньої опори ротора КВТ, з розподільчого корпусу і передньої коробки приводів масло відкачується

секцією основного маслonaсоса і надходить у відцентровий повітровіддільник.

- з порожнини задньої опори ротора ТНТ масло по зовнішньому трубопроводу підводиться до відкачувальної секції маслonaсоса;

- з порожнини задньої опори КВТ та опори ротора ТВТ масло відкачується третьою секцією відкачувального маслonaсоса.

Масло, відділене у повітровіддільнику від повітря, а також від механічних часток у фільтрі сигналізаторі, по зовнішньому трубопроводу надходить у паливно-масляний радіатор. Основна частина охолодженого в радіаторі масла надходить на вхід до нагнітального маслonaсоса, а незначна частина (5%) – у маслобак для підігрівання масла, що знаходиться в ньому.

У маслосистемі застосовується синтетичне масло ИПМ-10 оскільки в двигуні є опори, розміщені в гарячій зоні.

До складу маслосистеми входить система суфлірування, що забезпечує надійну роботу системи змащування і підвищує ефективність масляних ущільнень шляхом організації їхнього оптимального наддування.

До складу системи контролю параметрів маслосистеми входять:

- сигналізатор рівня масла в маслобаку;
- показчики температури вхідного й відкачуваного масла;
- показчик тиску масла на вході в двигун;
- сигналізатор перепаду тиску на фільтрі;
- термостружкосигналізатори в магістралях відкачування масла від “гарячих” опор двигуна.

Схема маслосистеми представлена на рис. 2.6.

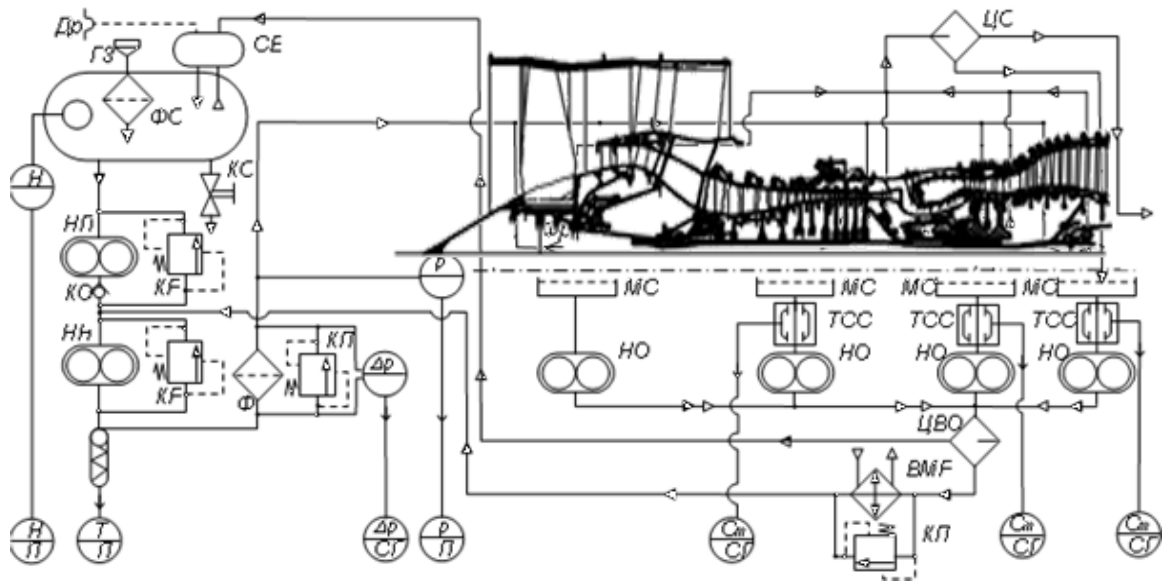


Рисунок 2.6 - Схема масляної системи

Прокачка масла через двигун, л/хв

$$W = Q_M / (c_M \cdot \rho_M \cdot \Delta T),$$

де  $c_M = 2,1$  кДж/кг – питома теплоємність масла,  $\rho_M = 0,9$  кг/л – густина масла,  $\Delta T = 30 \dots 60$  °С – підвищення температури масла в двигуні,  $Q_M = 2500$  кДж/хв – тепловіддача в масло.

$$W = 2500 / (2,1 \cdot 0,9 \cdot 40) = 33,07, \text{ л/хв.}$$

Циркуляційний запас масла, л

$$V_{ц} = W \cdot t_{ц},$$

де  $t_{ц} = 0,5$  хв – час здійснення одного циклу прокачування масла через двигун.

Тоді

$$V_{ц} = 33,07 \cdot 0,5 = 16,53, \text{ л.}$$

Повна витрата масла, л

$$V_q = q \cdot t_{\max} = 1 \cdot 12 = 12, \text{ л,}$$

де  $t_{\max} = 12$  год – максимальна тривалість польоту,  $q = 1$  л/год – годинна витрата масла.

Кількість масла, що заливається, у бак, л

$$V_3 = V_{ц} + V_q + V_{п},$$

де  $V_{п}$  – кількість масла, необхідна для заповнення трубопроводів,



маслорадіатора й інших масляних порожнин.

$$V_{\text{п}}=0,1 \cdot V_{\text{ц}}=0,1 \cdot 16,53=1,65, \text{ л};$$

$$V_3=16,53+12+1,65=30,18, \text{ л}.$$

Ємкість маслобака, л

$$V_6=1,2 \cdot V_3=1,2 \cdot 30,18=36,2.$$

Наявна продуктивність нагнітального маслonaсоса шестірневого типу, л/хв

$$W_{\text{н}}=2\pi \cdot d_{\text{ш}} \cdot L_{\text{ш}} \cdot m \cdot n \cdot \eta_{\text{н}} \cdot 10^{-6},$$

де  $d_{\text{ш}}=60 \cdot u \cdot 10^3 / (\pi \cdot n)=60 \cdot 10 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 4000)=47,75$  мм – діаметр ділильного кола шестірні,  $u=10$  м/с – окружна швидкість шестірні на діаметрі ділильного кола,  $m=5$  мм – модуль зубів шестірні,  $L_{\text{ш}}=2m=2 \cdot 5=10$  мм – довжина зуба шестірні,  $n=4000$  об/хв – частота обертання шестірні,  $\eta_{\text{н}}=0,8$  – коефіцієнт об'ємної подачі насоса.

$$W_{\text{н}}=2 \cdot 3,14 \cdot 47,7 \cdot 10 \cdot 5 \cdot 4000 \cdot 0,8 \cdot 10^{-6}=48, \text{ л/хв}.$$

$W_{\text{н}} > (1,5 \dots 2) \cdot W$  – умова виконується.

Сумарна продуктивність відкачувальних маслonaсосів

$$W_{\text{відк}\Sigma}=(2 \dots 3) \cdot W_{\text{н}}=2,5 \cdot 48=120, \text{ л/хв}.$$

## 2.5.2 Система живлення паливом

Система живлення паливом служить для підведення з паливної системи літака необхідної кількості палива в камеру згорання в найбільш зручному для його повного згорання вигляді. Вона здійснює також живлення паливом (як робочою рідиною) гідромеханізмів САК і (як охолоджуючою рідиною) паливно-масляного радіатора.

Система живлення паливом двигуна має три магістралі:

- низького тиску;
- високого тиску;
- пускового палива.

До її складу входить також система дренажу палива.

На двигуні застосовується паливна система з основним насосом регульованої продуктивності плунжерного типу. Принципова схема системи живлення паливом представлена на рис. 2.7.

Зміна режиму роботи двигуна здійснюється за рахунок переміщення ВУД, механічно зв'язаного з дросельним краном АДП, шляхом зміни прохідного перерізу останнього.

Магістраль низького тиску включає наступні елементи:

- привідний насос відцентрового типу з регулятором тиску;
- паливний фільтр низького тиску з перепускним клапаном;
- витратомір палива;
- паливно-масляний радіатор.

