

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»

Факультет авіаційних двигунів

Кафедра конструкції авіаційних двигунів

Пояснювальна записка

до **дипломного проекту**

(тип кваліфікаційної роботи)

магістра

(освітній ступінь)

на тему **«Розробка ТВаД з потужністю $N_e = 8800$ кВт»**

ХАІ.203.262м.21О.134.1702020 ПЗ

Виконав: здобувач (ка) 2 курсу, групи № 262м
Галузь знань 13 Механічна інженерія
(код та найменування)
Спеціальність 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка
(код та найменування)
Освітня програма Авіаційні двигуни та енергетичні установки
(найменування)
Кондуфоров В.Д.
(прізвище та ініціали здобувача (ки))
Керівник: Чигрин В.С.
(прізвище та ініціали)
Рецензент: Литвяк О.М.
(прізвище та ініціали)

**Національний аерокосмічний університет ім. М. Є. Жуковського
«Харківський авіаційний інститут»**

Факультет _____ *авіаційних двигунів* _____
(повне найменування)

Кафедра _____ *конструкції авіаційних двигунів* _____
(повне найменування)

Рівень вищої освіти _____ *другий (магістерський)* _____

Спеціальність _____ *134 Авіаційна-та ракетно-космічна техніка* _____
(код та найменування)

Освітня програма _____ *Авіаційні двигуни та енергетичні установки* _____
(найменування)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, д. т. н., професор

_____ Спіфанов С. В.

“ _____ ” _____ 2021 року

**ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ**

Кондуфорову Вадиму Дмитровичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи _____ *Розробка ТРДД з тягою на злітному режимі 70,3 кН* _____

керівник кваліфікаційної роботи _____ *Чигрин Валентин Семенович, к.т.н. професор* _____

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом Університету № _____ від “ _____ ” _____ 2021 року

2. Термін подання студентом кваліфікаційної роботи _____

3. Вихідні дані до роботи _____ *Ne = 8800 кВт.* _____

4. Зміст пояснювальної записки (перелік завдань, які потрібно розв'язати)

Термогазодинамічний розрахунок двигуна, погодження роботи компресора та турбіни, профілювання робочих лопаток, опис конструкції двигуна, розрахунки на міцність робочої лопатки та диска компресора і турбіни, розрахунок коливань пера робочої

лопатки, технологічний маршрут обробки деталі, дослідження пружньо-демпферної опори з перемінною жорсткістю та дослідження віброчастоти, порівняльний економічний аналіз спроектованого двигуна та двигуна протипу.

5. Перелік графічного матеріалу конструктивно-компонувальна схема двигуна, повздовжній переріз двигуна.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1	Чигрин В.С. к.т.н. проф. каф.203		
2	Чигрин В.С. к.т.н. проф. каф.203		
3	Горбачев О.О. к.т.н. доц. каф.204		
4	Чигрин В.С. к.т.н. проф. каф.203		
5	Павленко Т.Ю. к.т.н. доц.каф. 601		

Нормоконтроль _____ Ю.О. Гусєв « ____ » _____ 2021р.
(підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання _____

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка
1	Термогазодинамічні розрахунки	18.10-30.10	
2	Розробка конструкції двигуна	31.10-04.11	
3	Розрахунки на міцність робочої лопатки, замка та диска компресора	5.11-8.11	
4	Розрахунки на міцність робочої лопатки, замка та диска турбіни	9.11-11.11	
5	Креслення повздовжнього перерізу двигуна	12.11-15.11	
6	Технологічна частина	16.11-20.11	
7	Спеціальна частина	20.11-21.11	
6	Економічна частина	22.11-23.11	

Студент _____ Кондуфоров В.Д.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____ Чигрин В.С.
(підпис) (прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Звіт випускної роботи магістра містить: 181 с., 58 табл., 78 рис., 17 джерел, та 1 с. комплексу технологічної документації.

Метою випускної роботи магістра являється спроектувати турбовальний двигун.

В теоретичній частині випускної роботи магістра був проведений термогазодинамічний розрахунок, узгодження роботи вузлів, газодинамічний розрахунок турбіни та компресора, профілювання робочої лопатки першого ступеня компресора високого тиску та турбіни високого тиску двигуна з заданими параметрами.

В конструкторській частині за отриманими у теоретичній частині геометричними параметрами проточної частини було розроблене креслення ТВаД і виконані розрахунки на міцність. А саме: розрахунок пера робочої лопатки першого ступеня компресора та турбіни високого тиску на статичну міцність, розрахунок замка робочих лопаток типу «ластівчин хвіст» першого ступеня компресору високого тиску на статичну міцність, розрахунок диска турбіни високого тиску та лопатки на тривалу міцність. Розрахунки показали, що всі елементи відповідають вимогам міцності та мають задовільні коефіцієнти запасу.

В технологічній частині було розроблено маршрутно-операційний технологічний процес виготовлення валу насоса, обрано метод отримання заготовки валу, розроблено креслення заготовки, проведено розрахунки режимів різання для двох операцій-представників.

В спеціальній частині було запропоновано нову схему пружньо-демпферної опори її вплив на частоту обертання ротору і зменшення вібрацій, також були перераховані диски КНТ 1 і 2 ступенів.

В економічній частині був проведений порівняльний розрахунок спроектованого двигуна з двигуном прототипом, за основними економічними показниками.

Випускна робота магістра виконана за допомогою електронно-обчислювальної техніки. При виконанні використовувались розрахункові програми кафедри 201: GTD.exe, slgt1.exe, gdrgt07, GDRGT.EXE, OCT.EXE, GFRT.EXE, а також програми кафедри 203: DINLOP, STPLOP, DISK-CH. Також при розрахунках використовувались розрахункові пакети SolidWorks 2016 та ANSYS 2020 R1 Academic. При оформленні графічної частини використовувався графічний пакет КОМПАС-3D, версія 16.1. При оформленні розрахунково-пояснювальної записки використовувались програмні продукти Microsoft Office, Microsoft Excel, та прикладні програми операційної системи Microsoft Windows 10.

ТВАД, КОМПРЕСОР, ТУРБІНА, ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ЛОПАТКА, ПРОФІЛЮВАННЯ, СТАТИЧНА МІЦНІСТЬ, КОЛИВАННЯ, ДИСК, ЗАМОК ЛОПАТКИ, ТЕХНОЛОГІЧНА ОПЕРАЦІЯ, СОБІВАРТІСТЬ, ЕКОНОМІЧНІСТЬ.

Зміст

ВСТУП.....	9
1. ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.....	10
1.1 Вибір і обґрунтування параметрів робочого режиму	11
1.1.1 Температура газу перед турбіною.....	11
1.1.2 Ступінь підвищення тиску в компресорі	11
1.1.3 ККД компресора і турбіни.....	11
1.1.4 Втрати в елементах проточної частини	12
1.1.5 Швидкість витікання газу з вихідного пристрою	12
1.2 Термогазодинамічний розрахунок.....	13
1.2.1 Висновки	15
1.3 Узгодження параметрів компресора та турбіни	16
1.3.1 Вибір вихідних даних	16
1.3.2 Узгодження параметрів компресора та турбіни.....	16
1.3.3 Висновки	18
1.4 Профілювання першої ступені компресора	18
1.4.1 Профілювання робочих лопаток КНТ.....	20
1.5 Газодинамічний розрахунок осьового компресора на ЕОМ.....	24
1.5.1 Висновки	29
1.6 Проектування камери згорання.....	29
1.6.1 Вихідні дані та розрахунок КС	30
1.6.2 Висновки	33
1.7 Профілювання робочих лопаток ТВТ.....	33
1.7.1 Висновки	38
1.8 Газодинамічний розрахунок осьової турбіни	38
1.8.1 Висновки	42
1.9 Проектування вихідного пристрою.....	42
1.9.1 Висновки	43
2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА	44
2.1 Опис конструкції двигуна	45
2.1.1 Кріплення двигуна на вертольоті	56
2.1.2 Масляна система та система суфлювання двигуна	56
2.1.3 Паливна система.....	57
2.1.4 Запуск	57
2.2 Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня компресора низького тиску.....	57
2.2.1 Навантаження, що діють на лопатки.....	58
2.2.2 Припущення, що приймаються при розрахунку.....	58
2.2.3 Мета розрахунку.....	58
2.2.4 Вихідні дані.....	58
2.2.5 Машинний рахунок.....	60
2.2.6 Висновки	62
2.3 Розрахунок динамічних коливань лопатки компресора та побудова частотної діаграми	62
2.3.1 Вихідні дані.....	62

2.3.2	Визначення динамічних частот коливань робочої лопатки компресора	63
2.3.3	Висновки	64
2.4	Розрахунок на міцність диска компресора.....	64
2.4.1	Навантаження,що діють на диски	64
2.4.2	Припущення, що приймаються під час розрахунку	65
2.4.3	Мета розрахунку.....	65
2.4.4	Вихідні дані.....	65
2.4.5	Основні розрахункові рівняння для визначення напружень в диску від відцентрових сил і нерівномірного нагріву.....	66
2.4.6	Розрахунок ЕОМ	67
2.4.7	Висновки	69
2.5	Розрахунок на міцність замку лопатки.....	69
2.5.1	Сили,що враховуються при розрахунку замку лопатки.....	69
2.5.2	Розрахунок на міцність	69
2.5.3	Висновки	72
2.6	Розрахунок на міцність зовнішнього корпусу камери згорання	72
2.6.1	Початкові дані.....	72
2.6.2	Висновки	73
2.7	Розрахунок на міцність пера робочої лопатки турбіни	73
2.7.1	Визначення температури лопатки турбіни	75
2.7.2	Висновки	79
2.8	Розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань лопатки турбіни високого тиску	79
2.8.1	розрахунок динамічної частоти	80
2.8.2	Побудова частотної діаграми	80
2.8.3	Висновки	81
2.9	Розрахунок на міцність замка кріплення робочої лопатки турбіни	81
2.9.1	Початкові дані.....	82
2.9.2	Висновки	85
2.10	Дослідження термонапруженого стану диска турбіни	85
2.10.1	Аналіз конструкції вузла турбіни високого тиску	85
2.10.2	Створення геометричної моделі диска і його оточення.....	86
2.10.3	Призначення матеріалів диска і прилеглих деталей.....	87
2.10.4	Визначення кроків навантаження, часових кроків й залежності відносної частоти обертання від коефіцієнта тяги згідно з УПЦ.....	90
2.10.5	Розрахунок граничних умов теплообміну	91
2.10.6	Розрахунок граничних умов теплообміну для базового режиму	92
2.10.7	Розрахунок температури середовища	92
2.10.8	Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі	93
2.10.9	Розрахунок граничних умов теплообміну для всіх режимів роботи двигуна.....	94
2.10.10	Розрахунок теплового стану вузла	96
2.10.11	Стаціонарний розрахунок теплового стану вузла.....	96
2.10.12	Нестаціонарний розрахунок теплового стану	97

2.10.13	Розрахунок напружено-деформованого стану вузла.....	98
2.10.14	Розрахунок термонапруженого стану вузла.....	101
2.10.15	Стационарний розрахунок термонапруженого стану вузла	101
2.10.16	Розрахунок напруг від дії термічних та силових навантажень	103
2.10.17	Нестационарний розрахунок термонапруженого стану вузла	104
2.10.18	Висновки	106
2.11	Розрахунок осьових сил і крутних моментів, що діють на ротор.....	106
2.11.1	Результати розрахунку.....	107
2.11.2	Розрахунок напружень та запасів міцності	108
2.11.3	Розрахунок валу на міцність	108
2.11.4	Розрахунок болтового з'єднання.....	109
2.11.5	Висновки	110
3	ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА	111
3.1	Аналіз креслення деталі	112
3.1.1	Призначення умови роботи та конструкція деталі	112
3.1.2	Матеріал деталі.....	112
3.1.3	Конструктивні особливості деталі.....	114
3.1.4	Оцінка технологічності деталі	114
3.1.5	Вибір та обґрунтування методу отримання заготовлі.....	115
3.2	Розрахунок числа технологічних переходів обробки основних поверхонь деталі	118
3.3	Розробка плану технологічного процесу.....	122
3.4	Розрахунок припусків та операційних розмірів на обробку	122
3.4.1	Розрахунок припусків та операційних розмірів на діаметральні поверхні нормативним методом	122
3.4.2	Розрахунок припусків та розмірів-координат на торцеві поверхні .	125
3.5	Розрахунок режимів різання основних операцій-представників.....	130
3.5.1	Точення поверхні.....	130
3.5.2	Сверлильна операція.....	139
3.5.3	Зубофрезерування	144
3.5.4	Вхідні дані	144
3.5.5	Шліфування поверхні	148
3.5.6	Висновки	152
4	СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА.....	153
4.1	Опис проблеми і шляхи її усунення.....	154
4.2	Аналіз існуючих конструкцій опор зі змінною жорсткістю	156
4.3	Аналіз частотних характеристик ротора низького тиску ТВаД Д-136 ..	158
4.3.1	Визначення пружних властивостей опори	158
4.3.2	Розрахунок жорсткості та демпфуючої опори ТНТ	159
4.3.3	Визначення критичних частот обертання ротору на жорстких і пружних опорах.....	161
4.4	Розробка конструкції пружно-демпферної опори зі змінною жорсткістю.....	164
4.4.1	167
5	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	168

5.1 Предмет і об'єкти економічного аналізу	169
5.2 Вибір показників порівняння і приведення двигуна в зівставні умови ...	169
5.3 Висновки	175
ВИСНОВКИ.....	177
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	179

ВСТУП

Всі найважливіші досягнення авіації тією чи іншою мірою пов'язані з поліпшенням параметрів і характеристик двигунів або створення двигунів принципово нових схем. Зокрема, у повоєнні роки на зміну поршневым прийшли газотурбінні двигуни (ГТД), які дозволили суттєво збільшити швидкість, висоту та дальність польоту літального апарату. ГТД мають сприятливу зміну тягово-економічних характеристик по швидкості польоту: їх тяга зі збільшенням швидкості зростає, що забезпечує великі потужності при прийнятних витратах палива, габаритних розмірах та масі силової установки.

Область застосування авіаційного двигуна може бути визначена лише при одночасному розгляді властивостей двигуна та літального апарату. Основні вимоги до двигуна по-різному виконуються в залежності від типу літака. Але зростаюча вантажність транспортних літальних апаратів при одночасному збільшенні швидкості польоту вимагає створення економічних і потужних двигунів.

У сучасній авіації велике значення набули турбувальні двигуни, роботи зі створення яких ведуться у різних країнах.

Порівняльну оцінку досконалості ГТД проводять за відносними величинами – питомими параметрами двигуна. Одним з основних напрямків подальшого розвитку двигунів є збільшення температури газу перед турбіною (T_T), ступінь підвищення повного тиску (P_K) та вдосконалення основних вузлів двигуна у напрямку зниження втрат у них.

Завдання цього дипломного проекту: спроектувати турбувальний двигун для транспортного вертольота потужністю 8800 кВт, що відповідає вимогам сучасної авіації.

1 Теоретична частина

1.1 Вибір і обґрунтування параметрів робочого режиму

Вибір параметрів проведено за рекомендаціями [1].

1.1.1 Температура газу перед турбіною

Збільшення температури газу перед турбіною $T_{г*}$ дозволяє значно збільшити питому потужність двигуна і отже зменшити габаритні розміри і масу двигуна. Підвищення температури газу покращує також економічність двигуна. Для забезпечення надійної роботи турбіни при високих значеннях температури газу ($T_{г*} > 1250$) необхідно застосовувати охолоджувані лопатки. Знову розробляються перспективні вертолітні ГТД проектуються з урахуванням більш високих значень температур. Попередньо для вибору $T_{г*}$ на розрахунковому режимі, розрахунок проведемо для $T_{г*} = 1350, 1400, 1450, 1500, 1550$ К.

1.1.2 Ступінь підвищення тиску в компресорі

При розробці вертолітних ГТД на початкових стадіях їх розвитку основною вимогою було отримання мінімальної питомої маси двигуна, що приблизно відповідає максимуму питомої потужності. Незважаючи на сприятливий вплив підвищення $P_{к*}$ на питомі параметри двигуна, застосування великих значень $P_{к*}$ обмежена ускладненням конструкції і збільшенням маси, габаритів компресора. Вибір високих значень $P_{к*}$ при проектуванні двигунів малої потужності призводить до отримання малих висот лопаток останніх ступенів компресора і перших ступенів турбіни. Це в свою чергу призводить до зростання витрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів, зменшення значення числа Рейнольдса і зниження відносної точності виготовлення пера лопатки. Попередньо для вибору $P_{к*}$ на розрахунковому режимі, проведемо розрахунок для $P_{к*} = 17, 18, 19, 20, 21$

1.1.3 ККД компресора і турбіни

Величина ізоентропічного ККД багатоступінчастого компресора за параметрами загальмованого потоку залежить від ступеня підвищення тиску в компресорі і ККД його ступенів

$$\eta_{к*} = \frac{\pi_{к*}^{\frac{к-1}{к}} - 1}{\pi_{к*}^{\frac{к-1}{к}} \eta_{ст*} - 1}, \quad (1.1)$$

де $\eta_{ст*}$ - середнє значення ККД ступенів компресора;

$к = 1,4$ – показник ізоентропи для повітря

На розрахунковому режимі середнє значення ККД ступенів в багатоступеневих осьових компресорах сучасних авіаційних двигунів лежить в межах $\eta_{ст*} = 0,88..0,9$. Приймаємо $\eta_{ст*} = 0,9$.

Таким чином, отримуємо:

$$\eta_{к*} = 0.847 \ 0,846 \ 0,845 \ 0,844 \ 0,843 \quad (1.2)$$

Для визначення ККД охолоджувальної турбіни в залежності від обраних значень T_g^* , в термогазодинамічних розрахунках можна використовувати співвідношення:

$$\eta_T^* = \eta_{T.H.охол}^* - 0.000125(T_g^* - 1250) \quad (1.3)$$

де $T_g^* > 1250K$.

$\eta_{T.H.охол}^* = 0,92$ – ККД неохолоджуваної турбіни;

Таким чином, $\eta_T^* = 0.896 \ 0.892 \ 0.889 \ 0.885 \ 0.879$

1.1.4.Втрати в елементах проточної частини

Для всіх попередніх термогазодинамічних розрахунків нижче перераховані коефіцієнти, які приймаємо однакові.

Вхідний пристрій даного двигуна є дозвуковим прямолінійним каналом. Коефіцієнт відновлення повного тиску такого пристрою становить:

$$\sigma_{ex} = 0,97 \dots 1,0. \text{ Приймаємо } \sigma_{ex} = 0,97.$$

Втрати повного тиску камери згоряння викликаються гідравлічним і тепловим опором. Гідравлічний опір визначається в основному втратами в дифузорі, фронтівому пристрої, при зміщенні струменів, при повороті потоку:

$$\sigma_{гидр} = 0,93 \dots 0,97,$$

$$\text{Приймаємо } \sigma_{гидр} = 0,97.$$

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до газу, що рухається. Для основних камер згоряння зазвичай:

$$\sigma_{тепл.} \geq 0,97 \dots 0,98,$$

$$\text{Приймаємо } \sigma_{тепл.} = 0,975.$$

Сумарні втрати повного тиску в камері згоряння підраховуються за формулою:

$$\sigma_{к.с.} = \sigma_{гидр.} \cdot \sigma_{тепл.} = 0,97 \cdot 0,975 = 0,94575 \quad (1.4)$$

Втрати тепла в камері згоряння переважно пов'язані з неповним згорянням палива і оцінюється коефіцієнтом повноти згоряння. Цей коефіцієнт на розрахунковому режимі сягає значень $= 0,97 \dots 0,99$. Приймаємо $\eta_T = 0,985$.

За відсутності перехідного патрубку між турбіною компресора та вільною турбіною коефіцієнт відновлення повного тиску $\sigma_{пт} = 0,995$.

Вихідний пристрій вертолітних ГТД, як правило, виконується дифузорним. Коефіцієнт відновлення повного тиску: $\sigma_{р.н} = 0,98$.

1.1.5 Швидкість витікання газу з вихідного пристрою

Швидкість витікання газу з вертолітного ГТД характеризує втрачену кінетичну енергію на виході з двигуна, тому її доцільно було б зменшувати. З іншого боку, при дуже малих значеннях C_c надмірно зростають габарити двигуна через велику площу зрізу випускного каналу. Враховуючи ці суперечливі вимоги, швидкість витікання газу з вертолітного ГТД вибирають в інтервалі:

$$C_c = 80..120 \text{ м/с.}$$

Приймаємо $C_c = 100 \text{ м/с.}$

За допомогою механічного ККД враховують втрати потужності в опорах ротора двигуна та відбір потужності на привід допоміжних агрегатів, що обслуговують двигун та літальні апарати. Ці величини, як правило, не перевищують 1...2% загальної потужності, що передається ротором, тому зазвичай:

де $\eta_m = 0,98...0,99.$

Приймаємо:

$$\eta_m = 0,985.$$

1.2 Термогазодинамічний розрахунок

Термогазодинамічний розрахунок виконуємо для $G_b = 1 \text{ кг/с}$, оскільки метою розрахунку є визначення питомих параметрів.

Розрахунок проводимо за методикою [1] на ЕОМ, використовуючи програму gtd.exe. Результати розрахунку (див. табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Вихідні дані та результати розрахунку

	ТГДР	ГТД-Р	NT=	1	5	5	1	ДАТА	16.09.21		
TG=	1350.	1400.	1450.	1500.	1550.	ANTK=	.896	.892	.889	.885	.879
PK=	17.00	18.00	19.00	20.00	21.00	ANK =	.847	.846	.845	.844	.843

ПОЧАТКОВІ ДАНІ:							ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД					
H=	.00	MH=	.000	CC=100.0	NTB=	.915	PBB=1.000	TBB=1.000	NB=1.000	LO=	14.90	
SB=	.970	SK=	.946	NG=	.990	SPT=	.990	SPH=	.970	NM=	.985	
TH=288.15	THO=288.15	TBO=288.15	PH=101325.	RHO=101325.	PBO=	98285.	VH=	.0				

ТГ	ПК	NEY	CE	NK	NTK	КПД
1350.	17.00	230.6	.2673	.8470	.8960	.3132
1350.	18.00	226.2	.2681	.8460	.8960	.3123
1350.	19.00	221.7	.2694	.8450	.8960	.3107
1350.	20.00	217.0	.2711	.8440	.8960	.3088
1350.	21.00	212.2	.2732	.8430	.8960	.3065
1400.	17.00	257.8	.2582	.8470	.8920	.3243
1400.	18.00	253.9	.2582	.8460	.8920	.3242
1400.	19.00	249.8	.2587	.8450	.8920	.3236
1400.	20.00	245.5	.2595	.8440	.8920	.3226
1400.	21.00	241.1	.2607	.8430	.8920	.3212
1450.	17.00	284.5	.2513	.8470	.8890	.3332
1450.	18.00	281.1	.2509	.8460	.8890	.3336
1450.	19.00	277.5	.2508	.8450	.8890	.3338
1450.	20.00	273.6	.2510	.8440	.8890	.3335
1450.	21.00	269.5	.2516	.8430	.8890	.3328
1500.	17.00	311.4	.2459	.8470	.8850	.3405
1500.	18.00	308.4	.2450	.8460	.8850	.3417
1500.	19.00	305.2	.2445	.8450	.8850	.3424
1500.	20.00	301.7	.2444	.8440	.8850	.3426
1500.	21.00	298.0	.2444	.8430	.8850	.3425
1550.	17.00	338.2	.2415	.8470	.8790	.3467
1550.	18.00	335.7	.2404	.8460	.8790	.3483
1550.	19.00	332.9	.2395	.8450	.8790	.3495

Продовження таблиці 1.1

1550.	20.00	329.9	.2390	.8440	.8790	.3503
1550.	21.00	326.5	.2387	.8430	.8790	.3508

За результатами розрахунку побудовано графічні залежності питомої потужності $Ne_{уд}$ та питомої витрати палива Se від $T_{г^*}$ і $P_{к^*}$ (рисунок 1.1).

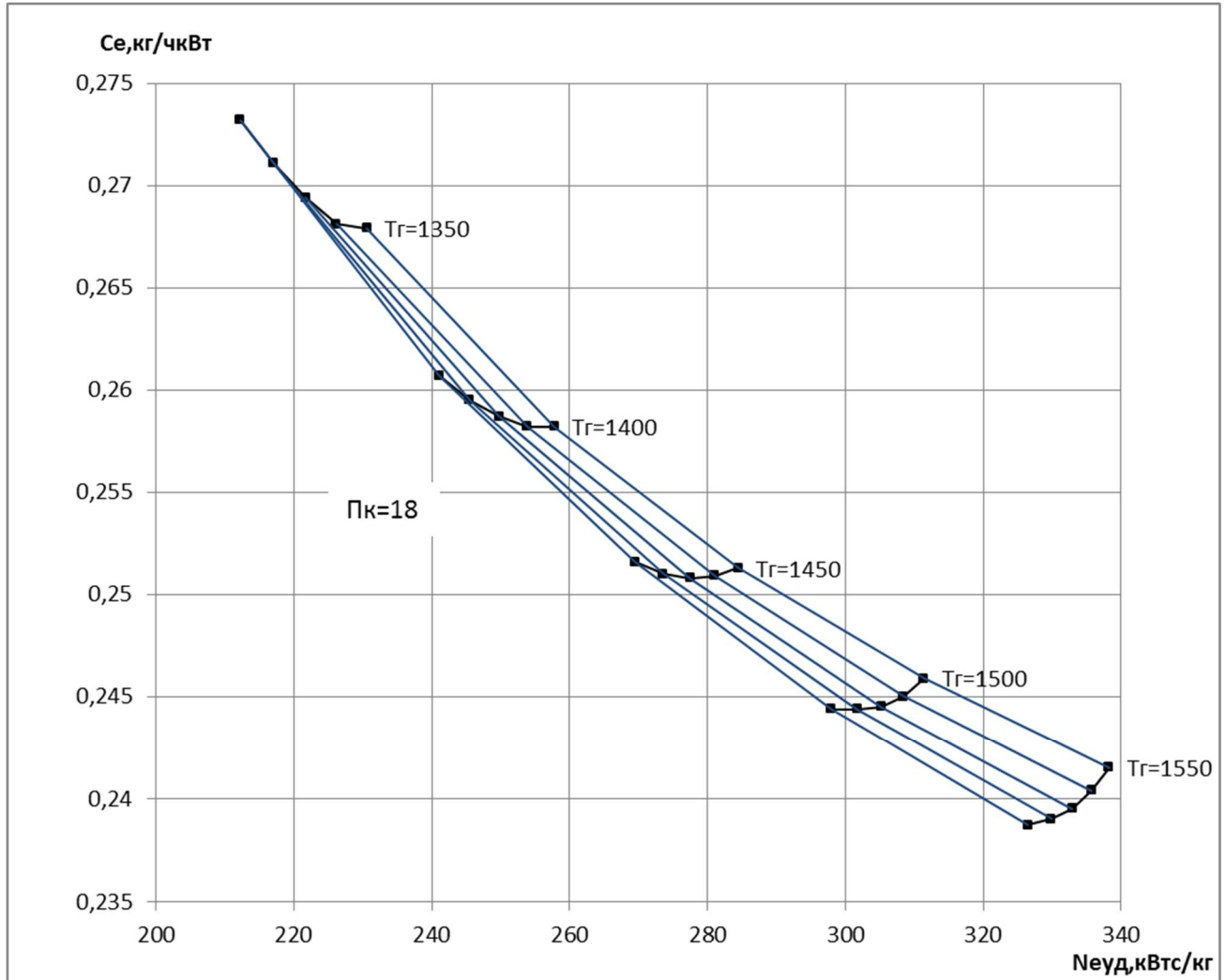


Рисунок 1.1 – Графічні залежності питомої потужності $Ne_{уд}$ та питомої витрати палива Se від $T_{г^*}$ і $P_{к^*}$

Аналізуючи ці залежності, можна зробити висновок, що зі зростанням $T_{г^*}$ $Ne_{уд}$ зростає, а Se – зменшується, тобто зменшуються габаритні розміри та маса двигуна, підвищується його економічність. Але з іншого боку, для забезпечення надійної роботи турбіни при $T_{г^*} > 1250\text{K}$ необхідно застосовувати лопатки, що охолоджуються. Потрібна кількість повітря, що охолоджує лопатки і диски, і складність систем охолодження залежать від $T_{г^*}$. При $T_{г^*} = 1400 \dots 1600\text{K}$ оптимальні значення $P_{к^*} = 8 \dots 16$. При цьому економічні значення $P_{к^*} = 25 \dots 40$

Вибір високих $P_{к^*}$ при проектуванні двигунів призводить до отримання малих висот лопаток останніх ступенів компресора, а це призводить до зростання втрат через збільшення відносних радіальних проміжків, зменшення значень чисел

Re і зниження відносної точності виготовлення пера лопатки. Тому вводиться обмеження $\bar{d}_k < 0.92$

Тобто, на підставі вищевикладених міркувань як розрахункова точка на рисунку 1.1 вибираємо точку з $P_k^*=19$ и $T_g^*=1450K$ і для неї проводимо термогазодинамічний розрахунок на ЕОМ, використовуючи програму gtd.exe. Результати розрахунку наведено (див. табл. 1.2).

Таблиця 1.2 – Вихідні дані та результати розрахунку

```

          ТГДР  ГТД-Р  NT=  1  1  1  1
TG=  1450.  1450.  1450.  0.  0.  ANTK= .889 .889 .889 .000 .000
PIK=  19.00 19.00 19.00 .00 .00  ANK = .845 .845 .845 .000 .000
ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК ГТД
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  G=  1.00  DGO= .060  HU= .4300E+08  LO= 14.90
H=  .00  MN= .000  CC=100.0  NTB= .915  PBB=1.000  TBB=1.000  NB=1.000
SB= .970  SK= .946  NG= .990  SPT= .990  SPH= .970  NM= .985  NPD=1.000
TH=288.15  THO=288.15  TBO=288.15  PH=101325.  PHO=101325.  PBO= 98285.  VH= .0
СХЕМА ПЕЧАТИ:  NEY  NE  CE  QT  АКC  GT  FC  LC
                ТК  ТТК  ТТ  РК  РГ  РТК  РТ  РС
                НК  NTK  LK  LTK  LTB  ПТК  ПТВ  ПТ
                КПД  LCB  NP  СРГ  КГ  РГ
                СРВ  KB  RB
TG=1450.0  PK=19.000  SR= .000  SR1=1.000  SR2=1.000  TCO= 808.8
310.2  310.2  .2353  .2156E-01  3.113  72.97  1.2283 .1948
713.8  1063.  808.8  .1867E+07  .1767E+07  .3860E+06  .1067E+06  .1035E+06
.8450  .8890  .4454E+06  .4709E+06  .3102E+06  4.531  3.617  16.55
.3559  .3506E+06  .8988  1218.  1.309  287.5
1036.  1.383  287.0

```

1.2.1 Висновки

Вибір параметрів двигуна в кінцевому підсумку впливає на ефективність літального апарату для оцінки якої ми використовували такі критерії як питома потужність $Ne_{уд}$ та питома витрата палива Se . А основними параметрами робочого процесу двигуна, що впливають на його питомі параметри, є температура газу перед турбіною T_g^* і ступінь підвищення тиску в компресорі P_k^* .

В результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна отримали такі параметри:

Питома потужність:

$$Ne_{уд}=310.2 \text{ кВт с/кг,}$$

Питома витрата палива:

$$Se_{уд}=0.2353 \text{ кг/кВт год,}$$

Визначили тиск та температуру загальмовану у характерних перерізах. Таким чином, отримані значення основних питомих параметрів проектованого двигуна відповідають рівню значень параметрів сучасних двигунів.

1.3 Узгодження параметрів компресора та турбіни

Розрахунок проводимо за рекомендаціями [2].

1.3.1 Вибір вихідних даних

Вихідні дані, необхідні для узгодження параметрів компресорів та турбін, отримані в ході теплового розрахунку двигуна, наведені нижче (див. табл. 1.3).

Потужність двигуна $N_e = 8800$ кВт;

Ставлення роботи КНТ на роботу всього компресора:

$$\frac{L_{\text{КНТ}}}{L_{\text{к}}} = 0,4; \quad (1.5)$$

Коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між КНТ та КВТ:

$$\sigma_{\text{нв}} = 0.99.$$

Таблиця 1.3 – Вихідні дані для узгодження

Вузел	Параметри						
КНТ	$K_{\phi}=2$	$Z=6$	$D_{\text{вт}}/D_{\text{к}}=0.65$	$C_{\text{в}}=185\text{м/с}$	$C_{\text{к}}=165\text{м/с}$	$U_{\text{к}}=360\text{м/с}$	$\eta_{\text{к}}^*=0.845$
КВТ	$K_{\phi}=1$	$Z=7$	$D_{\text{вт}}/D_{\text{к}}=0.81$	$C_{\text{в}}=185\text{м/с}$	$C_{\text{к}}=130\text{м/с}$	$U_{\text{к}}=370\text{м/с}$	
ТВТ	$K_{\phi}=3$	$Z=1$	$D_{\text{ср}}/D_{\text{к}}=1.15$	$q(\lambda)=0.26$	$C_{\text{т}}=165\text{м/с}$		
ТНТ	$K_{\phi}=3$	$Z=1$	$D_{\text{ср}}/D_{\text{к}}=0.942$	$C_{\text{т}}=160\text{м/с}$	$C_{\text{т}}=180\text{м/с}$		
ВТ	$K_{\phi}=2$	$Z=2$	$D_{\text{ср}}/D_{\text{к}}=0.942$	$\mu_z=2.66$	$C_{\text{т}}=175\text{м/с}$	$C_{\text{т}}=200\text{м/с}$	

1.3.2 Узгодження параметрів компресора та турбіни

Ув'язування параметрів турбокомпресорної частини ПРД є одним із найважливіших етапів проектування двигуна. Якісне виконання цього етапу дозволяє забезпечити оптимальні геометричні та газодинамічні співвідношення у визначальних вигляд двигуна розрахункових перерізах, забезпечити нормальне завантаження щаблів турбіни та допустимі напруги в її робочих лопатках.

Основою розрахунку є вибір основних геометричних співвідношень за прототипом. Передбачається також осьовий перебіг у всіх розрахункових перерізах двигуна.

Розрахунок провадиться за допомогою програми Sglt.exe. Введення даних здійснюється у діалоговому режимі. Результат представлений у вигляді друку (див.табл. 1.4) Схема ув'язування турбокомпресора проектованого ТВаД (див. рисунок 1.2)

Таблиця 1.4 – Результат узгодження

Формування вигляду ГГ и ТС ГТД-2-1 (КВТ – ОК или ОЦК)
 ПОЧАТКОВІ ДАНІ:
 Neуд= 310.2 Се = .2353 КПДк= .8450 КПДтк= .8890
 Lк = 445440. Lтк*= 470930. Lтс*= 310160. КПДтс= .9150
 Срг =1218.2 Кг =1.3089 Срв =1036.0 Кв =1.3832
 Ne = 8800. Gв = 28.37
 дов = .650 Дсртн/Дк = .942 Дсртс/Дк = .942
 дово= .913 D1цс/Дкко=1.000 D2цс/Дко =1.000
 D4цс/D2цс=1.150 Дсртв/Дко=1.140
 Lкн/Lк = .400 КПДкн* = .880 Сркнв = .980
 Lок/Lкв=1.000 КПДок* = .890 Сркоц =1.000
 Mзтс =2.660 Сртвн = .990 Сртнс =1.000
 Ук = 360.0 Уквд = 370.0

Результати розрахунка:

* КНД * Кф = 2 Zк = 6.
 Lк*= 176394. Пік*= 4.533 КПД*= .8800 Ук = 360.0
 Дк = .5761 доб = .6500 док = .8617 Hzс= .2504
 ннд =11934.
 * ОК ВД * Кф = 1 Zк = 7.
 Lк*= 264591. Пік*= 4.277 КПД*= .8898 Ук = 370.0
 Дк = .4339 доб = .8100 док = .9128 Hzс= .2761
 нвд =16284.
 * ТВД * Кф = 3 Zт = 1.
 Lт*= 282558. Піт*= 2.318 КПД*= .8890 (h/D)г= .0723
 Уср= 414.2 Mз = 1.647 Дср = .4947 (h/D)т= .1059
 Sp = 181.6 Tw* =1288.5
 * ТНД * Кф = 3 Zт = 1.
 Lт*= 188372. Піт*= 1.975 КПД*= .8559 (h/D)г= .1002
 Уср= 331.5 Mз = 1.714 Дср = .5427 (h/D)т= .1405
 Sp = 154.4 Tw* =1108.5
 * ТС * Кф = 2 Zт = 2.
 Lт*= 310160. Піт*= 3.617 КПД*= .9150 (h/D)г= .1442
 Уср= 341.5 Mз = 2.660 Дср = .5427 (h/D)т= .3569
 Sp = 416.2 Tw* = 856.6 нтс =12017.

Переріз\Параметр: Т* : Р* : С : С/акр : F
 : К : Па : м/с : --- : кв.м
 в - в 288. 98285. 185.0 .5971 .1505
 к кнд - к кнд 458. 445505. 165.0 .4222 .0548
 в квд - в квд 458. 436595. 185.0 .4734 .0509
 к - к 714. 1867400. 130.0 .2666 .0247
 г - г 1450. 1766600. 131.6 .1915 .0517
 т твд - т твд 1218. 762228. 165.0 .2619 .0814
 г тнд - г тнд 1218. 754605. 160.0 .2539 .0846
 т тнд - т тнд 1063. 386030. 180.0 .3057 .1300
 г тс - г тс 1063. 386030. 175.0 .2973 .1334
 т - т 809. 106740. 200.0 .3895 .3302

 Дн1 Дср1 Двт1 Дн2 Дср2 Двт2 Zст
 КНД .5761 .4859 .3745 .5205 .4859 .4485 6.
 ОК ВД .4339 .3949 .3515 .4339 .4154 .3961 7.
 ТВД .5113 .4768 .4423 .5471 .4947 .4423 1.
 ТНД .5704 .5184 .4664 .6189 .5427 .4664 1.
 ТС .6210 .5427 .4644 .7364 .5427 .3490 2.

Схема проточної частини двигателя

М 1: 15.0

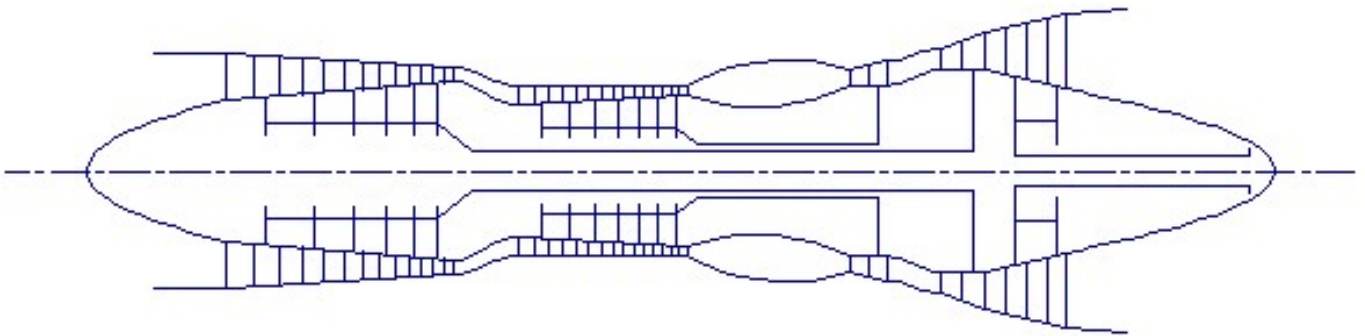


Рисунок 1.2 – Схема проточної частини двигуна

1.3.3 Висновки

Таким чином, основне завдання етапу узгодження - формування вигляду двигуна виконано. Були отримані зразкові геометричні розміри при вибраних параметрах циклу та основні газодинамічні параметри перерізів.

Визначили коефіцієнти завантаженості турбіни за ступенями:

- ТВТ $\mu z = 1.647$ $Z = 1$ – високонавантажена ступінь;
- ТНТ $\mu z = 1.714$ $Z = 1$ – високонавантажений ступінь;
- ВТ $\mu z = 2.66$ $Z = 2$ $\mu z_{ср} = 1.33$ – середньонавантажені ступені.

Проведено оцінку напруг розтягування в корених перерізах робочих лопаток турбіни.

1.4 Профілювання першої ступені компресора

Для розрахунку були включені вхідні дані (див.табл.1.5)

Таблиця 1.5 – Вихідні дані для розрахунку параметрів потоку по радіусу

Параметр	Розмірність	Переріз		
		Втулкове	Середнє	Периферійне
D	м	0,3924	0,5091	0,6037
$\bar{r} = r / r_k$	—	0,56	0,791	1,0
$U = U_k(r/r_k)$	м/с	214,94	303,6	383,82
$C_{1аср}$	м/с		185	
$C_{2аср}$	м/с		182,5	
$C_{1уср}$	м/с		116,9	
$C_{2уср}$	м/с		217	
$\rho_{КСР}$	—		0,5	
НТСР	Дж/кг		21615	
$T^*1 = T^*1СР$	К	288,15	288,15	288,15
$T^*2 = T^*2СР$	К	317	317	317

Приймаємо закон сталості ступеня реактивності та теоретичного натиску за радіусом ρ_K , $H_T = \text{const}$.

Таблиця 1.6 – Розрахунок окружних та осевих швидкостей

Параметр	Розмірність	Переріз		
		Втулке	Середнє	Периферійне
$C_{1a} = \sqrt{C_{1aCP}^2 - 2(1 - \rho_K)^2 (U^2 - U_{CP}^2)}$	м/с	205.317	185	157.205
$C_{2a} = \sqrt{C_{2aCP}^2 - 2(1 - \rho_K)^2 (U^2 - U_{CP}^2)}$	м/с	242.31	182,5	53.16
ρ_K	—	0,5	0,5	0,5
$H_T = H_{TCP}$	Дж/кг	16910	16910	16910
$C_{1u} = U(1 - \rho_K) - \frac{H_T}{2U}$	м/с	82.761	116.9	147.787
$C_{2u} = U(1 - \rho_K) + \frac{H_T}{2U}$	м/с	153.628	217	274.336

де $K=1,38$;
 $R=287$ Дж/кгК.