Магістраль високого тиску включає:

- основний паливний насос плунжерного типу з регульованою продуктивністю;

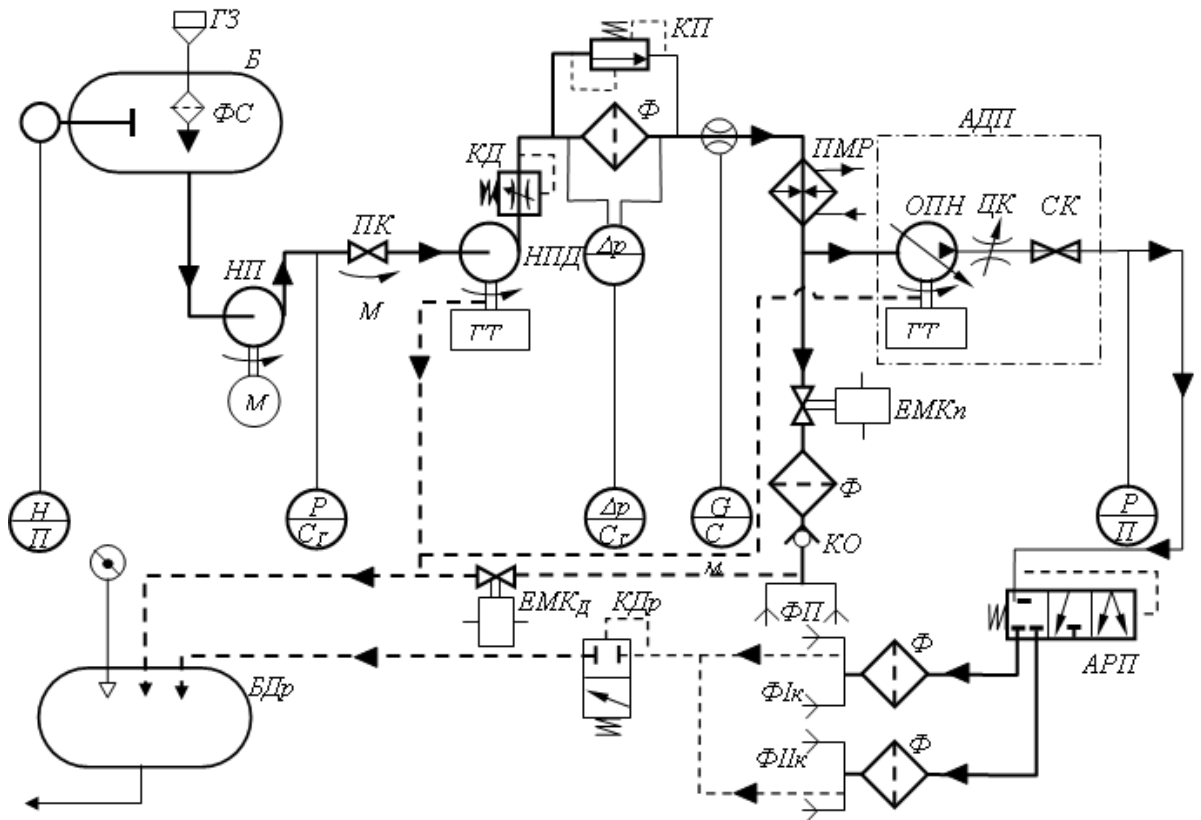


Рисунок 2.7 - Схема системи живлення паливом

- автомат дозування палива;
- стоп-кран;
- вимірювач тиску палива;

- автоматичний розподільник палива;
- паливні фільтри перед робочими паливними форсунками;
- паливні колектори і робочі форсунки, що мають розпилювачі першого і другого контурів.

Магістраль пускового палива має наступні елементи:

- електромагнітний клапан пускового палива;
- зворотний клапан;
- пускові форсунки запальників.

Система дренажу передбачає злив палива в спеціальний дренажний бачок з місць його небажаного накопичення. У цей бачок зливається паливо після вимикання двигуна з паливних колекторів і нижніх порожнин камери згоряння і корпуса турбіни через спеціальні дренажні клапани, а також рідина, що просочилася через ущільнення приводних валиків насосів. Крім того, передбачений злив палива з магістралі пускового палива на ділянці від пускових форсунок до зворотного клапана через спеціальний електромагнітний клапан

У дипломному проекті виконаний розрахунок основних елементів системи живлення паливом проектного двигуна.

Метою розрахунку продуктивності вузла паливного насоса високого тиску є визначення наявної об'ємної продуктивності і її зіставлення з необхідною витратою палива на розрахунковому режимі.

Наявна об'ємна продуктивність плунжерного насоса, л/хв

$$Q_n = i \cdot h_{\max} \cdot n \cdot \eta_n \cdot 10^{-6} \cdot \pi \cdot d_n^2 / 4,$$

де  $h_{\max} = 20$  мм – хід плунжера,  $n = 4000$  об/хв – частота обертання ротора насоса,  $\eta_n = 0,98$  – коефіцієнт об'ємної подачі насоса,  $d_n = 15$  мм – діаметр плунжера,  $i = 9$  – число плунжерів.

$$Q_n = 9 \cdot 20 \cdot 4000 \cdot 0,98 \cdot 10^{-6} \cdot 3,14 \cdot 15^2 / 4 = 124,69, \text{ л/хв.}$$

Продуктивність насоса повинна бути більшою необхідної витрати палива через двигун (запас продуктивності 5...20 %)

$$Q_n = 1,1 \cdot G_{n,p} / 60 \cdot \rho_n,$$

де  $G_{n,p} = 4920$  кг/год – годинна витрата палива,  $\rho_n = 0,8$  кг/л – густина палива.

$$Q_{\text{п}}=1,1 \cdot 4920 / (60 \cdot 0,8) = 113,78, \text{ л/хв.}$$

$Q_{\text{н}} > Q_{\text{п}}$  – умова виконується.

При гідравлічному розрахунку двосоплової паливної форсунки необхідно визначити діаметри вихідних сопел обох контурів робочих форсунок.

Сумарна площа перерізу вихідних сопел форсунок,  $\text{м}^2$

$$F_{\Sigma} = G_{\text{п р}} / (3600 \cdot i \cdot \mu \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho}),$$

де  $G_{\text{п р}}$  – годинна витрата палива на розрахунковому режимі,  $i=12$  шт. – кількість робочих форсунок у камері згоряння,  $\mu=0,3 \dots 0,5$  – коефіцієнт витрати для розрахункового режиму,  $\rho=800 \text{ кг/м}^3$  – густина палива,  $\Delta P=3 \dots 6$  МПа – перепад тиску палива на форсунці.

$$F_{\Sigma} = 4920 / (3600 \cdot 12 \cdot 0,4 \cdot \sqrt{2 \cdot 6 \cdot 10^6 \cdot 800}) = 3,2258 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2.$$

Площа перерізу вихідного сопла першого контуру форсунок,  $\text{м}^2$

$$F_1 = G_{\text{п п р}} / (3600 \cdot i \cdot \mu_{\text{п р}} \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P_{\text{п р}} \cdot \rho}),$$

де  $G_{\text{п п р}} = G_{\text{п р}} / 20 = 246 \text{ кг/год}$  – годинна витрата палива на режимі початку розпалювання,  $\mu_{\text{п р}} = 0,6 \dots 0,8$  – коефіцієнт витрати на режимі початку розпалювання,  $\Delta P_{\text{п р}} = 0,25 \dots 0,45$  МПа.

$$F_1 = 246 / (3600 \cdot 12 \cdot 0,4 \cdot \sqrt{2 \cdot 0,4 \cdot 10^6 \cdot 800}) = 0,312 \cdot 10^{-6}, \text{ м}^2.$$

Зовнішній діаметр вихідного сопла першого контуру робочої форсунки, мм

$$d_1 = 10^3 \cdot \sqrt{\frac{4F_1}{\pi}} = 10^3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 0,312 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 0,6306.$$

Зовнішній діаметр вихідного сопла другого контуру робочої форсунки, мм

$$d_2 = 10^3 \cdot \sqrt{\frac{4F_{\Sigma}}{\pi}} = 10^3 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot 3,2258 \cdot 10^{-6}}{3,14}} = 2,122.$$

### 2.5.3 Пускова система

Пускова система представляє собою сукупність пристроїв, призначених для примусового розкручування ротора ГТД при запуску. Вона містить у собі пусковий пристрій (ПП), джерело енергії, систему передачі енергії і ряд інших пристроїв.

На проектуваному ТРДД застосована повітряна пускова система. Джерелом

стиснутого повітря є ДСУ чи компресор запущеного двигуна. Як джерело стиснутого повітря можуть застосовуватися аеродромні газогенератори. Пускова система призначена для автоматичного запуску двигуна на землі й у польоті.

До пускової системи пред'являються наступні вимоги:

- забезпечити надійний запуск на землі й у польоті за мінімальний час без виходу за припустимі межі його основних параметрів ( $T_r^*$ ,  $n$ ) і при стійкій роботі основних вузлів двигуна;

- бути цілком автоматизованою і простою у керуванні (дія екіпажа повинна зводитися тільки до натискання кнопки запуску);

- ПС повинна бути автономною, повинна мати на борту джерела енергії для роботи ПП;

- агрегати системи повинні мати мінімальну масу і габаритами.

Запуск ГТД забезпечують наступні системи, що входять у пускову систему:

- система попереднього розкручування ротора;

- система пускового палива;

- система запалювання;

- паливний автомат запуску;

- система автоматичного керування запуском.

Метою розрахунку є визначення максимальної потужності пускового пристрою, побудова діаграми запуску і визначення часу запуску.

Запуск ТРДД на землі характеризується трьома основними етапами. На кожному етапі динамічна рівновага ротора характеризується рівнянням балансу моментів:

$$M_{\text{пп1}} = M_{o1} + M_{j1},$$

де  $M_{\text{пп1}}$  – момент створюваний стартером,  $M_{o1}$  – момент опору ротора обертанню,  $M_{j1}$  – момент необхідний для прискорення ротора.

$$M_{\text{пп2}} + M_{T2} = M_{o2} + M_{j2},$$

де  $M_{T2}$  – момент турбіни після розпалювання основного палива.

$$M_{\text{т3}} = M_{o3} + M_{j3}.$$

Розрахунок часу запуску двигуна здійснюється по трьох його етапах.

Момент опору  $M_o$  можна представити як суму моментів, затрачених на обертання компресора, агрегатів і подолання сил тертя в підшипниках:

$$M_o = M_k + M_{agr} + M_{підш.}$$

Потужність затрачувана на привід агрегатів і на подолання тертя в підшипниках звичайно не перевищує 5 % від потужності компресора.

Момент опору ротора обертання обчислюється за формулою:

$$M_o = \pi \cdot L_{квт\ p} \cdot G_{п} / (30 \cdot \eta_k^* \cdot n_{max}) = 3,14 \cdot 431146 \cdot 68,11 / (12077 \cdot 30 \cdot 0,8463) = 20595,4, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де  $L_{квт\ p}$  – робота стискання в КВТ, Дж/кг;  $G_{п}$  – витрата повітря через КВТ, кг/с;  $n_{max}$  – максимальна частота обертання ротора ВТ, об/хв;  $\eta_k^*$  – ККД компресора.

Для визначення частот обертання ротора в характерних точках діаграми запуску використовуємо статистичні дані відносних частот обертання роторів ГТД.

Поточні значення моментів опору:

$$M_{oi} = M_o (n_i / n_{max})^{2,5}.$$

Момент турбіни  $M_T$  при постійній  $T_T^*$  лінійно залежить від частоти обертання і тільки безпосередньо перед виходом двигуна на режим малого газу функція  $M_T = M_T(n)$  стає лімітною, тобто на режимі малого газу  $M_{o\ mg} = M_T$ .

Характер зміни моменту ПП залежить від типу ПП і його регулювання. Повітряні стартери мають лінійний закон зміни моменту від частоти обертання:

$$M_{пп} = M_{пп\ 0} - c \cdot n,$$

де  $M_{пп\ 0}$  – початковий пусковий момент,  $c$  – коефіцієнт, що характеризує кут нахилу моменту ПП від частоти обертання

$$M_{пп\ 0} = 60 \cdot (N_{пп})_{max} / \pi \cdot n_m = 1200 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де  $(N_{пп})_{max} = \overline{N_{пп}} \cdot P_{зл}$ ;  $n_m = n_2 / k$  (для повітряних стартерів  $k = 1,8 \dots 2,0$ ) Тут  $\overline{N_{пп}} = 0,83 \dots 0,87$  кВт/кН – відносна статистична максимальна потужність стартера для ТРДД тягою більшою 20 кН.

Друга константа  $c$  визначається з допомогою виразу:

$$c = 30 \cdot (N_{пп})_{max} / \pi \cdot n_m^2 = 0,1905.$$

Час запуску:

$$t_{зап} = \frac{\pi \cdot I_p}{30} \int_0^{n_{MT}} \frac{d_n}{M_J(n)} = \frac{\pi \cdot I_p}{30} \left[ \sum_{i=1}^n \frac{\Delta n_i}{M_{J1(n)}} + \sum_{i=1}^n \frac{\Delta n_i}{M_{J2(n)}} + \sum_{i=1}^n \frac{\Delta n_i}{M_{J3(n)}} \right],$$

де  $I_p = c_r \cdot z_r \cdot D_r^4 + c_t \cdot z_t \cdot D_t^4$  – полярний момент інерції ротора. Тут  $c_k = 3,5 \dots 5,5$  і  $c_t = 9,5 \dots 10,5$  – статистичні коефіцієнти;  $z_k = 10$  і  $z_t = 2$  – кількість ступенів компресора і турбіни ВТ;  $D_k = 0,64$  м і  $D_t = 0,71$  м – максимальні зовнішні діаметри роторів компресора і турбіни ВТ;  $\Delta n = 0,025 \cdot n_{\max}$ .

Значення моменту опору, моменту пускового пристрою і моменту турбіни в характерних точках (частотах обертання) наведені в табл.2.6.

Таблиця 2.6.

Значення моментів опору ротора, турбіни і пускового пристрою в характерних точках

$n$ , об/хв	$n_0=0$	$n_1=2100$	$n_p=2500$	$n_2=4300$	$n_{\max}=6000$
$M_{\text{пп}}$ , Н·м	1200	800	724	381	–
$M_o$ , Н·м	0	348	538	2087,5	4603,5
$M_t$ , Н·м	–	0	538	2860	4603,5

Після побудови діаграм моментів (рис. 2.8) будується діаграма надлишкового моменту  $M_j(n)$  шляхом графічного зниження  $M_{\text{пп}}$ ,  $M_t$ ,  $M_o$ .

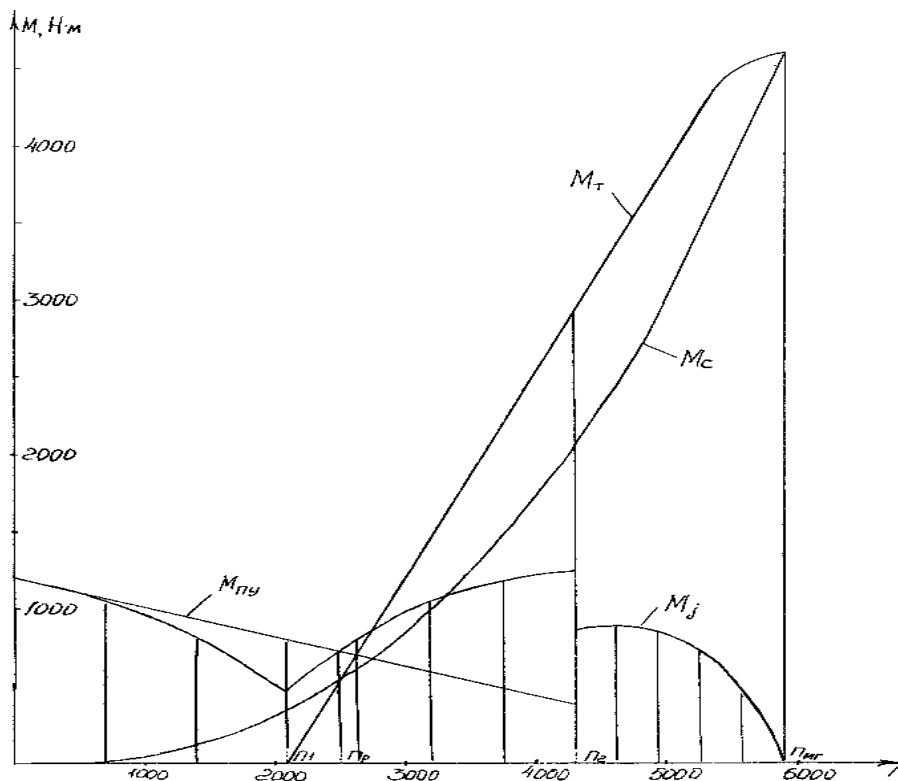


Рисунок 2.8 - Діаграма запуску ГТД

Розбиваємо функцію  $M_j(n)$  на першому етапі запуску на три рівномірних ділянки, на другому – на чотири і на третьому – на п'ять ділянок і підраховуємо

значення  $M_j(n)$  у середині кожної з ділянок. Підраховуємо час запуску по трьох ділянках:

$$t_{\text{зап}} = \int \frac{\pi \cdot I_p}{30} \left[ \sum_{i=1}^n \frac{\Delta n_i}{M_{J1(n)}} + \sum_{i=1}^n \frac{\Delta n_i}{M_{J2(n)}} + \sum_{i=1}^n \frac{\Delta n_i}{M_{J3(n)}} \right] = 3,14 \cdot 71,7 \cdot 7,5947 / 30 = 57 \text{ с.}$$

## 2.6. Радіальні й осьові зазори в проточній частині двигуна

При виборі зазорів виходимо з того, що зменшення осьових і радіальних зазорів між обертовими і нерухомими деталями двигуна призводить до збільшення ККД компресора і турбіни внаслідок зменшення перетікання газу в зазорах. Але при цьому повинне бути забезпечене обертання деталей ротора без торкання статора при їхньому тепловому розширенні чи при пружних деформаціях у процесі роботи двигуна.