Таблиця 1.7 – Результати розрахунку параметрів для планів швидкостей

Параметр	Розмірність	Переріз		
		Втулке	Середнє	Периферійне
$W_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + (U - C_{1u})^2}$	м/с	244.184	262.834	283.591
$C_1 = \sqrt{C_{1a}^2 + C_{1u}^2}$	м/с	221.369	218.839	215.765
$a_1 = \sqrt{kR \left(T_1^* - \frac{k-1}{2kR} C_1^2 \right)}$	м/с	323.75	324.076	324.468
$M_{W1} = \frac{W_1}{a_1}$	—	0.7542	0.811	0.874
$W_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + (U - C_{2u})^2}$	м/с	249.955	202.005	121.706
$C_2 = \sqrt{C_{2a}^2 + C_{2u}^2}$	м/с	286.915	283.541	279.44
$a_2 = \sqrt{kR \left(T_2^* - \frac{k-1}{2kR} C_2^2 \right)}$	м/с	331.527	332.078	332.738
$M_{C2} = \frac{C_2}{a_2}$	—	0.8654	0.8538	0.8398
$\alpha_1 = \arcsin \frac{C_{1a}}{C_1}$	град	68.046	57.712	46.769

Продовження таблиці 1.7

$M_{C_2} = \frac{C_2}{a_2}$	—	0.8654	0.8538	0.8398
$\alpha_1 = \arcsin \frac{C_{1a}}{C_1}$	град	68.046	57.712	46.769
$\alpha_2 = \arcsin \frac{C_{2a}}{C_2}$	град	57.626	40.064	10.967
$\beta_1 = \arcsin \frac{C_{1a}}{W_1}$	град	57.228	44.728	33.665
$\beta_2 = \arcsin \frac{C_{2a}}{W_2}$	град	75.801	64.615	25.9
$\Delta\alpha = \alpha_1 - \alpha_2$	град	10.42	17.648	35.802
$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$	град	18.574	19.877	7.765

1.4.1.Профілювання робочих лопаток КНТ

Результати розрахунків наведено у таблицях(див.табл. 1.8 – 1.13)

Таблиця 1.8 – Результати розрахунку решіток профілів дозвукового осьового компресора на середньому радіусі

Параметри	Розмірності	Величина
D_K	м	0,6037
D_{CP}	м	0,5091
D_{BT}	м	0,3924
$h = \frac{D_K - D_{BT}}{2}$	м	0,1057
$\overline{h}'_B = \frac{h}{b'_{CP}}$ (вибирається)	—	1.8
$b'_{CP} = \frac{h}{\overline{h}'_B}$	м	0,0587
$\Delta\beta_{CP}$	град	22.09
$(\Delta\beta/\Delta\beta^*)_{CP}$	—	0,8
$\Delta\beta^*_{CP} = \left(\frac{\Delta\beta}{(\Delta\beta/\Delta\beta^*)_{CP}} \right)_{CP}$	град	27.61
β_{2CP}	град	58.023
$\left(\Delta\beta_{b'_t=1} \right)_{CP} = f(\beta_{2CP})$	град	17

Продовження таблиці 1.8

$E_{CP} = \left(\frac{\Delta\beta^*}{\Delta\beta_{\frac{b}{t}=1}} \right)_{CP}$	—	0,824
$\left(\frac{b}{t} \right)_{CP} = f(E_{CP})$	—	1.1
$t'_{CP} = \frac{b'_{CP}}{\left(\frac{b}{t} \right)_{CP}}$	м	0,0534
$Z' = \pi \cdot D_{CP} / t'_{CP}$	шт.	29.97
Z (округлено)	шт.	30,000
$t_{CP} = \frac{b_{CP}}{\left(\frac{b}{t} \right)_{CP}}$	м	0,0533
$b_{CP} = \left(\frac{b}{t} \right)_{CP} \cdot t_{CP}$	м	0,0597
$\bar{h}_B = h / b_{CP}$	—	1.769

Таблиця 1.9 – Параметри потоку та решіток профілів по радіусу

Параметр	Розмірність	Переріз		
		Втулке	Середнє	Перифер.
$b = b_{CP} = \text{const}$	м	0,0597		
D	м	0,3924	0,5091	0,6037
$t = \pi \cdot D / z$	м	0,0411	0,0533	0,0632
b/t	—	1.453	1.1	0.945
i	град	0	0	0
β_2	град	85,832	58,053	38,213
\bar{X}_f (вибирається)	—	0,5	0,5	0,5
$m = 0,18 + 0,92 \bar{X}_f^2 - 0,002 \beta_2^0$	—	0,2584	0,2808	0,3582
$\Delta\beta$	град	18.57	22.08	8.62
$\theta = (\Delta\beta - 1) / \left(1 - \frac{m}{\sqrt{b/t}} \right)$	град	23.641	27.054	12.279
$\delta = m\theta / \sqrt{b/t}$	град	5.068	7.178	4.532
β_1	град	57.228	44.738	33.665
$\beta_{1\lambda} = \beta_1 + i$	град	57.228	44.738	33.665
$\beta_{2\lambda} = \beta_2 + \delta$	град	80.869	71.792	21.368
K (вибирається)	—	0,5	0,5	0,5
$\chi_1 = k \cdot \theta$	град	11.821	13.527	6.149
$\chi_2 = (1 - k) \cdot \theta$	град	11.821	13.527	6.149
$D = b \cdot \text{ctg} \chi_1$	м	0.2853	0.2482	0.5543

Продовження таблиці 1.9

$R_{CP.\Delta} = \frac{b}{2 \sin \theta/2}$	м	0.1457	0.1276	0.2787
$l_{CP.\Delta} = 0,01745 \cdot R_{CP.\Delta} \cdot \theta$	м	0.0601	0.0603	0.0598
$\gamma = \beta_{1\Delta} + \chi_1$	град	69.049	58.265	27.516
$b_A = b \sin \gamma$	м	0,0558	0,0508	0,0276
\bar{C} (вибирається)	—	0,08	0,06	0,04
$C_{BMAX} = \bar{C} \cdot b$	м	0,00478	0,00358	0,00239

Таблиця 1.10 – Результати розрахунку координат середньої лінії

$x_{ср.л}, \%$	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
$x_{ср.л}, мм$	0	4,749	9,498	14,247	18,996	23,745	28,494	33,243	37,991	42,740	47,489
$y_{ср.л.вт}, мм$	0	1,298	2,308	3,030	3,463	3,607	3,463	3,030	2,308	1,298	0
$y_{ср.л.ср}, мм$	0	0,649	1,155	1,515	1,732	1,804	1,732	1,515	1,155	0,649	0
$y_{ср.л.к}, мм$	0	0,354	0,630	0,827	0,945	0,984	0,945	0,827	0,630	0,354	0

Таблиця 1.11 – Відносні координати вихідного аеродинамічного профілю

$\bar{x} = \bar{x} \text{ в } \%$	$\bar{y} = y \% C_{\epsilon \max}$	$\bar{x} = \bar{x} \text{ в } \%$	$\bar{y} = y \% C_{\epsilon \max}$
0	0	30	49,27
1,0	11,4	35	49,86
1,5	14,3	40	50,0
2,5	18,5	50	48,58
5	25,5	60	44,42
7,5	30,9	70	37,83
10	35,25	80	28,5
15	41,6	90	17,22
20	45,5	95	10,03
25	47,88	100	0

Таблиця 1.12 – Результати перерахунку координат вихідного профілю до координат розрахованого профілю

$X, мм$	Переріз		
	Втулке	Середнє	Периферійне
	$y_B = y_H, мм$		
0	0	0	0
1	11,4	0,475	0,433
1,5	14,3	0,712	0,543
2,5	18,5	1,187	0,703
5	25,5	2,374	0,969

Продовження таблиці 1.12

7,5	30,9	3,562	1,174
10	35,25	4,749	1,339
15	41,6	7,123	1,580
20	45,5	9,498	1,729
25	47,88	11,872	1,819
30	49,27	14,247	1,872
35	49,86	16,621	1,894
40	50	18,996	1,900
50	48,58	23,745	1,846
60	44,42	28,494	1,688
70	37,83	33,243	1,437
80	28,5	37,991	1,083
90	17,22	42,740	0,654
95	10,03	45,115	0,381
100	0	47,489	0

Радіуси кромок:

$R1=0,055C_{вmax}=0,263$ мм; 0,197 мм; 0,131 мм.

$R2=0,05C_{вmax}=0,239$ мм; 0,179 мм; 0,120 мм.

Профілі трьох перерізів наведено у (рисунках 1.3,1.4,1.5).

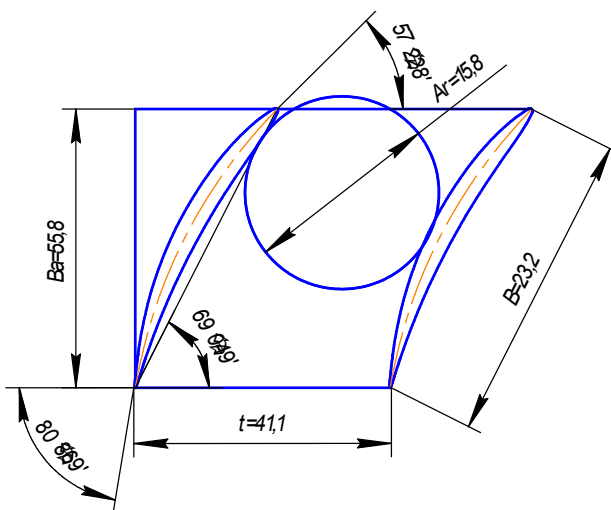


Рисунок 1.3 Втулковий переріз

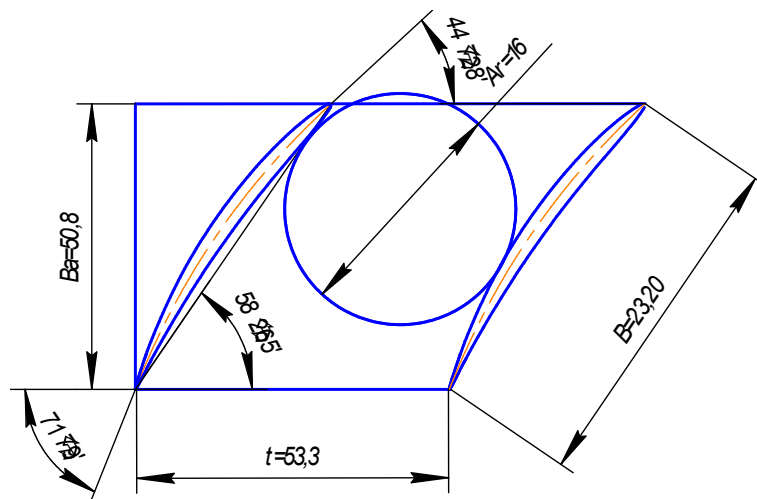


Рисунок 1.4 Середній переріз

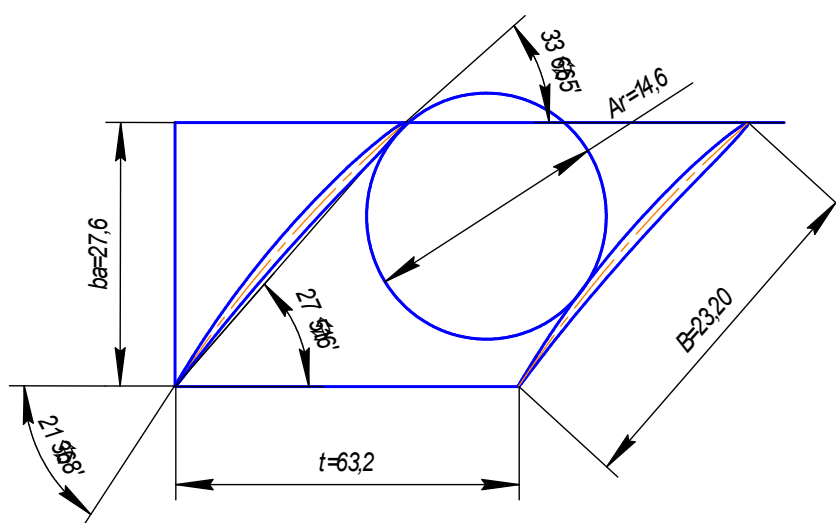


Рисунок 1.5 Периферійний переріз

1.5 Газодинамічний розрахунок осьового компресора на ЕОМ

Розрахунок виконано за методикою [3].

У сучасних авіаційних газотурбінних двигунах для здійснення процесу стиснення використовують переважно багатоступінчасті осьові компресори. Це зумовлено їх високим ККД та можливістю зміни продуктивності та напірності цих компресорів у дуже широких межах за рахунок зміни числа ступенів та їх діаметральних розмірів.

Попередній газодинамічний розрахунок осьового компресора зазвичай є послідовним розрахунком всіх його ступенів на середньому радіусі. При цьому передбачається, що параметри потоку на середньому радіусі відповідають опосередкованим параметрам ступеня по висоті лопатки. Для поліпшення цієї відповідності як середній радіус приймають середньгеометричний радіус ступеня.

Вихідними даними для розрахунку компресора на ЕОМ є результати, отримані при виконанні термогазодинамічного розрахунку двигуна та при узгодженні параметрів компресорів та турбін, а також наступні величини:

- кількість каскадів компресора – $N_k=2$;
- форма проточної частини 1 каскаду – $K_f=2$ ($D_{cp}=\text{const}$);

- форма проточної частини 2 каскаду – $K\phi=1$ ($D_k=\text{const}$);
- число ступенів 1 каскада – $Z1=6$;
- число ступенів 2 каскада – $Z2=7$;
- тип завдання форми проточної частини – $Kr=1$;
- коефіцієнт відновлення повного тиску у ВНА = 0.99;
- коефіцієнт відновлення повного тиску НА =0.98;
- коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між КНТ та КВТ = 0.98.

Результати вхідних даних для машинного розрахунку наведено у (табл. 1.13)

Таблиця 1.13 – Вхідні дані для машинного газодинамічного розрахунку осьового компресора

$P_k^*=19$	$C_p=180\text{м/с}$	$P_{кнт}^*=4.533$	$\eta_k^*=0.8528$
$G_p=28.37\text{кг/с}$	$C_k=130\text{м/с}$	$P_{квт}^*=4.277$	$\eta_{кнт}^*=0.8794$
$T_p^*=288\text{К}$	$L_k^*=441000\text{Дж/кг}$	$U_{кнт}=380\text{ м/с}$	$\eta_{квт}^*=0.8892$
$P_p^*=98285\text{Па}$	$L_{кнт}^*=176400\text{ Дж/кг}$	$U_{квт}=360\text{ м/с}$	$k=1.4$
$\bar{d}_b=0.65$	$L_{квт}^*=264600\text{ Дж/кг}$	$C_p=1005\text{Дж/кг}$	$R=287\text{Дж/кг}$

Таблиця 1.14 – Газодинамічний розрахунок компресора

22 09 21
 2 2 1 06 13 1
 288.00 98285.0 1.383 287.00
 28.37 19.000 4.533 360.00 370.00 130.00
 .6500 .8549 .9900 .9800 .9800 1.0200 0.0000
 185.00 180.00 175.00 170.00 165.00 160.00 170.00 165.00 160.00 155.00
 150.00 145.00 140.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00 000.00
 30.03 31.10 30.78 29.74 28.37 26.38 34.40 37.29 39.88 40.13
 39.10 37.69 36.11 00.00 00.00 00.00 00.00 00.00 00.00 00.00
 .8700 .8800 .8900 .9000 .9000 .8900 .8800 .8900 .9000 .9000
 .8900 .8800 .8700 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000
 .4500 .4800 .5200 .5600 .6000 .6400 .4000 .4300 .4600 .4900
 .6200 .6500 .6800 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000
 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000
 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000 .0000
 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000 1.0000
 1.0000 1.0000 1.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000 0.0000
 ГДР МОК Дата 22.09.21
 $N_k=2$ $K\phi_1=2$ $K\phi_2=1$ $z_1=6$ $z_k=13$ $Kr=1$
 $P_k=19.000$ $P_{k1}=4.533$ $G=28.37$ $n_1=11388.6$ $n_2=14813.0$ $k=1.38$ $R=287.00$
 $T_b=288.00$ $P_b=98285.0$ $P_{10}=97302.1$ $S_{b1}=.990$ $S_{b2}=.980$ $S_{b3}=.980$ $m=.00$

Нст	D_k	D_{cp}	$D_{вт}$	$D_{от}$	КПД	Mw_1	$Mс2$
1	.6037	.5091	.3924	.6500	.8788	.8105	.8534
2	.5855	.5091	.4191	.7157	.8893	.7811	.7841
3	.5722	.5091	.4370	.7638	.9002	.7586	.7120
4	.5623	.5091	.4497	.7997	.9114	.7391	.6466
5	.5549	.5091	.4588	.8267	.9127	.7235	.5880
6	.5494	.5091	.4653	.8469	.9045	.7100	.5399
7	.4770	.4353	.3890	.8155	.8963	.6156	.7279
8	.4770	.4413	.4023	.8434	.9062	.6140	.6882
9	.4770	.4464	.4135	.8667	.9163	.6119	.6476
10	.4770	.4506	.4226	.8858	.9173	.6037	.6022
11	.4770	.4543	.4303	.9020	.9088	.6559	.4955

Продовження таблиці 1.14

12	.4770	.4567	.4354	.9128	.9006	.6472	.4552
13	.4770	.4586	.4394	.9210	.8926	.6401	.4149
Нст	С1а	С2а	С1u	С2u	С1	С2	Uк
1	185.0	182.5	116.9	217.0	218.9	283.6	360.0
2	180.0	177.5	105.4	210.4	208.6	275.2	349.2
3	175.0	172.5	93.15	198.3	198.2	262.8	341.2
4	170.0	167.5	82.14	185.0	188.8	249.6	335.3
5	165.0	162.5	71.74	171.1	179.9	236.0	330.9
6	160.0	160.8	62.48	156.1	171.8	224.1	327.6
7	170.0	167.5	147.0	256.5	224.7	306.3	370.0
8	165.0	162.5	134.9	253.9	213.1	301.5	370.0
9	160.0	157.5	123.0	249.8	201.8	295.3	370.0
10	155.0	152.5	114.5	241.1	192.7	285.3	370.0
11	150.0	147.5	72.24	195.0	166.5	244.5	370.0
12	145.0	142.5	64.88	182.7	158.9	231.7	370.0
13	140.0	135.0	57.42	170.2	151.3	217.3	370.0
Нст	Hz	Rк	all	al2	bel	belл	be2
1	.3003E+05	.4500	57.71	40.06	44.74	44.74	64.62
2	.3110E+05	.4800	59.65	40.16	42.24	42.24	62.28
3	.3078E+05	.5200	61.97	41.02	39.74	39.74	58.60
4	.2974E+05	.5600	64.21	42.15	37.51	37.51	54.71
5	.2837E+05	.6000	66.50	43.52	35.44	35.44	50.81
6	.2638E+05	.6400	68.67	45.84	33.57	33.57	47.46
7	.3440E+05	.4000	49.15	33.15	41.72	41.72	63.51
8	.3729E+05	.4300	50.73	32.62	38.50	38.50	60.94
9	.3988E+05	.4600	52.45	32.23	35.63	35.63	58.09
10	.4013E+05	.4900	53.55	32.32	33.40	33.40	54.24
11	.3910E+05	.6200	64.28	37.10	28.17	28.17	42.98
12	.3769E+05	.6500	65.90	37.95	26.62	26.62	39.60
13	.3611E+05	.6800	67.70	38.42	25.14	25.14	36.05
Нст	Пст	Нтк	Сак	Кg	Кн	U1	U2
1	1.358	.2345	.5139	1.020	.9880	303.6	303.6
2	1.339	.2614	.5155	1.022	.9760	303.6	303.6
3	1.307	.2742	.5129	1.024	.9640	303.6	303.6
4	1.274	.2778	.5070	1.026	.9520	303.6	303.6
5	1.241	.2756	.4986	1.028	.9400	303.6	303.6
6	1.206	.2648	.4883	1.031	.9280	303.6	303.6
7	1.255	.2743	.4595	1.033	.9160	337.6	339.9
8	1.261	.3013	.4459	1.035	.9040	342.3	344.2
9	1.263	.3237	.4324	1.037	.9000	346.2	347.9
10	1.246	.3257	.4189	1.039	.9000	349.5	350.9
11	1.220	.3173	.4054	1.041	.9000	352.3	353.3
12	1.197	.3059	.3919	1.043	.9000	354.2	355.0
13	1.176	.2931	.3784	1.046	.9000	355.7	355.7
Нст	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	317.0	264.9	278.2	.1362E+06	.1335E+06	.7194E+05	.8499E+05
2	347.0	296.0	310.4	.1823E+06	.1787E+06	.1042E+06	.1220E+06
3	376.7	328.0	343.4	.2384E+06	.2336E+06	.1459E+06	.1706E+06
4	405.4	359.5	375.3	.3038E+06	.2977E+06	.1973E+06	.2300E+06
5	432.8	389.8	405.9	.3770E+06	.3695E+06	.2583E+06	.2991E+06
6	458.2	418.5	434.0	.4546E+06	.4455E+06	.3274E+06	.3736E+06
7	491.4	433.8	446.1	.5592E+06	.5480E+06	.3584E+06	.3944E+06
8	527.4	469.5	483.5	.7052E+06	.6910E+06	.4648E+06	.5154E+06
9	565.9	507.7	523.8	.8908E+06	.8730E+06	.6025E+06	.6739E+06
10	604.6	548.0	565.3	.1110E+07	.1088E+07	.7772E+06	.8708E+06
11	642.3	591.2	613.5	.1354E+07	.1327E+07	.1003E+07	.1147E+07
12	678.7	630.1	652.8	.1621E+07	.1588E+07	.1239E+07	.1408E+07
13	713.5	667.6	690.8	.1906E+07	.1867E+07	.1497E+07	.1695E+07
	Дкк	Дск	Двк	Док	Тк	Рк	Ск
	.5439	.5091	.4718	.8673	445.6	.4029E+06	161.5
	.4770	.4595	.4413	.9251	705.4	.1792E+07	130.0
	Пк = 19.000	КПД = .8528	Лк = 441000.				
	Пк1= 4.533	КПД1= .8794	Лк1=176400.				
	Пк2= 4.277	КПД2= .8892	Лк2=264600.				

Зміна параметрів осевого компресора наведено у (рисунках 1.6 – 1.8).

Изменение параметров по ступеням

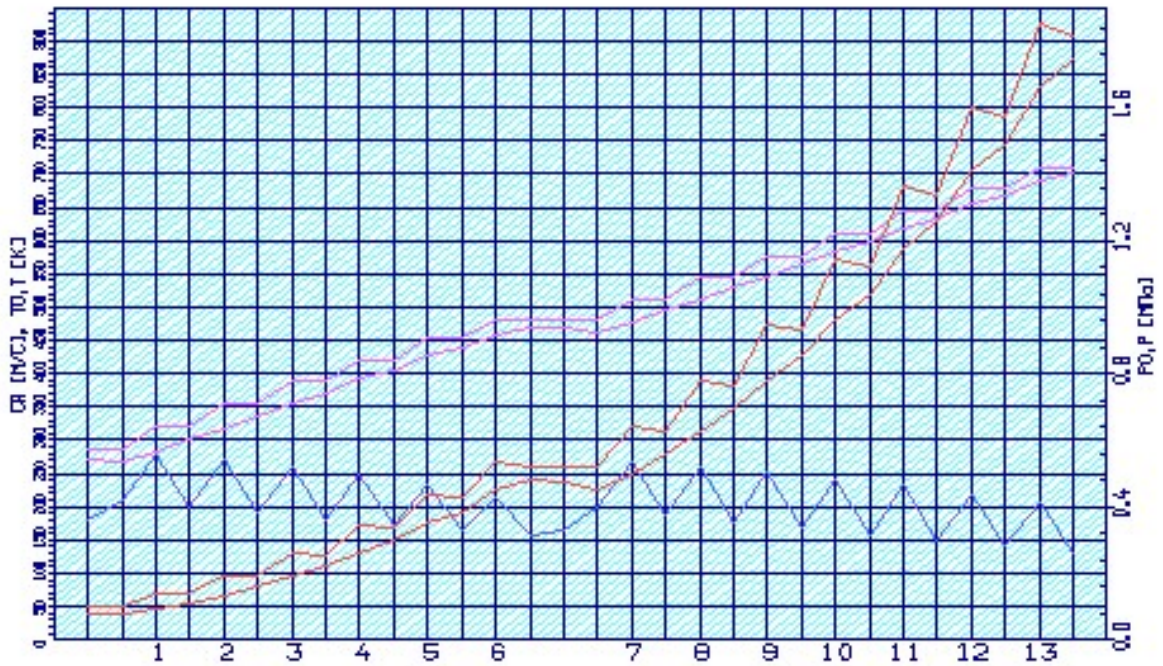


Рисунок 1.6 – Зміна параметрів по ступеням

Изменение параметров по ступеням

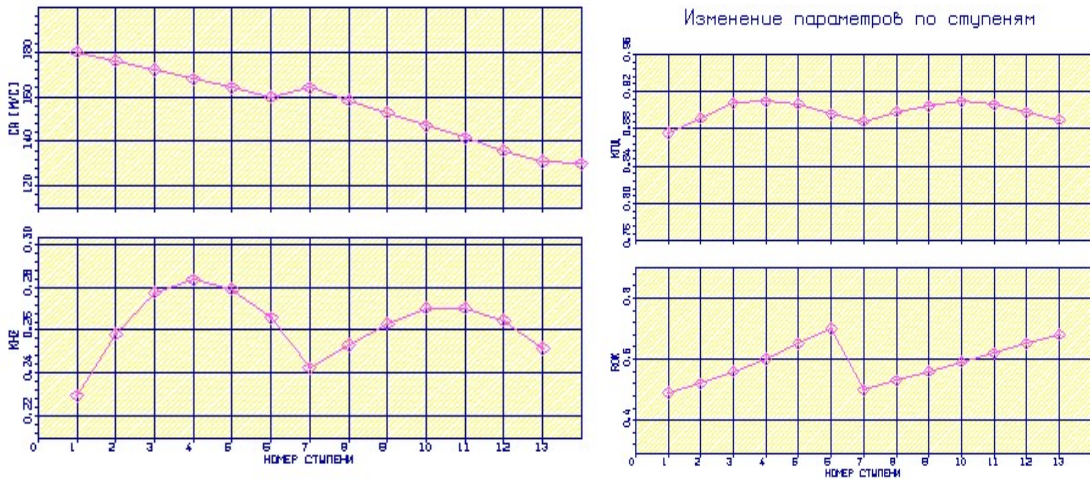


Рисунок 1.7 – Зміна параметрів по ступеням

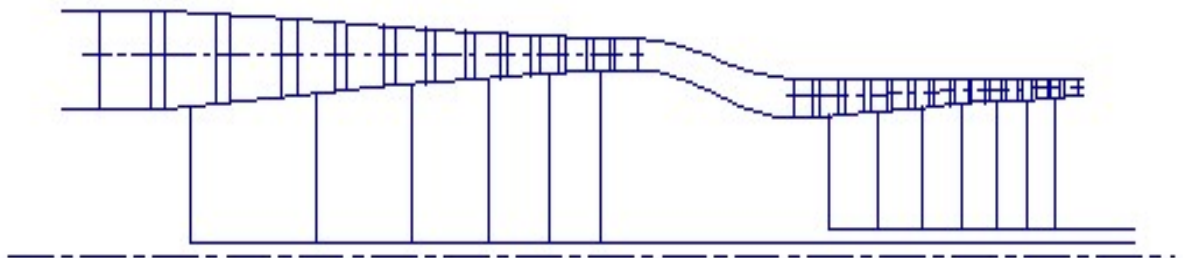


Рисунок 1.8 – Схема проточної частини компресора

Трикутники швидкостей осьового компресора наведено у (рисунках 1.9,1.10).

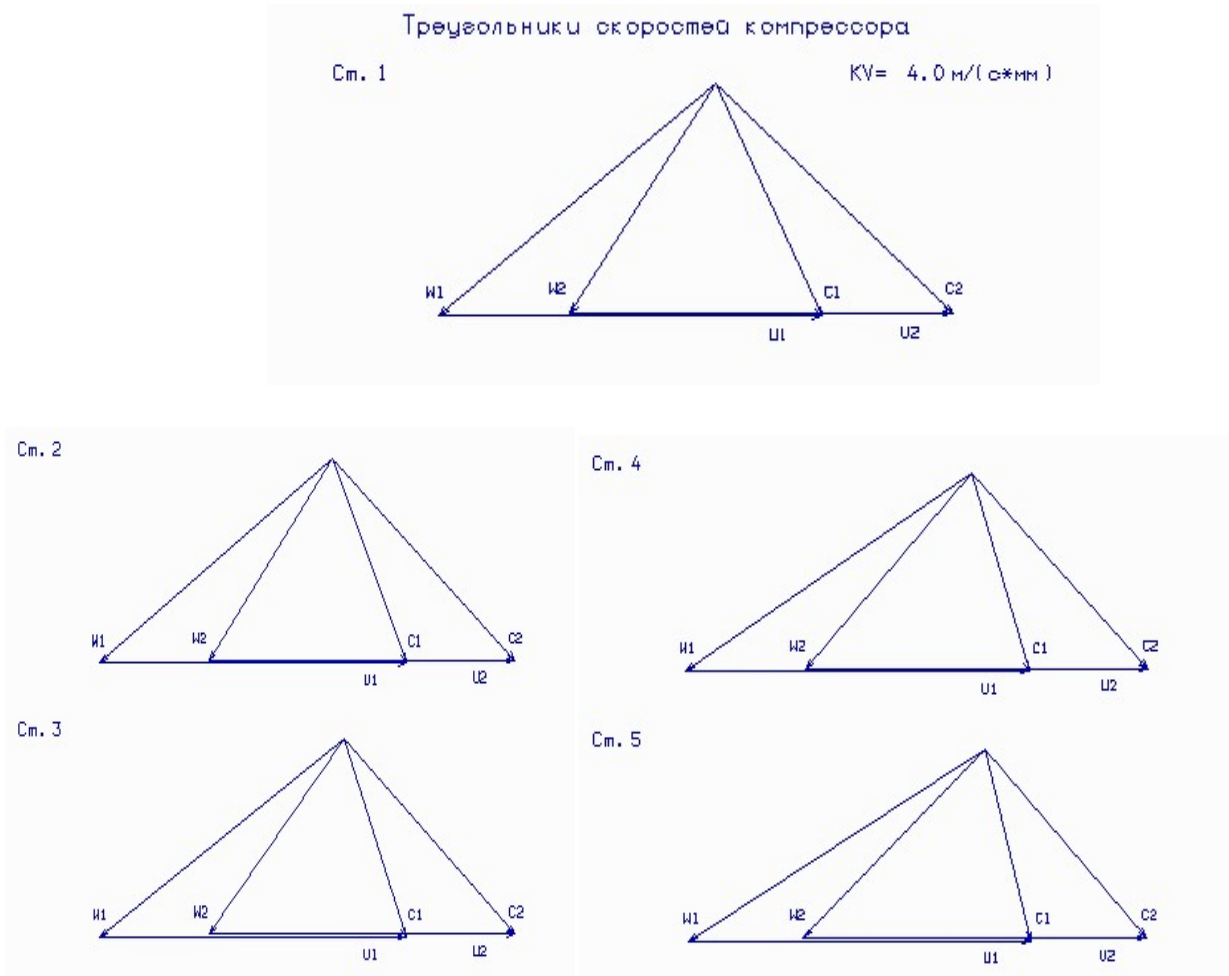


Рисунок 1.9 – Трикутники швидкостей компресора

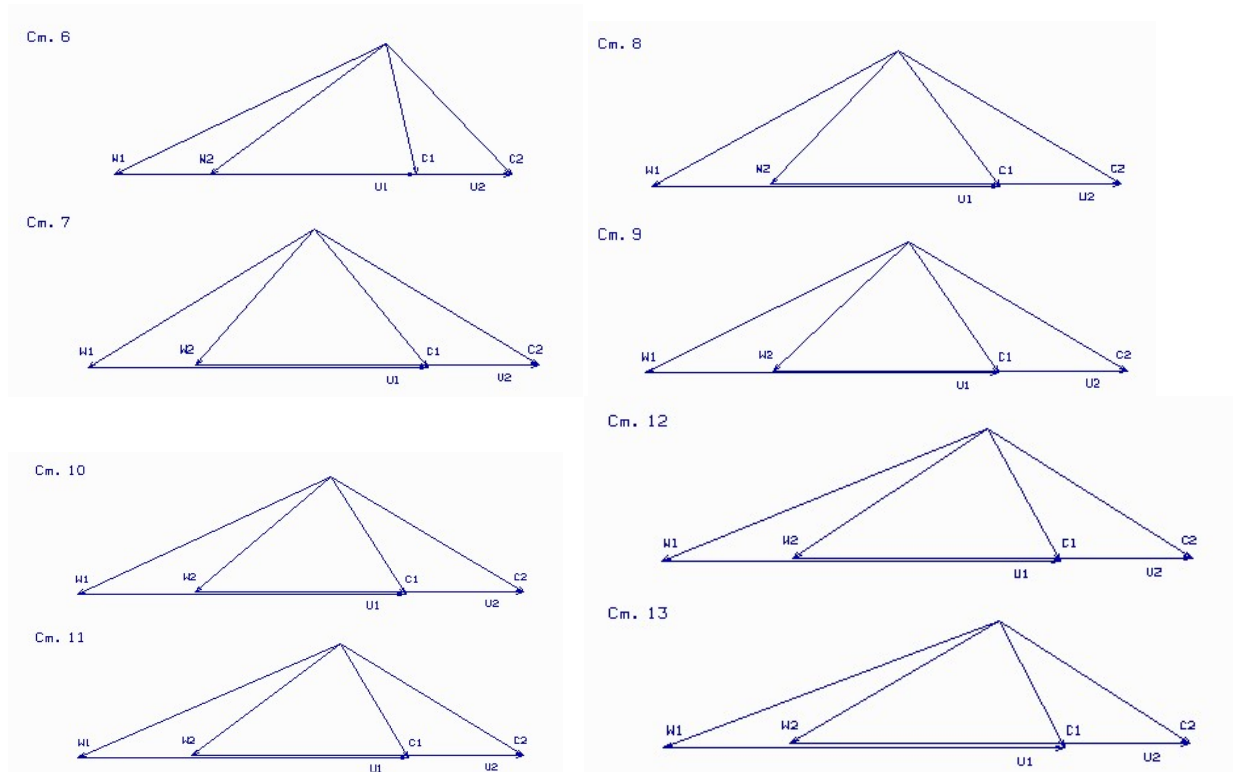


Рисунок 1.10 – Трикутники швидкостей компресора

1.5.1 Висновки

В результаті виконаних розрахунків були отримані: геометричні розміри компресора $D_k=0.6647\text{м}$, частоти обертання його каскадів $n=\{11388 \text{ та } 14813\}$ об/хв, розподіл параметрів по ступеням.

Отримані дані свідчать про прийнятний розподіл параметрів ступенями компресора. Завантаження ступенів дозволяє отримати прийнятні ККД ступенів та рівномірний розподіл $P_{ст}^*$.

Компресор відповідає всім вимогам до сучасних авіаційних компресорів.

1.6 Проектування камери згорання

Розрахунок виконано за методикою [4].

Камери згорання (КЗ) газотурбінних двигунів і установок, незважаючи на їх зовнішню простоту, є найбільш складним вузлом, в якому одночасно протікають різні за природою процеси: аерогідродинамічні процеси течії, фізико-хімічні процеси горіння, теплові процеси, які пов'язані з тепловими потоками і термічними навантаженнями деталей. Більшість цих процесів важко піддаються розрахункам, тому під час створення КЗ потрібен великий обсяг експериментальних і доводочних робіт. Проектувальні розрахунки, по суті, є першим наближенням у створенні КЗ нових двигунів з одночасним використанням попереднього досвіду кожної конкретної двигунобудівної фірми.

1.6.1 Вихідні дані та розрахунок КЗ

Зважаючи на особливу складність робочого процесу в КЗ і труднощі його математичного моделювання для проектування КЗ використовуватимемо метод геометричного моделювання. Під час розрахунку використовуються основні геометричні співвідношення КЗ двигуна-прототипу. Підбір вихідних даних виконуємо відповідно до рекомендацій методичного посібника [4].

Вихідні дані для розрахунку КЗ:

Тип КЗ – кільцева; Де

де G_v – витрата повітря, кг/с;

T_k^* – температура загальмованого потоку перед КЗ, К;

T_r^* – температура загальмованого потоку за КЗ, К;

P_k^* – тиск загальмованого потоку перед КЗ, Па;

$\sigma_{\text{гдр.}}$ – коефіцієнт відновлення повного тиску КЗ, зумовлений гідравлічними втратами;

$\sigma_{\text{мен.}}$ – коефіцієнт відновлення повного тиску КЗ, обумовлений процесом підведення тепла;

η_r – коефіцієнт повноти згорання КЗ;

η_{3r} – коефіцієнт повноти згорання у зоні горіння;

L_0 – стехіометрична кількість повітря для палива, що використовується, кг пов./кг палив.;

H_U – теплотворна здатність палива, Дж/кг;

α – коефіцієнт надлишку повітря КЗ;

α_ϕ – коефіцієнт надлишку повітря на виході з фронтального пристрою;

α_{3r} – коефіцієнт надлишку повітря наприкінці зони горіння;

D_K – діаметр компресора на виході, м;

\bar{d}_K – відносний внутрішній діаметр компресора на виході;

D_T – діаметр турбіни на вході в СА, м;

\bar{d}_T – відносний внутрішній діаметр турбіни на вході до СА;

$\bar{D}_{KC} = D_{KC} / D_K$ – відносний діаметр КЗ-прототипу;

$\bar{d}_{KC} = D_{KCBH} / D_{KC}$ – відносний внутрішній діаметр КЗ-прототипу;

$\bar{D}_J = D_J / D_{KC}$ – відносний діаметр жарової труби;

$\bar{d}_J = D_{JBH} / D_J$ – відносний внутрішній діаметр жарової труби;

$\bar{D}_\phi = h_J / D_J$ – відносний діаметр фронтального пристрою (h_J - висота жарової труби);

$\bar{d}_\phi = D_{\phi BH} / D_\phi$ – відносний внутрішній діаметр фронтального пристрою;

ε – коефіцієнт обліку зазору між головками КЗ;

$\bar{l}_d = l_d / h_J$ – відносна довжина дифузора КЗ;

$\bar{l}_J = l_J / h_J$ – відносна довжина жарової труби;

$\bar{l}_r = l_r / h_J$ – відносна довжина головки жарової труби;

$\bar{l}_{3r} = l_{3r} / h_J$ – відносна довжина зони горіння;

$\bar{l}_{rC} = l_{rC} / h_J$ – відносна довжина газозбірника жарової труби;

$\bar{K}_H = D_{GC} / D_T$ – відносний діаметр газозбірника;

$\bar{K}_{BH} = D_{GC.BH} / D_{T.BH}$ – відносний внутрішній діаметр газозбірника;

$\bar{l}_Ц = l_Ц / h_ж$ – відносна довжина циліндричної частини жарової труби;

Числові значення перелічених параметрів наведені в таблиці 1.15.

Таблиця 1.15 – Вихідні дані для розрахунку КС

Параметр	Розмірність	Значення	Параметр	Розмірність	Значення
Gв	Кг/с	28.37	\bar{d}_T	-	0.895
Tк*	К	709	$\bar{D}_{КС}$	-	1.100
TГ*	К	1450	$\bar{d}_{КС}$	-	0.51
Рк*	Па	1906000	$\bar{D}_ж$	-	0.945
$\sigma_{гидр.}$	-	0.97	$\bar{d}_ж$	-	0.587
$\sigma_{тепл.}$	-	0.975	\bar{D}_ϕ	-	0.769
η_Γ	-	0.99	\bar{d}_ϕ	-	0.149
$\eta_{зг}$	-	0.85	ϵ	-	1.15
L ₀	кг пов./кг палив.	14.8	$\bar{l}_д$	-	0.844
H _U	Дж/кг	44000000	$\bar{l}_ж$	-	2.908
α	-	2.99	\bar{l}_Γ	-	0.565
α_ϕ	-	0.6	$\bar{l}_{зг}$	-	1.13
$\alpha_{зг}$	-	1.4	\bar{l}_{GC}	-	1.25
D _к	м	0.477	\bar{K}_H	-	0.000
$\bar{d}_к$	-	0.816	\bar{K}_{BH}	-	0.000
D _т	м	0.495	$\bar{l}_Ц$	-	0.000

За наведеними вище даними робимо розрахунок КЗ на ЕОМ за програмою Gdrks.exe. Результати представлені у табл. 1.16, а схема КЗ – на рис. 1.11.