Радіальний зазор між корпусом компресора або турбіни і робочими лопатками обчислюємо за формулами:

$$\delta_p = (3 \dots 4) D / 1000$$

Радіальні й осьові зазори проектного двигуна наведені в табл. 2.7.

Таблиця 2.7.

Радіальні й осьові зазори двигуна

Найменування деталей	Зазор, мм	
	Радіальний	Осьовий
Робочі лопатки і корпус вентилятора	2,7...4,1	
Робочі лопатки і корпус КВТ	0,96...1,56	
Робочі і напрямні апарати КВТ		6...8
Робочі лопатки і корпус ТВТ	1,86...2,06	
Робочі і соплові лопатки ТВТ		8,5...9,5
Робочі лопатки і корпус ТНТ	2,5...3,5	
Робочі і соплові лопатки ТНТ		8,5...9,5
Робочі лопатки і корпус КНТ	2,5...3,5	
Робочі і напрямні лопатки КНТ		6...8
Лабіринтові ущільнення	0,2...0,5	



## **Висновки до розділу**

Проведений газодинамічний розрахунок дозволив визначити конструктивну схему, геометричні параметри і основні параметри робочого процесу в характерних перетинах проточної частини двигуна. Результати розрахунків на міцність деталей ГТД свідчать про правильність вибору параметрів роботи двигуна і матеріалів [17]. Розрахунок основних систем проєктованого двигуна показав вірність обраних параметрів агрегатів цих систем.

## **3 СИСТЕМА КЕРУВАННЯ РАДІАЛЬНИМИ ЗАЗОРАМИ ТУРБІНИ**

### **3.1 Загальні відомості про системи керування радіальними зазорами турбіни**

Проектування систем керування радіальними зазорами в турбіні є критичним завданням у розробці сучасних авіаційних двигунів. Високоточне управління цими зазорами дозволяє підвищити ефективність роботи турбіни, зменшити витрати палива та підвищити надійність двигуна. Радіальні зазори в турбіні визначаються як відстань між лопатками ротора і статора, і їх значення впливають на аеродинамічні характеристики, теплові навантаження та міцність компонентів.

Враховуючи складність і динамічні зміни умов роботи турбін, точне моделювання і управління радіальними зазорами є складним технічним завданням. Зазори повинні залишатися в межах допустимих значень протягом усього циклу роботи двигуна, від запуску до вимикання, при цьому враховуючи різні режими роботи і зміни температурних полів [6].

У розділі буде розглянуто основні підходи до проектування систем керування радіальними зазорами в турбіні, проаналізовано існуючі методи моделювання теплових і механічних станів елементів турбіни, а також запропоновано нові підходи до оптимізації цих систем. Основна увага приділяється кінцево-елементному аналізу, який дозволяє з високою точністю визначити розподіл температур і механічних напружень в елементах турбіни.

Важливість цієї роботи полягає у можливості значного покращення ефективності авіаційних двигунів, зниженні витрат на експлуатацію та обслуговування, а також підвищенні безпеки польотів. Розробка і впровадження нових систем керування радіальними зазорами може стати ключовим фактором у створенні більш ефективних і екологічно чистих авіаційних двигунів майбутнього. Моделювання теплового стану двигуна для визначення радіальних зазорів включає кілька підходів і методів, кожен з яких має свої переваги і недоліки. Основні методи включають:

Аналітичні методи:

- Використання теплових рівнянь, що описують теплові потоки в двигуні.
- Розрахунок температурних полів і розподілу температур у різних частинах двигуна.

- Прямі аналітичні розрахунки для визначення радіальних зазорів в залежності від температури.

Метод кінцевих елементів (МКЕ):

- Побудова чисельної моделі двигуна, яка розділяється на безліч малих елементів (кінцевих елементів).

- Розв'язок теплових рівнянь для кожного елемента і визначення розподілу температур у всій моделі.

- Використання отриманих температур для розрахунку радіальних зазорів в різних точках двигуна.

- Переваги: висока точність, можливість моделювання складних геометрій і умов.

- Недоліки: велика обчислювальна складність і потреба в потужних комп'ютерах.

Експериментальні методи:

- Використання термопар і інших датчиків для вимірювання температури у різних частинах двигуна під час роботи.

- Розрахунок теплових деформацій на основі експериментальних даних.

- Переваги: висока точність для конкретного двигуна.

- Недоліки: висока вартість і складність проведення експериментів.

Комбіновані методи:

- Поєднання аналітичних, чисельних і експериментальних підходів.

- Використання експериментальних даних для калібрування чисельних моделей.

- Використання аналітичних методів для попереднього оцінювання і оптимізації моделювання.

Кожен з цих методів має свої застосування в залежності від конкретних вимог і обмежень проекту. Наприклад, для складних і високоточних інженерних задач, таких

як розробка авіаційних двигунів, перевага надається методу кінцевих елементів. В той час як для більш простих задач або на етапі попереднього проектування можуть бути використані аналітичні методи.

Радіальні зазори в турбіні газотурбінного двигуна змінюються внаслідок декількох основних факторів:

Теплове розширення:

- Під час роботи газотурбінного двигуна температура компонентів турбіни значно підвищується, що призводить до їх теплового розширення.
- Лопатки турбіни та корпус розширюються по-різному через різну теплопровідність, теплоємність і геометричні особливості. Це впливає на радіальні зазори між лопатками турбіни та корпусом.

Відцентрові сили:

- Високі швидкості обертання ротора створюють великі центробіжні сили, які змушують лопатки турбіни розтягуватись у радіальному напрямку.
- Це призводить до збільшення радіальних зазорів, оскільки лопатки віддаляються від осі обертання.

Механічні навантаження:

- Під дією газового потоку та механічних навантажень (наприклад, вібрацій і ударів) компоненти турбіни можуть деформуватися.
- Ці деформації можуть змінювати радіальні зазори, особливо при нерівномірних навантаженнях.

Нерівномірний знос:

- З часом компоненти турбіни піддаються зносу, що може бути нерівномірним через різні умови експлуатації.
- Нерівномірний знос лопаток або корпусу турбіни може призводити до змін радіальних зазорів.

Аеродинамічні сили:

- Газовий потік, проходячи через турбіну, створює аеродинамічні сили, які можуть викликати вигин і деформацію лопаток.

- Ці аеродинамічні сили можуть впливати на розмір зазорів між лопатками і корпусом.

Коли мотор працює в різних режимах:

- Під час запуску, прискорення або гальмування двигуна змінюються умови роботи турбіни.

- Це призводить до змін температур і механічних навантажень, що, в свою чергу, змінює радіальні зазори.

### 3.2 Створення кінцево-елементної сітки

Існує безліч підходів до створення кінцево-елементної сітки. Вона може бути створена як безпосередньо в ANSYS на власній або імпортованій з будь-якого 2D/3D пакета геометрії, так і в сторонніх пакетах. Для побудови кінцево-елементної сітки ротора низького тиску двигуна V2500 використовуємо 2-мірну осесиметричну модель побудовану в Autocad рис 3.1

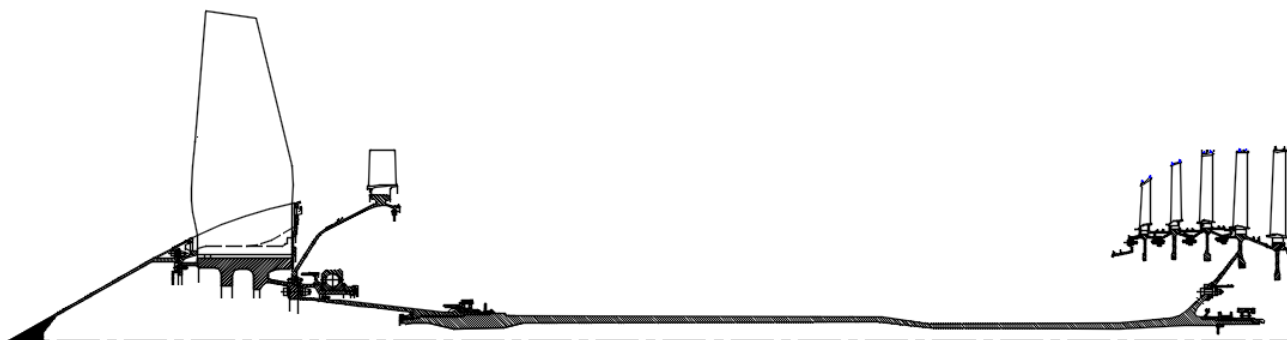


Рисунок 3.1 – 2-D Модель ротора низького тиску ТРДД V2500

Потім перетворюємо у 3-D Модель для імпорту в ANSYS рис. 3.2.

Для створення кінцево-елементної сітки для аналізу турбіни газотурбінного двигуна потрібно виконати наступні кроки:

Визначення геометрії турбіни: Отримання точних вимірів та характеристик турбіни, включаючи форму лопаток, радіуси, кут нахилу, товщину лопаток та інші важливі параметри.

Вибір кінцевих елементів: Вибір типу кінцевих елементів, які найкраще підходять для моделювання даної геометрії та умов потоку. Для турбін можуть використовуватися трикутні, чотирикутні або навіть шестикутні елементи, залежно від складності геометрії.

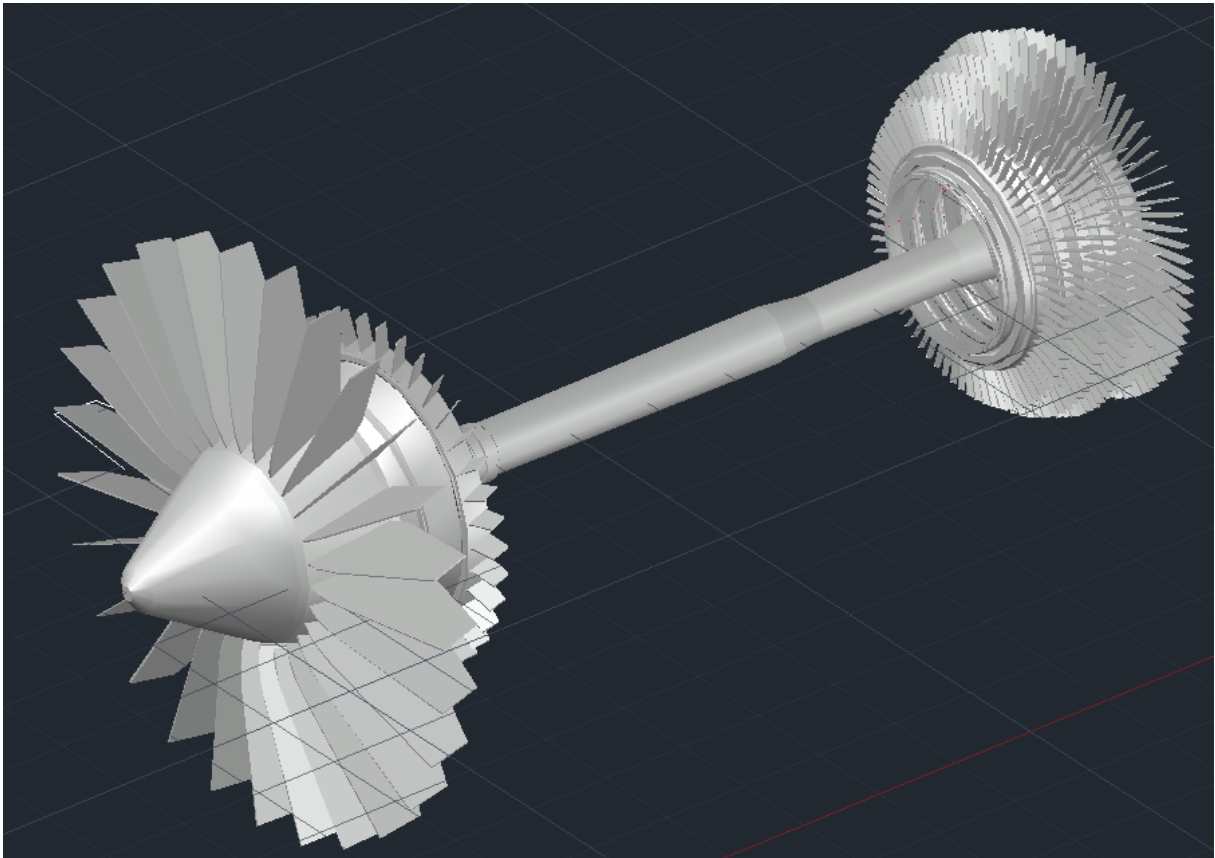


Рисунок 3.2 – 3D Модель ротора НТ ТРДД V2500

Створення сітки: Використання спеціалізованого програмного забезпечення для створення кінцево-елементної сітки на основі вибраних елементів та геометрії турбіни. Цей процес може бути виконаний вручну або автоматично з використанням алгоритмів генерації сітки.

Попередня обробка сітки: Перевірка та оптимізація сітки для забезпечення якості та точності результатів обчислень. Це може включати розрахунок параметрів сітки, таких як розмір елементів, густина сітки та інші.

Валідація сітки: Перевірка сітки на наявність недоліків та впевнення в її

придатності для моделювання потоку в турбіні.

Імпорт сітки в обране програмне забезпечення для обчислення потоку:  
Завантаження попередньо створеної кінцево-елементної сітки в обране програмне забезпечення для проведення обчислень потоку в турбіні.

Проведення обчислень: Виконання обчислень потоку в турбіні з використанням створеної кінцево-елементної сітки.

Загальний вигляд створеної сітки з прикладу ротора НТ моделі двигуна V2500 показаний малюнку 3.3.

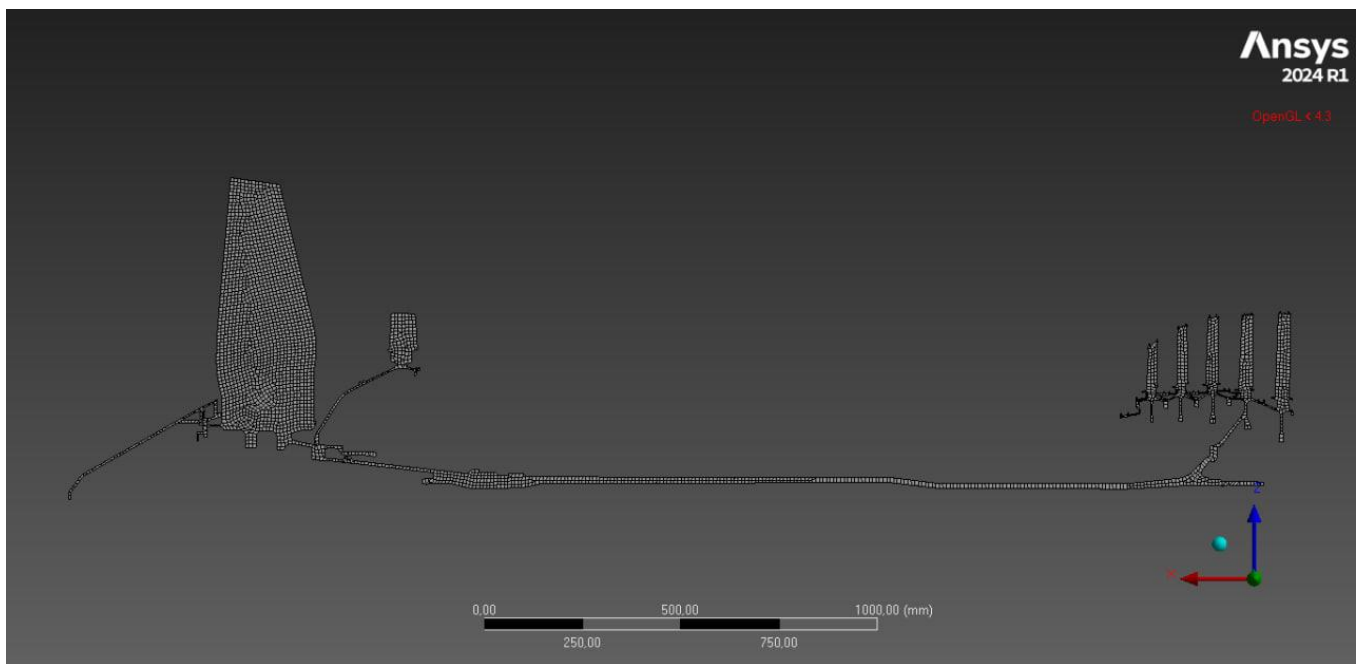


Рисунок 1.3 - Загальний вигляд кінцево-елементної сітки.