Таблиця 1.15 – Результати розрахунку камери згоряння

Геометричний розрахунок кільцевої камери згоряння

Початкові данні

Gв	Tк*	TГ*	Рк*	б гидр	б tepl	КПДг	КПДзг
28.370	713.500	1450.000	1.906E+06	0.970	0.975	0.990	0.85

ALFA0	Hu	ALFA	ALFAφ	ALFAзг
14.8	4.400E+07	2.990	0.600	1.800

$\bar{D}_к$	dk	$\bar{D}_т$	$\bar{d}_т$	$\bar{D}_{кc}$	dkc
0.477	0.816	0.495	0.895	1.100	0.510

$\bar{D}_ж$	$\bar{d}_ж$	Dφ	\bar{d}_ϕ	$\bar{\epsilon}$
0.945	0.587	0.769	0.149	1.150

-	-	-	-	-
---	---	---	---	---

Продовження таблиці 1.15

l _д	l _ж	l _г	l _{гс}	l _{зг}
0.844	2.908	0.565	1.250	1.130

\bar{K}_H	K _{вн}	l _ц
0.000	0.000	0.000

Результати розрахунка:

G _т	G _ф	G _{зг}	G _{в см}	G _г
0.641	5.69	17.08	11.29	29.01

T _{зг*}	C _{р зг}	[RO] _{зг}	[RO] _к	D _{кс ср}
1700.4	1215.0	3.89	9.31	0.419

D _к	D _{к вн}	D _{кс}	h _{кс}	D _{кс вн}
0.477	0.392	0.528	0.129	0.269

D _т	D _{т вн}	D _ж	h _ж	D _{ж вн}
0.495	0.459	0.499	0.103	0.293

F _{кс}	F _ж	V _{ж тр}	h _в	h _н
0.1620	0.1282	0.0384	0.0132	0.0132

l _{кс}	l _д	l _{ж тр}	l _г	l _{зг}
0.387	0.087	0.300	0.058	0.116

l _{з см}	l _{гс}	Z	D _ф	D _{ф вн}
0.183	0.129	11	0.079	0.012

Q _v	C _{ж тр}	C _{см}
1373616	34.24	35.84

F _{кс опт}	F _{ж опт}
0.0867	0.0536

E _{жсо}	E _{жсн}	E _{жно}
27.2	3.7	14.7

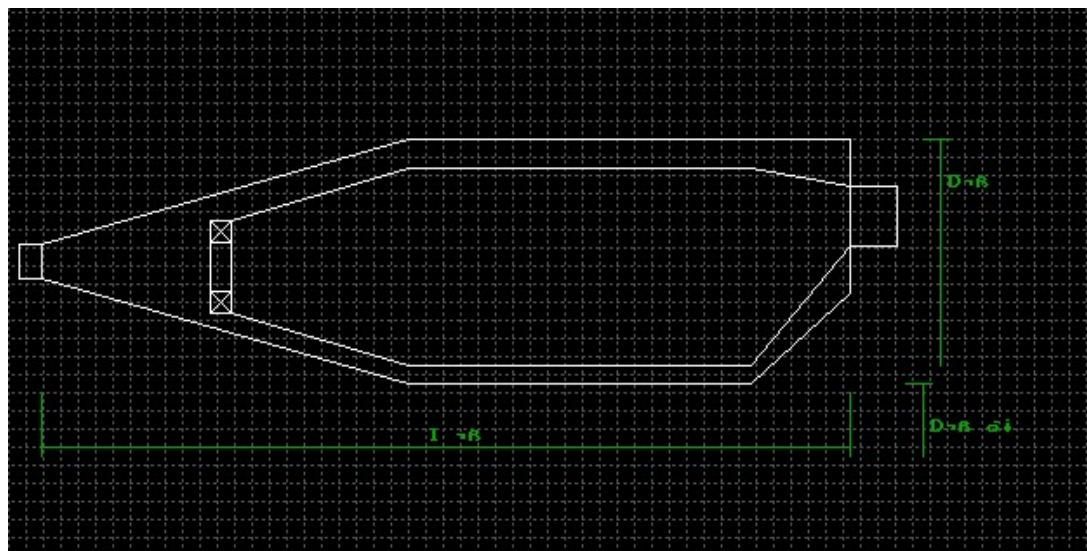


Рисунок 1.11 – Схема проточної частини камери згоряння

1.6.2 Висновки

В результаті розрахунків було отримано значення газодинамічних параметрів у характерних перерізах та основні геометричні розміри КС. Загалом камера згоряння вийшла близькою за формою до КЗ двигуна-прототипу. Теплонапруженість камери згоряння $Q_1=1373,616$ кДж.

1.7 Профілювання робочих лопаток ТВТ

Підвищення економічності авіаційних двигунів значною мірою визначається досконалістю лопаткових машин. Турбіна є одним із складних вузлів двигуна, які значною мірою визначають його економічність.

Для того, щоб проектувана турбіна забезпечувала задану потужність і мала високий ККД, лопаткові вінці її повинні забезпечувати на всіх радіусах проточної частини розрахункові поворот і прискорення потоку при можливо менших втратах енергії. Виконання цих вимог досягається як вибором закону закрутки потоку по радіусу, так і конструюванням профільної частини (профілюванням) робочих грат.

Складність та трудомісткість профілювання лопаток обумовлюється необхідністю виконання різних та часто суперечливих вимог газодинаміки, міцності та технологічності конструкції. Лопаткові вінці на всіх радіусах проточної частини повинні реалізовувати розрахункові трикутники швидкостей потоку при можливо менших втратах, що забезпечить задану потужність і високий ККД турбіни, що проектується.

У цьому проекті ми будемо виконувати профіль першого ступеня турбіни високого тиску. Розрахунок виконуємо за методикою [6].

Вихідними даними для розрахунку параметрів потоку по висоті лопатки та профілювання решіток є результати газодинамічного розрахунку проектова-ної турбінної ступені на середньому радіусі (див.табл. 1.16).

Таблиця 1.16 – Вхідні дані для параметрів потоку

$D_{1cp} = 0.477$ м	$U_{1cp} = 370$ м/с	$T_2^* = 1150$ К
$D_{2cp} = 0.495$ м	$U_{2cp} = 384$ м/с	$G_1 = 26.8$ кг/с
$h_1 = 0.0350$ м	$C_{1icp} = 603$ м/с	$G_2 = 29.3$ кг/с
$h_2 = 0.0410$ м	$C_{2icp} = 158$ м/с	$k = 1.313$
$\Psi = 0.962$	$C_{1acp} = 227$ м/с	$t_{cp} = 0.0151$ м
$\varphi = 0.962$	$C_{2acp} = 227$ м/с	$b = 0.0274$ м
$\alpha_{1cp} = 17.1^\circ$	$C_{1cp} = 630$ м/с	$\beta_y = 68.8^\circ$
$\beta_{1cp} = 38.6^\circ$	$\lambda_1 = 0.922$	$C_{max, cp} = 0.2$ Дж/кг · К
$\beta_{2cp} = 22.8^\circ$	$p_t = 0.922$	

Для розрахунку трикутників швидкостей у міжвенцових проміжках біля кореня та периферії лопаток необхідно вибрати закон зміни параметрів (закрутки) потоку по радіусу.

Застосування такого закону значно спрощує технологію виготовлення лопаток СА і РК, дозволяє створити хорошу конструктивну базу для їх монтажу в статорі і роторі.

Таким чином, задаючи вихідні дані та закон закрутки в результаті розрахунку на ЕОМ отримуємо зміну параметрів потоку по радіусу в п'яти перерізах (табл. 1.17).

Таблиця 1.17 – Зміна параметрів потоку по радіусу у п'яти перерізах

Дата	25.11.11	KZ= 0	Kr= 1.310	Rr= 290.0
D1cp=	.4770	D2cp= .4950	h1= .0350	h2= .0410
C1аср=	186.00	C2аср=227.00	C1уср=603.00	C2уср=-158.0
	alf1с= 17.10	be1ср= 38.60	be2ср= 22.80	
Л1=	.922	Phi= .962	Psi= .962	Rтс= .400
		n =14800.0	T2*= 1150.0	

Таблиця 1

Зміна параметрів потоку по радіусу

Параметр	Перетин по висоті лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
r	.2620	.2525	.2430	.2335	.2240
ro	1.000	.9637	.9275	.8912	.8550
U	406.1	391.3	376.6	361.9	347.2
C1u	548.9	569.6	591.8	615.9	642.0
C1a	186.0	186.0	186.0	186.0	186.0
alf1	18.72	18.09	17.45	16.80	16.16
C1	579.6	599.2	620.4	643.4	668.4
be1	52.47	46.22	40.83	36.21	32.24
C2u	-149.3	-154.9	-160.9	-167.5	-174.6
W2u	555.3	546.2	537.5	529.4	521.7
C2a	227.0	227.0	227.0	227.0	227.0
be2	22.23	22.57	22.89	23.21	23.51
Л1	.8614	.8905	.9220	.9562	.9934
Rт	.4763	.4403	.4000	.3547	.3034
T2w	1267.	1262.	1257.	1253.	1249.
Л2w	.9294	.9181	.9074	.8972	.8879
Л1w	.3633	.3998	.4423	.4904	.5440
Л2	.4417	.4468	.4524	.4587	.4656
dbe	105.3	111.2	116.3	120.6	124.2
alf2	56.67	55.70	54.67	53.58	52.44

Хорду профілю лопатки приймаємо постійної по висоті лопатки.

Геометричний (конструктивний) кут решітки на вході вибираємо в залежності від кутів потоку β_1 і β_2 (рисунок 1.12).

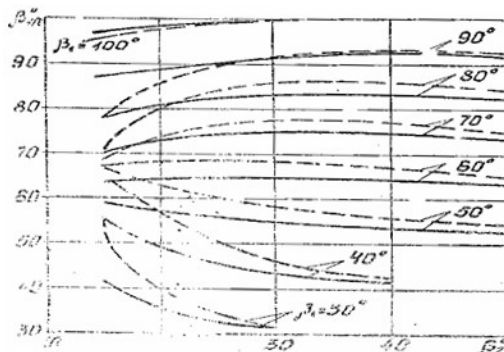


Рисунок 1.12 – Узагальнені залежності для вибору геометричних кутів решітки на вході:

- значення оптимальних $\beta_{1л}$;
- значення граничних $\beta_{1л}$.

Геометричний кут решітки ($\beta_{2л}$) на виході приймаємо рівним ефективному куту: $\beta_{2\phi} = \beta_2 - \delta = \beta_{2л}$.

Оскільки в перших ступенях сучасних турбін $\lambda_{2w}(\lambda_1) \geq 0.8$, то $\delta \approx 0$. При закрутці $\beta_2 = const$ кут δ приймають незмінним (const).

Кути закрутки (див. табл. 1.18)

Таблиця 1.18 – Кути $\beta_{1л}$ и $\beta_{2л}$ у п'яти перерізах по радіусу

$\beta_{1л}$, град	49.11	46.82	44.53	41.63	38.72
$\beta_{2л}$, град	22.8	22.8	22.8	22.8	22.8

Відносну товщину \overline{C}_{max} профілю лопатки РК знаходимо в залежності від значення \overline{C}_{max} на середньому радіусі:

$$\overline{C}_{вт} \overline{C}_{сп} \approx 1.1 \overline{C}_{сп};$$

$$\overline{C}_n \overline{C}_{вт} = 2 \overline{C}_{сп} - \overline{C}_{вт} \overline{C}_{вт} \quad (1.6)$$

$$(\overline{C}_{рк} = 0.24).$$

Таким чином отримаємо:

$$\overline{C}_{max} = 0.15, 0.175, 0.2, 0.225, 0.25.$$

Радіус заокруглення вхідної кромки вибираємо, використовуючи співвідношення :

$$R_1 = 0.265 \overline{C}_{max} = 1.11, 1.3, 1.48, 1.67, 1.85.$$

Радіус заокруглення вихідної кромки приймаємо постійним по висоті лопатки:

$$R_2 = 0.88 = const;$$

Профілювання робочої лопатки турбіни робимо на ЕОМ за допомогою програми *ost.exe*. Результати розрахунку представлені (див. табл. 1.19).

Решітки профілів РК турбіни та трикутники швидкостей у трьох перерізах по висоті лопатки (див. рис. 1.13 та 1.14).

Таблиця 1.19 – Результати профілювання робочої лопатки

Параметр	Перетин по висоті лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
ro	1.000	.9637	.9275	.8912	.8550
b	27.30	27.30	27.30	27.30	27.30
t	16.28	15.69	15.10	14.50	13.90
t/b	.5942	.5726	.5511	.5292	.5073
cm	.1500	.1750	.2000	.2250	.2500
xcm	.2674	.2706	.2738	.2763	.2788
be11	49.11	46.82	44.53	41.63	38.72
be21	22.80	22.80	22.80	22.80	22.80
r1	1.110	1.295	1.480	1.665	1.850
r2	.8800	.8800	.8800	.8800	.8800

Число робочих лопаток – 72. Шт.

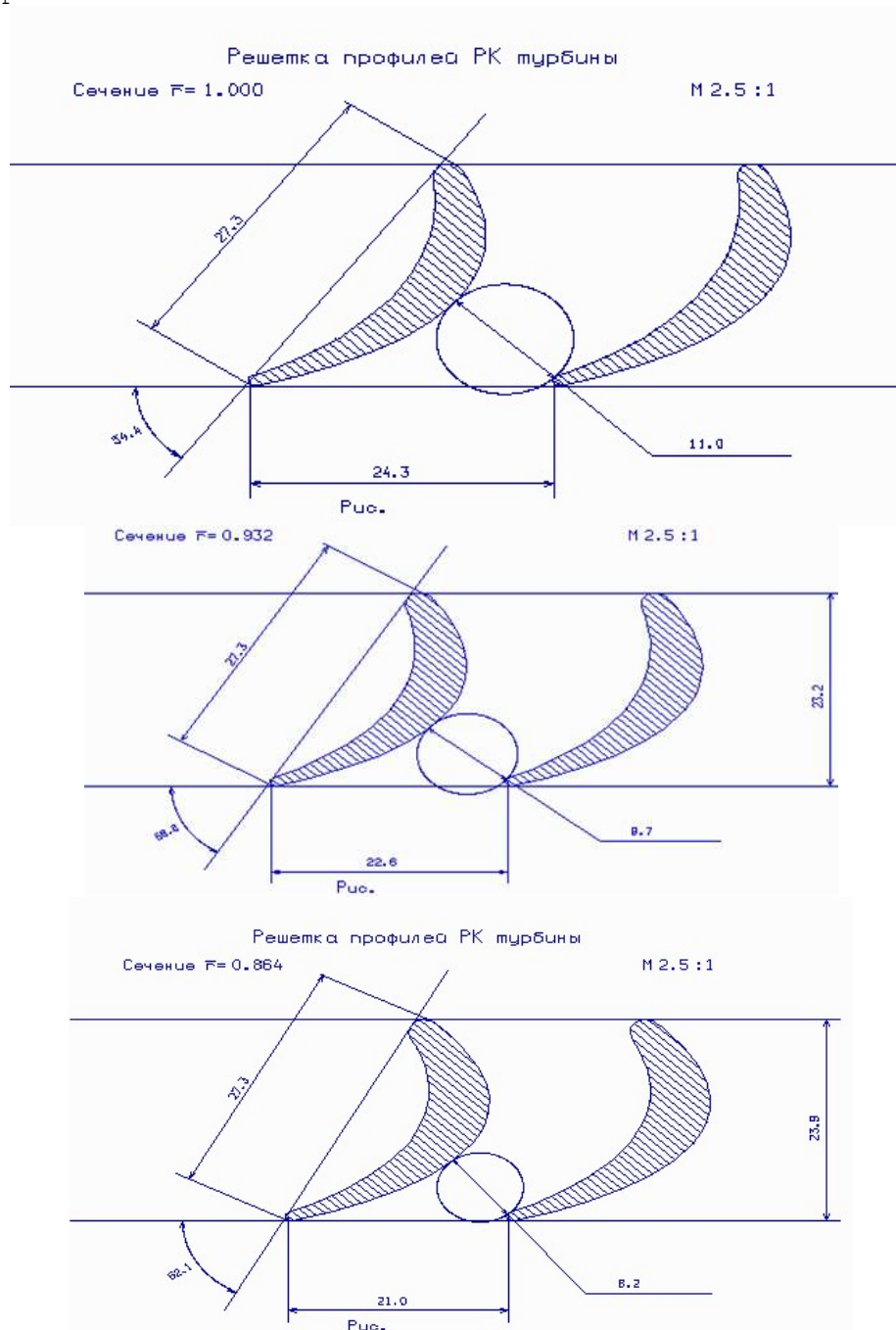
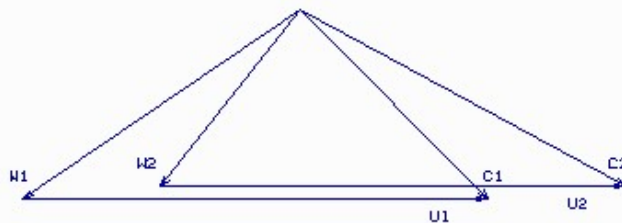


Рисунок 1.13 – Решітка профілів РК турбіни

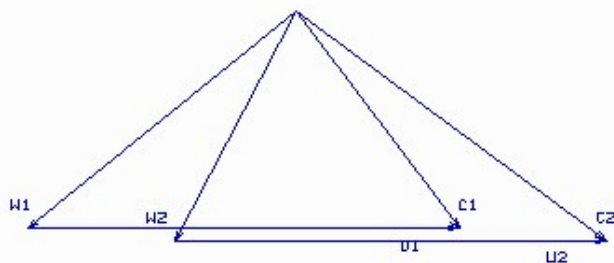
Сеч. 1

 $KV = 4.0 \text{ м/(с*мм)}$ 

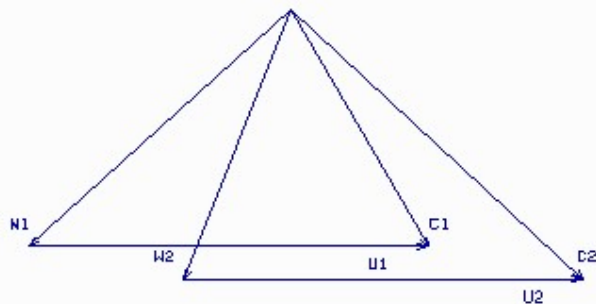
Сеч. 2



Сеч. 3



Сеч. 4



Сеч. 5

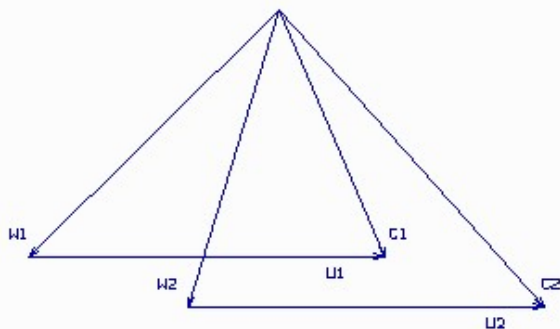


Рисунок 1.14 – Трикутники швидкостей турбіни

1.7.1 Висновки

Під час профілювання був застосований закон $\alpha_1 = const$ і $\beta_2 = const$, який значно спрощує технологію виготовлення лопаток СА та РК, дозволяє створити хорошу конструктивну базу для їх монтажу у статорі та роторі.

Зазначені особливості газодинамічного та технологічного характеру зумовили широке застосування законів закрутки $\alpha_1 = const$ і $\beta_2 = const$, під час проектування авіаційних турбін.

1.8 Газодинамічний розрахунок осьової турбіни

Розрахунок виконано за методикою [5].

Широке застосування осьових газових турбін в авіаційних газотурбінних двигунах обумовлено насамперед їх високою енергоємністю та економічністю. Саме ці переваги газових турбін поряд із порівняльною простотою та надійністю і визначили домінуюче положення газотурбінних двигунів в авіації.

Сучасний стан теорії та практики проектування осьових газових турбін забезпечує можливість надійного визначення параметрів турбіни на розрахунковому режимі з достовірним врахуванням усіх видів втрат механічної енергії у її проточній частині. При цьому газодинамічний розрахунок турбіни ускладнюється, що призводить до значного збільшення обсягу обчислень. Тому ми здійснимо газодинамічний розрахунок газової турбіни на ЕОМ.

Зазвичай газодинамічний розрахунок багатоступінчастих турбін виконують за заданої форми проточної частини. Оскільки основні вихідні дані для розрахунку турбіни отримують в результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна, компресора та узгодження параметрів його лопаткових машин, то до початку розрахунку проточна частина двигуна, а отже, і його турбіни вже відомі.

Вихідними даними для газодинамічного розрахунку турбіни на середньому радіусі при заданій формі її проточної частини є величини, одержувані як внаслідок попередніх розрахунків, так і оцінювані за досвідом проектування турбін авіаційних ГТД (див.табл.1.20)

Таблиця 1.20 – Вхідні дані для газодинамічного розрахунку турбіни

$G_r = 25.53$ кг/с	$D_{гср} = 0.4768$ м	$z_{ТВТ} = 1$
$T_K^* = 713$ К	$D_{тср} = 0.4947$ м	$z_{ТНТ} = 1$
$P_r^* = 1766600$ Па	$h_r = 0.0418$ м	$z_{ТС} = 2$
$P_t^* = 762228$ Па	$h_t = 0.1807$ м	
$N_{ТВД} = 7620$ кВт	$n_{вд} = 14800$ об/хв	
$N_{ТНД} = 5430$ кВт	$n_{нд} = 11400$ об/хв	
$N_{ТС} = 8800$ кВт	$n_{тс} = 12000$ об/хв	

Ці величини отримано в результаті виконання термогазодинамічного розрахунку ТВаД та при узгодженні параметрів компресорів та турбін у двигуні.

Детальне профілювання проточної частини, яке виконано з урахуванням основних особливостей турбіни двигуна-прототипу, дає можливість отримати наступні розміри (табл. 1.21):

Таблиця 1.21 – Розміри турбіни

N _{ст}	D _{1ср} , м	D _{2ср} , м	h ₁ , м	h ₂ , м
1	0.4768	0.4947	0.0418	0.0479
2	0.5184	0.5427	0.0548	0.066
3	0.5427	0.5427	0.095	0.1236
4	0.5427	0.5427	0.152	0.1807

Розподіляємо потужності по ступеням турбіни з урахуванням їх завантаження у наступному вигляді:

$$U_{\text{СР.ТВТ}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{\text{ВТ}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,4947 \cdot 14800}{60} = 383.16 \text{ м/с}; \quad (1.7)$$

$$\mu_{\text{ТВТ}} = \frac{N_{\text{ТВТ}} \cdot 1000}{G_{\text{Г}} \cdot U_{\text{СР.ТВТ}}^2} = \frac{7620 \cdot 1000}{25.53 \cdot 383.16^2} = 2.034; \quad (1.8)$$

$$U_{\text{СР.ТНТ}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{\text{НТ}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5184 \cdot 11400}{60} = 309.28 \text{ м/с}; \quad (1.9)$$

$$\mu_{\text{ТНТ}} = \frac{N_{\text{ТНТ}} \cdot 1000}{G_{\text{Г}} \cdot U_{\text{СР.ТНТ}}^2} = \frac{5430 \cdot 1000}{25.53 \cdot 309.28^2} = 2.22; \quad (1.10)$$

$$U_{\text{СР.ТС}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{ср}} \cdot n_{\text{ТС}}}{60} = \frac{\pi \cdot 0,5427 \cdot 12000}{60} = 340.81 \text{ м/с}; \quad (1.11)$$

$$(\mu z)_{\text{ТС}} = \frac{N_{\text{ТС}} \cdot 1000}{G_{\text{Г}} \cdot U_{\text{СР.ТС}}^2} = \frac{8800 \cdot 1000}{25.53 \cdot 340.81^2} = 2.67; \quad (1.12)$$

де $\mu_{\text{ТС}(3)} = 1.36$.

$\mu_{\text{ТС}(4)} = 1.31$ тоді:

$$N_{(3)} = \frac{N_{\text{ТС}}}{(\mu z)_{\text{ТС}}} \cdot \mu_{\text{ТС}(3)} = \frac{8800}{2.66} \cdot 1.35 = 4480 \text{ кВт}; \quad (1.13)$$

$$N_{(4)} = N_{\text{ТС}} - N_{(3)} = 8800 - 4480 = 4320 \text{ кВт}; \quad (1.14)$$

Результати розрахунку заносимо до (таблиці 1.22).

Таблиця 1.22 – Параметри ступенів турбіни

Величини	Розмірність	I	II	III	IV
N	кВт	7620	5430	4480	4320
n	об/хв	14800	11400	12000	12000
ρ_T	—	0,4	0,4	0,38	0,39
D_{1cp}	м	0,4768	0,5184	0,5427	0,5427
D_{2cp}	м	0,4947	0,5427	0,5427	0,5427
h_1	м	0,0418	0,0548	0,095	0,1522
h_2	м	0,0479	0,066	0,1236	0,1807
C_{ca}	—	0,16	0,15	0,13	0,12
$C_{рк}$	—	0,2	0,15	0,15	0,1
G_{Bo}	—	0	0	0	0
G_{B1}	—	0,035	0	0	0
G_{B2}	—	0,095	0	0	0

Розрахунок газової турбіни здійснюється на ЕОМ з використанням програми Gdrgt.exe.(див.табл.1.23).

Таблиця 1.23 – Результати розрахунку турбіни

```

ГДР ГТ      Дата 29.09.21
Початкові данні:
4 2      106600.
25.53    1450.      .1767E+07  714.0      .0000      .6000      .8000
.8500    .4000E-01  .6000E-01
Кг=1.313  Рг= 290.0  Срг=1215.7
Схема друку:
Dc1      Dc2      h1      h2      Cmca      Cmpk      n
N        Lст*    Pi*     Pi      КПД      ro      ro1      T1w*
U1       C1      C1a     C1u     alf1     be1     L1      L1w
U2       C2      C2a     C2u     alf2     be2     L2      L2w
T1       T1*    P1      P1*     T2      T2*     P2      P2*
G1       G2      sca     bca     alfu     tca     fI      Zca
Pu       Pa      spk     bpk     beu     tpk     psi     Zpk
Тлса    Тлрк    sigm
Nст= 1
.477     .495     .350E-01  .410E-01  .160     .200     .148E+05
.762E+04 .284E+06  2.39     2.69     .887     .400     .318     .129E+04
370.     630.     186.     603.     17.1     38.6     .922     .456
384.     277.     227.     -158.     55.2     22.8     .449     .911
.126E+04 .142E+04 .100E+07 .168E+07 .112E+04 .115E+04 .657E+06 .738E+06
26.8     29.3     .285E-01 .469E-01  37.5     .384E-01 .962     39
.208E+05 .912E+04 .206E-01 .223E-01  67.8     .151E-01 .962     103
960.     899.     139.
Nст= 2
.518     .553     .535E-01 .590E-01  .150     .150     .114E+05

```


Продовження таблиці 1.21

.543E+04	.185E+06	1.91	2.16	.923	.400	.290	.107E+04
309.	514.	215.	467.	24.8	53.8	.835	.449
330.	264.	236.	-119.	63.2	27.7	.460	.851
.104E+04	.115E+04	.472E+06	.716E+06	972.	.100E+04	.341E+06	.386E+06
29.3	29.3	.308E-01	.377E-01	54.9	.243E-01	.967	67
.172E+05	.556E+04	.230E-01	.270E-01	58.4	.226E-01	.972	77
.115E+04	.102E+04	145.					
NCT= 3							
.553	.553	.950E-01	.100	.130	.120	.120E+05	
.448E+04	.153E+06	1.83	2.02	.914	.380	.162	926.
347.	473.	185.	435.	23.0	64.5	.824	.371
347.	219.	219.	-7.64	82.0	31.6	.408	.755
909.	.100E+04	.253E+06	.379E+06	854.	874.	.191E+06	.210E+06
29.3	29.3	.323E-01	.433E-01	48.2	.316E-01	.971	55
.130E+05	.755E+04	.230E-01	.288E-01	53.0	.238E-01	.975	73
.100E+04	876.	268.					
NCT= 4							
.553	.553	.145	.160	.120	.100	.120E+05	
.432E+04	.148E+06	1.97	2.25	.908	.390	.244E-01	803.
347.	469.	202.	423.	25.6	69.6	.873	.420
347.	238.	238.	-5.65	82.6	34.0	.479	.828
784.	874.	.131E+06	.206E+06	728.	752.	.934E+05	.107E+06
29.3	29.3	.315E-01	.501E-01	39.0	.404E-01	.974	43
.125E+05	.586E+04	.230E-01	.296E-01	51.1	.245E-01	.975	71
874.	753.	408.					
T _{г0} =1450.0 P _{г0} = .1767E+07 C _г =116.6 T _г =1444.4 P _г = .1738E+07							
D _{1c} = .477 h ₁ = .0350							

Схема проточної частини показана (рисунку 1.15).

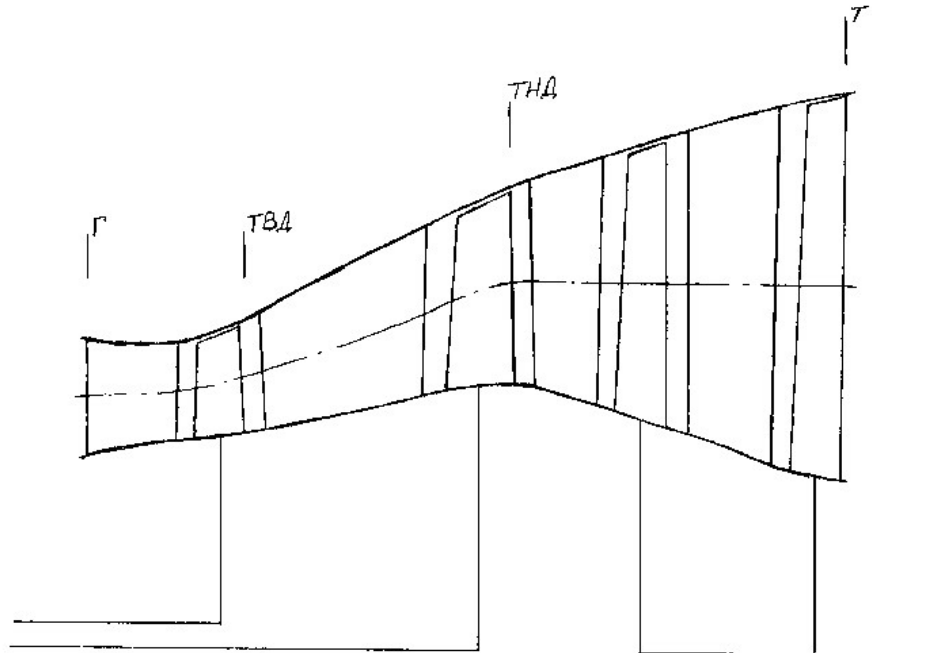


Рисунок 1.15 – Схема проточної частини турбіни

1.8.1 Висновки

В результаті розрахунку отримали геометричні, енергетичні та кінематичні параметри турбіни на середньому радіусі.

Була забезпечена міцність лопаток першого ступеня за рахунок її охолодження ($K_{\sigma\Sigma} = 2$). Отримані результати задовольняють умовам:

$$C_{2a} > C_{1a};$$

$$\alpha_{2IV} > 80^\circ;$$

$$\Delta\beta < 120^\circ;$$

$$p_{свв} > 0;$$

$$\alpha_1 > 15^\circ.$$

Коефіцієнти завантаженості турбіни по ступеням:

- ТВТ Іст $\mu z = 2.04$ - високонавантаженна ступінь;
- ТНТ ІІст $\mu z = 2.22$ - високонавантаженна ступінь;
- ВТ ІІІст $\mu z = 1.36$ – середньонавантажена ступінь;
- ІVст $\mu z = 1.31$ – середньонавантажена ступінь.

Отримано також прийнятні значення ККД ступенів, що знаходяться в межах від 0,887 до 0,923.

1.9 Проектування вихідного пристроя

При проектуванні ГТУ різного призначення та застосування важливим етапом є розрахунок та профільування вихідних патрубків. Основна мета при цьому – отримання максимального ККД за дотримання необхідних габаритів..

Здійснюємо перехід до еквівалентних величин:

$$D_{\text{екв.с}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}}; \quad (1.15)$$

де: $F_c = 1.228 \text{ м}^2$ – з газодинамічного розрахунку двигуна;

$$D_{\text{екв.с}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1.228}{3.14}} = 1.25 \text{ м};$$

$$D_{\text{екв.с}} = \sqrt{\frac{4 \cdot F_m}{\pi}}; \quad (1.16)$$

$$F_m = \frac{\pi(D_{\text{н.т}}^2 - D_{\text{вт.т}}^2)}{4}; \quad (1.17)$$

де $D_{\text{н.т}}$ і $D_{\text{вт.т}}$ – зовнішній і внутрішній діаметри турбіни 0.820 м і 0.435 м відповідно.

$$F_m = \frac{\pi(0.820^2 - 0.435^2)}{4} = 0.379 \text{ м}^2;$$

$$D_{\text{екв.с}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0.379}{3.14}} = 0.695 \text{ м};$$

Визначаємо довжину вихідного пристрою через кут розкриття дифузора який має бути $\leq 12^\circ$:

$$L_c = \frac{D_{\text{екв.с}} - D_{\text{екв.с}}}{2 \text{tg} \cdot \gamma}; \quad (1.18)$$

$$\gamma = 6^\circ;$$

де $L_c = 1.88 \text{ м}$.

Патрубок у перерізі С-С є еліпсом з півосями a і b , a – приймаємо трохи більше $D_{\text{н.т}}/2$.

Площа еліпса:

$$F_c = \pi ab \quad (a = 0.45 \text{ м}); \quad (1.19)$$

Знаходимо b :

$$b = \frac{F_c}{\pi \cdot a} = \frac{1.228}{3.14 \cdot 0.45} = 0.87.$$

1.9.1 Висновки

В результаті проектування вихідного патрубка отримали такі його основні розміри:

- довжина середньої лінії $L = 1.88 \text{ м}$;
- розміри в перерізі С-С патрубка;
- мала вісь еліпса $2a = 0.9 \text{ м}$;
- велика вісь еліпса $2b = 1.74 \text{ м}$.

2 Конструкторська частина

2.1 Опис конструкції двигуна

Висока потужність, низька робоча витрата палива, мала робоча маса двигуна отримані завдяки оптимізації параметрів робочого циклу та використанню високоміцних матеріалів та прогресивних технологій. Простота обслуговування та висока ремонтна здатність забезпечуються модульністю конструкції двигуна. Двигун розподілено на дев'ять основних модулів, кожен із яких є закінченим конструктивно-технологічним вузлом і може бути (крім основного модуля) демонтований та замінений без розбирання сусідніх модулів. Модулі двигуна:

- компресор низького тиску;
- корпус проміжний з компресором високого тиску;
- камера згоряння;
- ротор турбіни низького тиску;
- ротор турбіни високого тиску;
- корпус опор турбін;
- вільна турбіна;
- вал ведучий;
- труба вихлопна.

Конструктивна схема двигуна(див.рисунок 2.1).

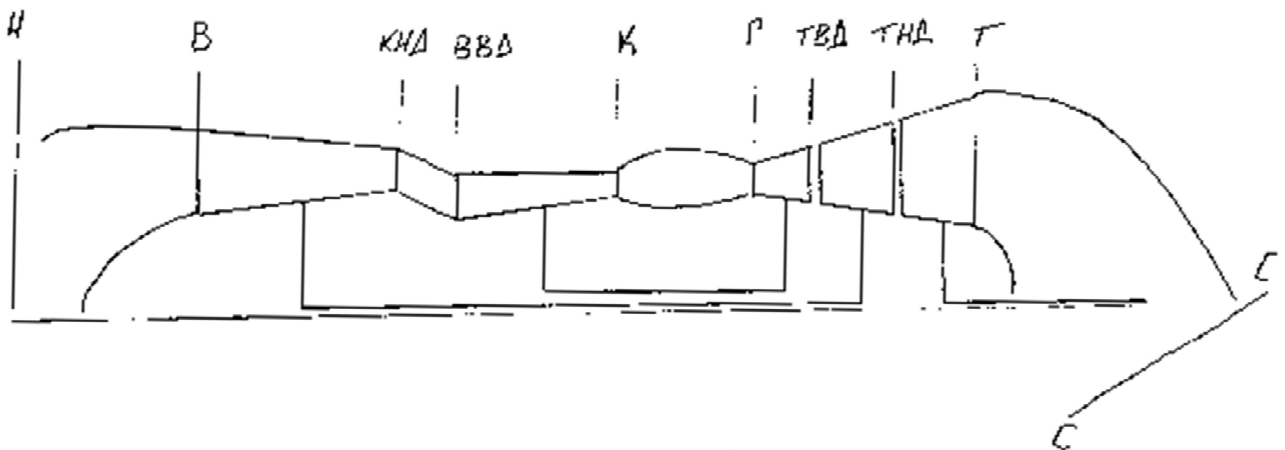


Рисунок 2.1 – Конструктивна схема двигуна

Двигун виконано за двовальною схемою з осьовим двокаскадним тринадцятиступінчастим компресором, проміжним корпусом, кільцевою камерою згоряння, двома ступенями турбін компресорів, вільною двоступінчастою турбіною та вихлопним пристроєм. Схема укладання роторів – шестиопорна, тобто кожен із трьох роторів встановлений на двох підшипниках. Особливістю двокаскадної схеми двигуна є поділ ротора на ротор низького тиску (РНТ) та ротор високого тиску (РВТ). Обидва ротори обертаються відповідно своїми турбінами і пов'язані між собою не жорстким, а газодинамічний зв'язком. Ротор вільної турбіни з'єднаний із трансмісією вертольота.

Компресор двигуна – осьовий, двокаскадний, тринадцятиступінчастий, складається з навколзвучового компресора низького тиску (КНТ) та звукового компресора високого тиску (КВТ).

КНТ розташований у передній частині двигуна за пилозахисним пристроєм (ПЗП) і призначений для стиснення повітря, що надійшло з ПЗП в двигун.

Подальше стискування повітря та подача його в камеру згоряння відбувається в компресорі високого тиску, який знаходиться за проміжним корпусом.

Для налаштування режиму роботи каскаду низького тиску двигуна є вхідний напрямний апарат (ВНА КНТ) з поворотними лопатками.

Для узгодження роботи каскадів двигуна, лопатки вхідного направляючого апарату КВТ також виконані поворотними.

Для забезпечення газодинамічної стійкості двигуна на запуску та малій частоті обертання роторів, у КНТ та КВТ передбачені клапани перепуску повітря. Наявність оглядових вікон у КНТ та КВТ дозволяє за необхідності оглядати робочі лопатки всіх ступенів роторів.

Компресор низького тиску (КНТ) – осьовий, шестиступінчастий, складається з переднього корпусу з вхідним напрямним апаратом (ВНА) КНТ, ротора, статора, клапанів перепуску повітря та підшипникового вузла передньої опори ротора. Кульковий підшипник передньої опори ротора встановлений на масляному демпфері.

Передній корпус КНТ – литий, складається із зовнішнього та внутрішнього кілець, з'єднаних між собою вісьма обтічними стільцями, утворює повітряний тракт на вході в компресор та здійснює силовий зв'язок передньої опори ротора КНТ з корпусними деталями двигуна.

Через внутрішні порожнини стільців подається гаряче повітря, що надходить з-за компресора при включенні системи протиобліднення, на обігрів ВНА КНТ, частина цього повітря йде на обігрів стільців.

До переднього фланця зовнішнього кільця переднього корпусу кріпиться проставка, що служить для кріплення пилозахисного пристрою (ПЗП) на вході в двигун. До переднього фланця внутрішнього кільця кріпиться заглушка, що замикає внутрішню повітряну порожнину, з'єднану з порожниною наддуву масляних ущільнень.

До заднього фланця зовнішнього кільця переднього корпусу кріпиться зовнішнє кільце ВНА КНТ, в якому встановлені верхні цапфи сорок лопаток ВНА. Нижні цапфи лопаток ВНА встановлені у внутрішньому роз'ємному кільці, яке кріпиться до заднього фланця внутрішнього кільця переднього корпусу.

У пазах на верхніх цапфах лопаток закріплені гвинтами важелі, які шарнірно з'єднані з кільцем, яке центрується відносно переднього корпусу десятьма катками. При монтажі ВНА КНТ на передній корпус лопатки ВНА встановлюються в трактовому каналі під певним кутом і лімба фіксується двома гвинтами при суміщеному положенні позначки «0» лімба з нульовим штрихом на стрілці-важелі.

Ротор КНТ – шестиступінчастий, дискобарабанної конструкції, складається з наступних основних деталей: робочих коліс 1, 2, 3 ступенів, зварної секції робочих коліс 4, 5, 6 ступенів, переднього валу, заднього валу, переднього лабіринту, заднього лабіринту із зубчастим вінцем – індуктором для датчика вимірювання частоти обертання ротора низького тиску безконтактним способом.

Робочі колеса 1,2,3 ступенів та секція 4,5,6 ступенів кріпляться між собою призонними болтами. До передніх фланців зварної секції ротора кріпиться передній вал. На валу змонтовано деталі передньої опори ротора. До диска ступені кріпиться задній вал. Хвостовик валу спирається на роликотпідшипник у корпусі опор турбіни та передає обертання ротору від турбіни низького тиску. На валу закріплений лабіринт заднього повітряного ущільнення. Кожне робоче колесо ротора складається з диска, робочих лопаток, встановлених в обід диска за допомогою замків типу «ластівкин хвіст». Від осьового переміщення лопатки зафіксовано пластинчастими замками.

Статор КНТ складається з корпусу, в якому встановлені п'ять вінців направляючих апаратів та шість робочих кілець.

Корпус КНТ – цілісний, із двома фланцями по торцях.

Заднім фланцем корпус кріпиться до проміжного корпусу. До переднього фланця корпусу КНТ кріпиться зовнішнє кільце ВНА КНТ. На поверхню корпусу приварені три ресивери з фланцями для кріплення клапанів перепуску повітря з-за третього ступеня з їх кожухами і два патрубки з фланцями для відбору повітря через четвертий ступень на наддув ущільнень турбіни.

На корпусі КНТ розташовані оглядові бобишки, що використовуються для введення оптичного інструменту, за допомогою якого здійснюється огляд робочих лопаток ротора КНТ в експлуатації.