### **3.3 Розрахунок елементів теплового стану ротору на сталих режимах**

Для розрахунку температурного стану на сталих режимах роботи двигуна до створеної кінцево-елементної моделі докладемо навантаження, отримані в результаті розрахунку системи повітропостачання в програмі Ansys . На цьому етапі інтерес представляють значення коефіцієнтів тепловіддачі та температур повітря в каналах системи.

Результати розрахунку стаціонарного розподілу температур по ротору каскаду низького тиску в крейсерському режимі роботи показані відповідно на моделі

турбіни в Ansys рисунку 3.4, 3.5

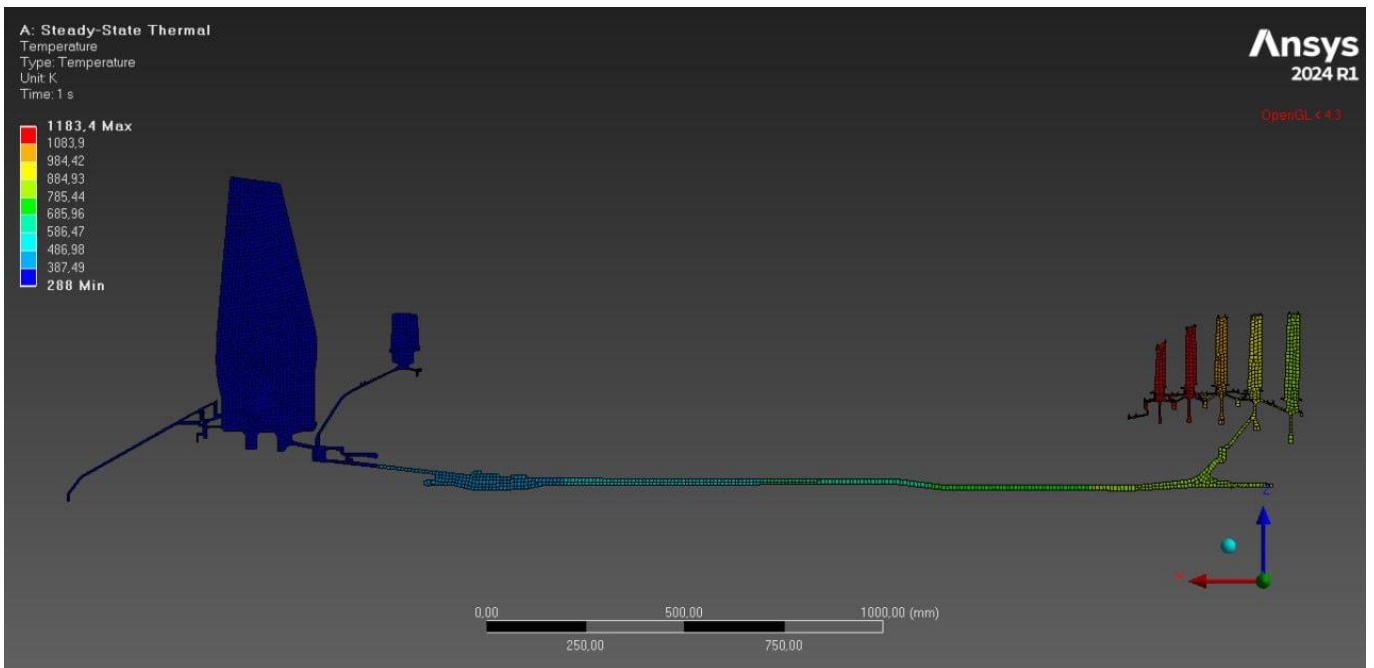


Рисунок 3.4 - Розрахунок теплового стану ротору низького тиску V2500

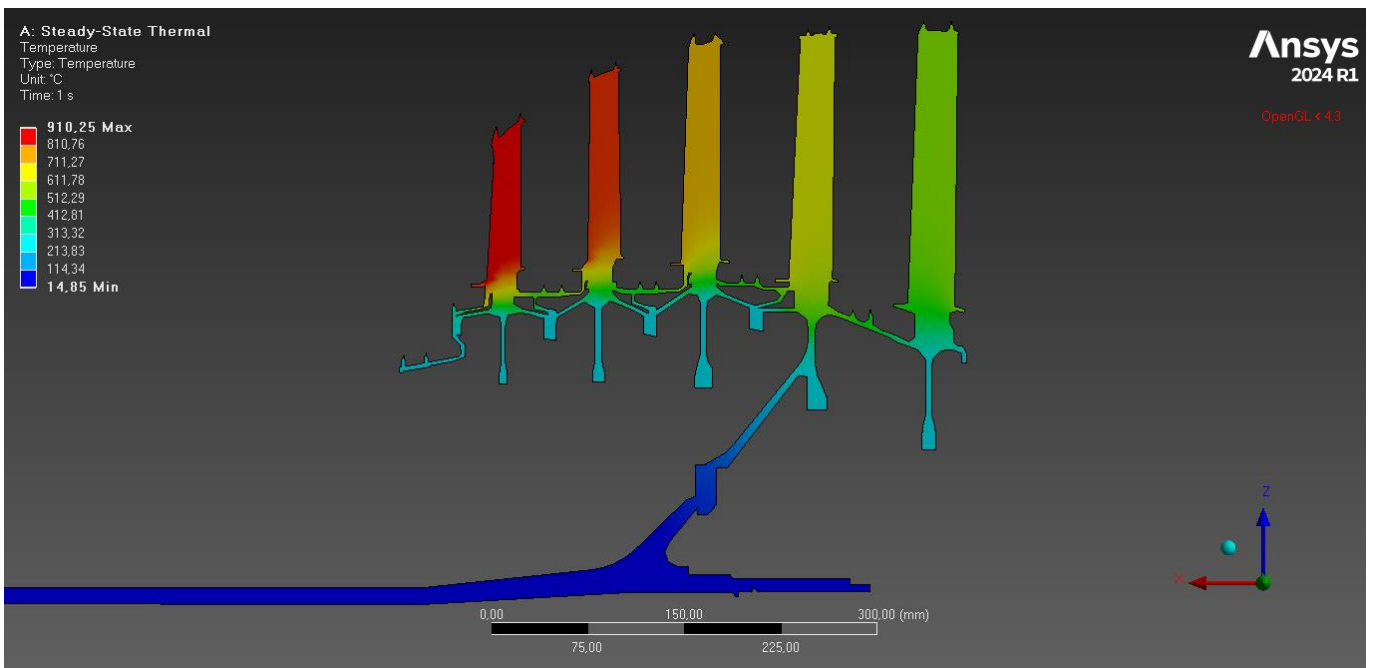


Рисунок 3.4 - Розподіл температур на крейсерському режимі ТНТ V2500



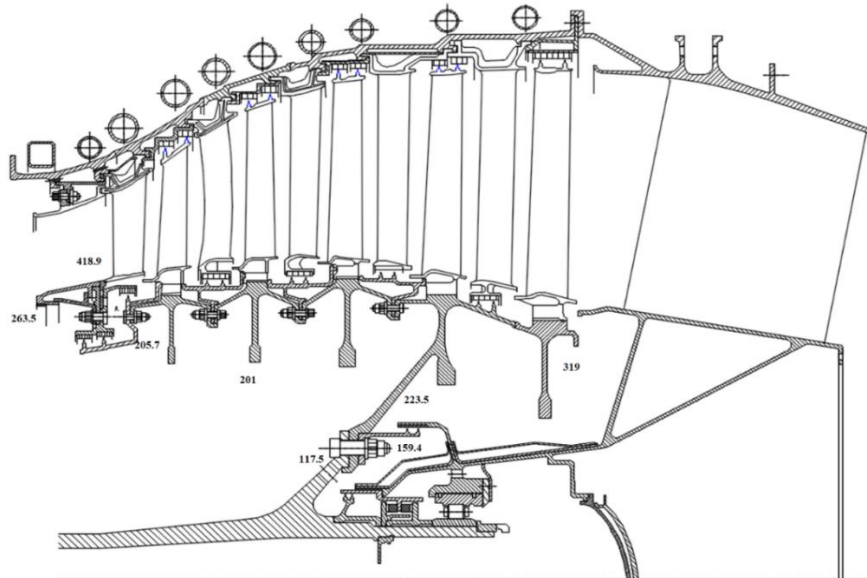


Рисунок 3.5 - Температури деталей ТНТ на крейсерському режимі роботи, ° С

### 3.4. Визначення теплових переміщень газогенератора

Розглянемо процес визначення зміни геометричних параметрів розглянутих елементів конструкції двигуна. У розрахунковій моделі будуть враховуватися наступні фактори:

- Температурні деформації елементів двигуна;
- Механічні деформації від дії центральних сил;
- Механічні деформації від дії тисків на оболонки;
- Осьове переміщення елементів ротора від дії газових сил.