Напрямні апарати всіх ступенів мають розтини в діаметральних площинах. Робочі кільця й лабіринтні кільця напрямних апаратів всіх ступенів мають м'які покриття, що легко приробляються. Спрямовуючий апарат виконаний цілісним і кріпиться до внутрішнього кільця проміжного корпусу.

Передня опора ротора – кульковий радіально-упорний підшипник із розрізною внутрішньою обоймою. Зовнішня обойма підшипника встановлена в пружному елементі типу "білице колесо". Пружній елемент кріпиться до фланця переднього корпусу. Поверх пружного елемента вдягнуто корпус опори. Між корпусом опори та пружним елементом передбачено замкнену порожнину, яка обмежена маслоущільнювальними кільцями. Під час роботи двигуна порожнина заповнюється олією, утворюючи масляний демпфер. Пружній елементу поєднанні з масляним демпфером забезпечує зниження динамічних навантажень, що передаються від обертового ротора на корпус двигуна. Змащення підшипника ротора КНТ здійснюється маслом, що підводиться до форсуночного кільця з чотирма форсуночними жиклерами. Внутрішня порожнина ротора КНТ відокремлена від масляної порожнини передньої опори заглушкою.

Корпус проміжний, встановлений між КНТ і КВТ – один із найголовніших елементів силової схеми двигуна, а також призначений для установки агрегатів двигуна та приводів до них. Він утворює повітряний тракт двигуна на своїй ділянці.

Корпус проміжний має форму двох усічених конусів, внутрішнього та зовнішнього, з'єднаних між собою вісьмома силовими стільцями-ребрами.

Між зовнішнім та внутрішнім конусами утворений канал повітряного тракту двигуна, поділений на вісім відсіків.

До корпусу проміжного кріпляться:

- спрямовуючий апарат 6 ступеня КНТ;
- корпус КНТ;

- корпус КВТ;
- вхідний напрямний апарат КВТ;
- корпус передньої опори ротора ВТ.

Стільці-ребра виконані порожнистими і сполучаються із внутрішньою порожниною проміжного корпусу. Через два стільця-ребра проходять ресори, що передають обертання до приводів, встановлених у верхньому та нижньому коробкових припливах. Порожнини двох стільців-ребер служать для зливу масла з порожнини верхнього коробчастого припливу в порожнину центрального приводу. У ще одному стільці-ребрі виконано отвір для вимірювання тиску повітряно-мастильної суміші в порожнині центрального приводу. У наступному стільці-ребрі є канал, через який проходить трубопровід системи вимірювання тиску повітря перед безвитратним ущільненням підшипника КВТ. У спеціально виконаному каналі ще одного стільця-ребра розміщено електропроводи від датчиків частоти обертання роторів НТ та ВТ.

На зовнішній поверхні проміжного корпусу нижче верхнього коробчастого припливу є бобишки зі шпильками під кронштейн для встановлення на них електромагнітних клапанів пускового палива, системи протиобліднення ВНА КНТ і сигналізатора відкритого положення клапанів перепуску повітря КНТ; фланець установки вузла фіксації ВНА КНТ із лімбом.

На зовнішньому конусі у верхній та нижній частинах є коробчасті припливи з фланцями для установки агрегатів. На верхньому коробчастому припливі розташовані фланці для установки наступних агрегатів: паливного регулятора, блоку насосів, відцентрового суфлера, повітряного стартера, датчика частоти обертання ротора ВТ, сигналізатора перегріву повітряно-масляної суміші в порожнині верхнього коробчастого припливу, а також є бобишки з шпильками агрегатів запалювання.

На нижньому коробчастому приливі розташовані фланці для встановлення наступних агрегатів і пристроїв: повітровідділювача, маслоагрегату, піддону зі стружкосигналізатором і двох термостружко-сигналізаторів.

Компресор високого тиску (КВТ) – осьовий, семиступінчастий, складається з вхідного направляючого апарату (ВНА), ротора, статора, клапанів перепуску повітря з кожухами та підшипникового вузла передньої опори ротора ВТ.

Конструкція ВНА дозволяє проводити регулювання кутів установки лопаток на зібраному непрацюючому двигуні в стендових умовах. В експлуатації регулювання не допускається. Ротор КВТ барабанно-дискової конструкції.

Кульковий підшипник передньої опори ротора встановлений у пружному елементі з жорстким обмежувачем ходу.

ВНА розташований у передній частині КВТ. Консольні лопатки ВНА – з жорстко прикріпленими до цапф важелями, які поміщені в роз'ємне кільце, яке кріпиться до проміжного корпусу. Важелі пазами з'єднані зі штифтами на кільці, що синхронізує їх. Кільце катками центрується відносно бігової доріжки на робочому кільці ступені.

Синхронізуюче кільце приводним штирем пов'язане з валиком приводу, який монтується в проміжному корпусі та в корпусі-лімбі, закріпленому на проміжному корпусі. На хвостовику валика приводу кріпиться важіль-стрілка. При складанні ВНА лопатки встановлюються під певним (розрахунковим) кутом у трактовому

каналі проміжного корпусу, при цьому корпус-лімб встановлюють таким чином, щоб позначка "0" на лімбі збігалася з рискою на стрілці.

При необхідності змінити кут установки лопаток ВНА за допомогою регулювальних гвинтів стрілка встановлюється на потрібний кут за шкалою корпусу-лімба за технологією, яка виключає вплив зазорів у з'єднаннях вузла на кут установки лопаток. При цьому валик приводу повертає вкочуючому напрямку синхронізуюче кільце повороту, а катки прокочуються по опорній поверхні робочого кільця ступені і за допомогою важелів повертають на потрібний кут всі лопатки ВНА.

Ротор КВТ – семиступінчастий, барабанно-дискової конструкції, складається з секції ротора 1...5 ступенів, робочого колеса 6 та 7 ступенів, проставки, переднього валу та заднього валу.

Секція ротора 1...5 ступенів, робоче колесо 6 ступеня, проставка та робоче колесо 7 ступеня, передній та задній вали кріпляться між собою болтами. Передній вал кріпиться фланцем до диска 6 ступеня та проставки, а хвостовиком спирається на шарикопідшипник передньої опори ротора. На передньому валу встановлені деталі передньої опори ротора та провідна шестерня для приводу агрегатів двигуна. Задній вал кріпиться переднім фланцем до диску 7 ступеня та проставки.

Кожне робоче колесо ротора складається з диска та робочих лопаток, встановлених в обід диска за допомогою замків типу «ластівчин хвіст». Від осьового переміщення лопатки зафіксовано пластинчастими замками. Диски

1 ... 5 ступенів з'єднані електронно-променевим зварюванням.

Статор КВТ складається з корпусу, в якому встановлені шість вінців направляючих апаратів та сім робочих кілець. Корпус КВТ – цілісний, з двома фланцями по торцях. На передньому фланці, яким корпус кріпиться до проміжного корпусу, виконані отвори під шпильки кріплення та один отвір вгорі у вертикальній площині для штифта, що фіксує кутове положення корпусу КВТ щодо проміжного корпусу. На задньому фланці виконаний ряд отворів під гвинти кріплення до корпусу камери згоряння і один отвір, у який запресовується штифт, що фіксує колове положення набору робочих кілець 5,6 і 7 ступенів, НА 4,5 і 6 ступенів і корпусу камери згоряння. У першому ряду (вважаючи від переднього фланця) розташовані:

- п'ять фланців відбору повітря через третю ступінь КВТ, з них три фланці відбору на охолодження турбіни;

- фланець відбору повітря на протиобліднювальну систему двигуна;

- фланець відбору повітря для вирівнювання осьової сили вільної турбіни;

У другому ряду розташовані:

- два фланці відбору повітря з-за 4 ступеня КВТ на потреби ГТУ;

- один фланець відбору повітря з-за 4 ступеня КВТ на автомат управління клапанами (АУК) перепуску повітря із КНТ;

- один фланець відбору повітря на потреби ПОС двигуна;

- три фланці для встановлення клапанів перепуску повітря з-за 4 ступеня КВТ.

Робочі кільця всіх ступенів – цілісні. НА всіх ступенів мають розтини в діаметральних площинах. До внутрішніх кілець НА приварені по два лабіринтні кільця міжступеневих повітряних ущільнень. Робочі кільця і кільця міжступеневих повітряних ущільнень мають м'які покриття, що легко приробляються.

Передня опора ротора КВТ – кульковий, радіально-упорний підшипник із розрізною внутрішньою обоймою. Зовнішню обойму підшипника встановлено в пружному елементі типу «біliche колесо» для демпфування роторних коливань. Фланець пружного елемента кріпиться до проміжного корпусу. Змащення кулькового підшипника здійснюється трьома форсунками, встановленими на корпусі центрального приводу. Проникненню масла в порожнину ротора перешкоджають два контактні радіально-торцеві ущільнення та одне лабіринтне.

Камера згоряння (КЗ) – кільцевого типу, призначена для підігріву повітря після стиснення його в компресорі за рахунок згоряння палива в ній і для отримання заданої температури газів перед турбіною.

Камера згоряння розташована між компресором високого тиску (КВТ) і сопловим апаратом турбіни високого тиску, складається з корпусу, дифузора зі спрямовуючим апаратом ступеня КВТ та жарової труби.

Камера згоряння дифузором сполучена по робочому кільцю ступені КВТ і з'єднана переднім фланцем корпусу з корпусом КВТ болтовим з'єднанням. До соплового апарату турбіни високого тиску та статора турбіни низького тиску камера згоряння закріплена заднім фланцем корпусу за допомогою болтового з'єднання (частину болтів виконано призонними).

Підігрів повітря в камері згоряння здійснюється за рахунок тепла, що виділяється при згорянні в її жаровій трубі тонко розпорошеного палива, що безперервно впорскується 24 робочими форсунками, встановленими в завихрювачах і закріпленими на корпусі.

Запалення палива в камері згоряння під час запуску здійснюється двома пусковими запалювачами, встановленими на її корпусі.

Корпус КЗ складається з кожуха, переднього та заднього фланців.

На корпусі КЗ є:

- 24 фланці для кріплення робочих паливних форсунок;
- 2 фланця для кріплення пускових запалювачів;
- 2 фланці з вікнами для огляду жарової труби;
- фланець відбору повітря через КВТ на потреби ГТУ;
- бобишка відбору повітря через КВТ для регулятора частоти обертання вільної турбіни (синхронізація потужності спарки двигунів) та для клапана системи сигналізації помпажу; бобишка відбору повітря для сигналізатора помпажу; бобишка відбору повітря для паливного регулятора та датчика $P_{K\Sigma}$;
- 3 бобишки відбору повітря для двох автоматів керування клапанами перепуску повітря з компресора та 4 бобишки для їх кріплення; 2 бобишки - резервні;
- 2 бобишки для кріплення дренажного бачка;
- 2 бобишки для кріплення датчика перегріву;
- 2 бобишки для кріплення електропроводки від колодки термопар;
- фланець для кріплення клапана перепуску повітря через КВТ.

Дифузор з спрямовуючим апаратом (СА) ступені КВТ встановлений в корпусі КЗ і закріплений на його передньому фланці. Дифузор складається із зовнішньої та внутрішньої оболонок, з'єднаних між собою спрямовуючими лопатками.

До фланця дифузора прикріплено внутрішній кожух СА ТВТ.

Жарова труба – кільцевого типу, підвішена в кільцевому каналі корпусу КЗ на 24 порожнистих втулках, що оточують робочі паливні форсунки та фіксуються по отворах в обтічнику. Своїм зовнішнім та внутрішнім кожухами жарова труба спирається на СА ТВТ.

Зовнішній та внутрішній кожухи жарової труби виконані з окремих, з'єднаних між собою, кілець та забезпечені соплами. Спереду кожухи з'єднані між собою лобовим кільцем та обтічником. У лобовому кільці встановлені 24 завихрювачі з центральними отворами для встановлення робочих паливних форсунок.

Турбіна двигуна – осьова, реактивна, чотириступінчаста, перетворює енергію газового потоку на механічну енергію обертання компресорів двигуна, приводів агрегатів та трансмісії вертольота.

Турбіна розташована безпосередньо за камерою згоряння. До турбіни кріпиться вихлопний пристрій, що служить для зниження швидкості газового потоку за турбіною і відведення його у атмосферу.

Турбіна складається з одноступінчастої турбіни високого тиску (ТВТ), одноступінчастої турбіни низького тиску (ТНТ), кожна з яких включає статор і ротор, і двоступінчастої вільної турбіни (ТВ), яка складається зі статора, ротора та корпусу опор ротора вільної турбіни. Ротор ТВТ и ротор КВТ утворюють РВТ.

Ротор ТНТ і ротор КНТ утворюють РНД.

Ротор вільної турбіни з'єднаний із трансмісією вертольота.

Опорами роторів ТВД і ТНД, що є задніми опорами роторів ВТ і НТ, є роликотідшипники; опорами ротора вільної турбіни – кульковий підшипник та роликотідшипник. Всі опори роторів турбін мають пристрій для гасіння коливань роторів, що виникають при роботі двигуна – масляні демпфери опор роторів.

Ротори турбін не мають механічного зв'язку між собою, їх взаємодія зумовлена за рахунок газодинамічного зв'язку.

Усі підшипники охолоджуються та змащуються мастилом під тиском. Для запобігання нагріванню підшипників гарячими газами, їх масляні порожнини ізольовані радіально-торцевими контактними ущільнюваннями.

Турбіна високого тиску (ТВТ) – осьова, реактивна, одноступінчаста, призначена для перетворення частини енергії газового потоку згоряння, що надходить з камери, в механічну енергію, використовувану для обертання ротора компресора високого тиску і всіх приводних агрегатів двигуна.

ТВТ розташована за камерою згоряння, її статор кріпиться до корпусу та конічної балки корпусу камери згоряння. Опора ротора змонтована в статорі турбіни низького тиску (корпусі опор турбін), а ротор кріпиться до валу високого тиску компресора.

ТВТ складається зі статора та ротора.

Статор – сопловий апарат ТВТ включає: зовнішній корпус, внутрішній корпус, сектори соплових лопаток між ними, деталей змащення та ущільнення підшипника: форсуночного кільця, зовнішньої обойми переднього ущільнення, корпусу заднього ущільнення, що складається з обойми та кришки. чотирма гвинтами.

Зовнішній корпус має проставки із сопловими елементами лабіринтного ущільнення. Сектор соплових апаратів складається з лопаток, що охолоджуються повітрям, що відбирається з порожнини вторинного потоку камери згоряння, зовнішньої та внутрішньої полиць і має виступ для фіксації сектора в окружному

напрямку; в осьовому напрямку сектор фіксується буртиком, а в радіальному – пояском. Бурт і поясок входять у відповідні пази у внутрішньому та зовнішньому корпусах.

До внутрішнього поясу болтами кріпляться кільця із сопловими елементами лабіринтних ущільнень. Лопатки СА ТВТ – дефлекторні. Повітря для охолодження відбирається із порожнини вторинного потоку КЗ. У проточну частину повітря виходить через отвори на спинці та коритці лопатки і через щілину в хвостовій частині.

До зовнішнього та внутрішнього корпусів болтами кріпляться кільця із стільниковими елементами лабіринтних ущільнень. Товщина матеріалу стільників – 0.1 мм, товщина стільникового набору – 6...8 мм.

Зовнішній корпус центрується щодо корпусу камери згоряння призонними болтами і кріпиться до нього болтовими з'єднаннями, що складаються з болтів і гайок, що самоконтряться; внутрішній корпус кріпиться до конічної балки камери згоряння болтами.

Для витримування необхідного положення внутрішнього корпусу щодо зовнішнього корпусу соплового апарату встановлено дистанційне кільце. Внутрішній корпус служить опорою для соплових лопаток, для центрування внутрішнього кільця камери згоряння і має кільце ущільнювача, покрите для кращого приробітку металокерамічним складом. У внутрішньому корпусі виконані профільовані отвори для безударної подачі охолоджуючого повітря до робочого колеса першого ступеня турбіни.

Ротор ТВТ включає робоче колесо та задній вал. Робоче колесо складається з диска, що має на обід ялинкові пази, у кожному з яких кріпиться ліва та права робочі лопатки, що утворюють лопатковий вінець і зафіксовані пластинчастими фіксаторами, а також гребінців лабіринтних ущільнень.

Охолодження лопаток – конвективне, з поздовжнім перебігом повітря, яке відбирається для охолодження через компресор високого тиску. Кожна робоча лопатка, що охолоджується, має бандажну полицю з гребінцем лабіринтного ущільнення, полицю хвостовика і хвостовик "ялинкового типу".

На диску робочого колеса виконані дві полиці з лабіринтними гребінцями, що працюють разом із стільниковими вставками внутрішнього корпусу статора ТВТ.

Задній вал ТВТ кріпиться до диска робочого колеса фланцево-болтовим з'єднанням. Ротор ТВТ кріпиться до заднього валу компресора високого тиску стяжними болтами, що мають призонні ділянки, для центрування робочого колеса щодо заднього валу КВТ та передачі крутного моменту, а також призонні ділянки для центрування заднього валу ТВТ щодо робочого колеса.

На задньому валу, що має гребінці лабіринтних ущільнень, змонтовані деталі радіально-торцевого контактного ущільнення та внутрішнє кільце роликотидшипника, усередині валу – кільце ущільнювача.

Матеріал робочих лопаток – EI-929. Балансування виконується без ротора компресора за двома поясами: передній пояс – зніманням металу, задній – установкою балансувальних вантажів.

Турбіна низького тиску (ТНТ) – осьова, реактивна, одноступінчаста, призначена для перетворення частини енергії газового потоку згоряння, що

надходить з камери, в механічну енергію, використовувану для обертання ротора компресора низького тиску.

ТНТ розташована безпосередньо за ТВТ і складається зі статора та ротора. Її статор кріпиться до корпусу КЗ, опора монтується у статорі ТНТ, а ротор кріпиться до валу КНТ.

Статор ТНТ – силовий елемент двигуна. Це – зварено-відлита конструкція, що складається з внутрішнього корпусу з розвиненими ребрами, зовнішнього литого корпусу, з'єднаних між собою болтами, і секторів соплових лопаток, змонтованих між внутрішніми і зовнішніми корпусами. Стяжні болти посаджені з малим зазором (менше 24мкм) тому деталі статора незамінні.

До корпусу опор турбін болтами кріпляться переднє кільце ущільнювача і кожух, а у внутрішньому корпусі змонтовані зовнішні кільця роликотідшипників ТВТ і ТНТ з деталями демпферів опор і форсунка подачі масла. Подача масла до підшипників здійснюється з двох сторін, щоб виключити нерівномірне нагрівання та виникнення конусності обойм, яка може призвести до затискання та розвороту роликів.

Внутрішній корпус має кільця лабіринтних ущільнень із стільниковими елементами. Сопловий апарат виконаний у вигляді дев'яти секторів по 3 лопатки в кожному. Сектор складається з лопаток, зовнішньої та внутрішньої полиць. Лопатки СА ТНТ– дефлекторні, вони охолоджуються повітрям, що відбирається з-за третього ступеня КВТ. Отвори для виходу повітря – з боку коритця лопаток.

Зовнішня полиця сектора має опорні пояски для фіксації у радіальному напрямку та паз для фіксації в окружному напрямку. Внутрішня полиця має буртики для фіксації сектора в осьовому напрямку.

У зовнішньому корпусі розташовані фланці з маркуванням для кріплення трубопроводів:

- E01,E04,E09 – підведення повітря на охолодження лопаток СА та дисків роторів ТНТ та ТВТ;

- E02 – відбору повітря для вимірювання повітря за лабіринтною порожниною;

- E03 – підведення масла на мастило та охолодження підшипників опор ТВТ та ТНТ та масляні демпфери;

- E05,E06,E012 – підведення повітря на охолодження корпусу підшипників;

- E07 – відкачування масла;

- E10,E11 - суфлювання газу міжлабіринтної порожнини;

- E13,E14 – суфлювання маслоповітряної порожнини розташування опор роторів ТВТ і ТНТ, а також два вікна огляду стану робочих лопаток турбін, закритих заглушками, закріпленими гайками та законтреними дротом. Вікна огляду аналогічно вікнам огляду ТНТ закриті заглушками, гайки яких законтрені дротом.

Корпус опор центрується відносно корпусу КС призонними болтами і кріпиться до нього за допомогою гайок, що самоконтряться.

Ротор ТНТ складається з робочого колеса та валу, закріпленого до нього болтами. Робоче колесо складається з диска, на ободі якого виконані пази типу "ялинка". У пази встановлені робочі лопатки (кожний паз по одній), що мають бандажні полиці з двома гребінцями лабіринтного ущільнення. Фіксація робочих лопаток від осьових переміщень здійснюється пластинчастими фіксаторами. На валу

є гребінці лабіринтного ущільнення, монтуються деталі радіально-торцевого ущільнення та внутрішнє кільце роликотидшипника.

Крутний момент із ротора ТНТ на вал КНТ передається за допомогою шліцевого з'єднання. Одночасно вал КНТ центрується до валу ТНТ за двома поясками та кріпиться гайкою. Осьові зазори налаштовуються за допомогою регулювального кільця.

Балансування виконується без ротора КНТ за двома поясками: передній пояс – зніманням металу, задній – встановленням балансувальних вантажів.

Вільна турбіна (ВТ) – двоступінчаста, консольного типу, розташована за ТНТ і складається із статора, ротора та корпусу опор ротора. Своїм статором ВТ кріпиться переднім фланцем до статора ТНТ. За заднім фланцем до статора ВТ за допомогою 80 болтів, 10 з яких призонні, кріпиться корпус опор ВТ. Конструкція елементів вільної турбіни аналогічна конструкції елементів ТВТ та ТНТ. Вал вільної турбіни через муфту з'єднаний із головним редуктором трансмісії вертольота.

Статор ВТ складається із зовнішнього, двох внутрішніх корпусів, двох рядів секторів лопаток СА. Внутрішні корпуси – листові зварні конструкції. До них приклепані кільця із стільниковими елементами лабіринтних ущільнень. Обидва лопаткові вінці соплових лопаток мають по 13 секторів, кожен з яких складається із зовнішньої та внутрішньої полиць і 5 лопаток. Сектори – цільнолиті, неохолоджувані. Відносна фіксація секторів, зовнішнього та внутрішнього корпусів – виступами на зовнішніх та внутрішніх полицях. На зовнішньому корпусі у площині першого СА розташовані фланці кріплення термодатчика заміру температури газового потоку за робочим колесом ТНТ та вікно огляду лопаток ротора ВТ. Інше вікно огляду розташоване у площині другого соплового апарату.

Вікна огляду, аналогічно вікнам огляду ТНТ, закриті заглушками, гайками кріплення яких законтреним дротом.

Центрування статора здійснюється призонними болтами, кріплення виконано за допомогою гайок, що самоконтряться.

Ротор ВТ складається з двох РК, валу та кільця лабіринтного ущільнення, які з'єднані між собою болтами. РК складаються з дисків, у яких замками типу "ялинка" кріпляться робочі лопатки та фіксуються від осьового переміщення пластинчастими фіксаторами. Робочі лопатки мають бандажні полиці з лабіринтними гребінцями.

На валу змонтовані лабіринтні кільця, деталі радіально-торцевих контактних ущільнень, шестерня приводу регулятора частоти обертання, що одночасно є індуктором датчиків – вимірювачів частоти обертання, регулювальне кільце, внутрішнє кільце роликотидшипника. Усередині валу розвальцьована заглушка, що виключає перетікання гарячого повітря через вал.

Крутний момент з ротора ВТ за допомогою шліцевого з'єднання передається на провідний вал, що приводить у обертання трансмісію вертольота.

Роликотидшипник та шарикотидшипник ротора монтуються в корпусі опор ротора ВТ.

Корпус опор складається із зовнішнього та внутрішнього корпусів та 11 силових стільців, які захищені від впливу високих температур газу кожухами, що мають обтічну форму. Вся конструкція – зварена.

На зовнішньому корпусі розташовані правий і лівий фланці транспортувальної підвіски двигуна: дві такелажні сержки, кронштейн кріплення трубопроводу,

бобишки кріплення протипожежного колектора, вібродатчика (вібродатчик ставиться з боку зрізу вихлопного пристрою), фланці з маркуванням для кріплення трубопроводів: Ж01 підшипників та підведення вогнегасного складу у внутрішню порожнину корпусу опор; Ж02 – ежектора відцентрового суфлера; Ж03 – кріплення приводу регулятора ВТ; Ж04 – подачі повітря до радіально-торцевого контактного ущільнення шарикопідшипникової опори ротора ВТ (від третього ступеня КНТ); Ж05, Ж08 – ежектори дренажу КЗ та дренажного бачка; Ж07 – відкачування масла з масляної порожнини опор ротора ВТ; Ж10 – подачі повітря для врівноваження осьових сил на роторі ВТ (від четвертої ВТ КВТ); Ж11 – кріплення трубопроводу суфлювання корпусу опор турбін; Ж12 – подачі повітря до радіально-торцевого контактного ущільнення роликпідшипникової опори ротора ВТ від третього ступеня КНТ та виведення електропроводів від датчиків ДТА-10 частоти обертання ВТ; Ж13 – суфлювання масляної порожнини опор ротора ВТ. До внутрішнього корпусу кріпиться корпус лабіринтних ущільнень, корпус переднього лабіринтного ущільнення та корпус підшипника із зовнішнім кільцем роликпідшипника, форсункою подачі масла з фільтром та деталями масляного демпфера.

У масляній порожнині опор ротора ВТ змонтовані трубопровід підведення олії до форсунок, центральний привід регулятора частоти обертання ротора СТ з шестернею, датчики індукції частоти обертання ВТ.

Шарикопідшипникова опора ротора ВТ має деталі масляного демпфера та форсунку подачі масла з фільтром.

З боку вихлопного пристрою, у шарикопідшипникової опори ротора ВТ, розташоване кільце радіально-торцевого контактного ущільнення, кільце лабіринтного ущільнення, а на зовнішній поверхні фланець кріплення конічної балки.

Вихідний пристрій розташований безпосередньо за корпусом опор ротора вільної турбіни двигуна і служить для зниження швидкості та відведення в атмосферу газового потоку.

Для зменшення витоку газу вихлопним трактом встановлені кільця ущільнювачів. Вихлопна труба складається з внутрішнього кожуха та екрану конічної балки, які з'єднані між собою стійками.

Охолодження ТВТ, ТНТ та ВТ двигуна – повітряне, нерегульоване.

СА ТВТ охолоджується вторинним повітрям, що надходить із КЗ через отвори в корпусі. Повітря омиває всередині стінки соплових лопаток і виходить у проточну частину через отвори в передній кромці та щілини в задній кромці, забезпечуючи конвективне охолодження. Для ефективної циркуляції охолоджуючого повітря, лопатки забезпечені дефлекторами.

Ротор ТВТ також охолоджується вторинним повітрям, що відбирається за сьомою ступеню КВТ через щілину між РК і апаратом, що спрямовує. Частина цього повітря охолоджує вал ротора ВТ, маточину диска ТВТ та диск ззаду. Інша частина повітря через сьому ступень КВТ охолоджує диск ТВТ спереду і через профільовані отвори, що забезпечують ненаголошене натікання, потрапляє в порожнину робочих лопаток ТВТ, забезпечуючи їх конвективне охолодження з викидом повітря через периферійні кромки. Порожнини робочих лопаток ТВТ виконані у вигляді трьох поздовжніх каналів складної форми. Лабіринтні ущільнення робочого колеса ТВТ забезпечують задану витрату охолоджуючого повітря та величину наддуву

переднього ущільнювального пристрою масляної порожнини опор турбіни компресора.

СА ТНТ охолоджується повітрям, що надходить трьома зовнішніми трубопроводами через третю ступінь КВТ. Частина повітря охолоджує лопатки СА і через отвори в їх коритцях надходить у передмасляну порожнину, потім, омиваючи диски ТНТ та ВТ, виходить у тракт двигуна.

Корпус опори ВТ охолоджується повітрям, що відбирається з-за третьою ступеню КВТ і підводиться по зовнішньому трубопроводу. Стійки та корпуси, зовнішня частина статора СТ та центральний циліндр вихідного пристрою охолоджується повітрям, що надходить від вентилятора встановленого на гелікоптері. Наддув передмасляних порожнин здійснюється повітрям, що відбирається через четверту ступень.

2.1.1 Кріплення двигуна на вертольоті

Кріплення двигуна на гелікоптері здійснюється за допомогою підкосів, що закріплюються на проміжному корпусі двигуна (передній пояс підвіски), та задньої сферичної опори, що закріплюється на силовій балці корпусу опор вільної турбіни (задній пояс підвіски).

2.1.2 Масляна система та система суфлювання двигуна

Маслосистема двигуна – замкнута, циркуляційна, з теплообміном у магістралі відкачування. Вона забезпечує постійну подачу масла до всіх високонавантажених поверхонь, що труться, вузлів агрегатів під тиском, а до малонавантажених – барботажу і призначена для змащення поверхонь, що труться, відведення тепла від них і виносу сторонніх частинок.

- маслобак;
- повітряно-масляний радіатор;
- суфлер відцентровий;
- маслоагрегат;
- фільтр тонкого очищення;
- повітровідділювач;
- фільтр грубої очистки;
- паливно-масляний агрегат.

Як основне застосовується масло ІПМ-10, що має високі мастильні властивості і достатню термостабільність.

У систему суфлювання входять: відцентровий суфлер, трубопроводи та канали системи суфлювання.

Масляні насоси підшипника КНТ та підшипників турбін, а також насоси нижнього коробчастого припливу та центрального приводу повідомляються з порожниною верхнього коробчастого припливу; з цієї порожнини повітряно-масляна емульсія надходить у відцентровий суфлер, звідки масло зливається в піддон нижнього коробчастого припливу, а повітря скидається у вихідний пристрій.

Під час роботи маслосистеми контролюється мінімальний та максимальний рівень масла в маслобаку. Максимальний рівень використовується як сигнал при

заправці масла, а в польоті – як сигнал можливого попадання палива з паливно-масляного агрегату (у ПМА тиск масла менший за тиск палива). При запуску двигуна рівень масла в маслобаку зменшується (масло йде на заповнення трубопроводів та інших.). Тиск масла в двигуні контролюється датчиком поточного тиску і сигналізатором мінімального тиску для нагнітаючої секції маслоагрегата. Обидва сигнали реєструються.

Працездатність вузлів і деталей, що знаходяться в масляних порожнинах, контролюється за допомогою стружкосигналізаторів. Контроль температури виконується в магістралі нагнітання з видачею сигналу на прилад у кабіні.

Засоренність фільтра тонкої очистки контролюється перепадом тиску сигналізатором на заданому фільтрі з виведенням сигналу у кабіну та в автоконтролі в разі засорювання фільтра брудом, що рушує при заправці, а також стружкою, виникає при можливому руйнуванні деталей, включаючи немагнітні та інші частинки, які можуть бути пропущені стружкосигналізатором.

2.1.3 Паливна система

Паливна система забезпечує подачу палива в двигун у кількості, яка визначається положенням ричагів керування основним паливним регулятором, регулятором частоти обертання вільної турбіни, завантаженням вихідного валу двигуна та умовами польоту.

Паливорегулюючі агрегати здійснюють:

- автоматичне дозування палива при запуску, рвучкості, дроселюванні, на встановлених режимах;
- витримування постійної частоти обертання вільної турбіни при зміні умов польоту (висоти, швидкості, температури та тиску на вході в двигун);
- захист двигуна від перевищення частоти обертання роторів, температури газів та від розвитку помпажу.

2.1.4 Запуск

Автоматичний запуск.

Розкручування ротора високого тиску здійснюється повітряним турбостартером, встановленим на коробці приводів.

Як джерело стиснутого повітря для розкручування турбостартера можуть бути використані генератори стисненого повітря типу ТА-6В, ТА-8В, встановлені на вертольоті, або наземні джерела, а також працюючий двигун.

Програма запуску визначається автоматичною панеллю запуску, встановленою на вертольоті та паливорегулювальною автоматикою двигуна.

2.2 Розрахунок на міцність робочої лопатки першого ступеня компресора низького тиску

Робочі лопатки осьового компресора є відповідальними деталями газотурбінного двигуна, від надійної роботи яких залежить надійність роботи двигуна в цілому.

2.2.1 Навантаження, що діють на лопатки

Працюючи газотурбінного двигуна на робочі лопатки діють статичні, динамічні і температурні навантаження, викликаючи складну картину напруг.

Розрахунок на міцність пера лопатки виконуємо з огляду на вплив лише статичних навантажень. До них відносяться відцентрові сили мас лопаток, які з'являються при обертанні ротора, та газові сили, що виникають при обтіканні газом профілю пера лопатки та у зв'язку з наявністю різниці тисків газу перед та за лопаткою.

Відцентрові сили викликають деформації розтягування, вигину та кручення, газові – деформації вигину та кручення.

Напруги кручення від відцентрових, газових сил слабозакручених робочих лопаток компресора малі, і ними нехтуємо.

Напруження розтягування від відцентрових сил є найістотнішими.

Напруги згину зазвичай менше напруг розтягування, причому при необхідності для зменшення згинальних напруг в лопатці від газових сил її проектують так, щоб згинальні моменти, що виникають, від відцентрових сил були протилежні по знаку моментам від газових сил і, отже, зменшували останні.

2.2.2 Припущення, що приймаються при розрахунку

При розрахунку лопатки на міцність приймаємо такі припущення:

- лопатку розглядаємо як консольну балку, жорстко загорнуту в обід диска;
- напруги визначаємо по кожному виду деформації окремо;
- температуру в аналізованому перерізі пера лопатки вважаємо однаковою, тобто. температурні напруги відсутні;
- лопатку вважаємо жорсткою, а деформацією лопатки під дією сил та моментів нехтуємо;
- припускаємо, що деформації лопатки протікають у пружній зоні, тобто. напруги в пері лопатки не перевищують межу пропорційності.

2.2.3 Мета розрахунку

Мета розрахунку на міцність лопатки РК першого ступеня компресора - визначення напруги та запасів міцності в різних перерізах по довжині пера лопатки.

Як розрахунковий режим вибираємо режим максимальної частоти обертання ротора і максимальної витрати повітря через двигун. Цим умовам відповідає робочий режим роботи двигуна, тобто із частотою обертання 10136 об/хв.

2.2.4 Вихідні дані

1. Матеріал лопатки – ВТЗ-1
2. Довжина лопатки – $L=0.1057$ м;
3. Радіус кореневого перерізу – $R_k=0.1962$ м;
4. Радіус периферійного перерізу – $R_n=0.3019$ м;

5. Об'єм бандажної полиці – $V=0 \text{ м}^3$;
6. Хорда профілю перерізу пера – b
 - у кореневому перерізі – $b_k=0.0397 \text{ м}$;
 - у середньому перерізі – $b_{cp}=0.0397 \text{ м}$;
 - у периферійному перерізі – $b_n=0.0397 \text{ м}$;
7. Максимальна товщина профілю δ у перерізах:
 - у кореневому перерізі – $\delta_k=0.00478 \text{ м}$;
 - у середньому перерізі – $\delta_{cp}=0.00358 \text{ м}$;
 - у периферійному перерізі – $\delta_n=0.00239 \text{ м}$;
8. Максимальна стріла прогину профілю середніх ліній профілю в перерізах: в корньовому перерізі – $e_k=0.003607 \text{ м}$;
 - у середньому перерізі – $e_{cp}=0.001804 \text{ м}$;
 - у периферійному перерізі – $e_n=0.000984 \text{ м}$;
8. кут установки профілю – γ в перерізах:
 - у кореневому перерізі – $\gamma_k=1,205 \text{ рад}$;
 - у середньому перерізі – $\gamma_{cp}=1,017 \text{ рад}$;
 - у периферійному перерізі – $\gamma_n=0,48 \text{ рад}$;
9. Інтенсивність газових сил на середньому радіусі в окружному напрямку:

$$P_u = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} \cdot (\rho_2 \cdot C_{2a} \cdot W_{2u} \cdot \rho_1 \cdot C_{1a} \cdot W_{1u}); \quad (2.1)$$

10. Інтенсивність газових сил в осьовому напрямку:

$$P_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} \cdot (\rho_2 \cdot \rho_1 + C_{2a}^2 \cdot \rho_2 \cdot C_{2a}^2 \cdot \rho_1) \approx (P_1 \cdot P_2) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z}; \quad (2.2)$$

де r - радіус перерізу;
 z – кількість лопаток;
 ρ - щільність газу;

C_{1A} і C_{2A} - осева складова швидкості газу перед лопаткою, які дорівнюють 185 і 182,5 м/с;

W_{1U}, W_{2U} - колові складові швидкості газу перед і за лопаткою, які дорівнюють відповідно 186,72 і 86,58 м/с;

P_1, P_2 – тиск газу (повітря) перед і за лопаткою, рівні відповідно 71940 і 84990 Па ;

l - довжина лопатки.

$$P_U = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.2546}{30} \cdot (1.0646 \cdot 182.5 \cdot 86.58 - 0.9463 \cdot 185 \cdot 186.73) \\ = 846.16 \text{ Н/м}$$

$$P_{aП} = (84990 - 71940 + 182.5^2 \cdot 1.0646 - 185^2 \cdot 0.9463) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.3019}{30}$$

$$= 1019.3 \text{ Н/м}$$

$$P_{aП} = (84990 - 71940 + 182.5^2 \cdot 1.0646 - 185^2 \cdot 0.9463) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot 0.1962}{30} \quad (2.3)$$

$$= 662.4 \text{ Н/м}$$

11. Частота обертання робочого колеса:

$$n=11388 \text{ об/хв};$$

12. Густина матеріалу лопатки:

$$\rho=4500 \text{ кг/м}^3;$$

13. Межа тривалої міцності:

$$\sigma_{\text{длит}}=1050 \text{ МПа};$$

Згідно з нормами міцності мінімальний запас по статичній міцності профільної частини робочої лопатки компресора має бути не меншим 2,8...5,5.

2.2.5 Машинний рахунок

Розрахунок проводимо на ЕОМ за методикою [2]. Обчислення робимо за програмою Statlor.exe. Результати розрахунку (див у табл. 2.1 і на рис. 2.2 і 2.3).

Таблиця 2.1 – Результати розрахунку

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПЕРА РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ КОМПРЕСОРА

 ВЫПОЛНИЛ (А) : Konduforov V.D.

ВУЗОЛ ДВИГУНА: компресор МАТЕРІАЛ: ВТЗ

ПОЧАТКОВІ ДАННІ:

```

GT=      1.000000 CL=      1.057000E-01 RK=      1.962000E-01 RP=      3.019000E-01
VP=      0.000000E+00 UPP=      0.000000E+00 APP=      0.000000E+00
EN=      11388.000000 AA=      0.000000E+00 AU=      0.000000E+00 PU=      846.160000
PAK=      662.400000 PAP=      1019.300000 RO=      4500.000000
B=       3.970000E-02      3.970000E-02      3.970000E-02
D=       4.780000E-03      3.580000E-03      2.390000E-03
AP=      3.607000E-03      1.804000E-03      9.840000E-04
AL=      1.205000      1.017000      4.800000E-01
SPT=     1050.000000      1050.000000      1050.000000      1050.000000
          1050.000000      1050.000000      1050.000000      1050.000000
          1050.000000      1050.000000      1050.000000

```

Результати розрахунку на міцність пера лопатки

N	X	F	Jmin	Spakt	SизгА	SизгВ	SизгС
	m	m ²	m ⁴	МПа	МПа	МПа	МПа
1	.00000	.132E-03	.279E-09	123.250	57.209	67.789	-69.850
2	.01057	.125E-03	.189E-09	115.843	50.090	59.149	-70.089

Продовження таблиці 2.1

3	.02114	.118E-03	.156E-09	107.579	43.434	50.777	-64.229
4	.03171	.112E-03	.132E-09	98.430	37.022	42.605	-56.875
5	.04228	.105E-03	.111E-09	88.328	30.683	34.591	-48.517
6	.05285	.985E-04	.936E-10	77.182	24.317	26.754	-39.355
7	.06342	.919E-04	.778E-10	64.875	17.941	19.209	-29.619
8	.07399	.854E-04	.634E-10	51.251	11.737	12.204	-19.735
9	.08456	.788E-04	.501E-10	36.104	6.115	6.169	-10.475
10	.09513	.723E-04	.377E-10	19.152	1.807	1.767	-3.160
11	.10570	.658E-04	.260E-10	.000	.000	.000	.000
N	ScумA	ScумB	ScумC	Ka	Kb	Kc	
[МПа]	[МПа]	[МПа]					
1	180.459	191.039	53.400	5.818	5.496	19.663	
2	165.933	174.992	45.754	6.328	6.000	22.949	
3	151.013	158.356	43.351	6.953	6.631	24.221	
4	135.452	141.035	41.555	7.752	7.445	25.268	
5	119.010	122.918	39.810	8.823	8.542	26.375	
6	101.499	103.936	37.827	10.345	10.102	27.758	
7	82.816	84.083	35.256	12.679	12.488	29.782	
8	62.988	63.455	31.517	16.670	16.547	33.316	
9	42.220	42.273	25.629	24.870	24.839	40.968	
10	20.959	20.919	15.992	50.098	50.193	65.659	
11	.000	.000	.000	*****			

Графіки напружень і коефіцієнти запасів міцності лопатки (наведено у рисунках 2.2 і 2.3)

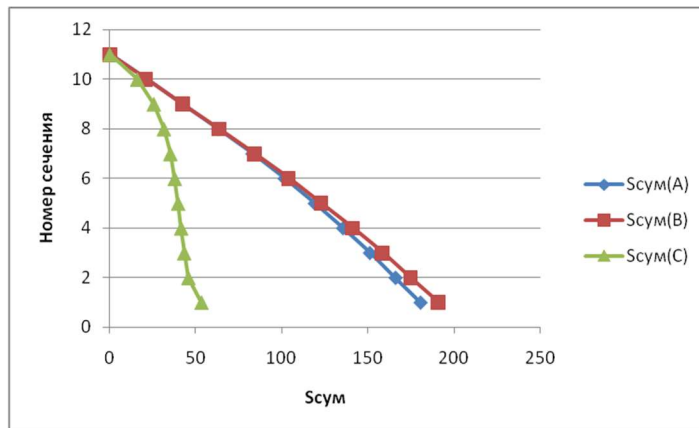


Рисунок 2.2 – Зміна напружень по перерізах лопатки

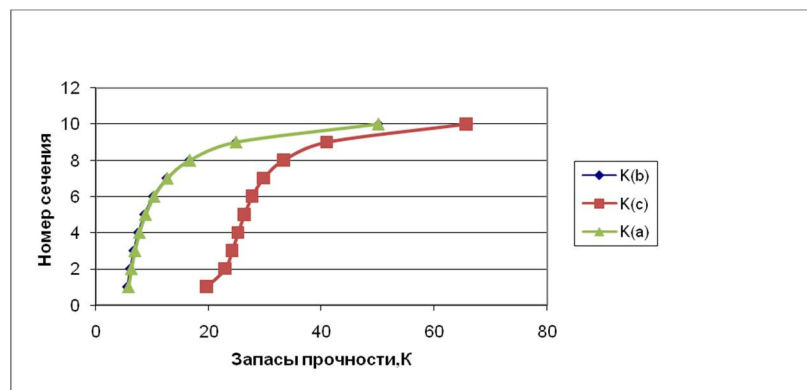


Рисунок 2.3 – Зміна коефіцієнтів запасу міцності по перерізах лопатки

2.2.6 Висновки

Здійснено розрахунок на статичну міцність пера робочої лопатки першого ступеня компресора. Як матеріал був використаний титановий сплав ВТЗ-1. Отримані значення запасів міцності у всіх перерізах задовольняють нормам міцності, оскільки коефіцієнт запасу міцності не повинен бути нижчим за 2.5.