Вибір кількості кроків навантаження при структурному аналізі необхідно робити, ґрунтуючись на проведеному раніше тепловому розрахунку: кожен крок структурного аналізу повинен відповідати підкрою теплового розрахунку. Це необхідно для обліку всіх отриманих раніше результатів, інакше додані температури будуть лінеаризовані між сусідніми кроками навантаження [5, 8].

Крім температурних навантажень, у проведеному розрахунку буде враховано вплив обертання елементів ротора, тисків на оболонки ротора та осьових сил, що діють на лопаткові вінці. Простим та зручним способом завдання навантажень є їх подання як функції часу. Розглянемо приклад завдання осьової сили на лопатковому вінці 1РК компресора ВТ. Значення осьової сили на робочому колесі ступеня може бути визначено за формулою:

$$P_a = p_1 \cdot F_1 - p_2 \cdot F_2 - G(c_{2a} - c_{1a}),$$

де  $p_1, p_2$  – статичний тиск на вході та виході з колеса.

$c_{1a}, c_{2a}$  – осьові швидкості на вході та виході з колеса.

$F_1, F_2$  – кільцеві площі на вході та виході з колеса.

Здійснюється розрахунок переміщення статора. На рисунку 4 наведено деякі результати розрахунку зміни розмірів елементів ротора, статора та зазору в ТНД моделі двигуна V2500.

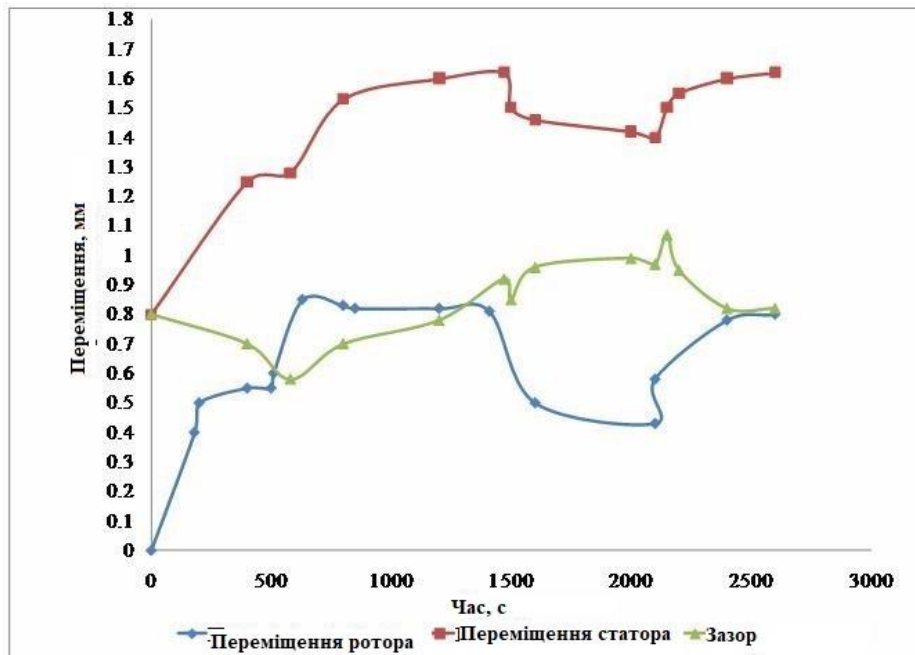


Рисунок 3.6 Зміна зазору при запуску, виході на земний малий газ, прийомистості, наборі висоти та крейсерському режимі.

#### Розрахунок активної системи керування радіальними зазорами

Активне управління радіальними зазорами передбачає обдування корпусу вузла повітрям більш низької температури. При цьому змінюється діаметр корпусу, а так як діаметр ротора з лопатками визначається в основному температурою деталей ротора, то змінюється радіальний зазор між торцями робочих лопаток і корпусом. Для охолодження корпусів використовується повітря через вентилятор. Управління здійснюється за допомогою заслінок, які мають два положення: відкрите і закрите.

Виходячи з вищесказаного, послідовність проектування системи управління радіальними зазорами шляхом охолодження статора буде наступна:

- визначити температуру статора на крейсерському режимі без охолодження;

- визначити температуру статора, необхідну для підтримання заданих зазорів;
- розрахувати необхідну кількість охолоджувача, необхідного для підтримки цієї температури. Необхідно врахувати, що охолоджувач подається на найбільш масивні ділянки корпусу - фланцеві з'єднання;

- знайти розміри колекторів, що забезпечують заданий витрату охолоджувача.

Проведемо розрахунки для турбіни низького тиску V2500. Розрахункова схема представлена на рисунку 3.7

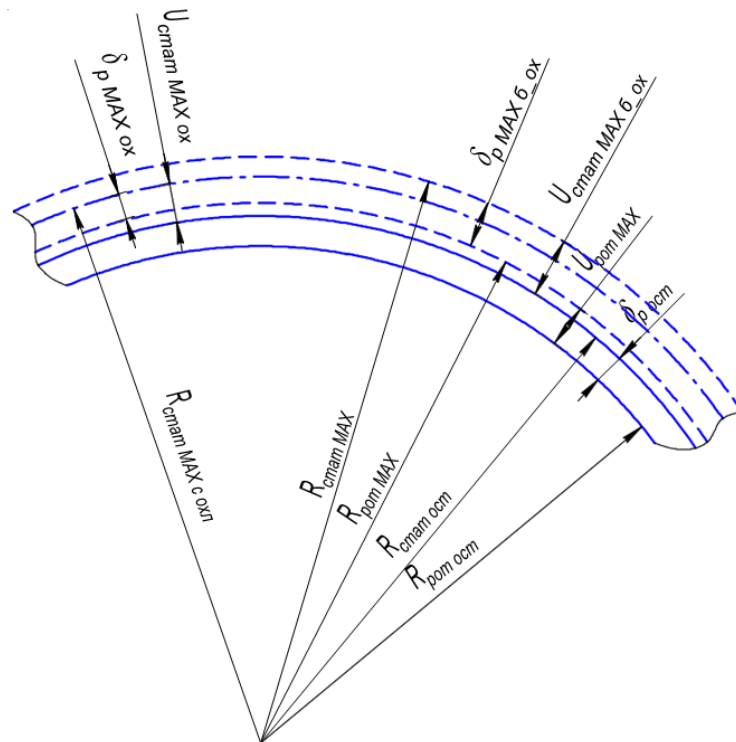


Рисунок 3.7 - Розрахункова схема для визначення радіальних зазорів

Розрахуємо основні параметри системи активного управління радіальними зазорами.

Під час проектування турбіни визначаються величини радіального зазору для максимального режиму роботи без охолодження статора, в нашому випадку приймаємо  $\delta_{r\_max\_box} = 1,8$  мм, а мінімально допустимий радіальний зазор, що забезпечується під час увімкнення охолодження, приймемо  $\delta_{r\_max\_ox} = 0,2$  мм.

Визначимо величину теплової деформації статора на максимальному режимі.

$$U_{ст\_max\_box} := \alpha_{ст} \cdot R_{ст} \cdot (T_{ст\_box} - 293K) = 3.853 \cdot mm$$

де  $D_{ст} := 406.5 \text{ mm}$  - діаметр статора турбіни низького тиску обираємо з газодинамічного розрахунку,  $\alpha_{ст} := 14 \cdot 10^{-6} \cdot \text{K}^{-1}$  - коефіцієнт лінійного розширення статора, температура статора  $T_{ст\_бох} := 970\text{K} = 696.85 \cdot \text{C}$ .