2.3 Розрахунок динамічних коливань лопатки компресора та побудова частотної діаграми

Мета розрахунку – визначення частоти власних коливань робочої лопатки осевого компресора, й аналіз частотної діаграми з метою перевірки відсутності резонансних режимів у робочій області частот обертання.

2.3.1 Вихідні дані

Вихідні дані для розрахунку:

- 1) Радіус кореневого перерізу лопатки:

$$r_{КОРН} = 0.1962 \text{ м},$$

Висота лопатки:

$$h_{Л} = 0,1057 \text{ м};$$

- 2) Конструкційний матеріал та його характеристики:

Титановий сплав ВТЗ-1, густина:

$$\rho = 4500 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3};$$

Коефіцієнт Пуассона:

$$\mu = 0.3,$$

Межа міцності:

$$\sigma_{ДЛ} = 1050 \text{ МПа};$$

Модуль пружності:

$$E = 1.15 \cdot 10^{11} \text{ Па};$$

- 3) Секундна частота обертання ротора:

$$n_{СЕК} = 189.81 \frac{\text{об}}{\text{сек}}.$$

2.3.2 Визначення динамічних частот коливань робочої лопатки компресора

Для визначення динамічних частот було використано програму EOM dinlor.exe [5].

Таблиця 2.2 – Результати розрахунку

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНОЇ ЧАСТОТИ – 1 ФОРМИВИГІННИХ КОЛИВАНЬ ЛОПАТКИ КОМПРЕСОРА
ЕНЕРГЕТИЧНИМ МЕТОДОМ РЕЛЕЯ

ВЫПОЛНИЛ (А) : Konduforov V.D.

ВУЗЕЛ ДВИГУНА: компресор МАТЕРІАЛ: ВТЗ

ПОЧАТКОВІ ДАНІ:

```
E= 115000.000000 115000.000000 115000.000000 115000.000000
   115000.000000 115000.000000 115000.000000 115000.000000
   115000.000000 115000.000000 115000.000000
PO= 4500.000000 VP= 0.000000E+00 RP= 0.000000E+00
XP= 0.000000E+00 RK= 1.962000E-01 L= 1.057000E-01
FK= 1.320000E-04 FC= 9.850000E-05 FP= 6.580000E-05
JK= 2.790000E-10 JC= 9.360000E-11 JP= 2.600000E-11
NSM= 189.810000 EPS= 1.000000E-03
Q0= 1.600000 Q1= 2.500000
```

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ:

	Q	NS [об/с]	F1 [1/с]
1	1.90088800	.0	371.5169
2	1.90001000	19.0	373.6466
3	1.89858300	38.0	379.9626
4	1.89594700	56.9	390.2571
5	1.89259900	75.9	404.2191
6	1.88828900	94.9	421.4749
7	1.88308000	113.9	441.6277
8	1.87717100	132.9	464.2885
9	1.87102200	151.8	489.0966
10	1.86399500	170.8	515.7297
11	1.85666600	189.8	543.9075

За результатами розрахунку побудовано частотну діаграму (рис. 2.4). З початку координат проведені промені, що являють собою частоти збуджуючих сил, кратні частоті обертання ротора:

$$F_{\text{збудж}} = k \cdot n_c; \quad (2.4)$$

де k – число кратності, що визначає порядок гармонік збуджуючої сили:

$$k_1 = 8;$$

Тому що уперек перехідного каналу проходить 8 стільців:

$$k_2 = 40;$$

Оскільки перед робочим колесом знаходиться ВНА, що містить 40 лопаток).

Перетин ліній частот дає резонансні частоти (див. рис. 2.4). Всі ці частоти лежать поза областю робочої зони (до зони малого газу, що складає 72% від максимальної частоти обертання від $n_{MAX} = 189,8$ об/с, тобто $n_{MG} = 137$ об/с).

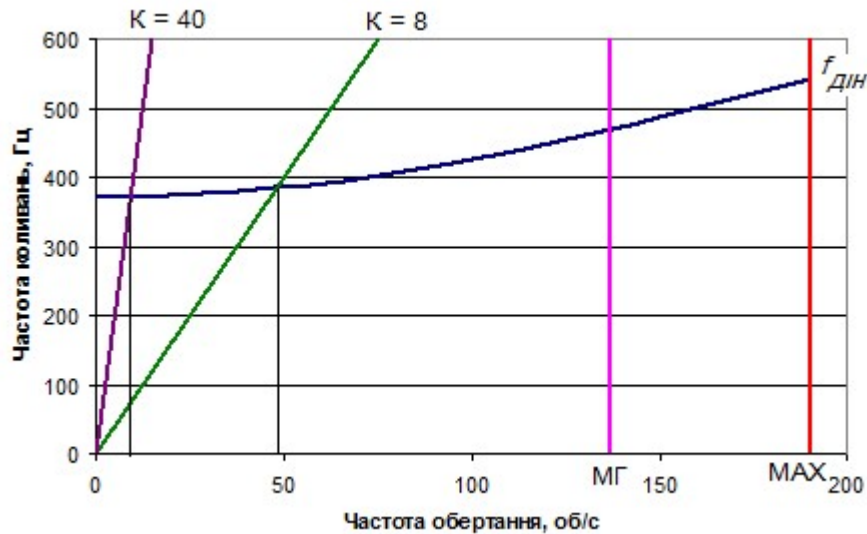


Рисунок 2.4 – Частотна діаграма лопатки компресора

2.3.3 Висновки

Провівши даний розрахунок, ми отримали значення динамічних частот першої форми згинальних коливань лопатки компресора, можливих при обертанні ротора компресора на різних оборотах робочого режиму.

Побудували частотну діаграму, з якої видно, що в робочому діапазоні частот обертання ротора компресора не виникає резонанс.

2.4 Розрахунок на міцність диска компресора

Диски компресора – це найвідповідальніші елементи конструкцій газотурбінних двигунів. Від досконалості конструкцій дисків залежить надійність, легкість конструкцій авіаційних двигунів загалом.

2.4.1 Навантаження, що діють на диски

Диски знаходяться під впливом інерційних відцентрових сил, що виникають при обертанні від маси робочих лопаток та маси дисків. Ці сили викликають у дисках напруги, що розтягують. Від нерівномірного нагрівання дисків турбін виникають температурні напруги, які можуть викликати як розтягування, так і стиснення елементів диска.

Крім напруг розтягування та стиснення, в дисках можуть виникати напруги кручення та вигину. Напруги кручення з'являються, якщо диски передають крутний момент, а згинальні - виникають під дією різниці тисків і температур на бічних поверхнях дисків, від осьових газодинамічних сил, що діють на робочі лопатки, від вібрації лопаток і самих дисків, під дією гіроскопічних моментів, що виникають літака.

З перерахованих напруг найістотнішими є напруги від відцентрових сил власної маси диска і вінця, а також температурні (у разі нерівномірного нагрівання диска). Напруги вигину залежать від товщини диска та способу з'єднання дисків між собою та з валом і можуть бути значними лише у тонких дисках. Напруги кручення зазвичай невеликі й у розрахунках здебільшого не враховуються.

2.4.2 Припущення, що приймаються під час розрахунку

При розрахунку приймаємо такі припущення:

- диск вважається симетричним щодо серединної площини, перпендикулярної осі обертання;
- диск перебуває у напруженому стані;
- температура диска змінюється тільки за його радіусом і рівномірна товщині;
- напруги на будь-якому радіусі не змінюються по товщині;
- наявність отворів та бобишок на полотні диска, окремих виступів та проточок на його частинах не береться до уваги.

2.4.3 Мета розрахунку

Метою розрахунку є визначення напруги та запасів міцності в різних перерізах по радіусу диска.

2.4.4 Вихідні дані

1. Частота обертання диска:

$$n = 11388 \text{ об/хв};$$

2. Геометричні розміри диска в розрахункових перерізах (наведено на рис. 2.5);

3. Матеріал диска – титановий метал ВТ3-1;

4. Густина матеріалу:

$$\rho = 4500 \text{ кг/м}^3;$$

5. Напруга у кореновому перерізі пера лопатки від розтягування відцентровими силами на розрахунковому режимі:

$$\sigma_{рк} = 123,25 \text{ МПа};$$

6. Площа кореневого перерізу лопатки:

$$F_k = 0.000132 \text{ м}^2;$$

7. Число лопаток на робочому колесі:

$$Z = 30;$$

8. Площа радіального перерізу розрізної частини обода:

$$F = 0,00026 \text{ м}^2;$$

9. Радіус центру ваги площі радіального перерізу:

$$R_f = 0.1912 \text{ м};$$

10. Межа тривалої міцності – 1050 МПа.

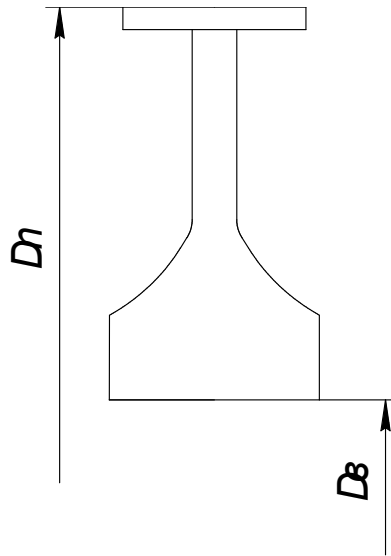


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема диска.

2.4.5 Основні розрахункові рівняння для визначення напружень в диску від відцентрових сил і нерівномірного нагріву

Для розрахунку диска на міцність використовуємо два диференціальні рівняння:

$$d\sigma_r = -\sigma_r \left(\frac{db}{b} + \frac{dR}{R} \right) + \sigma_\tau \frac{dR}{R} - \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2 \cdot \frac{dR}{R} \quad (2.5)$$

$$d\sigma_r = \sigma_r \left(\frac{dR}{R} + \frac{dE}{E} \right) + \sigma_\tau \left(\frac{dR}{R} - \mu \frac{db}{b} - \mu \frac{dE}{E} \right) - \mu \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R^2 \cdot \frac{dR}{R} - Ed(\alpha t) \quad (2.4)$$

де σ_r і σ_τ - радіальні та окружні нормальні напруження;
 b, R – поточні значення товщини та радіусу диска;
 ω – кутова швидкість обертання диска;
 ρ – щільність матеріалу диска;
 E – модуль пружності матеріалу диска;
 μ – коефіцієнт Пуассона;
 α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу диска;
 t – температура елемента диску на радіусі.

Точні рішення диференціальних рівнянь можуть бути отримані лише для обмеженого числа профілів. Застосовуємо наближений метод визначення напруги в диску – метод кінцевих різниць. Розрахунок диска цим методом заснований на наближеному рішенні системи диференціальних рівнянь шляхом заміни диференціалів, що входять до них, кінцевими різницями. Для розрахунку диск розбиваємо на перерізи. При виборі розрахункових перерізів дотримуватимемося наступних умов:

$$\frac{R_n}{R_{n-1}} \leq 1.4 \dots 1.5;$$

$$0.8 \leq \frac{b_n}{b_{n-1}} \leq 1.2$$

Напруження від відцентрових сил лопаток та замкової частини обода може бути визначено для випадку, коли лопатки та диск виготовлені з матеріалу з однаковою густиною, за формулою:

$$\sigma_{Rл} = \frac{Z \cdot \sigma_{PK} \cdot F_k + \rho \cdot f \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_f^2 \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot R_k \cdot b_k}$$

$$= \frac{30 \cdot 123.5 \cdot 10^6 \cdot 0.000132 + 4500 \cdot 0.00026 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.2012^2 \cdot 1192^2}{2 \cdot \pi \cdot 0.1962 \cdot 0.026} \quad (2.5)$$

$$= 27.19 \text{ Мпа};$$

де R_k – зовнішній радіус нерозрізної частини обода диска; b_k - ширина обода диска на радіусі R_k .

2.4.6 Розрахунок на ЕОМ

Розрахунок проводимо на ЕОМ, за методикою [4]. Обчислення робимо за програмою Disk_112.exe.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунку

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ДИСКІВ КОМПРЕСОРІВ

 ВЫПОЛНИЛ(A) : Konduforov V.D.

ПОЧАТКОВІ ДАНІ:

DP= 0 DT= 0
 Частота обертів = 11388.6 об/хв
 Кількість розрахункових перерізів = 16
 Кількість стрибків на контурі = 1
 Контурне навантаження = 27.190 МПа
 AZ= 0 VZ= 0 NZ= 1 QZ= 0
 Коэффициент Пуассона = .30
 R(1)= .1180 R(2)= .1250 R(3)= .1340 R(4)= .1386
 R(5)= .1425 R(6)= .1455 R(7)= .1479 R(8)= .1502
 R(9)= .1517 R(10)= .1532 R(11)= .1540 R(12)= .1630
 R(13)= .1720 R(14)= .1830 R(15)= .1830 R(16)= .1862
 B(1)= .0340 B(2)= .0340 B(3)= .0340 B(4)= .0280
 B(5)= .0230 B(6)= .0190 B(7)= .0160 B(8)= .0130

Продовження таблиці 2.3

$B(9) = .0110$ $B(10) = .0090$ $B(11) = .0080$ $B(12) = .0080$

$B(13) = .0080$ $B(14) = .0080$ $B(15) = .0260$ $B(16) = .0260$

$NRS(Z) = 14$

Густина матеріалу = 4500.00

Межа тривалої міцності матеріалу 1050.0

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ:

I	R(I), М	B(I), М	SR, МПА	ST, МПА	SEK, МПА	ZAP
1	.1180	.0340	.00	289.69	289.69	3.6
2	.1250	.0340	11.74	270.87	265.20	4.0
3	.1340	.0340	22.94	249.98	239.33	4.4
4	.1386	.0280	30.78	242.16	228.32	4.6
5	.1425	.0230	38.68	236.91	220.14	4.8
6	.1455	.0190	46.86	233.79	214.24	4.9
7	.1479	.0160	55.05	232.40	210.34	5.0
8	.1502	.0130	65.94	232.08	207.13	5.1
9	.1517	.0110	76.30	232.97	205.72	5.1
10	.1532	.0090	90.26	235.09	205.41	5.1
11	.1540	.0080	100.26	237.14	206.19	5.1
12	.1630	.0080	99.13	226.40	196.58	5.3
13	.1720	.0080	96.51	216.48	187.85	5.6
14	.1830	.0080	91.69	205.06	177.92	5.9
15	.1830	.0260	28.21	186.02	173.64	6.0
16	.1862	.0260	27.19	182.12	170.17	6.2

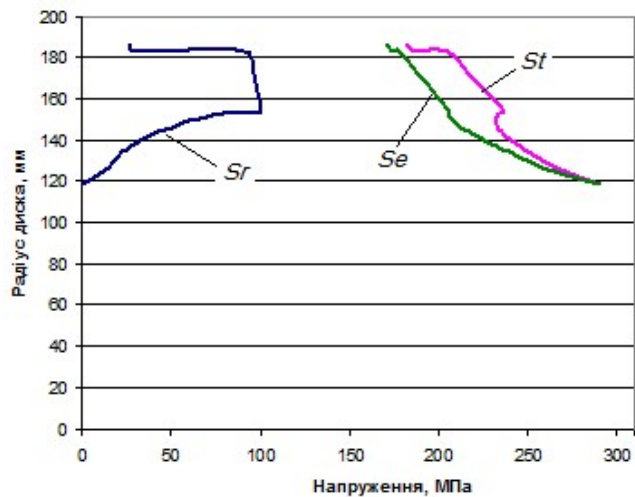


Рисунок 2.6 – Зміна напружень по перерізах диска

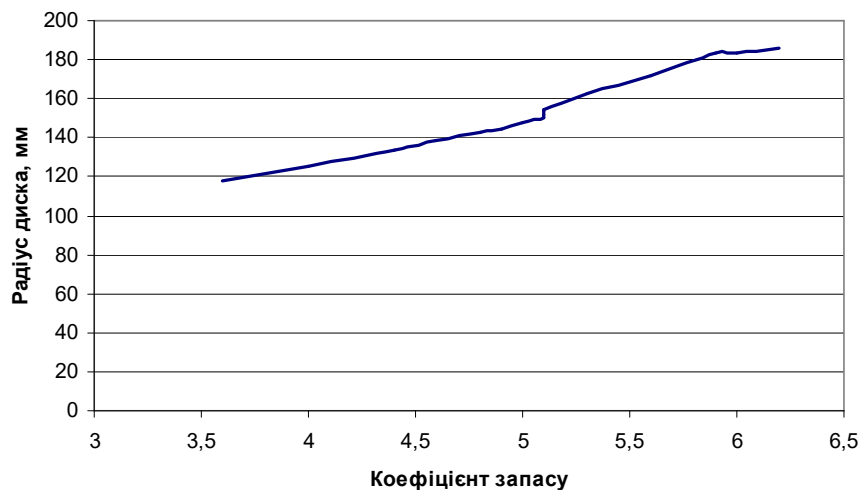


Рисунок 2.7 – Зміна коефіцієнта запасу міцності по перерізах диска

2.4.7 Висновки

Здійснено розрахунок статичної міцності диска першого ступеня компресора. З отриманих результатів випливає, що значення запасів міцності у всіх перерізах задовольняють нормам міцності (припустимий коефіцієнт запасу міцності диска знаходиться в діапазоні $1.5 < K < 2.5$). Показано зміну коефіцієнта запасу міцності за висотою диска. Наслідком таких великих значень запасів міцності, а також розподіл навантаження є надмірне спрощення істинної форми диска.

2.5 Розрахунок на міцність замку лопатки

У цьому розрахунку визначається міцність замку лопатки першого ступеня КНТ проектного двигуна. Кріплення лопатки трапецієподібне типу "ластівчин хвіст". Розрахунок проводимо за методикою, викладеною в [6].

2.5.1 Сили, що враховуються при розрахунку замку лопатки

На лопатку діють відцентрова сила $P_{цл}$, окружна складова газової сили:

де P_u - осьова складова газової сили P_a ;

Сила $P_{цл}$ – викликає розтяг сили P_u ;

P_a – вигин ніжки лопатки. Крім того, ніжка лопатки сприймає напруження кручення – від відцентрових та газових сил.

Величини напруги в замку лопатки залежать від величин діючих сил, від конструкції замку і від того, як посаджена ніжка лопатки в паз диска.

Розрахунок замку лопатки ведемо на відцентрову силу, що становлять від газових сил нехтуємо.

Також враховуємо відцентрові сили, що виникають при обертанні маси самого замку $P_{цв}$.

Метою розрахунку є визначення напруги зминання на майданчиках контакту лопатки з диском відцентрових сил лопатки.

2.5.2 Розрахунок на міцність

Відцентрова сила лопатки $P_{цл}$ включає дві складові: відцентрову силу пера лопатки $P_{цп}$ та відцентрову силу хвостовика лопатки $P_{цхв}$.

$$P_{цл} = P_{цп} + P_{цхв}; \quad (2.6)$$

де $P_{цп} = \sigma_{PK} \cdot F_K$,

σ_{PK} – напруга в кореновому перерізі пера лопатки від розтягування відцентровими силами на розрахунковому режимі, значення беремо з розрахунку лопатки:

$$\sigma_{PK} = 123,25 \text{ МПа};$$

де F_k – площа кореневого перерізу лопатки;

$$F_k = 0.132 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2; \quad (2.7)$$

$$P_{цхв} = m_{хв} \cdot R_{ц.т.хв} \cdot \omega^2 = 0.5 \cdot \rho(h_2 + h_1) \cdot \delta \cdot b_a \cdot R_{ц.т.хв} \cdot \left(\pi \cdot \frac{n}{30}\right)^2; \quad (2.8)$$

де h_1, h_2, δ, b – геометричні розміри замку лопатки (див. рис. 2.8).

З умови рівноваги сил, що діють у замку лопатки в радіальному напрямку сила реакції стінок паза дорівнює:

$$N = \frac{P_{цл}}{2 \cdot (\cos\alpha + f \cdot \sin\alpha)}; \quad (2.8)$$

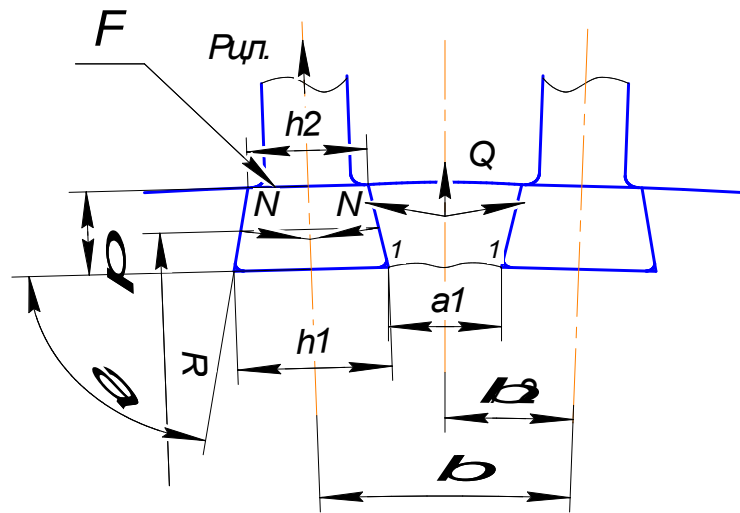


Рисунок 2.8 – Розрахунок замку на міцність

Напруга зминання:

$$\sigma_{см} = \frac{N}{F}; \quad (2.9)$$

де F – площа бічної грані паза, на якій діє сила N :

$$F = \left(\frac{h_1 - h_2}{2}\right) \cdot \frac{1}{\cos\alpha} \cdot b; \quad (2.10)$$

α – кут нахилу бічної грані паза до поверхні перпендикулярної осі лопатки, приймаємо:

$$\alpha = 70^\circ.$$

Визначимо за формулою:

$$h_2 = \frac{1}{3} \cdot l_{h_2}; \quad (2.11)$$

$$h_2 = \frac{1}{3} \cdot 41 = 13.7 \text{ мм.}$$

Підставляючи вихідні дані, отримуємо:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{см}} &= \frac{N}{F} = \frac{\sigma_{\text{rk}} \cdot F_k + 0.5\rho(h_1 + h_2) \cdot \delta \cdot b_a \cdot R_{\text{ц.т.хв}} \cdot \left(\pi \cdot \frac{n}{30}\right)^2}{(h_1 - h_2) \cdot b \cdot \frac{1}{\cos\alpha}} \\ &= \frac{123.25 \cdot 10^6 \cdot 0.132 \cdot 10^{-3} + 0.5 \cdot 4500 \cdot (0.021 + 0.0137) \cdot 0.01 \cdot 0.1912 \cdot 1192^2}{(0.021 - 0.0137) \cdot 0.0397 \cdot \frac{1}{\cos 70^\circ}} \\ &= \frac{21783.75}{0.000558} = 39,04 \text{ (МПа);} \end{aligned}$$

$$k = \frac{[\sigma_{\text{см}}]}{\sigma_{\text{см}}} = \frac{280}{39.04} = 7,17; \quad (2.12)$$

Сила, що діє на перемичку диска в перерізі 1 – 1, визначаємо за формулою:

$$\begin{aligned} Q &= 2 \cdot N \cdot \sin\left(90 - \alpha + \frac{\beta}{2}\right) + \Delta P_{\text{ц.об.}} = 2 \cdot 21783,75 \cdot \sin(20 + 6) + 7199 \quad (2.13) \\ &= 26297.7 \text{ Н} \end{aligned}$$

де $\beta = 12^\circ$ – кут між осями лопаток;

$$\begin{aligned} P_{\text{ц.об.}} &= \Delta m_{\text{об.}} \cdot R_{\text{ц.т.об.}} \cdot \omega^2 = \rho \cdot \left(\frac{a_1 + a_2}{2}\right) \cdot \delta \cdot R_{\text{ц.т.об.}} \cdot \omega^2 \quad (2.14) \\ &= 4500 \cdot \frac{0.018 + 0.0273}{2} \cdot 0.01 \cdot 0.026 \cdot 0.1912 \cdot 1192^2 = 7199 \text{ Н} \end{aligned}$$

$P_{\text{ц.об.}}$ – відцентрова сила одного замкового виступу диска.

Напруга розтягування у перерізі 1 – 1 диска розраховуємо за формулою [5 , стр. 210]:

$$\sigma_{P.1-1} = \left(\frac{Q}{b_{1-1}}\right) = \frac{26297.7}{39.7 \cdot 18 \cdot 10^{-6}} = 36.8 \text{ МПа} \quad (2.15)$$

де b_{1-1} та a_1 довжина та ширина майданчика в перерізі 1 – 1 відповідно (див. рис. 2.8.).

$$k = \frac{[\sigma_{P.1-1}]}{\sigma_{P.1-1}} = \frac{950}{63.86} = 14.87.$$

2.5.3 Висновки

Замок лопатки задовольняє нормам міцності на зминання, отримане значення $\sigma_{см} = 39,04$ МПа, що менше, ніж допускається $[\sigma_{см}] = 280$ МПа. Обід диска також має високий запас міцності на розрив.

2.6 Розрахунок на міцність зовнішнього корпусу камери згоряння

Спосіб розрахунку на міцність залежить від конструкції камери згоряння. Напруги, що викликають поломку, часто відбувається від частих змін режиму роботи двигуна, у яких відбувається різкий перепад температур. Аналіз поломок показує, що частина з них відбувається через температурну напругу в матеріалі.

Камера згоряння розраховується на міцність та стійкість на максимальному режимі роботи двигуна при польоті біля землі в зимових умовах. Розрахунок проводиться у припущенні, що розрив відбувається за твірною. З метою спрощення розрахунку допускається представляти зовнішній корпус як циліндричної оболонки, з діаметром, рівним середньому діаметру реального корпусу.

2.6.1 Початкові дані

де Радіус оболонки: $R=264$ мм.;
Товщина оболонки: $\delta=2,9$ мм.;
Тиск зовні: $P_{нар}=101325$ Па.;
Тиск усередині: $P_{вн}=1906000$ Па.;

Надлишковий тиск знаходимо за формулою:

$$P_{надл.} = P_{зовн.} - P_{нар.} = 1906000 - 101325 = 1804675 \text{ Па}; \quad (2.16)$$

$$\sigma = \frac{P_{надл.} \cdot R}{\delta} = \frac{1804675 \cdot 0.264}{0.0029} = 164.3 \text{ МПа}. \quad (2.17)$$

Матеріал: ХН70ВМТЮФ.

Коефіцієнт запасу при $\sigma_0 = 570$ МПа дорівнює:

$$k = \frac{\sigma_0}{\sigma} = \frac{570}{164.3} = 3.46. \quad (2.18)$$

Внутрішній корпус камери згоряння працює без перепаду тиску, тому немає необхідності виконувати її розрахунок на стійкість.

2.6.2 Висновки

Результати розрахунку зовнішньої оболонки камери згоряння показали, що оболонка відповідає нормам міцності (отриманий коефіцієнт запасу міцності знаходиться в діапазоні допустимих значень $K \geq 1.5$)

2.7 Розрахунок на міцність пера робочої лопатки турбіни

Розрахунок ведемо за допомогою навчального посібника [7].

Робоча лопатка турбіни є дуже відповідальною деталлю газотурбінного двигуна, від надійності роботи якої залежить надійність роботи двигуна загалом.

Працюючи авіаційного двигуна на робочу лопатку діють статичні, динамічні і температурні навантаження, викликаючи складну картину напруг.

Розглянемо розрахунок на міцність пера лопатки турбіни високого тиску лише від дії статичних навантажень. До них відносяться відцентрові сили мас лопаток, які з'являються при обертанні ротора, та газові сили, що виникають при обтіканні газом профілю пера лопатки та у зв'язку з наявністю різниці тисків газу перед та за лопаткою.

Відцентрові сили викликають деформації розтягування, вигину та кручення, газові – деформації вигину та кручення.

Напруги кручення від відцентрових і газових сил зазвичай малі і ними нехтують

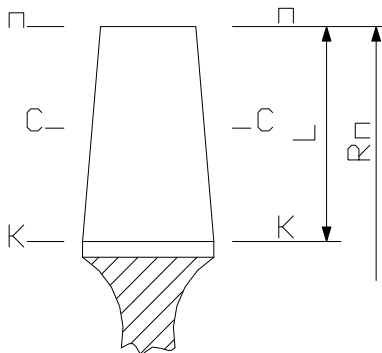


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема лопатки

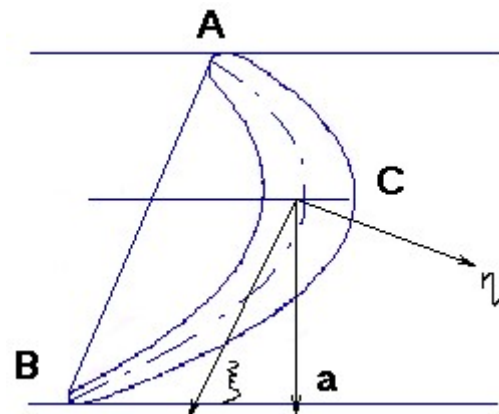


Рисунок 2.10 – Схема навантаження лопатки

Розрахунок проводиться у наступній послідовності: у розрахункових перерізах лопатки визначають напругу розтягування від відцентрових сил та напругу вигину - від газових сил; максимальне знаходимо підсумовуванням у точках, найбільш віддалених від нейтральних осей перерізу пера лопатки та обчислюємо запаси міцності по довжині лопатки. Розрахункові формули наведені нижче. При розрахунку лопатки на міцність ураховують такі припущення:

– лопатку приймають як консольну балку, жорстко закріплену в обід диска;

- напругу визначають за кожним видом деформацій окремо; (для сильно закручених лопаток це припущення не зовсім справедливо);
- температуру в розрізі пера лопатки вважають однаковою, тобто температурні напруження відсутні;
- лопатку вважають жорсткою, а деформацією лопатки (відхиленням осі лопатки) під дією сил та моментів нехтують;
- припускають, що деформація лопатки протікає в пружній зоні, тобто напруга в пера лопатки не перевищує межі пропорційності.

Метою розрахунку є визначення напруги та запасів міцності в кромках і в різних перерізах по довжині пера лопатки.

Вихідні дані для розрахунку взяті з газодинамічного розрахунку турбіни та профілювання лопатки:

- матеріал лопатки ЖС-6К;
- довжина лопатки $L = 0.035$ м;
- радіус кореневого перерізу $R_k = 0.221$ м;
- радіус периферійного перерізу $R_{\Pi} = 0.3256$ м;
- кількість лопаток $Z = 84$ шт;
- обсяг бандажної полиці:

$$V = 3 \cdot 10^{-7} \text{ м}^3;$$

- хорда профілю перерізу пера:

$$b_k = 0,0274(\text{м});$$

$$b_c = 0,0274(\text{м});$$

$$b_{\Pi} = 0,0274(\text{м});$$

- максимальна товщина профілю в перерізах:

$$\delta_k = 0,00685(\text{м});$$

$$\delta_c = 0,00548(\text{м});$$

$$\delta_{\Pi} = 0,00411(\text{м});$$

- максимальна стріла прогину середніх ліній профілю у перерізах:

$$a_k = 0,0088(\text{м});$$

$$a_c = 0,0083(\text{м});$$

$$a_{\Pi} = 0,0069(\text{м});$$

- кут установки профілю у перерізах:

$$\alpha_k = 1,28(\text{рад});$$

$$\alpha_c = 1,21(\text{рад});$$

$$\alpha_{\text{п}}=1,13(\text{рад});$$

- винос ц. т. периферійного перерізу пера в окружному напрямку = 0;
- винос ц. т. периферійний перетин пера в осьовому напрямку = 0;
- інтенсивність газових сил у окружному напрямку на середньому радіусі:

$$P_U = \frac{G_B}{Zl} (C_{1\text{іср}} - C_{2\text{іср}}) = \frac{28.57}{83 \cdot 0.035} (603 - (-158)) = 2227.125 \text{ Н/м}; \quad (2.19)$$

- інтенсивність газових сил в осьовому напрямку:

$$P_a = \frac{G_B}{Zl} (C_{1a} - C_{2a}) + \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} (P_1 - P_2) \quad (2.20)$$

- де $P_1 = 1000000 \text{ Па};$
 $P_2 = 657000 \text{ Па};$
 $C_{1a} = 186 \text{ м/с};$
 $C_{2a} = 227 \text{ м/с};$
 тобто $P_{a\text{к}} = 5499,99 \text{ Н/м}; P_{a\text{п}} = 6317 \text{ Н/м};$
- частота обертання робочого колеса:

$$n = 14813 \text{ об/хв};$$

- густина матеріалу лопатки:

$$\rho = 8100 \text{ кг/м}^3.$$

2.7.1 Визначення температури лопатки турбіни

Знати температуру лопатки турбіни у різних її перерізах необхідно для встановлення межі тривалої міцності.

Температуру лопатки, що охолоджується, на середньому радіусі, з урахуванням її охолодження, приймаємо рівною:

$$t_{\text{л.с.}} = 860^\circ\text{C},$$

Тому що тепло від лопатки переходить у диск, то температура її приблизно на одну третину довжини біля кореня суттєво зменшується. Зазвичай температура у кореневому перерізі становить:

$$T_{\text{л.корен.}} = t_{\text{л.с.}} - (100 \dots 150^\circ), \text{ приймаємо:}$$

$$t_{\text{л.корен.}} = 760^\circ\text{C},$$

Температура по всій довжині лопатки змінюється, відповідно змінюється і межа тривалої міцності за лінійним законом:

$$\sigma_{\text{трив}} = \downarrow(t). \quad (2.21)$$

Розрахунковим режимом є режим з максимальною частотою обертання ротора та максимальною витратою повітря.

У нашому випадку:

$$n = 14813 \text{ об/хв};$$

$$G_B = 28,74 \text{ кг/с}.$$

Напруги вигину у кожній точці розрахункового перерізу визначаються формулою:

$$\sigma_{U_i} = \pm \frac{|M_\xi|}{|W_\xi|} \pm \frac{|M_\eta|}{|W_\eta|}; \quad (2.22)$$

$$\text{в точці А: } \sigma_{UA} = \pm \frac{|M_\xi|}{|W_{\xi A}|} \pm \frac{|M_\eta|}{|W_{\eta A}|};$$

$$\text{в точці В: } \sigma_{UB} = \pm \frac{|M_\xi|}{|W_{\xi B}|} \pm \frac{|M_\eta|}{|W_{\eta B}|};$$

$$\text{в точці С: } \sigma_{UC} = \pm \frac{|M_\xi|}{|W_{\xi C}|} \pm \frac{|M_\eta|}{|W_{\eta C}|}.$$

Разом про те знак щодо напруги вигину характеризує вид деформації волокон лопатки. Так, якщо волокна лопатки розтягнуті, то напруга вигину має знак "+", якщо вони стиснуті, то "-". Зауважимо, що від дії газових навантажень на кромках профілю (у точках А та В) завжди виникають напруження розтягування, а на спинці профілю (у точці С) – напруги стиснення.

При визначенні запасів міцності слід враховувати напруження як розтягування, так і вигину лопатки.

Сумарну напругу в кожній точці розрахункового перерізу профільної частини лопатки розраховуємо за формулою:

$$\sigma_{\Sigma i} = \sigma_{P_i} + \sigma_{U_i}; \quad (2.23)$$

– для точки А:

$$\sigma_{\Sigma A_i} = \sigma_{P_i} + \sigma_{UA_i};$$

– для точки В:

$$\sigma \sum B_i = \sigma_{P_i} + \sigma_{UB_i};$$

– для точки С:

$$\sigma \sum C_i = \sigma_{P_i} + \sigma_{UC_i};$$

Для турбінних лопаток запас статичної міцності у кожній точці розрахункового перерізу:

$$K_{Ti} = \frac{\sigma_{\text{трив}}}{\sigma \sum i}; \quad (2.24)$$

де $\sigma_{\text{трив}}$ – межа тривалої міцності матеріалу лопатки з урахуванням температури в даному перерізі та тривалої роботи.

Таблиця 2.4 – Параметри матеріалу по перерізах лопатки

№	1-1	2-2	3-3	4-4	5-5	6-6	7-7	8-8	9-9	10-10	11-11
X, мм	0.00	0,0035	0,007	0,0105	0,014	0,0175	0,021	0,0245	0.028	0.0315	0.035
T, °C	700	740	775	800	860	860	860	860	860	860	860
$\sigma_{дл}$, МПа	780	690	575	500	400	400	400	400	400	400	400

Розрахунок виконується на ЕОМ з допомогою програми statlor.exe. Введення вихідних даних здійснюється у діалоговому режимі.

Програма поділяє висоту лопатки на 11 частин. Для кожного перерізу вона вважає в трьох точках напруги вигину: т.а - носок лопатки, т.в - вихідна кромка, т.с - спинка лопатки, а також запас міцності.

Результати розрахунку, що відповідають 11 перерізам по висоті пера лопатки, наведено нижче в таблиці 2.5:

- відстань від розрахункового перерізу до кореня лопатки;
- площа перерізу лопатки;
- мінімальний момент інерції перерізу;
- напруга розтягування від відцентрових сил;
- напруга вигину від газових сил у найбільш небезпечних точках лопатки;
- сумарна напруга від відцентрових та газових сил;
- запаси міцності у трьох найбільш небезпечних перерізах лопатки.

Таблиця 2.5 – Результати розрахунку

РОЗРАХУНОК НА МІЦНІСТЬ ПЕРА РОБОЧОЇ ЛОПАТКИ ТУРБИНИ

ВЫПОЛНИЛ (А) : Konduforov V.D.
 УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: турбіна МАТЕРІАЛ: GS6-K
 ПОЧАТКОВІ ДАНІ:
 GT= 2.000000 CL= 3.500000E-02 RK= 2.210000E-01 RP= 2.560000E-01
 VP= 3.000000E-07 UPP= 0.000000E+00 APP= 0.000000E+00

Продовження таблиця 2.5

EN= 14813.000000 AA= 0.000000E+00 AU= 0.000000E+00 PU= 2227.125000
 PAK= 5499.990000 PAP= 6371.000000 RO= 8100.000000
 B= 2.740000E-02 2.740000E-02 2.740000E-02
 D= 6.850000E-03 5.480000E-03 4.110000E-03
 AP= 8.800000E-03 8.300000E-03 6.900000E-03
 AL= 1.280000 1.210000 1.130000
 SPT= 780.000000 690.000000 575.000000 500.000000
 400.000000 400.000000 400.000000 400.000000
 400.000000 400.000000 400.000000

Результати розрахунку на міцність пера лопатки

N	X	F	Jmin	Spakt	СизгА	СизгВ	СизгС
	m	m ²	m ⁴	МПа	МПа	МПа	МПа
1	.000000	.117E-03	.863E-09	141.880	27.210	7.054	-14.533
2	.00350	.113E-03	.792E-09	132.308	23.862	6.917	-12.547
3	.00700	.108E-03	.728E-09	122.319	20.368	6.470	-10.666
4	.01050	.103E-03	.667E-09	111.879	16.887	5.829	-8.838
5	.01400	.985E-04	.607E-09	100.945	13.481	5.027	-7.066
6	.01750	.938E-04	.549E-09	89.469	10.217	4.098	-5.371
7	.02100	.891E-04	.492E-09	77.387	7.174	3.084	-3.786
8	.02450	.844E-04	.435E-09	64.628	4.456	2.048	-2.363
9	.02800	.797E-04	.379E-09	51.098	2.204	1.081	-1.175
10	.03150	.750E-04	.323E-09	36.684	.619	.324	-.332
11	.03500	.704E-04	.268E-09	21.240	.000	.000	.000

N	СсумА	СсумВ	СсумС	Ка	Кв	Кс
	[МПа]	[МПа]	[МПа]			
1	169.090	148.934	127.347	4.613	5.237	6.125
2	156.170	139.224	119.761	4.418	4.956	5.761
3	142.688	128.789	111.653	4.030	4.465	5.150
4	128.766	117.707	103.041	3.883	4.248	4.852
5	114.426	105.972	93.880	3.496	3.775	4.261
6	99.685	93.566	84.098	4.013	4.275	4.756
7	84.561	80.472	73.601	4.730	4.971	5.435
8	69.084	66.676	62.265	5.790	5.999	6.424
9	53.302	52.180	49.923	7.504	7.666	8.012
10	37.303	37.008	36.352	10.723	10.809	11.004
11	21.240	21.240	21.240	18.832	18.832	18.832

За отриманими результатами будемо графіки напружень та коефіцієнтів запасу міцності по довжині лопатки для трьох характерних точок поперечних перерізів А, В і С (рисунок 2.11 і 2.12.).

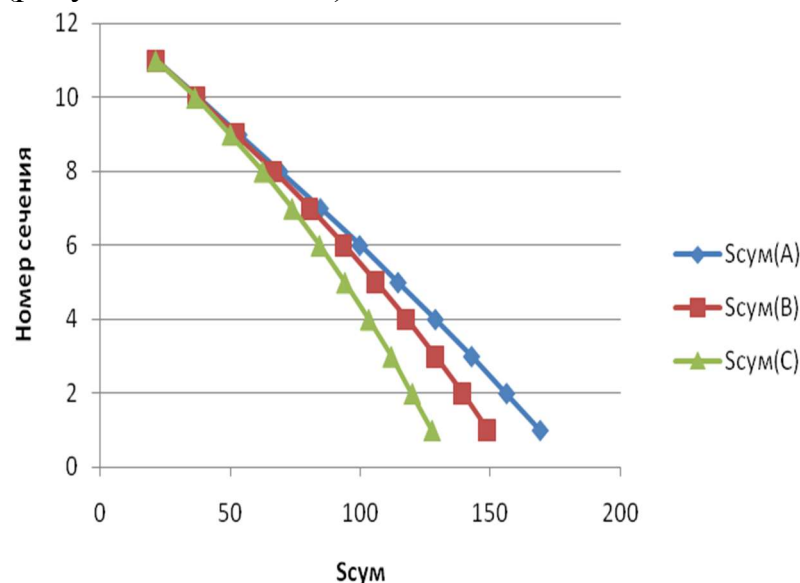


Рисунок 2.11 – Напруження по довжині лопатки

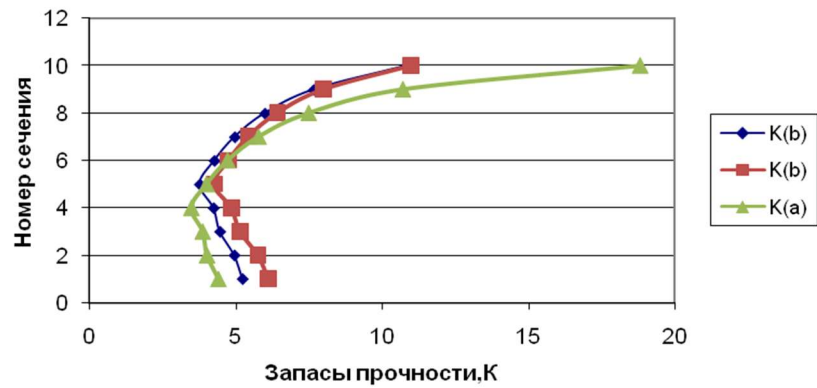


Рисунок 2.12 – Коефіцієнти запасів міцності за довжиною лопатки

2.7.2 Висновки

В результаті розрахунку лопатки на міцність отримано розподіл напружень та коефіцієнтів запасу по довжині пера лопатки. З наведених вище рисунків слід зробити висновок, що розглянута лопатка має необхідний запас міцності і задовольняє вимогам, що висуваються до неї.

Напруження менші за межу тривалої міцності, мінімальний коефіцієнт запасу $K = 3,496$. Відповідно до норм міцності мінімальний запас не менше 1.25..1.3, отже, лопатки першого ступеня турбіни мають малу ймовірність руйнування через статичні навантаження або в екстремальних умовах.

2.8 Розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань лопатки турбіни високого тиску

Мета розрахунку – визначення частоти власних коливань робочої лопатки ТВД, та аналіз частотної діаграми для перевірки відсутності резонансних режимів у робочій області частот обертання ротора.

Розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань лопатки будемо проводити за допомогою методики, зазначеної в посібнику [3].

Вихідні дані для розрахунку:

- геометрія робочої лопатки;
- характеристики конструкційного матеріалу ЖС-6К;
- діапазон робочих частот обертання ротора двигуна.

Так як істотний вплив на властивості конструкційного матеріалу надає нерівномірність температур по висоті лопатки, для детального їх опису будемо залежність модуля пружності від температури.

Таблиця 2.6 – Властивості матеріалу складових елементів матеріалу

№	1-1	2-2	3-3	4-4	5-5	6-6	7-7	8-8	9-9	10-10	11-11
T, °C	15	208	402	595	578	595	579	612	646	714	850
E, МПа	200000	195000	180000	164000	164000	164000	164000	163000	159000	156000	13500

2.8.1 Розрахунок динамічної частоти

Розрахунок проводимо на ЕОМ за допомогою програми Dinlor.exe.

Таблиця 2.7 – Результати розрахунку

```

РОЗРАХУНОК ДИНАМІЧНОЇ ЧАСТОТИ - 1 ФОРМИ
ПОГИБНИХ КОЛИВАНЬ ЛОПАТКИ ТУРБИНИ ЕНЕРГЕТИЧНИМ МЕТОДОМ РЕЛЕЯ
-----
ВЫПОЛНИЛ(А) : Konduforov V.D.

ВУЗЕЛ ДВИГУНА: турбіна          МАТЕРІАЛ: GS-6K

ПОЧАТКОВІ ДАНІ :
E= 200000.000000  195000.000000  180000.000000  164000.000000
164000.000000  164000.000000  164000.000000  163000.000000
159000.000000  156000.000000  135000.000000
PO= 8100.000000 VP= 3.000000E-07 RP= 0.000000E+00
XP= 0.000000E+00 RK= 2.210000E-01 L= 3.500000E-02
FK= 1.170000E-04 FC= 9.380000E-05 FP= 7.040000E-05 JK= 8.630000E-10
JS= 5.490000E-10 JP= 2.680000E-10 NSM= 246.700000EPS= 1.000000E-03
Q0= 1.600000 Q1= 2.500000
-----
РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ:
      Q           NS [об/с]      F1 [1/с]
1     1.80036500         .0      7271.0580
2     1.80036500        24.7      7180.0830
3     1.80036500        49.3      6899.9650
4     1.80036500        74.0      6589.0190
5     1.80036500        98.7      6592.7460
6     1.80020000       123.3      6597.5350
7     1.80020000       148.0      6603.3830
8     1.80020000       172.7      6590.2640
9     1.80020000       197.4      6517.6290
10    1.80020000       222.0      6465.7400
11    1.79987000       246.7      6132.2450
-----

```

2.8.2 Побудова частотної діаграми

За даними таблиці 2.7 будемо залежність $f_d = f(n_c)$.

Для побудови частотної діаграми необхідно завдати графік робочих частот обертання двигуна від оборотів малого газу до максимальних оборотів. За частоту обертання ротора на режимі малого газу приймаємо для ТРДД.

$$n_{\text{м.г.}} = 0.72 \cdot n_{\text{макс.}}; \quad (2.25)$$

Для визначення резонансних режимів роботи двигуна з урахуванням прийнятого масштабу наносимо на цей графік частоти збудливих сил, кратні частоті обертання ротора:

$$f_B = k \cdot n_c; \quad (2.26)$$

де k – порядок гармонік збуджуючих сил;

n_c – частота обертання ротора.

Для проєктованого двигуна Число лопаток соплового апарату першого ступеня ТВТ:

$$k_1 = 39;$$

Кількість паливних форсунок камери згоряння:

$$k_2 = 24;$$

Перетин ліній власних коливань з частотами збуджуючих сил, на частотній діаграмі (див.рис. 2.13), показує резонансні режими роботи двигуна.

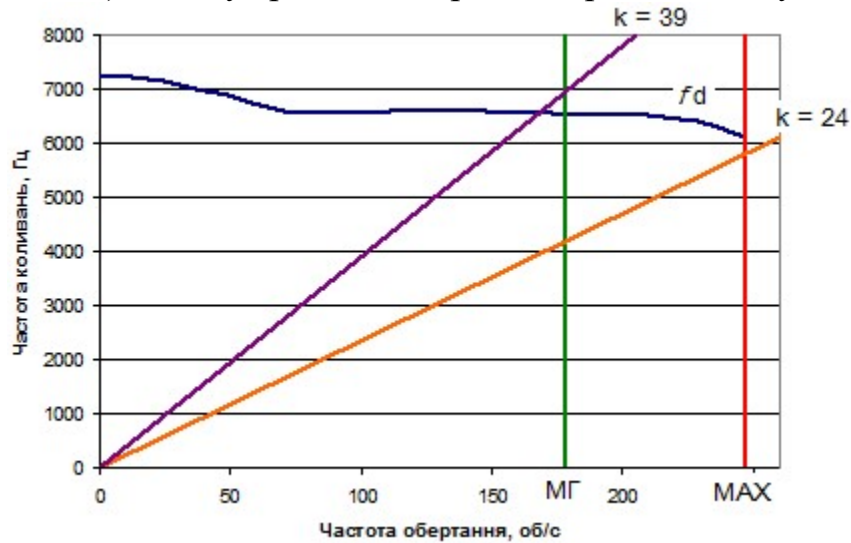


Рисунок 2.13 – Частотна діаграма

2.8.3 Висновки

В результаті проведення розрахунку отримані значення динамічних частот першої форми згинальних коливань лопатки турбіни. Можливі резонанси знаходяться за межами робочого діапазону частот обертання РВТ.

2.9 Розрахунок на міцність замка кріплення робочої лопатки турбіни

Замкові з'єднання "ялинкового" типу є основними для кріплення робочих лопаток турбін.

При розрахунку "ялинкового" замку умовно приймається, що відцентрова сила, що діє на лопатку, розподіляється по зубах замка рівномірно. Значною мірою ця умова забезпечується підбором зазорів у замку при монтажі, а також тим, що при перевантаженні окремих зубів відбуваються пластичні деформації, що забезпечують вирівнювання навантаження.

При розрахунку замку зазвичай нехтують дією згинальних та крутних моментів від газових та інерційних сил і визначають напруги тільки від відцентрових сил. При цьому відцентрова сила пера лопатки P_{Π} та відцентрова сила

хвостовика лопатки $R_{ХВ}$ спрямовані по одному радіусу, що проходить через центр тяжкості хвостовика лопатки: $R_{Л} = R_{П} + R_{ХВ}$.

2.9.1 Початкові дані

де частота обертів:

$$n = 14813 \text{ об/хв};$$

Кут нахилу контактного майданчика:

$$\alpha = 15^\circ;$$

Щільність матеріалу замка:

$$\rho = 8100 \text{ кг/м}^3;$$

Напруга розтягування лопатки у кореновому перерізі:

$$\sigma_{R_K} = 141,88 \text{ МПа};$$

Площина коренового перерізу лопатки:

$$F_K = 0.117 \cdot 10^{-3} \text{ м}. \quad (2.27)$$

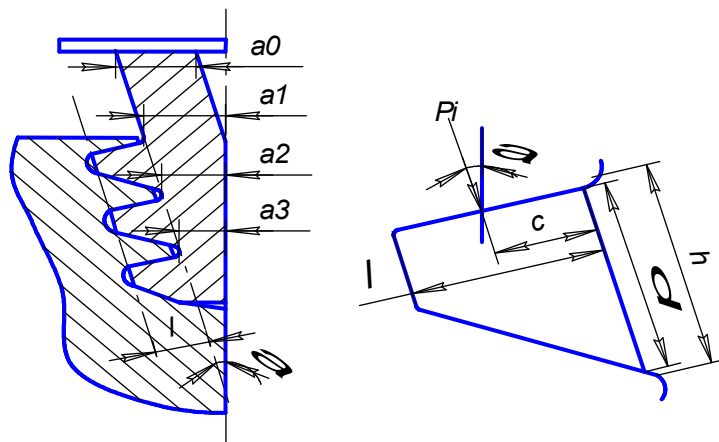


Рисунок 2.14 – Ескізи хвостовика лопатки та зуба хвостовика

Таблиця 2.8 – Результати визначення розмірів замка за перерізами

	a_i , м	b_i , м	h_i , м	δ_i , м	l_i , м	c_i , м	Раср, м
0	0,007	0,022	---	---	---	---	0,221
1	0,007	0,022	0,007	0,006	0,004	0,002	0,215
2	0,005	0,022	0,007	0,006	0,004	0,002	0,210
3	0,003	0,022	0,007	0,006	0,004	0,002	0,205

де c_i – плече сили P_i ;
 b_i – хорда замку;
 l_i – ширина контактної поверхні зуба;
 h_i – висота основи зуба;
 δ_i – висота зуба біля контактної поверхні.

Для обчислення об'ємів за перерізами використовуються формули:

$$V_0 = (R_0 - R_1) \cdot a_0 \cdot b_0; \quad (2.28)$$

$$V_i = a_i \cdot b_i \cdot h_i + \left[\frac{h_i}{\cos \alpha} + \frac{5 \cdot c_i - 4 \cdot l_i}{2} \right] \cdot l_i \cdot b_i; \quad (2.29)$$

Розтягуючі напруження в i -м перерізі ніжки лопатки:

$$\sigma_{ли} = \frac{\left(1 - \frac{i-1}{n}\right) \cdot P_{jл} - \sum_j^n P_{jni}}{a_i \cdot b_i}; \quad (2.30)$$

де i – номер розрізу, що розглядається;
 n – кількість перерізів;
 $P_{jл}$ – повна відцентрова сила пера лопатки разом із хвостовиком:

$$P_{л} = P_{\Pi} + P_{ХВ}; \quad (2.31)$$

$$P_{ХВ} = \sum P_{jni}; \quad (2.31)$$

$$P_{\Pi} = P_k \cdot \sigma_{РК} = 0.117 \cdot 10^{-3} \cdot 141.88 \cdot 106 = 30390 \text{ Н}; \quad (2.32)$$

P_{jni} – відцентрова сила частини ніжки, розташованої нижче i -го перерізу:

$$P_{jni} = \rho \cdot V_i \cdot R_i \cdot \omega^2; \quad (2.33)$$

де ρ – густина матеріалу замка;
 V – об'єм елемента замку укладений між перерізами;
 R_{ci} – відстань від осі обертання до центру мас об'єму V ;
 Кутова швидкість обертання:

$$\omega^2 = \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 = 2,23 \cdot 10^6 \left(\frac{\text{рад}}{\text{с}}\right)^2; \quad (2.34)$$

Таблиця 2.9 – Результати розрахунку обсягів та напруг розтягування

Пер.	Обсяг в пер. V _i , м	Відц. сила пер. P _{jni} Н	Σвідцент. сила P _{jni} Н	Напр. растяж.σлі, МПа
0	1,4*10 ⁶	6240	23120	167
1	1,7*10 ⁶	7340	16880	128
2	1,3*10 ⁶	5490	9540	132
3	0,98*10 ⁶	4050	4050	120

Повна відцентрова сила лопатки:

$$P_{jл} = P_{п} + P_{xb} = 23120 + 30390 = 53510 \text{ Н}; \quad (2.35)$$

Напруження зминання на зубах визначається за формулою:

$$\sigma_{см} = \frac{N}{F_{см}};$$

$$N = \frac{P_{jл}}{(\cos \alpha + \mu \cdot \sin \alpha)^3} = \frac{53510}{(\cos 15^\circ + 0.2 \cdot \sin 15^\circ)^3} = 17520 \text{ Н}; \quad (2.36)$$

$$F_{см} = l \cdot b = 0.004 \cdot 0.022 = 0.000104 \text{ м}^2; \quad (2.37)$$

де $\mu = 0,2$ – коефіцієнт трення ; тобто напруження зминання зуба замку $\sigma_{см} = 168,5$ МПа.

Напруження вигину біля основи зуба розраховуємо за формулою:

$$\sigma_{и} = \frac{N \cdot l}{\frac{2 \cdot 1}{6 \cdot b \cdot h^2}} = \frac{17520 \cdot 0.004}{\frac{2 \cdot 1}{6 \cdot 0.022 \cdot 0.007^2}} = 165 \text{ МПа}; \quad (2.38)$$

Максимальні напруження зрізу:

$$\tau_{ср} = \frac{N}{b \cdot \delta} = \frac{17520}{0.022 \cdot 0.006} = 112 \text{ Мпа}; \quad (2.39)$$

У сучасних газових турбін серійних ГТД зазначені максимальні напруження досягають:

– розтягувальні напруження в ніжці лопатки:

$$\sigma_{л} = 200 \text{ МПа};$$

–напруження зминання в зубах:

$$\sigma_{\text{см}} = 230 \text{ МПа};$$

– напруження вигину біля основи:

$$\sigma_i = 200 \text{ МПа};$$

– напруження зрізу зуба = 120 МПа.

2.9.2 Висновки

Отримані в результаті розрахунку напруження у всіх перерізах замку менше тих, що допускаються, отже, ймовірність руйнування хвостовика лопатки або замкової частини диска досить мала.

2.10 Дослідження термонапруженого стану диска турбіни

Розрахунок ведемо за допомогою навчального посібника [8].

Диски турбін – це найвідповідальніші елементи конструкцій газотурбін-них двигунів. Від досконалості конструкцій диска залежить надійність, легкість конструкцій авіаційних двигунів загалом.

Основна частка статичних напруг у диску визначається відцентровими силами лопаток і самого диска та зусиллями, спричиненими нерівномірним нагріванням. Під дією цих зусиль у диску виникає плоский напружений стан з головними нормальними напругами, що діють у радіальному та окружному напрямках. Статичні напруження прикладаються періодично відповідно до пусків і зупинок, а також при зміні режимів роботи виробу, що викликає ушкодження внаслідок малоциклової втоми. Диски турбін схильні також до змінних навантажень, викликаних пов'язаними коливаннями системи диск - лопатки.

Для дослідження напруженого стану диска розрахунок вводять припущення у тому, що це деформації відбуваються у пружній області. Однак у деяких випадках напруги можуть перевищувати межі пружності та плинності матеріалу, внаслідок чого деформації найбільш навантажених ділянок диска матимуть пластичний характер. Крім того, при високих температурах істотний вплив на міцність диска може мати повзучість його матеріалу. У цих випадках розрахунок на міцність диска має виконуватися з урахуванням пластичної деформації та повзучості.

2.10.1 Аналіз конструкції вузла турбіни високого тиску

Розглянемо диск турбіни високого тиску двигуна, прототипом якого є ТВаД Д-136. Перед розрахунком диск потрібно позбавити позацентрових отворів, так як диск турбіни є тілом обертання, його можна буде з достатньою точністю моделювати в осісиметричній плоскій постановці.

Зважаючи на розгляд диска в осесиметричній постановці, облік кінцевого числа лопаток шляхом додавання їх до геометричної моделі диска не дозволить

отримати фізичні результати розрахунку. Тому дію відцентрових сил від лопаток замінюватимемо контурним навантаженням. Для обліку розрізної частини диска застосуємо зміну властивостей матеріалу в цій галузі. Задаючи ортотропні властивості матеріалу так, щоб опір його розтягуванню в окружному напрямку було на кілька порядків нижчим, ніж основний матеріал диска, можна з достатньою точністю змодельовати наявність у диску пазів для кріплення лопаток.

2.10.2 Створення геометричної моделі диска і його оточення

Вихідні моделі диска турбіни спочатку готуємо в КОМПАС-3D, а потім у SolidWorks.

Під час створення геометричної моделі необхідно враховувати, що віссю симетрії диска має бути вісь ОУ. Виконання цієї умови необхідно для того, щоб у подальшому не вдаватися до завдання додаткових умов, так як у програмному комплексі Ansys при заданні якості осісиметрії за умовчанням віссю симетрії прийнято ОУ.

Спочатку в програмі КОМПАС-3D готуємо ескіз кожної плоскої деталі з урахуванням заходів та припущень, обумовлених у попередньому розділі. Кожен ескіз слід зберегти у форматі .igs, попередньо скоординувавши їхнє взаємне розташування для спрощення складання.

Після цього в програмі SolidWorks створюємо плоскі деталі із заздалегідь підготовлених ескізів..

Перед імпортуванням геометрії до програмного комплексу ANSYS виконується складання плоских деталей у програмі SolidWorks.

Для імпортування геометрії до програмного комплексу Ansys створену геометричну модель необхідно зберегти у форматі x_t.

Геометрична модель диска та його оточення, перетворених з урахуванням описаних вище вимог, зображена (див. рис. 2.15).

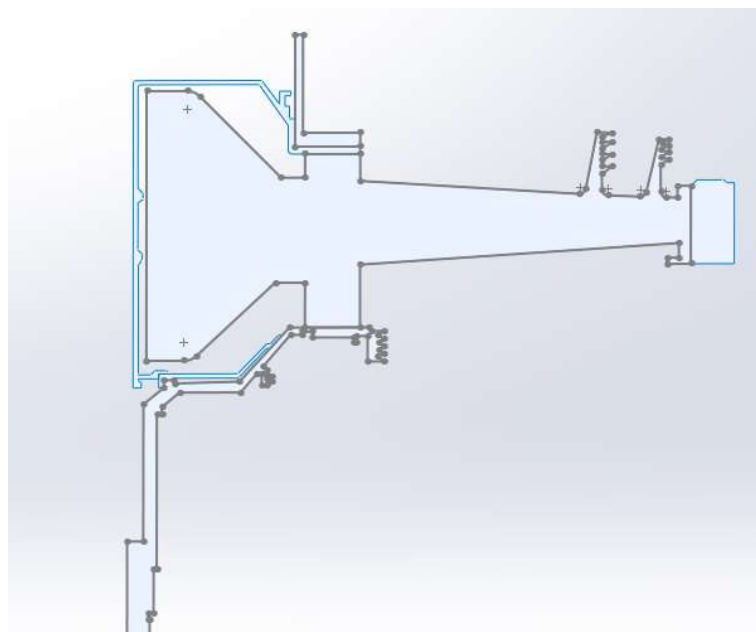


Рисунок 2.15 – Геометрична модель диска і оточення

2.10.3 Призначення матеріалів диска і прилеглих деталей

Диск, покривний диск та кільце проставки, дефлектор, замкова частина виготовлені з матеріалу ЭИ-437, прилеглі деталі (вали) виготовлені з матеріалу ЭИ-961.

Для розрахунку термонапруженого стану у нестационарній постановці диска необхідно задати фізичні властивості матеріалів. Основні властивості, необхідні проведення розрахунку, представлені (у таблицях 2.10 і 2.11).

Призначення властивостей матеріалів виконуємо за допомогою модуля Engineering data.

Для замкової частини лопатки призначення властивостей ортотропного матеріалу потрібний попередній розрахунок. Приймаємо модуль пружності вздовж осі Oz (в окружному напрямку) у 1000 разів менше, ніж модуль пружності в інших напрямках, а коефіцієнти Пуассона μ_{yz} та μ_{xz} рівними 0. Розрахуємо модулі зсуву для даного матеріалу за формулами:

$$G_{yz} = \frac{E_z}{(1 + \mu)^2}, G_{xz} = \frac{E_z}{(1 + \mu)^2}, G_{xy} = \frac{E_x}{(1 + \mu)^2} \quad (2.40)$$

де G_{yz}, G_{xz}, G_{xy} – модулі зсуву;

E_x, E_z – модулі пружності з різними напрямками;

μ – коефіцієнт Пуассона, в даному розрахунку для всіх напрямків, що приймається 0,3.

Таблиця 2.10 – Властивості матеріалу ЭИ-437 (густина – 8200 кг/м³)

Температура (С°)		Коефіцієнт температурного розширення (С ⁻¹)	Теплопровідність (W · m ⁻¹ · С ⁻¹)	Модуль Юнга (Па)
1	20	$9 \cdot 10^{-6}$	12.6	$1.9 \cdot 10^{11}$
2	100	$1.17 \cdot 10^{-5}$	13.9	$1.8 \cdot 10^{11}$
3	200	$1.47 \cdot 10^{-5}$	15.6	$1.74 \cdot 10^{11}$
4	300	$1.65 \cdot 10^{-5}$	17.2	$1.65 \cdot 10^{11}$
5	400	$1.725 \cdot 10^{-5}$	18.8	$1.57 \cdot 10^{11}$
6	500	$1.825 \cdot 10^{-5}$	20.9	$1.5 \cdot 10^{11}$
7	600	$1.925 \cdot 10^{-5}$	23.5	$1.4 \cdot 10^{11}$
8	700	$2.025 \cdot 10^{-5}$	25.1	$1.3 \cdot 10^{11}$
9	800	$2.125 \cdot 10^{-5}$	28.2	$1.2 \cdot 10^{11}$

Продовження таблиці 2.10

Температура (С°)		Коеф. Пуассона	Об'ємний модуль (Па)	Модуль зсуву (Па)
1	20	0.3	$1.6 \cdot 10^{11}$	$7,3077 \cdot 10^{10}$
2	100	0.3	$1.5 \cdot 10^{11}$	$6,9231 \cdot 10^{10}$
3	200	0.3	$1.45 \cdot 10^{11}$	$6,6923 \cdot 10^{10}$
4	300	0.3	$1.37 \cdot 10^{11}$	$6,3462 \cdot 10^{10}$
5	400	0.3	$1.31 \cdot 10^{11}$	$6,0577 \cdot 10^{10}$
6	500	0.3	$1.25 \cdot 10^{11}$	$5,7692 \cdot 10^{10}$
7	600	0.3	$1.16 \cdot 10^{11}$	$5,3846 \cdot 10^{10}$
8	700	0.3	$1.08 \cdot 10^{11}$	$5 \cdot 10^{10}$
9	800	0.3	$1 \cdot 10^{11}$	$4,615 \cdot 10^{10}$

Таблиця 2.11 – Властивості матеріалу ЭІ-961Ш (густина – 7800 кг/м³)

Температура (С°)		Коефіцієнт температурного розширення (С ⁻¹)	Теплопровідність ($W \cdot m^{-1} \cdot C^{-1}$)	Модуль Юнга (Па)
1	20	$1.1 \cdot 10^{-5}$	20.9	$2 \cdot 10^{11}$
2	100	$1.17 \cdot 10^{-5}$	22.3	$1.98 \cdot 10^{11}$
3	200	$1.22 \cdot 10^{-5}$	24	$1.87 \cdot 10^{11}$
4	300	$1.33 \cdot 10^{-5}$	25	$1.75 \cdot 10^{11}$
5	400	$1.35 \cdot 10^{-5}$	27.2	$1.65 \cdot 10^{11}$
6	500	$1.37 \cdot 10^{-5}$	28	$1.45 \cdot 10^{11}$
7	600	$1.4 \cdot 10^{-5}$	28.5	$1.09 \cdot 10^{11}$
8	700	$1.42 \cdot 10^{-5}$	28.9	$9.1 \cdot 10^{10}$

Продовження таблиці 2.11

Температура (С°)		Коеф. Пуассона	Об'ємний модуль. (Па)	Модуль зсуву (Па)
1	20	0.3	$1.667 \cdot 10^{11}$	$7,6923 \cdot 10^{10}$
2	100	0.3	$1.65 \cdot 10^{11}$	$7,6154 \cdot 10^{10}$
3	200	0.3	$1.558 \cdot 10^{11}$	$7,1923 \cdot 10^{10}$
4	300	0.3	$1.458 \cdot 10^{11}$	$6,7308 \cdot 10^{10}$
5	400	0.3	$1.37 \cdot 10^{11}$	$6,3462 \cdot 10^{10}$
6	500	0.3	$1.208 \cdot 10^{11}$	$5,5769 \cdot 10^{10}$
7	600	0.3	$9.08 \cdot 10^{10}$	$4,1923 \cdot 10^{10}$
8	700	0.3	$7.5833 \cdot 10^{10}$	$3,5 \cdot 10^{10}$

Виконуємо перерахунок ортотропних властивостей:

$$E = \begin{bmatrix} 200000000000 \\ 190000000000 \\ 184000000000 \\ 173000000000 \\ 155000000000 \\ 146000000000 \end{bmatrix};$$

$$E_y = E;$$

$$E_z = E \cdot 10^{-3};$$

$$\mu = 0.3;$$

$$\mu_{xy} = \mu;$$

$$\mu_{yz} = 0;$$

$$\mu_{zx} = 0;$$

$$G_{xy} = \frac{E_x}{2 + 2\mu_{xy}}; \quad (2.41)$$

$$G_{xy} = \frac{E_z}{2 + 2\mu_{yz}}; \quad (2.42)$$

$$G_{zx} = G_{yz};$$

$$E_z = \begin{bmatrix} 2 \cdot 10^8 \\ 1.9 \cdot 10^8 \\ 1.84 \cdot 10^8 \\ 1.73 \cdot 10^8 \\ 1.55 \cdot 10^8 \\ 1.46 \cdot 10^8 \end{bmatrix} \quad \sigma_{xy} = \begin{bmatrix} 7.692 \cdot 10^{10} \\ 7.308 \cdot 10^{10} \\ 7.077 \cdot 10^{10} \\ 6.654 \cdot 10^{10} \\ 5.964 \cdot 10^{10} \\ 5.615 \cdot 10^{10} \end{bmatrix} \quad \sigma_{yz} = \begin{bmatrix} 1 \cdot 10^8 \\ 9.5 \cdot 10^7 \\ 9.2 \cdot 10^7 \\ 8.65 \cdot 10^7 \\ 7.75 \cdot 10^7 \\ 7.3 \cdot 10^7 \end{bmatrix};$$

Таблиця 2.12 – Ортротропні властивості матеріалу диска

Температура (С°)	Модуль Юнга по X (Па)	Модуль Юнга по Y (Па)	Модуль Юнга по Z (Па)	Коеф. Пуансона по XY	Коеф. Пуансона по YZ	
1	20	$9 \cdot 10^{11}$	$1.9 \cdot 10^{11}$	$1.9 \cdot 10^8$	0.3	0
2	100	$1.8 \cdot 10^{11}$	$1.8 \cdot 10^{11}$	$1.8 \cdot 10^8$	0.3	0
3	200	$1.74 \cdot 10^{11}$	$1.74 \cdot 10^{11}$	$1.74 \cdot 10^8$	0.3	0
4	300	$1.65 \cdot 10^{11}$	$1.65 \cdot 10^{11}$	$1.65 \cdot 10^8$	0.3	0
5	400	$1.57 \cdot 10^{11}$	$1.57 \cdot 10^{11}$	$1.57 \cdot 10^8$	0.3	0
6	500	$1.5 \cdot 10^{11}$	$1.5 \cdot 10^{11}$	$1.5 \cdot 10^8$	0.3	0
7	600	$1.4 \cdot 10^{11}$	$1.4 \cdot 10^{11}$	$1.4 \cdot 10^8$	0.3	0
8	700	$1.3 \cdot 10^{11}$	$1.3 \cdot 10^{11}$	$1.3 \cdot 10^8$	0.3	0
9	800	$1.2 \cdot 10^{11}$	$1.2 \cdot 10^{11}$	$1.2 \cdot 10^8$	0.3	0

Продовження таблиці 2.12

Температура (С°)	Коеф. Пуансона по XZ	Модуль зсуву по XY(Па)	Модуль зсуву по XY(Па)	Модуль зсуву по XY(Па)	
1	20	0	$7,3077 \cdot 10^{10}$	$7,3077 \cdot 10^7$	$7,3077 \cdot 10^7$
2	100	0	$6,9231 \cdot 10^{10}$	$6,9231 \cdot 10^7$	$6,9231 \cdot 10^7$
3	200	0	$6,6923 \cdot 10^{10}$	$6,6923 \cdot 10^7$	$6,6923 \cdot 10^7$
4	300	0	$6,3462 \cdot 10^{10}$	$6,3462 \cdot 10^7$	$6,3462 \cdot 10^7$
5	400	0	$6,0577 \cdot 10^{10}$	$6,0577 \cdot 10^7$	$6,0577 \cdot 10^7$
6	500	0	$5,7692 \cdot 10^{10}$	$5,7692 \cdot 10^7$	$5,7692 \cdot 10^7$
7	600	0	$5,3846 \cdot 10^{10}$	$5,3846 \cdot 10^7$	$5,3846 \cdot 10^7$
8	700	0	$5 \cdot 10^{10}$	$5 \cdot 10^7$	$5 \cdot 10^7$
9	800	0	$4,615 \cdot 10^{10}$	$4,615 \cdot 10^7$	$4,615 \cdot 10^7$

2.10.4. Визначення кроків навантаження, часових кроків й залежності відносної частоти обертання від коефіцієнта тяги згідно з УПЦ

Двигуни типу Д-136 використовуються на транспортних вертольотах. Узагальнений польотний цикл для таких літальних апаратів має вигляд, представлений на (рис. 2.16).

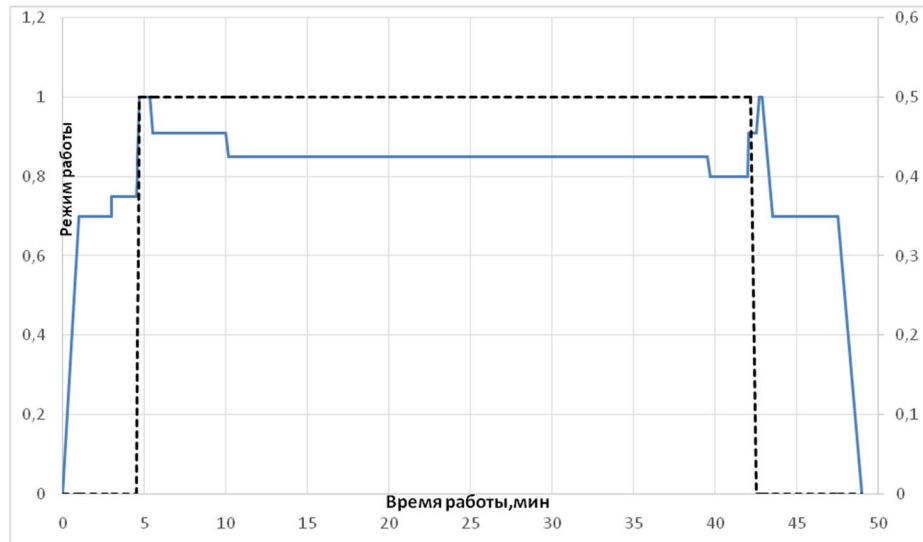


Рисунок 2.16 – Узагальнений польотний цикл для вантажного вертольота (вказані режими по тяге двигуна)

Кожна точка, що відповідає зміні режиму роботи, є основою вибору її як точки навантаження. Для ділянок між кроками навантаження необхідно позначити часовий крок. Також для зменшення часу розрахунку в ANSYS тривалі ділянки між кроками навантаження можна розбити на кілька менших з позначенням порівняно невеликих тимчасових кроків для невстановленого режиму і більших - де температурне поле змінюється з меншим градієнтом.

Як видно з малюнка 2.16, двигун працює на 6-ти режимах, серед яких малий газ (ЗМГ), 0,7ном, 0,75ном польотний малий газ, 0,8 ном, 0,6 ном, 0,85 ном, 0,91 номінальний та 1ном-злітний. Для двигуна встановлені такі значення частот обертання ротора для кожного режиму:

Режим	Взл (Баз)	Ном	0.85 НОМ	0.6 НОМ	ПМГ	ЗМГ
$n_{вд.і} / n_{вд.взл}$ %	100	91	85	80	75	70

Рисунок 2.17 Режиму роботи двигуна

2.10.5 Розрахунок граничних умов теплообміну

Метою даного розрахунку є визначення граничних умов теплообміну диска з повітрям, що охолоджує, на всіх розрахункових режимах роботи двигуна для подальшого завдання їх при проведенні розрахунку теплового стану вузла.

Розбиваємо складання диска та прилеглих деталей на ділянки для моделювання граничних умов теплообміну з метою визначення теплового стану даного вузла. Схема поділу диска та прилеглих деталей на ділянки із зазначенням середнього радіусу кожної ділянки показана на (рис.. 2.18).

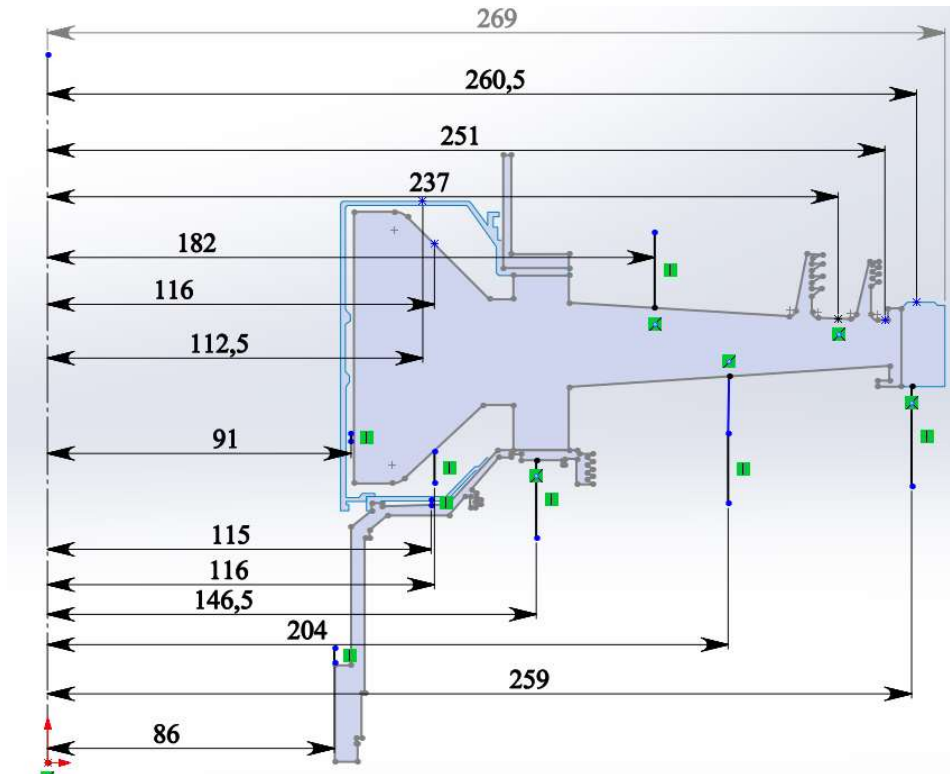


Рисунок 2.18 – Схема теплового навантаження диска турбіни

2.10.6 Розрахунок граничних умов теплообміну для базового режиму

Порядок розрахунку граничних умов теплообміну для кожної ділянки:

2.10.7 Розрахунок температури середовища

Температуру середовища розраховують для кожного перерізу за формулою:

$$T_c = T_{\text{КВТ}} + \frac{U^2}{2C_p}; \quad (2.43)$$

де $T_{\text{КВТ}}$ – температура за компресором високого тиску або в ступені відбору,

$U = \frac{\pi \cdot n_{\text{ВТ}}}{30} \cdot R_c$ – окружна швидкість, м/с;

$n_{\text{ВТ}}$ – обороти турбіни високого тиску, об/хв.;

R_c – середній радіус i -ї ділянки, на яку було розбито диск, м;

Розраховуємо за формулою теплоємність повітря:

$$C_p = -1.7287 \cdot 10^{-7} T_{\text{КВТ}}^3 + 4.1509 \cdot 10^{-4} T_{\text{КВТ}}^2 - 1.0764 \cdot 10^{-1} \cdot T_{\text{КВТ}} + 1004.6 \left[\frac{\text{Дж}}{\text{КГ} \cdot \text{К}} \right]; \quad (2.44)$$

Для 16-ї ділянки приймаємо температуру на 120 градусів вище ніж температура маточини диска.

2.10.8. Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі.

Коефіцієнти тепловіддачі розраховують для кожного перерізу за співвідношенням:

$$\alpha = \frac{Nu}{R_c} \cdot \lambda \quad (2.45)$$

де $Nu = 0.0207 \cdot Re_\omega^{0.8}$ – число Нуссельта;

$Re_\omega = \frac{\rho \cdot U \cdot R_c}{\mu}$ – число Рейнольдса;

$\rho = \frac{P}{R \cdot T_c}$ – щільність повітря, кг/м³;

P, T_c – тиск та температура повітря в розрахунковому перерізі, Па, К;

$R=290$ Дж/(кг·К) – універсальна газова постійна;

$\mu = 1.8494 \cdot 10^{-5} e^{0.0008e \cdot T_c}$ – коефіцієнт динамічної в'язкості повітря, Па·с;

$\lambda = 2.583 \cdot 10^{-2} e^{0.0009e \cdot T_c}$ – коефіцієнт теплопровідності повітря Вт/(м·К);

Отримані результати зводимо до (таблиці 2.13).

Таблиця 2.13 – Результати розрахунку граничних умов теплообміну на базовому режимі роботи

N _{пер.}	R, м	U, м/с	T _c , К	μ, Па·с	λ, Вт/м·К	ρ, кг/м ³	Re	Nu	Вт/(м ² град)	T _c , С
1	0,086	128	717	3,28E-05	0,0492	8,99	3,03E+06	3,17E+03	1814	444
2	0,091	136	718	3,28E-05	0,0493	8,98	3,38E+06	3,46E+03	1876	445
3	0,1125	168	722	3,30E-05	0,0495	8,93	5,12E+06	4,83E+03	2122	449
4	0,116	173	723	3,30E-05	0,0495	8,92	5,44E+06	5,06E+03	2160	450
5	0,182	272	743	3,35E-05	0,0515	8,67	1,28E+07	1,00E+03	2782	470
6	0,237	354	767	3,42E-05	0,0519	8,40	2,06E+07	1,47E+04	3198	594
7	0,251	375	774	3,44E-05	0,0521	8,32	2,28E+07	1,59E+04	3292	501
8	0,2605	389	779	3,45E-05	0,0545	8,27	2,43E+07	1,68E+04	3353	506
9	0,269	402	829	3,59E-05	0,0521	7,78	2,34E+07	1,63E+04	3296	556
10	0,259	387	779	3,45E-05	0,0508	8,28	2,41E+07	1,66E+04	3344	506
11	0,204	305	752	3,38E-05	0,0499	8,57	1,58E+07	1,19E+04	2958	479
12	0,1465	219	731	3,32E-05	0,0495	8,81	8,51E+06	7,25E+03	2467	458
13	0,116	173	723	3,30E-05	0,0495	8,92	5,44E+06	5,06E+03	2160	450
14	0,115	172	723	3,30E-05	0,0495	8,92	5,34E+06	4,99E+03	2149	45

2.10.9 Розрахунок граничних умов теплообміну для всіх режимів роботи двигуна

Розрахунок граничних умов для кожного з режимів роботи двигуна проводимо аналогічно до пункту 2.10.4, при цьому відмінності у висоті, на якій працює двигун, враховуємо за допомогою зміни температури та тиску за компресором.