За допомогою рисунка 3.7 визначимо величину деформації статора, що забезпечує необхідний радіальний зазор

$$U_{ст\_мах\_ох} := \delta_{р\_мах\_ох} - \delta_{р\_мах\_бох} + U_{ст\_мах\_бох} = 2.253 \cdot \text{mm}.$$

Визначимо температуру статора, за якої деформація статора дорівнює розрахованій:

$$T_{ст\_ох} := 293\text{K} + U_{ст\_мах\_ох} / \alpha_{ст} \cdot R_{ст} = 415.704 \cdot \text{C}.$$

Будемо вважати, що охолоджувальне повітря подається через вентилятор і має температуру:

$$T_{п\_ох.ст} = 182.85 \cdot \text{C}.$$

Обчислимо температуру, до якої нагріється охолоджувальне повітря:

$$T_{п\_ох\_мах} := T_{п\_ох.ст} + (T_{ст\_бох} - T_{ст\_ох}) = 463.996 \cdot \text{C}$$

Визначимо площу тепловіддачі статора

$$F_{ТВ\_ох} := \pi \cdot D_{ст} \cdot l_{ст\_ох} = 0.128 \text{m}^2.$$

З рівняння теплового балансу обчислимо величину потрібної для охолодження витрати повітря:

$$G_{ох} = \frac{\alpha_{ох} \cdot F_{ТВ\_ох} \cdot (T_{ст\_бох} - T_{п\_ох.ст})}{C_{р\_пов} (T_{ст\_ох} - T_{п\_ох.ст})} = 0.028 \text{кг / с}.$$

Прийmemo, що у всіх колекторах (для всіх ступенів) повітря витрачається однаково

$$G_{\Sigma} := 8 \cdot G_{ох} = 0.224 \text{ кг/с}.$$

Визначимо геометричні розміри системи підведення охолоджувального повітря. Їхня точна оцінка можлива тільки за умови врахування гідравлічних втрат у системі.

У цьому випадку проведемо приблизний розрахунок системи, орієнтовно оцінивши втрати повного тиску в елементах системи.

Будемо вважати, що охолоджувальне повітря відбирається з-за вентилятора за допомогою клапана і підводиться через трубу. Прийmemo тиск у трубі рівним:

$$P_{\text{труб}} := 175000 \text{ Pa.}$$

Визначимо площу і діаметр труб:

$$F_{\text{труб}} = \frac{G_{\Sigma} \cdot \sqrt{T_{\text{п-ох.ст}}}}{0.0405 \cdot P_{\text{труб}}} = 0.00068 \text{ m}^2,$$

$$d_{\text{труб}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{труб}}}{\pi}} = 29.34 \text{ мм}.$$

Обчислимо площу і діаметр кільцевого колектору, куди потрапляє повітря.

Прийmemo тиск у колекторі рівним  $P'_{\text{труб}} = 160000 \text{ Па}$ .

$$F_{\text{кол}} = \frac{G_{\text{ох}} \cdot \sqrt{T_{\text{п-ох.ст}}}}{0.0405 \cdot P'_{\text{труб}}} = 0.00009 \text{ m}^2, \quad d_{\text{кол}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\text{кол}}}{\pi}} = 10.85 \text{ мм}.$$

Діаметр перфораційного отвору прийmemo з технологічних міркувань:

$$d = 1 \text{ мм}.$$

Таким чином, було розраховано основні розміри та параметри системи активного керування радіальними зазорами.

Висновки до розділу

Виконана робота охоплює розробку системи керування радіальними зазорами у турбіні газотурбінного двигуна V2500. Дослідження сфокусоване на впровадженні нових підходів до оптимізації радіальних зазорів з використанням методу кінцевих елементів, що дозволяє з високою точністю визначити тепловий стан і механічні напруження у елементах турбіни. Виконані дослідження дозволяють значно покращити ефективність та надійність газотурбінних двигунів, а також підвищити безпеку польотів. Розробка і впровадження нових систем керування радіальними зазорами є ключовими для створення ефективних і екологічно чистих ГТД.

## ВИСНОВКИ

На основі статистичних даних були обрані літак і двигун прототипи це A320 і V2500 відповідно. Обрані параметри робочого процесу дозволили отримати достатньо високі значення ККД і невеликі значення питомої витрати палива.

Розрахунки на міцність показали правильність вибору матеріалів і схем навантаження основних вузлів двигуна. Розроблені системи життязабезпечення двигуна відповідають сучасним зразкам

В спеціальній частині роботи було проведено комплексний аналіз теплових і механічних навантажень на компоненти турбіни, що дозволило розробити методи оптимізації радіальних зазорів. Використання методу кінцевих елементів (FEM) для моделювання теплових процесів дало змогу детально вивчити розподіл температур і механічних напружень, що виникають під час експлуатації двигуна. Це дозволило визначити критичні зони та оптимізувати конструкцію для зниження ризиків пошкоджень.

Результати роботи показали, що правильне моделювання і управління радіальними зазорами може значно підвищити ефективність роботи двигуна, зменшити витрати на паливо та підвищити надійність і безпеку авіаційних двигунів. Було розроблено методи активного управління зазорами, зокрема, через охолодження статора, що дозволяє підтримувати оптимальні зазори в різних режимах роботи двигуна.

На основі проведених досліджень, можна рекомендувати подальше вдосконалення систем керування радіальними зазорами в турбінах. Необхідно зосередитися на розробці нових матеріалів, що здатні витримувати високі температури і механічні навантаження, а також впровадженні інноваційних технологій охолодження. Крім того, слід продовжувати розробку і впровадження програмного забезпечення для більш точного моделювання теплових і механічних процесів у турбіні.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Advancements in Gas Turbine Engine Technology: A Conceptual Aspect July 2023
2. Airbus A319-A320-A321 - Quick reference handbook
3. Annex 16 - Environmental Protection - Volume I - Aircraft Noise
4. Cohen, H., Rogers, G.F.C., and Saravanamuttoo, H.I.H. "Gas Turbine Theory," 6th Edition, Pearson Education Limited, 2009.
5. Dixon, S.L., and Hall, C.A. "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery," 7th Edition, Butterworth-Heinemann, 2013.
6. Kurzke, J. "Design and Off-Design Performance of Gas Turbines," MTU Aero Engines GmbH, 2010
7. Lazik, W., and Stricker, W. "Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology," 2nd Edition, Taylor & Francis, 2006
8. Moustapha, S.H., Zelesky, M.F., Baines, N.C., and Japikse, D. "Axial and Radial Turbines," Concepts ETI, Inc., 2003.
9. Аналіз надійності парку повітряних суден України за 2012 рік. Центр ЕНАТ. – К.: НАУ. – 2013. – 100 с.
10. Баришников І. Замкнуте коло (проблеми українського авіаційного двигунобудування). Авиация и время. 2014.
11. Бурланов В.І., Попов., О.В., Попов Д.В. Метод керування процесами проектування й технічної експлуатації авіаційної техніки. Матеріали VII Міжнародної науково-технічної конференції «АВІА – 2006» - К.:2006. Т. 2. – С. 3.9-3.12
12. Конструкція та міцність авіаційних двигунів: методичні рекомендації до виконання курсового проекту / І.І. Гвоздецький, С.І. Йовенко, Є.М. Карпов та ін. – К.: НАУ, 2007.-56с.
13. Конструкція та міцність авіаційних двигунів: методичні рекомендації до виконання розрахунково-графічної роботи і домашнього завдання / М.С.Кулик, С.М. Карпов, О.Г. Кучер та ін. — К.: НАУ, 2007. — 35 с.
14. Конструкція та міцність авіаційних двигунів. Розрахунок масляної,

паливної та пускової систем газотурбінних двигунів: методичні рекомендації до виконання курсових та дипломних проектів / М.С. Кулик, Є.М. Карпов, С.І. Йовенко та ін. – К.: НАУ, 2007.-40с.

15. Попов Д.В. Визначення шкали вимірювань кількості розмежування експлуатаційних чинників, що впливають на форми технічного обслуговування. VIII Міжнародна наукова конференція студентів та молодих учених «Політ-2008» 10-11 квітня 2008 р. Т. 2. Київ, НАУ.-2008, с. 5.

16. Тарасенко Г.А. Ефективність використання та перспективи оновлення парку літаків України на прикладі вантажних літаків Іл-76 // Стратегія розвитку України: Наук. Журнал. – Вип. 1. – 2006. – с. 410-414.

17. Терещенко Ю.М., Мітрахович М.М. Авіаційні газотурбінні двигуни. – Київ: КВІЦ, 2001. – 312 с.