Так для температури слід виконати такі дії: – за відносною наведеною частотою обертання ротора встановити значення коефіцієнта, (див.рисунок 2.19).

$$T_{K.i.pr}^* = \frac{T_{K.i.pr}^*}{T_{K.б.pr}^*}; \quad (2.46)$$

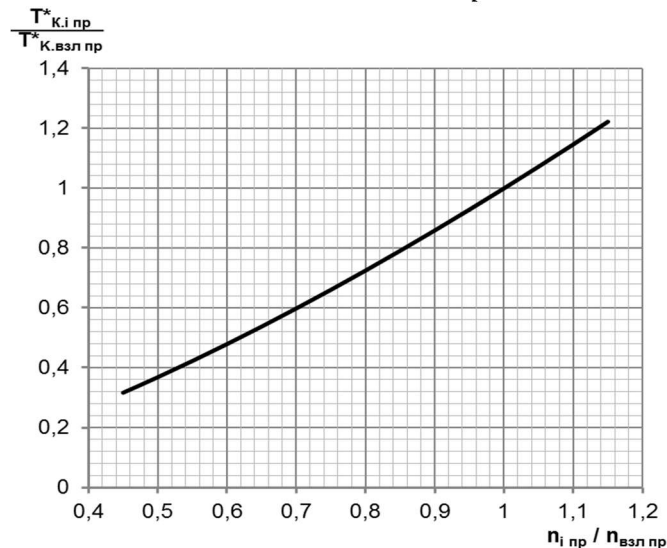


Рисунок 2.19 – Відносне збільшення температури повітря на виході з компресора по режимах роботи двигуна

Розрахувати наведену температуру повітря за компресором на і-му режимі роботи двигуна за формулою:

$$T_{K.i.pr}^* = T_{K.i.pr}^* \cdot T_{K.б.pr}^*; \quad (2.47)$$

Визначити фізичну температуру повітря за компресором на і-му режимі:

$$T_{K.i.}^* = T_{K.i.pr}^* \cdot \frac{T_0^*}{T_0}; \quad (2.48)$$

Порядок перерахунку тиску за компресором:

За відносною наведеною частотою обертання ротора встановити значення коефіцієнта, користуючись (рисунок 2.20).

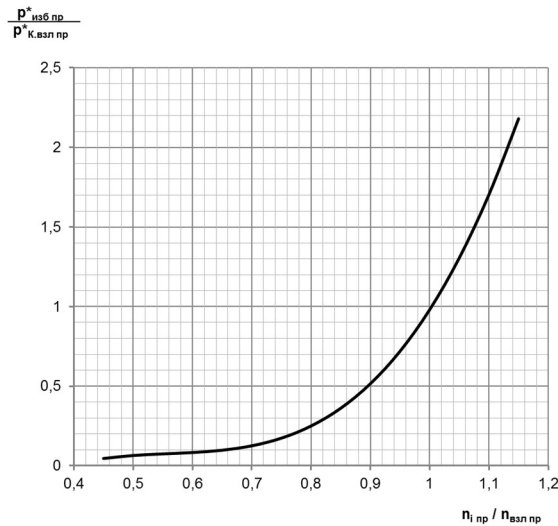


Рисунок 2.20 – Відносна зміна надлишкового тиску повітря за компресором за режимами роботи двигуна

$$\overline{P}^*_{изб.і.пр} = \frac{P^*_{изб.і.пр}}{P^*_{К.б пр}}; \quad (2.49)$$

Розрахувати наведений надлишковий тиск повітря за компресором на i -му режимі роботи двигуна за формулою:

$$P^*_{изб.і.пр.} = \overline{P}^*_{изб.і.пр} \cdot P^*_{К.б пр}; \quad (2.50)$$

Відповідно до формули знайти величину наведеного тиску за компресором:

$$P^*_{К.і.пр.} = P^*_{изб.і.пр} + P_0; \quad (2.51)$$

де $P_0 = 101330$ Па – тиск стандартної атмосфери на висоті 0 км;

Визначити фізичний тиск повітря за компресором на i -му режимі:

$$P_{К.і}^* = P^*_{К.і.пр} \cdot \frac{P_H^*}{P_0}; \quad (2.52)$$

Фізичну частоту обертання на i -му режимі роботи двигуна визначають за формулою:

$$n_i = n_{i.пр.} \cdot \sqrt{T_H^* \cdot T_0}; \quad (2.53)$$

де $n_{i.пр.}$ – відносна наведена частота обертання ротора на i -му режимі роботи двигуна;

$n_б.$ – частота обертання ротора на базовому режимі (злітний, $H = 0$ км).

Дані за оборотами, температурою та тиском занесемо до таблиці «Визначення граничних умов за кроками навантаження» (табл. А1 додатку 1).

2.10.10 Розрахунок теплового стану вузла

Метою розрахунку є визначення поля температур у досліджуваному об'єкті - диску турбіни високого тиску - і прилеглих до нього деталях на всіх режимах роботи двигуна, що розглядаються, для подальшого використання їх при розрахунку напружено-деформованого стану вузла.

Розрахунок теплового стану диска та прилеглих деталей будемо проводити у стаціонарній та нестаціонарних постановках. У першому випадку розглядатимемо базовий режим роботи двигуна – максимальний злітний, у другому випадку розглядатимемо роботу двигуна при виконанні певного раніше польотного циклу.

2.10.11 Стаціонарний розрахунок теплового стану вузла

Метою цього розрахунку є знаходження розподілу температур у досліджуваних деталях під час роботи на базовому режимі – максимальному злітному.

Для проведення розрахунку серед Ansys необхідно відкрити збережену раніше модель. Для цього використовуємо блок Geometry из toolbox в WB. Для роботи в Geometry використовуємо DM, в який імпортуємо заздалегідь підготовлений файл збирання у форматі x_t.

Далі додати блок Static Thermal, в якому розпочати налаштування моделі, а саме:

- Застосувати раніше створений матеріал до відповідних деталей;
- Створити сітку кінцевих елементів:

Для створення сітки кінцевих елементів використовують підмодуль Mash модуля Model. У загальних налаштуваннях сітки встановлено розмір кінцевих елементів 1,5 мм. Для покращення якості сітки використовувалися команди Face mashing (вибрано налаштування «упорядкована сітка») та method (з використанням трикутних та чотирикутних елементів). Результат створення сітки зображено на (рисунку 2.21).

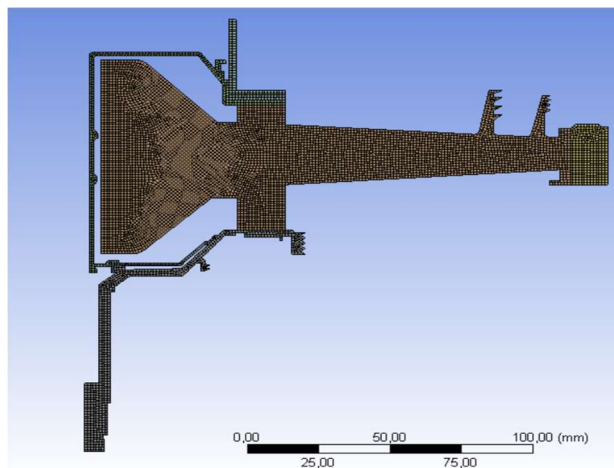


Рисунок 2.21 – Створення сітки розрахункової моделі

- Створити іменні вибірки, які відповідають лініям із загальними параметрами теплообміну за режимами;
- Призначити контакти між деталями.

Основна частина диска та його замкова частина, які для забезпечення коректної жорсткості диска є двома різними деталями, з'єднані за допомогою контакту типу bonded, а інші деталі з'єднані засобами контакту по separation.

Після цього в розрахунковому модулі Static Thermal за допомогою команди Convection задаємо граничні умови теплообміну до раніше підготовлених іменних вибірок.

Результатом розрахунку є поле температур у диску та прилеглих деталях, представлене на (рис. 2.22).

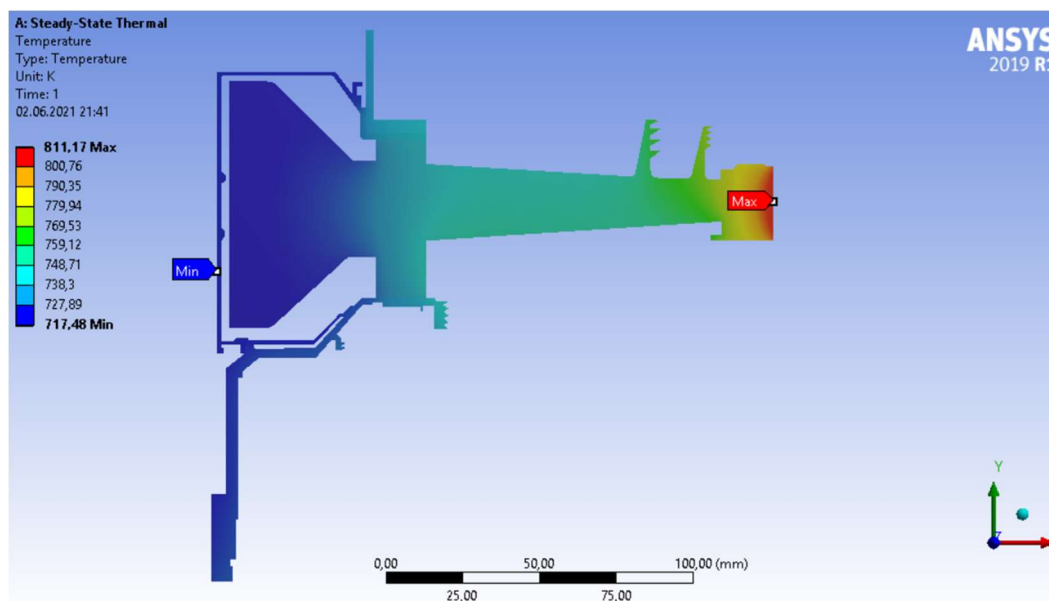


Рисунок 2.22 – Розподіл температур в узлі на базовому режимі роботи

2.10.12 Нестационарний розрахунок теплового стану

Мета цього розрахунку – визначення полів температур у деталях на всіх кроках навантаження при виконанні польотного циклу.

Налаштування з модулів Geometry, Model и Material для Static використовуємо і для Transient Thermal.

Для завдання кроків навантаження та тимчасових кроків необхідно в налаштуваннях аналізу призначити сумарну кількість кроків навантаження (Numbers of steps) та тимчасовий крок (time step) на кожному з них.

Далі необхідно призначити граничні умови для кожного кроку навантаження по ділянках. Граничні умови призначаємо за допомогою команди Convection.

Результатом розрахунку є розподіл температур у вузлі для початку (693 с) та кінця злітного (810 с) режиму (див. додаток А) при виконанні польотного циклу, визначеного раніше, а також графік залежності температури за часом для точок, що лежать у характерних перерізах диска (див.рис. 2.23)

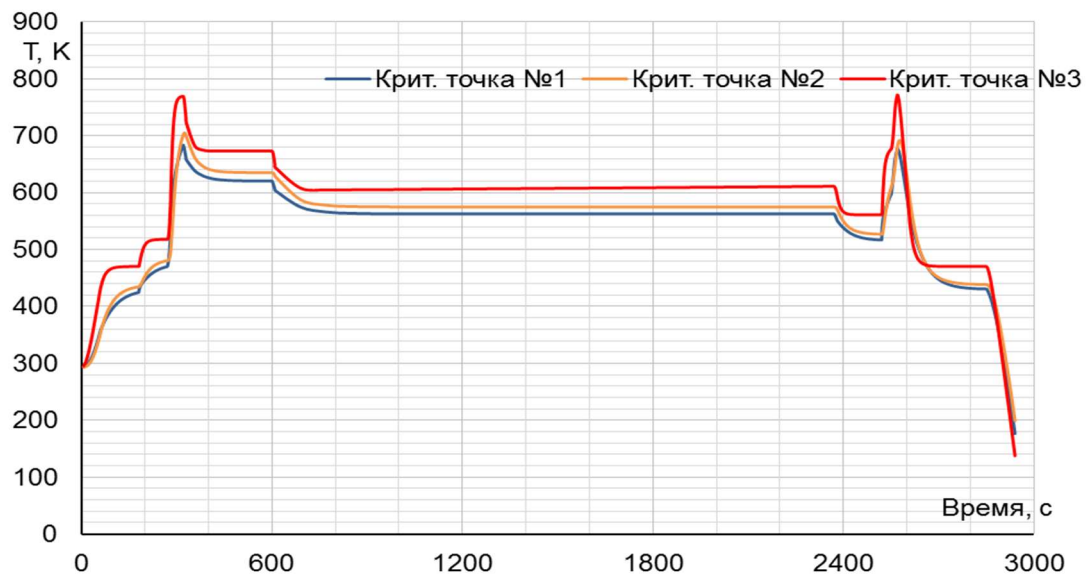


Рисунок 2.23 – Графік змінення температури за часом на маточині (синім), в районі кріплення диска до вала (помаранчевим) й на ободі диска (червоним)

В результаті одержано температурне поле диска турбіни для кожного моменту часу (визначеного тимчасовими кроками). Обід диска є найбільш нагрітою областю деталі; прогрів всього диска, в основному, відбувається у напрямку від зовнішнього радіусу до внутрішнього.

2.10.13 Розрахунок напружено-деформованого стану вузла

Метою даного розрахунку є визначення напруги від дії сил інерції в диску та прилеглих до нього деталей на базовому режимі роботи двигуна – максимальному злітному.

У разі вирішення задачі з механіки твердого тіла, що деформується, необхідне завдання умови закріплення та навантажень. Схема навантаження системи для розрахунку напружено-деформованого стану вузла представлена (див. рис. 2.24).

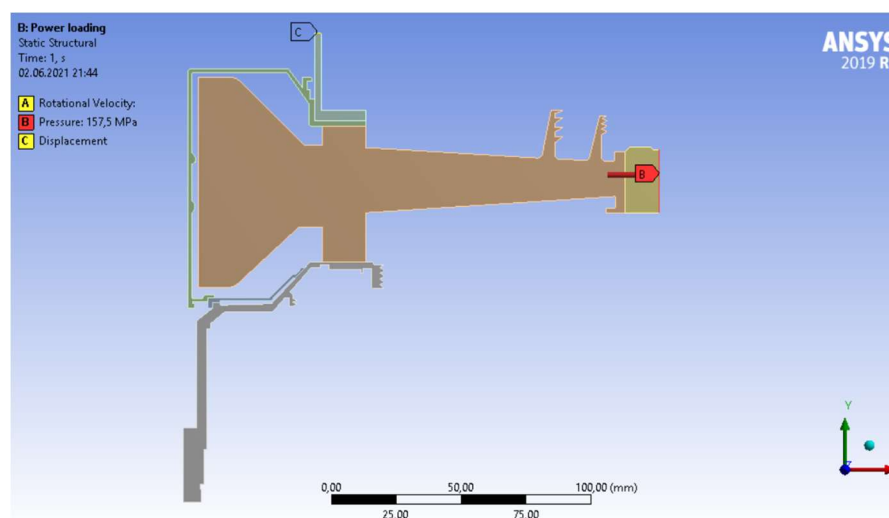


Рисунок 2.24 – Схема силового навантаження вузла

На систему діють навантаження від відцентрових сил. Для їхнього обліку задаємо частоту обертання вузла та контурне навантаження, яке імітує дію на полотно диска відкинутих лопаток. Для базового режиму роботи частота обертання високого тиску ротора дорівнює:

$$\omega = 1581,2 \text{ рад/с}$$

Контурне навантаження обчислимо за формулою:

$$\sigma_{RL} = \frac{72 \cdot 141.8 \cdot 10^6 \cdot 0.117 \cdot 10^{-3} + 2\pi \cdot 8200 \cdot 0.000416 \cdot 0.258^2 \cdot 2.23 \cdot 10^6}{2\pi \cdot 0.222 \cdot 0.0247} \quad (2.54)$$

$$= 157.5 \text{ МПа}$$

де $z = 72$ – число лопаток;

$\sigma_{RK} = 141.8 \text{ МПа}$ – напруга в кореновому перерізі лопатки від розтягування відцентровими силами;

$F_k = 0,117 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2$ – площа коренового перерізу лопатки;

$R_k = 0,247 \text{ м}$ – зовнішній радіус обода диска;

$b_k = 0,222 \text{ м}$ – ширина обода диска на радіусі R_k ;

$f = 4,16 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ – площа замкової частини лопатки, виключена з геометрії диска;

$R_{\text{цт.зчл}} = 0.258 \text{ м}$ – радіус центру ваги замкової частини лопатки, виключеної з розрахунку;

$\rho_l = 8200 \text{ кг/м}^3$ – щільність матеріалу лопатки;

Налаштування з модулів Geometry, Model та Material для Static Thermal використовуємо і Static Structural.

Для завдання закріплення використовуємо команду Displacement у контекстному меню Environment стаціонарного розрахунку напружено деформованого стану. Закріплення вздовж осі OY прикладаємо до обрізаної частини переднього валу, як показано на схемі.

Для завдання відцентрової сили у контекстному меню Environment вибираємо опцію Inertial, яка має команду Rotational Velocity. У цій команді задаємо частоту обертання ротора на злітному режимі навколо осі OY.

Контурне навантаження прикладаємо до периферійної лінії обода диска, використовуючи команду Pressure.

Результати цього розрахунку представлені у вигляді полів еквівалентних та окружних напруг і радіальних напруг. (рис. 2.25, 2.26, 2.27).

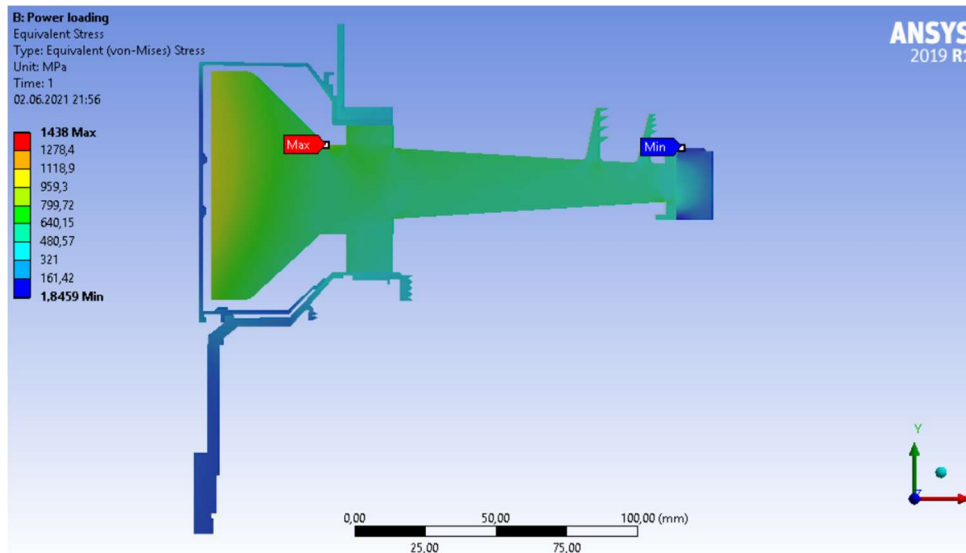


Рисунок 2.25 – Поле еквівалентних напруг у вузлі на базовому режимі, що встановився.

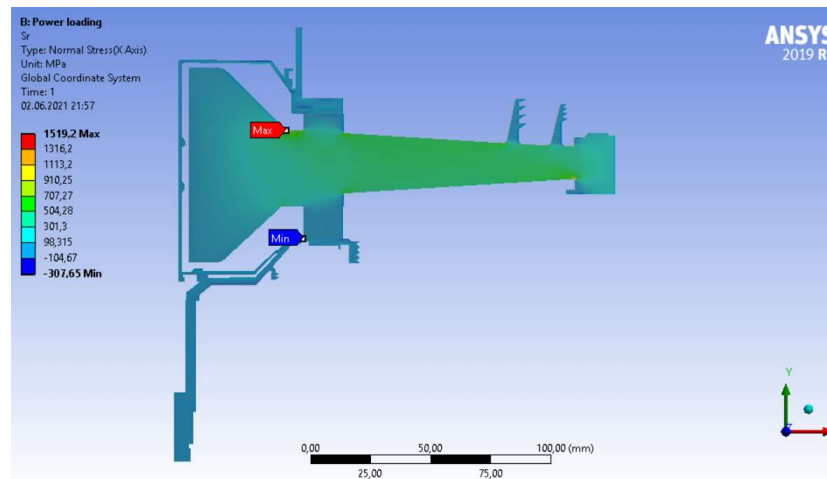


Рисунок 2.26 – Поле радіальних напруг у вузлі на базовому режимі, що встановився.

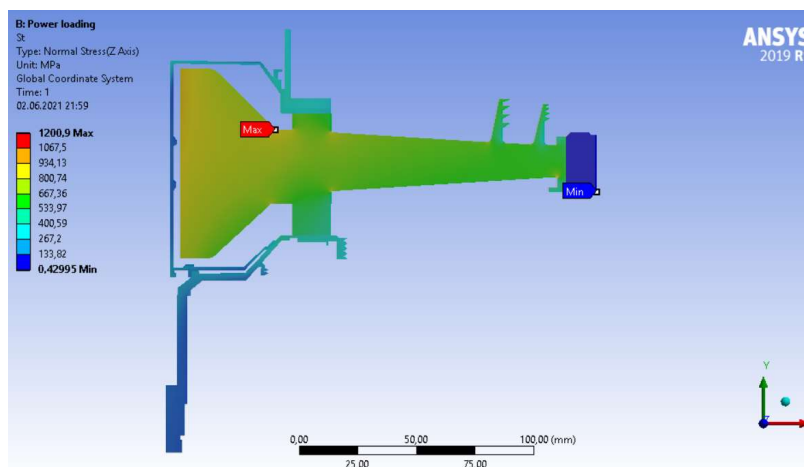


Рисунок 2.27 – Поле тангенціальних напруг у вузлі на базовому режимі, що встановився.

Загальний вид розподілу напруги відповідає теоретичному. Припущення можливості моделювання замкової частини з допомогою завдання ортотропних властивостей матеріалу вірно, що демонструє розподіл окружних напруг, показане рисунку 2.27. Отримані максимальні напруги 1201 МПа не фізичні, вони показують лише той факт, що при побудові моделі було використано креслення на якому було застосоване спрощення, а саме збільшені лабіринтні ущільнення, що викликало збільшення винесених мас від центру симетрії диска, що викликало згинальний момент, так само диск не є абсолютно симетричним тілом, і тому відбувається нерівномірний перерозподіл навантажень. Напруги на маточині за результатами стаціонарного розрахунку напруженого стану (без урахування температур) мають коректні значення (не перевищують межу плинності) та розподіл загалом, що підтверджує реалістичність моделі.

2.10.14 Розрахунок термонапруженого стану вузла

Метою даного розрахунку є знаходження полів напруг у деталях з урахуванням дії теплових навантажень та сил інерції..

Розрахунок будемо проводити у двох постановках – стаціонарній та нестаціонарній. У першому випадку розглядатимемо роботу вузла на базовому режимі роботи двигуна – максимальному злітному. У другому випадку розглядатимемо роботу вузла при виконанні польотного циклу.

2.10.15 Стаціонарний розрахунок термонапруженого стану вузла

Мета розрахунку – визначення полів напруг у диску і прилеглих до нього деталях при роботі двигуна на базовому режимі і порівняльна оцінка дії температурних навантажень на деталь.

Розрахунок напруги від дії температурних навантажень.

Даний розрахунок аналогічний до розрахунку напружено-деформованого стану вузла (див. п. 2.10.9) за исключением некоторых действий. В данном расчете вместо задания угловой скорости вращения и контурной нагрузки в качестве фактора нагружения задаем поле температур, рассчитанное при проведении стационарного теплового анализа узла (див. п. 2.10.8). Для этого в рабочем поле WB перетаскиваем модуль solution блока Static Thermal в новый блок Static Structural на модуль setup.

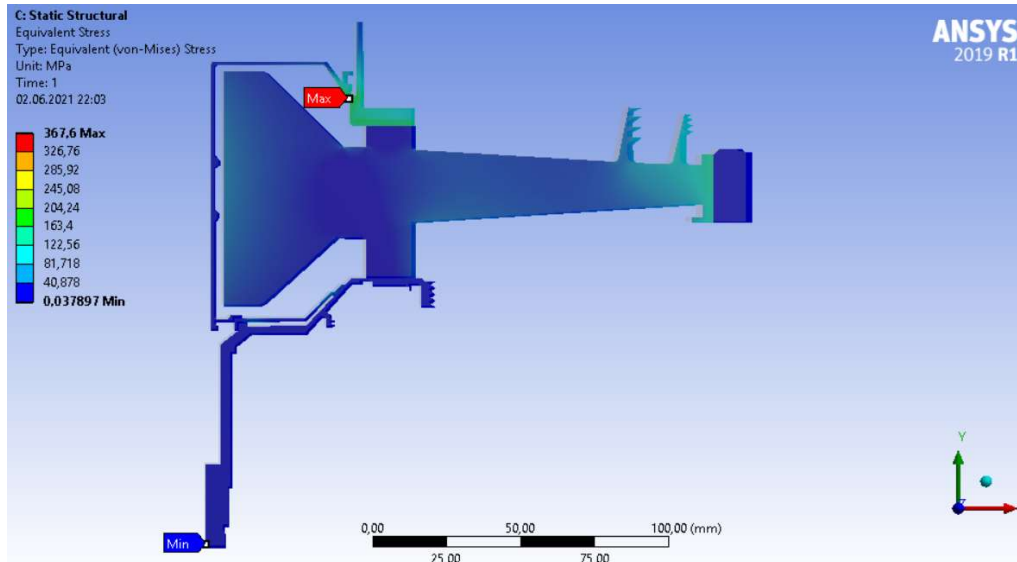


Рисунок 2.28 – Поле еквівалентних напруг від дії виключно температурних навантажень у вузлі на базовому режимі

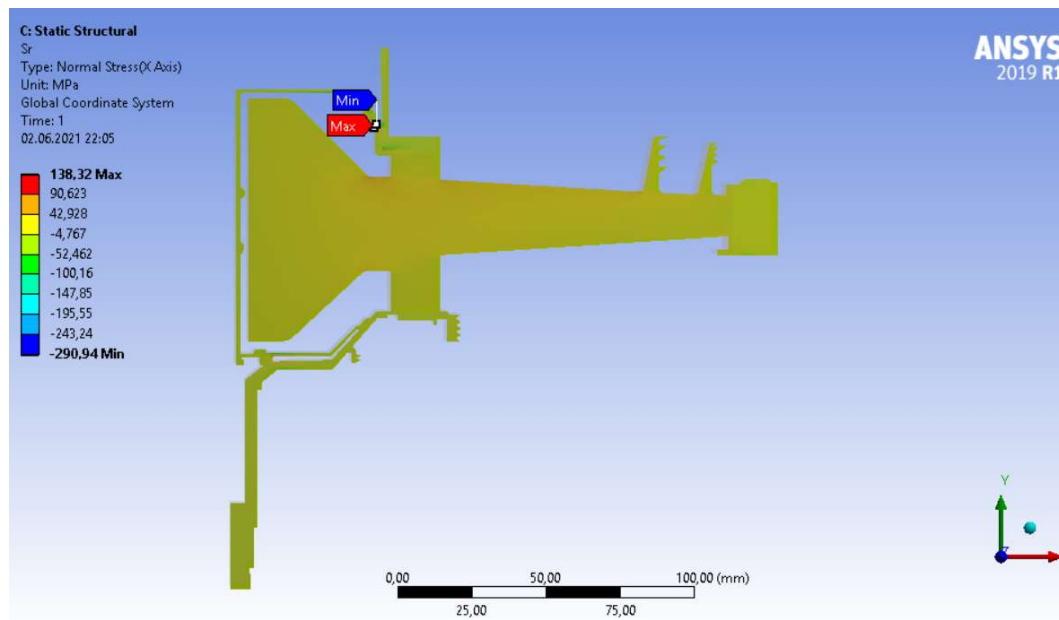


Рисунок 2.29 – Поле радіальних напруг від дії виключно температурних навантажень у вузлі на базовому режимі

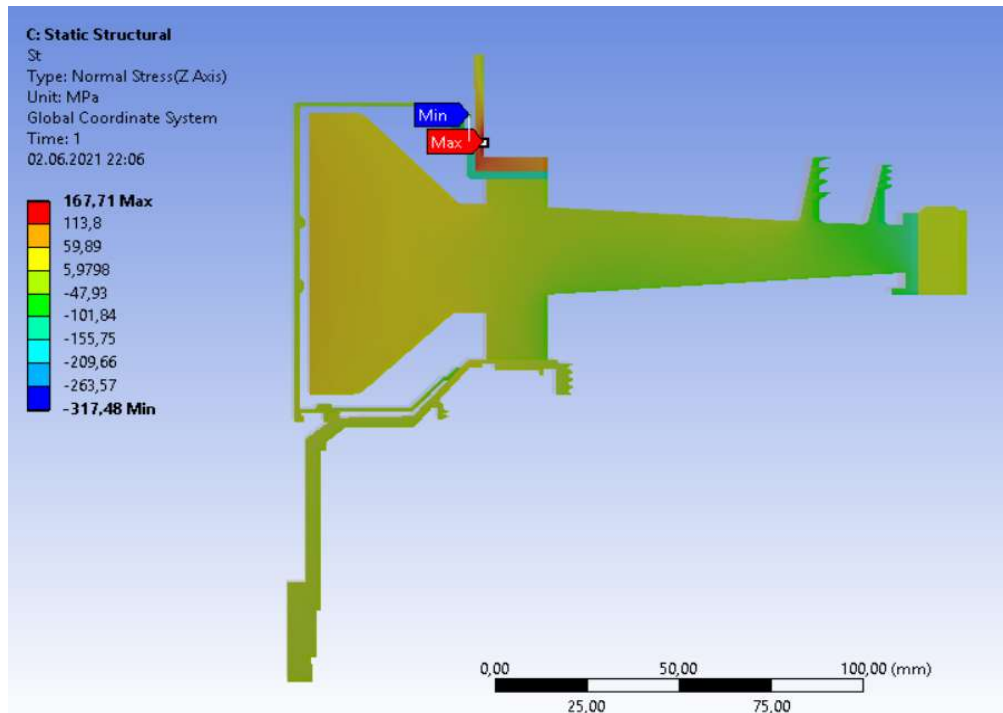


Рисунок 2.30 – Поле тангенціальних напруг від дії виключно температурних навантажень у вузлі на базовому режимі, що встановився

2.10.16 Розрахунок напруг від дії термічних та силових навантажень

Закріплення деталі та додаток навантажень у даному розрахунку проводимо аналогічно до розрахунку напружено-деформованого стану вузла. (див. п. 2.10.9). Однак у цьому розрахунку, перш ніж запустити його на виконання, необхідно додати поле температур, розраховане під час проведення стаціонарного теплового розрахунку (див. п. 2.10.12). Для цього в робочому полі WB перетягуємо модуль solution блоку Static Thermal до нового блоку Static Structural на модуль setup.

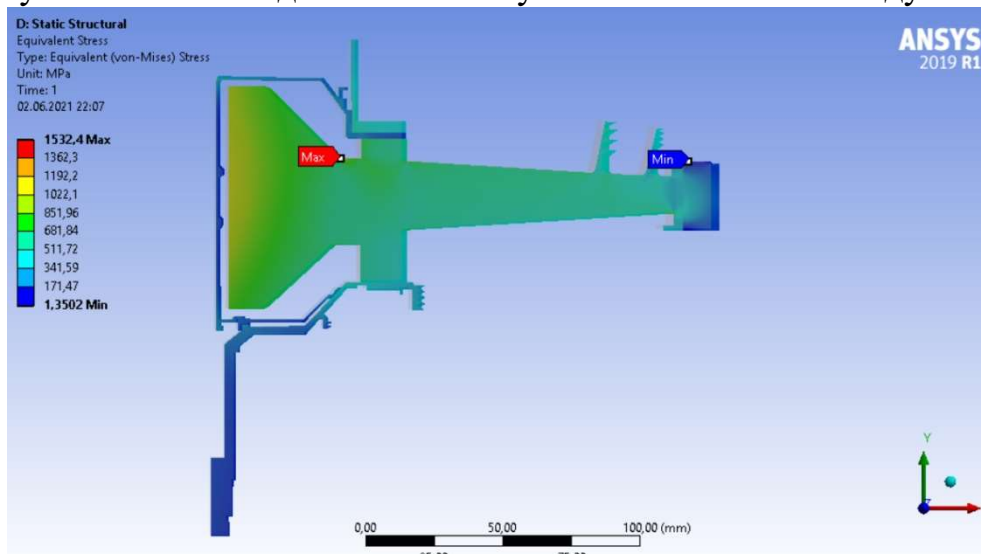


Рисунок 2.31 – Поле еквівалентних напруг від дії температурних та інерційних навантажень у вузлі на базовому режимі, що встановився

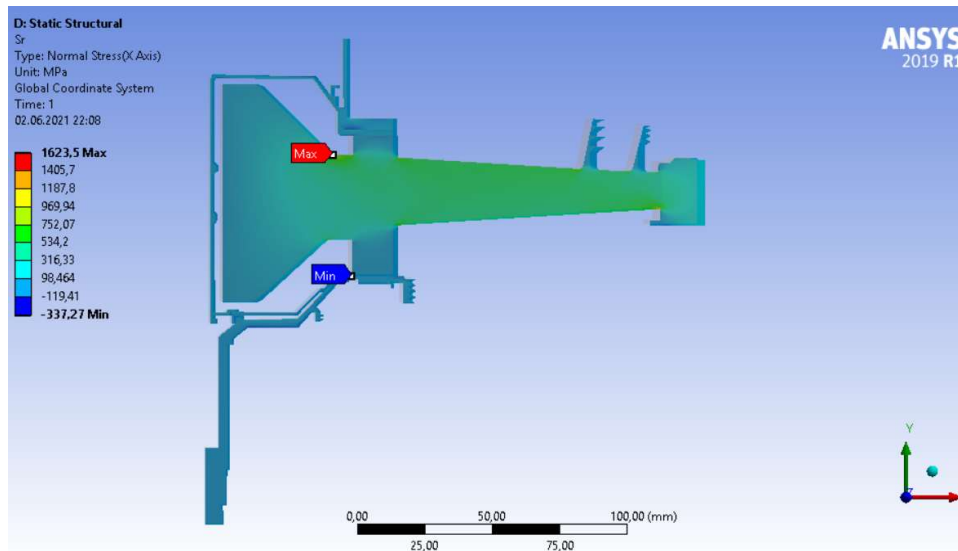


Рисунок 2.32 – Поле радіальних напруг від дії температурних та інерційних навантажень у вузлі на базовому режимі, що встановився

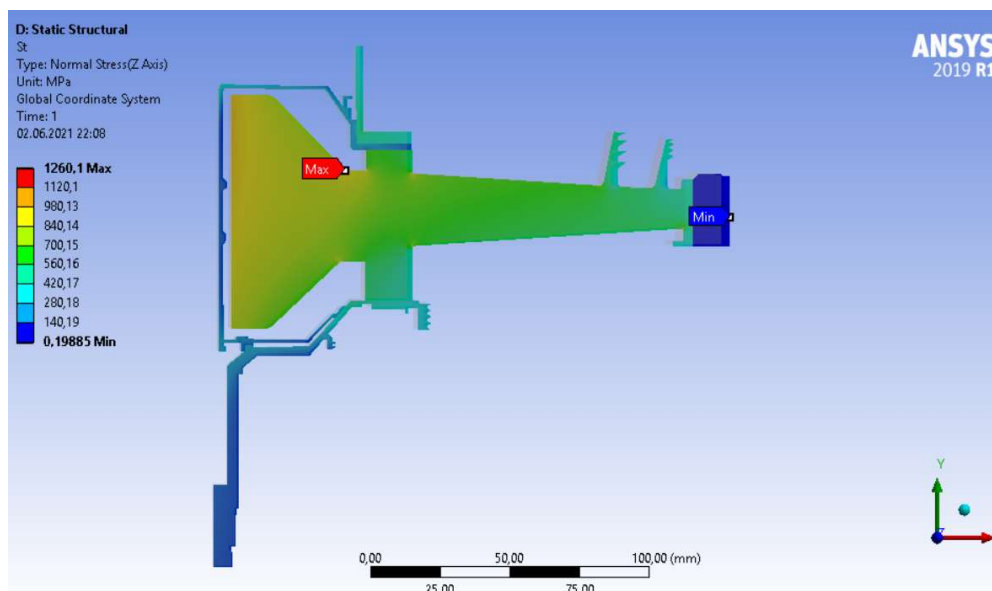


Рисунок 2.33 – Поле тангенціальних напруг від дії температурних та інерційних навантажень у вузлі на базовому режимі, що встановився

2.10.17 Нестационарний розрахунок термонапруженого стану вузла

Метою розрахунку є визначення полів напруги в диску для кожного моменту години під час виконання польотного циклу, описаного раніше.

Налаштування з модулів Geometry, Model та Material для Static Thermal використовуємо і Transient Structural.

Для завдання кроків навантаження та тимчасових кроків необхідно в налаштуваннях аналізу назначити сумарну кількість кроків навантаження (Numbers of steps) та тимчасовий крок (time step) на кожному з них.

Далі необхідно призначити частоту обертання та контурне навантаження для кожного кроку навантаження по ділянках. Частоту обертання та контурне

навантаження прикладаємо аналогічно (п.2.10.13), але для кожного кроку навантаження.

Теплове навантаження імпортуємо з Transient Thermal до Transient Structural.

Результати розрахунку, представлені у вигляді полів напруг у деталях, що розглядаються в момент початку і кінця злітного режиму польотного циклу, наведені в Додатку 2. Графік зміни за часом напруг в характерних точках диска наведено на (рис. 2.34, 2.35, 2.36).

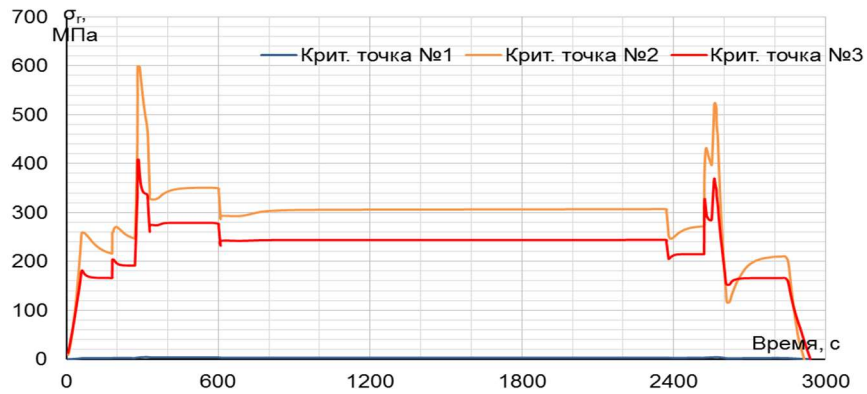


Рисунок 2.34 – Графік зміни еквівалентних напруг у критичних точках 1 (у маточини диска), 2 (в районі отвору під болти), 3 (в районі обода)

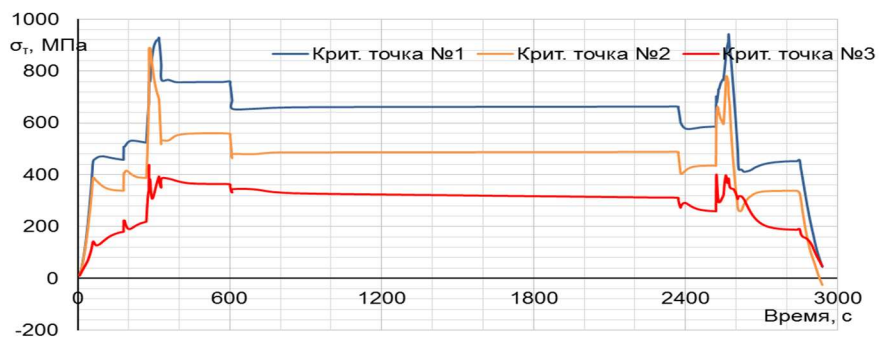


Рисунок 2.35 – Графік зміни радіальної напруги в критичних точках 1 (у маточини диска), 2 (в районі отвору під болти), 3 (в районі обода)

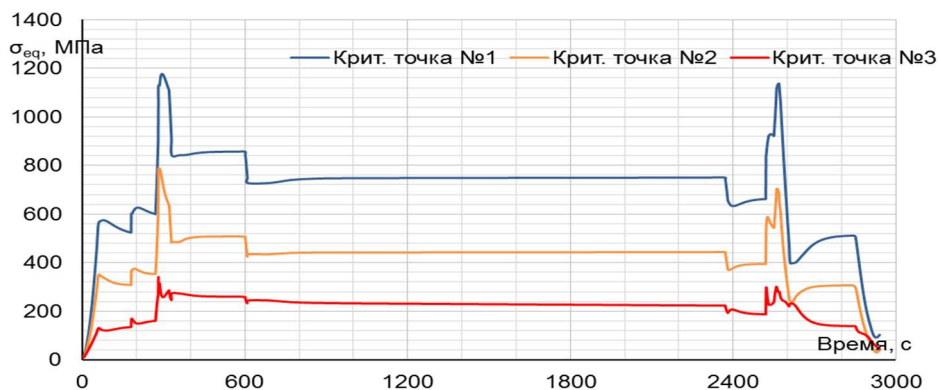


Рисунок 2.36 – Графік зміни тангенційної напруги в критичних точках 1 (у маточини диска), 2 (в районі отвору під болти), 3 (в районі обода)

Нестационарний розрахунок термонапруг у вузлі дозволяє визначити вклад термічної напруги в загальну картину їх розподілу. Облік термічної напруги при розрахунку дисків турбін на міцність необхідний.

В результаті отримано, що обід диска є найбільш нагрітою областю деталі; прогрівання всього диска, в основному, відбувається у напрямку від зовнішнього радіуса до внутрішнього. Крапка з найменшою температурою (наприкінці режимів) знаходиться в маточині диска.

Таким чином, найбільш небезпечним з точки зору міцності диска є максимальний режим зліту, на якому і розраховують двигун.

2.10.18 Висновки

Проведено розрахунок теплового, напружено-деформованого та термонапруженого стану вузла в стаціонарній та нестационарній постановках.

Загальний вид розподілу напруги відповідає теоретичному. Припущення можливості моделювання замкової частини з допомогою завдання ортотропних властивостей матеріалу правильно.

Напруги на маточині мають завищені значення і перевищують межу плинності як на початку, так і в кінці злітного режиму. Ці дані отримані із нестационарного розрахунку термонапруженого стану. Робота дисків турбіни за межами плинності є допустимою.

2.11 Розрахунок осьових сил і крутних моментів, що діють на ротор

Розрахункова формула осьової сили, що діє на *i*-й ступінь ротора, має вигляд:

$$F_{ai} = F_{\rho li} + F_{di} + F_{ina i}; \quad (2.55)$$

де

- осьова сила, що діє на робочі лопатки;
- осьова сила, що діє на диск;
- сила інерції ступеня;

$$F_{\rho li} = \pi \cdot D_{cp} \cdot h_l \cdot (P_2 - P_1) + G_v(C_{2a} - C_{1a}); \quad (2.56)$$

P_1 – повний тиск перед ступеню

P_2 – повний тиск за ступеню;

G_v – витрата повітря через ступінь;

C_{1a} – осьова швидкість потоку на вході в ступінь;

C_{2a} – осьова швидкість потоку на виході з ступеня;

D_{cp} – середній діаметр проточної частини;

h_l – висота лопатки;

m – маса ступеня;

g – прискорення вільного падіння;

k – коефіцієнт експлуатаційного навантаження.

Розрахункова формула крутного моменту на турбіні та компресорі:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega}; \quad (2.57)$$

де N – потужність ступеня;

Кутову частоту обертання робочого колеса ступеня знаходимо за формулою:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}; \quad (2.58)$$

Вихідними даними для розрахунків є:

$n_1=14267$ об/хв – частота обертання ротора

$G_B=28.37$ кг/с;

$G_T=2.84$ кг/с;

$$\omega = \frac{3.14 \cdot 14267}{30} = 1549.07 \text{ рад/с}$$

Вихідні дані для розрахунку крутного моменту та осьової сили компресора та турбіни одержано у розділі 1 проекту.

2.11.1 Результати розрахунку

Розрахунок проводився з використанням формул та результатів розрахунків наведених вище в пакеті Microsoft Excel. Результати розрахунків компресора та турбіни наведені в таблицях 2.14, 2.15, 2.16 і 2.17 відповідно.

Таблиця 2.14 – Результати розрахунку компресора

	D	d	W1	W2	P1	P2	Fкол	Рос
1	0,6037	0,3924	262,8	202	71940	84990	0,16531	605,0
2	0,5855	0,4191	267,5	197,5	104200	122000	0,13129	549,9
3	0,5722	0,437	271	196	145900	170600	0,10716	732,2
4	0,5623	0,4497	268,3	194,5	197300	230000	0,08950	1042,4
5	0,5549	0,4588	263,4	193,8	258300	299100	0,07651	1344,8
6	0,477	0,4653	259,7	194	327400	373600	0,00866	-1277,3
							Рсум	2997,0

Таблиця 2.15 – Результати розрахунку компресора

Hz	n	G	W	Mкр
25830	11400	25,53	1193	552,7
31000	11400	25,53	1193	663,3
34000	11400	25,53	1193	727,5

Продовження таблиці 2.15

34000	11400	25,53	1193	727,5
31000	11400	25,53	1193	663,3
27000	11400	25,53	1193	577,7
Мсум				3911,9

Таблиця 2.16 – Результати розрахунку турбіни

	D	d	W1	W2	P1	P2	Fкол	Рос
1	0,553	0,494	289,6	483,1	472000	341000	0,04852	-1415,6

Таблиця 2.17 – Результати розрахунку турбіни

N	n	W	Мкр
8072600	11400	1193,2	6765,5

За результатами розрахунків крутних моментів побудовано епюри крутних моментів.

2.11.2 Розрахунок напружень та запасів міцності

2.11.3 Розрахунок валу на міцність

Розрахунок запасу міцності проводиться за такою формулою:

$$K_{\text{зап}} = \frac{\sigma_{0.2}}{\sigma_{\text{э}}} 1.5 \dots 3; \quad (2.59)$$

де $\sigma_{0.2}$ для матеріалу 18ХНВА або 40ХНМА дорівнює 600...650 МПа при температурі 300 °С.

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau^2_{\text{кр}}}; \quad (2.60)$$

де

$$\tau_{\text{кр}} = \frac{M_{\text{кр}}}{r_{\text{вала}} \cdot F_{\text{вала}}}; \quad (2.61)$$

$$r_{\text{вала}} = 0.073\text{м};$$

$$\sigma_p = \frac{p_{a\Gamma}}{F_{\text{вала}}}; \quad (2.62)$$

$$F_{\text{вала}} = \frac{\pi}{4} (d_{\text{н}}^2 - d_{\text{вн}}^2) = \frac{3.14}{4} \cdot (0.083^2 - 0.076^2) = 0.00087; \quad (2.63)$$

$$\sigma_p = \frac{2997}{0.00087} = 3.44 \text{ МПа};$$

$$\tau_{кр} = \frac{3911.9}{0.04 \cdot 0.00087} = 112.4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = \sqrt{3.44^2 + 4 \cdot 112.4^2} = 224.8 \text{ МПа};$$

$$K_{зап} = \frac{600}{224.8} = 2.66;$$

2.11.4 Розрахунок болтового з'єднання

Вихідними даними для розрахунку є наступні величини:

Розрахунковий діаметр валу:

$$d_6 = 0,083 \text{ м};$$

Момент, що діє на болт:

$$M_{кр} = 3911.9 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

Осьова сила компресора:

$$P_a = 2997 \text{ Н}.$$

У таблиці 2.18 наведено допустимі значення напруги розтягування і зминання для сталі.

Таблиця 2.18 – Допустимі значення напруги розтягування і зминання для сталі.\

	σ_p , МПа	$\sigma_{см}$, МПа	$\tau_{ср}$, МПа
Сталь	120...300	200...400	150

$$\sigma_p = \frac{P_a}{F_{вала}} (K_3 + 1) = \frac{2997}{0.00087} (1.25 + 1) = 7.75 \text{ МПа}; \quad (2.64)$$

Коефіцієнт запасу міцності за умовою розтягування сталевих болтів складає:

$$K_p = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_p} = \frac{120 \div 300}{7.75} = 15.5 \dots 38.7; \quad (2.65)$$

Напруження зрізу можна визначити за формулою:

$$\tau_{зр} = \frac{M_{кр}}{F_{ср} \cdot R \cdot z} = \frac{M_{кр}}{F_{вала}} = \frac{3911.9}{0.00087} = 4.5 \text{ МПа.} \quad (2.66)$$

Розрахуємо запас міцності (як матеріал беремо сталь с $[\tau_{ср}] = 150 \text{ МПа}$):

$$K_{ср} = \frac{[\tau_{ср}]}{\tau_{ср1}} = \frac{150}{4.5} = 33.33; \quad (2.67)$$

Виконаємо розрахунок болта на зминання:

$$\sigma_{см} = k \frac{M_{кр}}{F'_{вала}} = 1.3 \frac{3911.9}{0.00087} = 18.73 \text{ МПа;} \quad (2.68)$$

де F' – площа перерізу зминання болта (прямокутник).

Розрахуємо запас міцності (як матеріал беремо сталь с $\sigma_{см} = 200 \dots 400 \text{ МПа}$):

$$K_{см} = \frac{[\sigma_{см}]}{\sigma_{см1}} = \frac{200 \div 400}{18.73} = 10.7 \dots 21.3. \quad (2.69)$$

2.11.5 Висновки

Провівши розрахунок ротора побудували епюри осьових сил, крутних моментів. За результатами розрахунків визначили небезпечний перетин на роторі та зробили розрахунок на міцність валу:

$$K_{зап} = 2.66;$$

Для болтового з'єднання:

$$K_p = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_p} = 15.5; \quad K_{ср} = \frac{[\tau_{ср}]}{\tau_{ср1}} = \frac{150}{4.5} = 33.33; \quad K_{см} = \frac{[\sigma_{см}]}{\sigma_{см1}} = 10.7;$$

Коефіцієнти запасу задовольняють нормам міцності.

3 Технологічна частина

3.1 Аналіз креслення деталі

3.1.1 Призначення умови роботи та конструкція деталі

Деталь “Вал насоса” під час роботи агрегату відчуває статичні, динамічні, температурні навантаження, т. е. є важко навантаженою деталлю. Усі ці чинники необхідно враховувати розробки технології її отримання. Матеріал валу – легована сталь 16ХЗНВФМБ-Ш.

Деталь ГП 23-303 (вал насоса) входить до складу гідромашини. Гідравлічна передача складається з двох роторних блоків аксіально-плунжерних гідромашин: гідромашин змінної продуктивності (ГКМ 1) і гідромашин постійної продуктивності (ГКМ 2).

Основні елементи:

- блок циліндрів із плунжерами;
- похила шайба;
- шайба;
- вал-шестерня (ГП 23-303);
- торцевий розподільник.

Гідромашини ГКМ 1 та ГКМ 2 пов'язані між собою гідравлічно і мають у золотнику порожнини всмоктування. Обидві машини оборотні і працюють в режимі насоса і в режимі мотора в залежності від режиму роботи приводу, причому одна гідромашинка працює в режимі насоса, друга, отримуючи від неї робочу рідину під тиском через загальну порожнину нагнітання, працює в цей час в режимі мотора.

ГКМ 1 є регулюючою машиною, так як її похила шайба може змінювати свій кут, і тим самим подачі через вал-шестерню та шестерню отримує обертання від водила.

ГКМ 2 через вал-шестерню пов'язана з допоміжним валом диференціально-сонячної шестірні, має змінну частоту і напрямок обертання в залежності від величини та знаку кута установки похилої шайби.

При нульовому значенні кута установки похилої шайби ГКМ 1 похідна дорівнює нулю, а ГКМ 2 не обертається.

3.1.2 Матеріал деталі

Обов'язковою умовою забезпечення технологічності деталі у механообробному виробництві є виконання низки вимог ЕСТП та галузевих стандартів:

- створення деталей таких конструкційних форм, які дозволяють застосовувати більш продуктивні методи механічної обробки та використовувати високопродуктивне обладнання;
- забезпечення умов врізання та виходу різального інструменту, а також хорошого доступу та контролю поверхонь деталі;
- максимально можливе спрощення конструкції деталей та вузлів;
- застосування раціональних заготовок;
- широке використання принципів уніфікації;

– технічно обґрунтоване встановлення точності та шорсткості оброблених поверхонь тощо. Аналіз креслення деталі з урахуванням обсягів та термінів випуску дозволяє отримати загальне уявлення про необхідне ТП.

Матеріал, загальні розміри та конфігурація деталі дають можливість встановити необхідний або можливий спосіб одержання заготовки деталі, а також зразковий обсяг обробки та типаж необхідного обладнання. Присутність складних поверхонь (зуб'я, шліци) визначає необхідність використання спеціального обладнання.

Задана в кресленні термічна або хіміко-термічна обробка дає уявлення про місце цієї обробки ТП і про поділ ТП на етапи.

Умови роботи деталі зумовили вибір матеріалу – електрошлаковий переплав марки 16ХЗНВФМБ – Ш (Ди 39Ш).

Таблиця 3.1 – Хімічний склад

Хім. елемент	%
C	0.14-0.19
Si	0.6-0.9
Mn	0.4-0.7
Cr	2.6-3.0
Ni	1.0-1.5
Mo	0.4-0.6
W	1.0-1.4
V	0.35
Nb	0.1-0.2
S	не більш 0.015
Ф	не більш 0.025

Кругла гарячекатана сталь ГОСТ 2590-71

Кована сталь ГОСТ 1133-71

Механічні властивості:

Таблиця 3.2 – Механічні властивості

Режим терм. обробки заготовлі	Тимчасове опір розрив σ_b , Мпа (кгс/мм ²)	Межа плинності σ_0 , Мпа (кгс/мм ²)	Відносне		Ударна в'язкість Дж/см ³ $\left(\frac{\text{кгс} \cdot \text{м}}{\text{см}^3}\right)$	Твердість по Брінеллю \varnothing , мм
			Подовження δ_s , %	Звуження ψ , %		
Загартування 900-920°C в маслі, відпуск 300-350°C.	1275 (130)	1130 (115)	10	50	64.0 65	3.0-3.7 HRC ₃ 40.5-45

3.1.3 Конструктивні особливості деталі

Технологічність конструкції за матеріалом деталі можна оцінити як середню. Наявність легуючих елементів визначає матеріал як дорогий, середньо-дефіцитний. Це, у свою чергу, вимагає застосування спеціального різального інструменту..

З погляду жорсткості та міцності конструкції форма деталі та співвідношення розмірів елементів досить раціональні.

Вимоги точності форми та розташування поверхонь обумовлені необхідністю забезпечити співвісність та надійність, оскільки вал насоса працює в масляному середовищі. Присутність у конструкції деталі шліць, отворів, зубів призводить також до зменшення технологічності, оскільки продуктивність цих операцій є досить низькою.

Більшість оброблюваних поверхонь з точки зору забезпечення точності та шорсткості не становлять технологічних труднощів, дозволяють вести обробку високопродуктивними методами.

В основному деталь досить технологічна, має хороші базові поверхні для початкових операцій та досить проста по конструкції.

3.1.4 Оцінка технологічності деталі

Відповідно до ГОСТу 14202-73 для оцінки технологічності деталі використовуються такі коефіцієнти K_T , $K_{ш}$.

Рівень технологічності конструкції за точністю обробки:

$$K_T = 1 - \frac{1}{T_{cp}}; \quad (3.1)$$

де середній квалитет точності обробки виробу знаходимо за формулою:

$$T_{cp} = \frac{\sum T_{Ni}}{\sum n_i}; \quad (3.2)$$

n_i – число розмірів відповідного квалитета;

T – квалитет точності конструкції.

$$T_{cp} = \frac{2 \cdot 5 + 2 \cdot 6 + 2 \cdot 10 + 20 \cdot 12}{26} = 10.8.$$

Підставляємо значення:

$$K_T = 1 - \frac{1}{10.8} = 0.907;$$

Оскільки $K_T > 0.8$, то деталь технологічна

Рівень технологічності конструкції з шорсткості поверхні [2, с.33]:

Середня шорсткість знаходиться за формулою:

$$K_{ш} = \frac{1}{Ш_{ср}}; \quad (3.3)$$

де знаходимо за формулою:

$$Ш_{ср} = \frac{\sum Ш \cdot n_{iT}}{n_i}; \quad (3.4)$$

$$Ш_{ср} = \frac{5 \cdot 0.8 + 3 \cdot 1.25 + 9 \cdot 3.2 + 9 \cdot 6.3}{26} = 3.6;$$

Підставляємо значення:

$$K_{ш} = \frac{1}{3.6} = 0.27.$$

Оскільки $K_{ш} < 0.32$, то деталь технологічна.

Коефіцієнт використання матеріалу [1, с.186]:

$$K_{ім} = \frac{M_{д}}{M_{з}} = \frac{0.198}{0.26} = 0.76; \quad (3.5)$$

де $M_{д}$ - маса деталі, кг;
 $M_{з}$ - маса заготівлі, кг.

3.1.5 Вибір та обґрунтування методу отримання заготівлі

Метод отримання заготівлі, що забезпечує технологічність виготовлення деталі за мінімальної собівартості та найбільшим КІМ вважається оптимальним.

Оптимальний метод отримання заготівлі визначається на основі всебічного аналізу вищезгаданих факторів. Як заготівля необхідно вибрати гаряче штампування. Розробка маршрутного технологічного процесу.

Вихідними для розробки маршрутного технологічного процесу є:

- ескіз деталі (рисунок 3.1.) з нумерацією основних поверхонь;
- матеріал деталі: сталь 16ХЗНВФМБ-Ш;
- заготовка: гаряче штампування;
- умови роботи: висока контактна напруга та крутний момент при циклічному характері навантаження;
- тип виробництва: дрібносерійне;
- група контролю: 3 за ОСТ 190074-72.

Креслення поковки розробляють за кресленням готової деталі, розміри проставляють лише від вихідних баз механічної обробки.

Стандарт (ГОСТ 7505-89) передбачає поділ сталевих поволок за точністю виготовлення на п'ять класів Т1...Т5 в залежності від обладнання, що застосовується, що забезпечує необхідний ступінь точності.

Для сталі 16ХЗНВФМБ-Ш вибираю клас точності – Т4.

Група сталі - М1 (сталь з масовою часткою вуглецю до 0,35%).

Ступінь складності – С4.

Конфігурація поверхні роз'єму штампу – плоска (П) 1, т.2, с.51.

Величину припусків та допусків розмірів покування відповідно до стандарту визначають за величиною розміру, товщиною покування, необхідною якістю механічної обробки деталі та вихідним індексом покування.

Вихідний індекс – узагальнений показник якості покування, який визначається масою покування, її матеріалом (групою сталі), ступенем складності та класом точності [1, т.2, с.51].

Орієнтовну величину розрахункової маси покування (M_{Π}) допускається обчислювати за формулою:

$$M_{\Pi} = M_{\text{д}} \cdot K_{\text{р}}; \quad (3.6)$$

де M_{Π} – розрахункова маса поковки кг;

$M_{\text{д}}$ – маса деталі кг;

$K_{\text{р}}$ – розрахунковий коефіцієнт, що встановлюється ГОСТом [1, т.2, с.51].

Для валів:

$$K_{\text{р}}=1,3.$$

Враховуючи всі вищезгадані характеристики та масу поковки:

$$M_{\Pi} = 0,242;$$

Отримуємо вихідний індекс рівний 10.

Як заготовку вибираю штампування, що виконується на кривошипних гарячештампувальних пресах.

Переваги пресів:

- підвищена точність розмірів поковок через сталість ходу преса та визначеність нижнього положення повзуна, що дозволяє зменшити відхилення розмірів поковок по висоті;
- збільшеному коефіцієнту використання металу внаслідок більш досконалої конструкції штампів, забезпечених виштовхувачами, що зменшує ухили, припуски, напуски, допуски, що призводить до економії металу;
- поліпшення умов праці (менше шуму);
- висока продуктивність.

Недоліки:

- висока вартість;
- очищення заготовок перед штампуванням від окалини;
- складна конструкція штампів.

Поковки виготовляються зусиллями преса 6,3...63 МН. Заготовка для штампування – некалібрований пруток.

Поковка виготовляється видавлюванням, зокрема для данної деталі – видавлювання металу в замкнуту кільцеву порожнину. Стрижень поковки одержують видавлюванням, а голівку осадом у закритих чи відкритих штампах. При осаді головки надлишок металу витрачається на збільшення довжини стрижня, а головка штампується без задирки або з невеликим торцевим задирком. Використовують пряме та зворотне видавлювання. У штампі передбачають струмки. Здійснюють видавлювання у два переходи.

Клас поковки – Б[2, с.42]. Група поковки – 5[2, с.43].

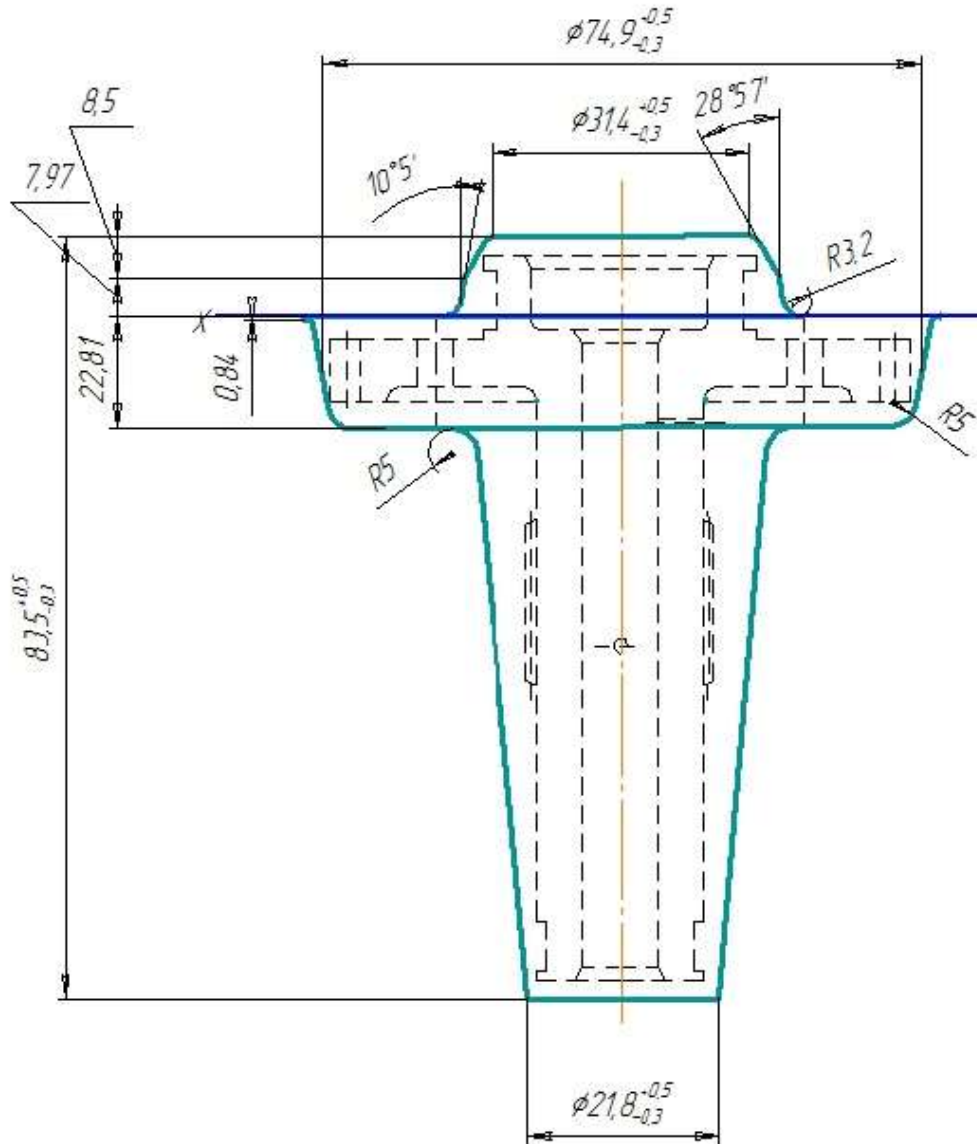


Рисунок 3.1 – Штампування деталі

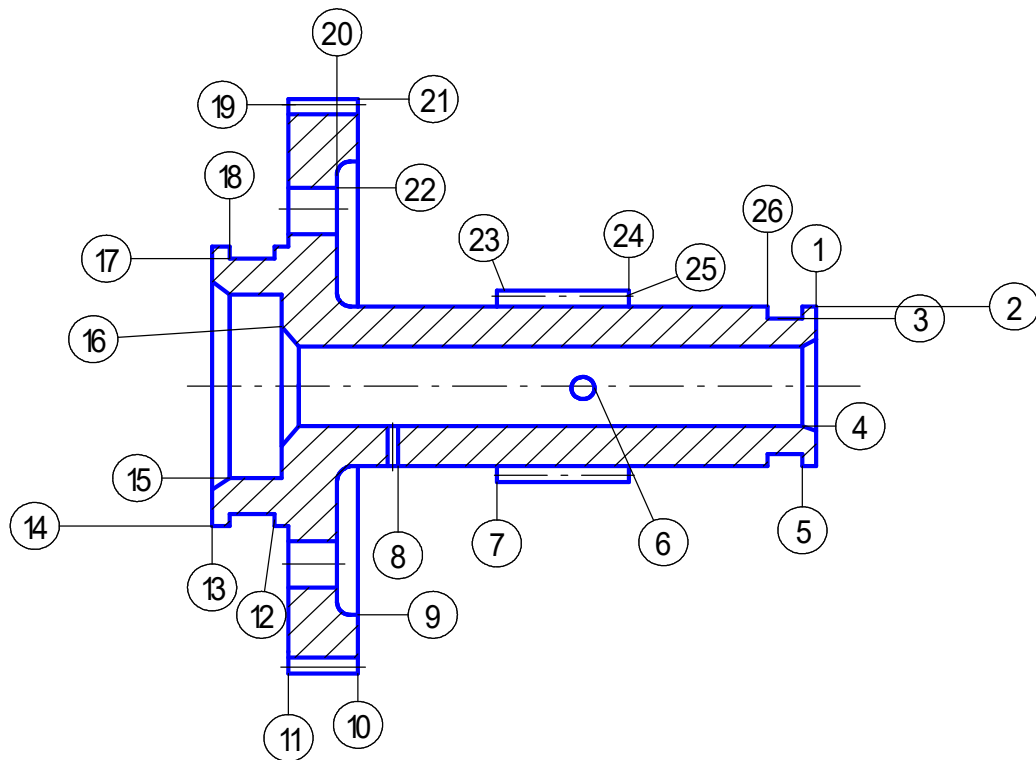


Рисунок 3.2 – Ескіз деталі

3.2 Розрахунок числа технологічних переходів обробки основних поверхонь деталі

Число переходів, необхідне обробки кожної з поверхонь деталі, їх склад за застосовуваними методами обробки визначаються виходячи з розрахунків з аналітичним залежностям і співвідношенням характеристик точності розмірів, форми і шорсткості однойменних поверхонь вихідної заготовки і готової деталі.

Кількість ступенів обробки окремої поверхні для досягнення заданої точності розмірів та шорсткості поверхні визначаємо за такими залежностями:

Умова забезпечення заданої точності розміру [2, с.33]:

$$n_T = \frac{\lg \cdot \frac{T_{\text{заг}}}{T_{\text{дет}}}}{0.46}; \quad (3.7)$$

де $T_{\text{заг}}$, $T_{\text{дет}}$ – допуск на заготовлю та деталь відповідно;
Умова забезпечення заданої шорсткості [2, с.33]:

$$n_{\text{ш}} = \frac{\lg \cdot \frac{Rz_{\text{заг}}}{Rz_{\text{дет}}}}{0.4}; \quad (3.8)$$

де $Rz_{\text{дет}}$, $Rz_{\text{заг}}$ – шорсткість деталі та заготовлі відповідно.

При визначенні параметрів кожного окремого переходу слід врахувати, що кожен наступний ступінь обробки призведе до підвищення точності операційного розміру, і найбільш істотне зменшення вихідної похибки відбувається на перших ступенях обробки.

Для оцінки вводяться коефіцієнти уточнення [2, с.33]:

$$K_t = \frac{T_{\text{заг}}}{T_{\text{дет}}}; \quad (3.9)$$

$$K_{\text{ш}} = \frac{Rz_{\text{заг}}}{Rz_{\text{дет}}}; \quad (3.10)$$

Дані розрахунків заносимо до табл. 4 “Розрахунок потрібного числа переходів Ескіз деталі з позначенням її поверхонь, котрим ведеться розрахунок числа переходів, представлений на рис.3.1.

Для прикладу наведемо розрахунок поверхні 2($\varnothing 16,71 h5$).

Тому приймаємо такий порядок обробки:

- штампування (h12, Rz100);
- точення чистове (h10, Rz50);
- точение тонкое (h8, Rz25);
- шліфування чистове (h6, Ra6.3).
- шліфування тонке (h5, Ra3.2).

Розрахунок для інших поверхонь аналогічний.

Результати розрахунків наведено у таблиці 3.3

Таблиця 3.3 – Розрахунок поверхонь

№ пов.	Розміри		Квалітет допуск		Шорсткість Rz		Кількість потрібних переходів			Характеристики точності переходів							
	Д	3	Д	3	Д	3	n _T	n _Ш	n _{пр}	Квалітет/ допуск			Шорсткість Rz, мкм				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
13	горіць				6.3	160		3.2	3		$\frac{h_{12}}{0.210}$	$\frac{h_{12}}{0.210}$	$\frac{h_{12}}{0.210}$	$\frac{h_6}{0.013}$	80	25	6.
14	∅ 28.5		$\frac{h_6}{0.013}$	$\frac{h_{15}}{0.840}$	6.3	160	3,9	3,5	4		$\frac{h_{12}}{0.210}$	$\frac{h_{12}}{0.210}$	$\frac{h_{12}}{0.210}$	$\frac{h_6}{0.013}$	100	50	2.
1	горіць		$\frac{h_5}{0.008}$		6.3	160		3.2	3						80	25	6.
2	∅ 16.71			$\frac{h_{12}}{0.180}$	3.2	100	3	3.7	4		$\frac{h_{10}}{0.084}$	$\frac{h_8}{0.027}$	$\frac{h_6}{0.011}$	$\frac{h_{65}}{0.008}$	50	25	6.
10	горіць		$\frac{h_5}{0.008}$		6.3	160		3.2	3					$\frac{h_5}{0.008}$	80	25	6.
11	горіць				6.3	160		3.2	3		$\frac{h7}{0.210}$	$\frac{h6}{0.011}$			80	25	6.
21	∅ 72.12		$\frac{h_{10}}{0.120}$	$\frac{h_{15}}{1.2}$	6.3	160	2.2	3.2	3		$\frac{h_{12}}{0.3}$	$\frac{h_{11}}{0.190}$	$\frac{h_{10}}{0.120}$		100	25	6.
23	∅ 19.05		$\frac{h_{10}}{0.084}$	$\frac{h_{15}}{0.840}$	6.3	160	2.2	3.2	3		$\frac{h_{12}}{0.210}$	$\frac{h_{11}}{0.130}$	$\frac{h_{10}}{0.084}$		100	25	6.
17	∅ 25,5		$\frac{h_5}{0.008}$	$\frac{h_9}{0.052}$	6.3	50	1,6	2.2	2		$\frac{h_7}{0.210}$	$\frac{h_6}{0.011}$			12.5	3.2	
3	∅ 14.6		$\frac{h_5}{0.008}$	$\frac{h_9}{0.043}$	3.2	50	1,6	2.4	2		$\frac{h_7}{0.018}$	$\frac{h_5}{0.008}$			12.5	3.2	

Продовження таблиці 3.3

12	горець				6.3	50		2.2	2					12.5	6.3			55 145	Точення одноразове Шліфування чистове
18	горець				6.3	50		2.2	2					12.5	6.3			55 145	Точення одноразове Шліфування чистове
5	горець				3.2	50		2.4	2					12.5	3.2			65 145	Точення одноразове Шліфування чистове
26	горець				3.2	50		2.4	2					12.5	3.2			65 145	Точення одноразове Шліфування чистове
7	горець				6.3	160		3.2	3					100	25	6.3		20 35 70	Точіння чорнове Точение п/чистове Шліфування попередне.
24	горець				6.3	160		3.2	3					100	25	6.3		20 35 70	Точіння чорнове Точіння п/ чорнове Шліфування попередне.

3.3 Розробка плану технологічного процесу

Найбільший вплив на послідовність обробки поверхонь деталі надає характер розмірного зв'язку. Аналізуючи форму деталі та проставлені на робочому кресленні розміри можна встановити, що основними технологічними базами можуть бути:

- 1) торці деталі як опорні бази, що позбавляють заготівлю одного ступеня свободи; зовнішні поверхні як напрямні бази, що позбавляють заготівлю чотирьох ступенів свободи;
- 2) внутрішні поверхні, що позбавляють заготівлю чотирьох ступенів волі.

При обробці бажано звести до мінімуму похибку установки, щоб забезпечити вимоги до точності та шорсткості поверхонь. Цього можна досягти, попередньо підготувавши бази (торець та зовнішня поверхня) заготівлі. Такого порядку включення поверхонь в обробку бажано дотримуватись на початковому етапі.

Обробка деталі складається з етапів:

- 1) чорнова обробка - знімається до 75% припуску на механічну обробку. Ціль етапу максимально наблизити форму заготовки до форми деталі; получистова обробка – підготовка точних поверхонь до чистової обробки;
- 2) чистове шліфування – шліфування зовнішніх та внутрішніх поверхонь, шліфування зубів, протягування пазів.

3.4 Розрахунок припусків та операційних розмірів на обробку

3.4.1 Розрахунок припусків та операційних розмірів на діаметральні поверхні нормативним методом

Розрахунок ведемо за допомогою методичного посібника [9].

При розрахунку нормативним методом припуск $Z_{\text{ном.р.}}$ на кожную операцію береться за нормативними матеріалами.

1.Формування поверхні $3 \text{ } \varnothing 14.6h5$ виробляється за чотири переходи. Точність, що досягається при цьому, визначає допуск розміру, значення якого встановлюємо по [2,стр.93,табл.П.1.2] та заносимо у відповідну графу таблиці 6: точення чистове (-0,043), точення тонке (-0.018), цементация, шліфування тонке (-0.008).

2. Рекомендуюмый припуск на обробку назначаем по [2. с.113, табл. П.5.2].

– для точення тонкого – 0.25 мм.

– для шліфування чистового – 0.1 мм.

3. Наповнення всіх наступних граф табл.3.2. починаємо з останнього ступеня обробки, для якої розрахунковий розмір дорівнює розміру готової деталі.

Розрахункові значення на попередніх ступенях обробки визначаються як різницю розрахункового розміру та відповідного йому припуску на даному етапі обробки:

$$D_{pi-1} = D_{pi} - Z_{pi}; \quad (3.11)$$

– для штампування – 14,95мм.

– для точення тонкого –14,7мм.

– для шліфування чистового – 14,6.

У графу “Прийнятий розмір” вносимо округлені за [2, с.110, табл.П.4.1] розміри, $D_{пр}$:

– для штампування – 15мм.

– для точення тонкого – 14,7мм.

– для шліфування чистового – 14,6мм.

4. Графа “Прийнятий розмір” заповнюється значеннями, отриманими як різницю між розміром, що приймається на попередньому ступені, і розміром, що приймається на наступному, $Z_{пр} = D_{пр i} - D_{пр i-1}$.

– для точення тонкого – 0.3 мм.

– для шліфування чистового – 0.1 мм.

5. Мінімальний припуск визначаємо як різницю між прийнятим припуском на наступному ступені і допуском на розмір, що отримується на попередньому ступені обробки, $Z_{мін} = Z_{пр i} - Td_{i-1}$:

– для точення тонкого – 0,257 мм.

– для шліфування чистового – 0,082мм.

Результати розрахунків занесено (до таблиці 3.4).

Таблиця 3.4

№ операції	Найменування операції	Розміри, мм		Відхилення, мм	Припуски, мм			Шорсткість обробки R_z , мкм	Точність обробки
		Розрахунковий	Прийнятий		Рекомендований	Прийнятий	Мінімальний		
Поверхня 17 $\varnothing 25.5h6$									
040	Точіння чорнове	26	26	-0,052	2,5	2,5	2,45	50	h9
055	Точіння чистове	25,6	25,7	-0,021	0,30	0,3	0,248	12,5	h7
110	Цементация	-	-	-	-	-	-	-	-
145	Шліфування чистове	25,5	25,5	-0,011	0,1	0,2	0,179	6.3	h6
Поверхня 3 $\varnothing 14.6h5$									
035	Точіння чистове	14,95	15,0	-0,043	1,8	1,8	1,75	50	h9
065	Точення тонке	14,7	14,7	-0,018	0,25	0,3	0,257	12,5	h7
110	Цементация	-	-	-	-	-	-	-	-
145	Шліфування тонке	14,6	14,6	-0,008	0,1	0,1	0,082	3,2	h5
Поверхня 14 $\varnothing 28.5h6$									
005	Штампування	31,3	31,4	+0,500 -0,300	-	-	-	160	h15
015	Точіння чорнове	29,5	29,5	-0,210	1,8	1,9	1,6	100	h12

Продовження таблиці 3.4

030	Точіння чистове	29,0	29,0	-0,084	0.5	0,5	0,29	50	h10
040	Точення тонке	28.6	28.7	-0,033	0.3	0.3	0,216	25	h8
050	Нормалізація	-	-	-	-	-	-	-	-
070	Чистове шліфування	28,5	28,5	-0.013	0.1	0.2	0.167	6,3	h6
Поверхня 2 Ø16.7h5									
020	Точіння чорнове	17,7	17,8	-0,180	4	4	3,95	100	h12
035	Точіння чистове	17,25	17,3	-0,070	0,4	0,5	0,32	50	h10
050	Нормалізація	-	-	-	-	-	-	-	-
065	Точення тонке	17,0	17,0	-0,027	0,25	0,3	0,230	25	h8
070	Чистове шліфування	16,8	16,8	-0.011	0.2	0.2	0.173	6,3	h6
085	Повільність	-	-	-	-	-	-	-	-
140	Шліфування тонке	16,7	16,7	-0,008	0,1	0,1	0,089	3,2	h5
Поверхня 21 Ø71.12h10									
005	Штампування	74,9	74,9	+0.800 -0.400	-	-	-	160	h15
030	Точіння чорнове	72,8	72,8	-0,300	2,2	2,3	1,7	100	h12
050	Нормалізація	-	-	-	-	-	-	-	-
055	Точіння напівчистове	71,82	71,9	-0,190	0,9	0,9	0.6	25	h11
065	Точіння чистове	71,12	71,12	-0,120	0,7	0,78	0,59	6,3	h10
Поверхня 23 Ø19,05h10									
005	Штампування	21,8	21,8	+0.500 -0.300	-	-	-	160	h15
030	Точіння чорнове	20,0	20,0	-0,210	1,8	1,8	1,5	100	h12
035	Точіння напівчистове	19,25	19.3	-0,130	0,7	0,7	0,490	25	h11
050	Нормалізація	-	-	-	-	-	-	-	-
070	Шліфування попереднє	19,05	19,05	-0,084	0,2	0,25	0,120	6,3	h10

3.4.2 Розрахунок припусків та розмірів-координат на торцеві поверхні

Для розрахунку припусків та операційних розмірів необхідно розробити розмірну схему технологічного процесу обробки цих поверхонь та побудувати відповідні технологічні розмірні ланцюги. Розмірну схему процесу необхідно будувати, маючи у своєму розпорядженні плани ескізів обробки деталі, таким чином. Викреслюють контур готової деталі, вказують розміри А1-А7. На розміри деталі умовно наносимо припуски Z_M , де М номер поверхні, який нумерується по порядку примітки до поверхонь, розташованих зліва направо. Розміри заготівлі позначаються Н.

Виявлення та розрахунок розмірних ланцюгів за розмірною схемою починається з останньої операції зверху донизу. При цьому необхідно, щоб у кожному новому ланцюзі був невідомий лише один розмір. Порядок розрахунку розмірних ланцюгів залежить від того, чи є ланкою, що замикає, припуск або конструкторський розмір. Розмірна схема технологічного процесу показана на рисунку.

Припуски при обробці торцевих поверхонь розраховуються за формулою [3,с.72]:

$$Z_{i \min} = R_{z_{i-1}} + h_{i-1} + \Delta_{i-1} + \varepsilon_i; \quad (3.12)$$

де Z_i – припуск на обробку, мкм;
 $R_{z_{i-1}}$ – шорсткість поверхні перед операцією, мкм;
 h_{i-1} – дефектний шар, мкм;
 Δ_{i-1} – просторові відхилення, мкм[1,с.187-188,табл.24];
 ε_i – похибка установки, мкм.

Розрахуємо припуски на обробку торця 1.

1. Визначаємо по [3,с.89,табл.П.1.1] величину дефектного шару, виходячи із значень шорсткості.

- штампування – 200 мкм;
- при чорновому точенні - 100;
- при чистовому точенні – 30;
- при тонкому точенні – 10.

2. Визначаємо по [2,с.19-21,табл.1.1] значення похибки установки, враховуючи стан поверхні, яку використовуємо як основу цієї операції.

- штампування – 160 мкм;
- при чорновому точенні - 80;
- при чистовому точенні - 25;
- при тонкому точенні – 6.3.

3. Розраховуємо мінімальний припуск, мкм;

- при чорновому точенні
 $Z_{\min} = 160 + 200 + 80 = 440$;
- $Z_{\min} = 80 + 100 + 80 = 260$;

$$z_{\min}=25+30+80=135.$$

Для решти торців розрахунок аналогічний.

Результати розрахунків зведено до (таблиці 3.5).

Таблиця 3.5 – Результати розрахунків

Поверхня, маршрут обробки	Елементи припуску, мкм				Розрахунковий мінімальний припуск Z_{\min} , мкм
	Rz	H	Δ	ϵ	
Торець 13					
Штампування	160	200	0	-	-
Чорнова підрізка	80	100	0	100	460
Чистове підрізування	25	30	0	80	260
Тонка підрізка	6.3	10	0	80	135
Торець 1					
Штампування	160	200	0	-	-
Чорнова підрізка	80	100	0	80	440
Чистове підрізування	25	30	0	80	260
Тонка підрізка	6.3	10	0	80	135
Торець 11					
Штампування	160	200	0	-	-
Чорнова підрізка	80	100	0	100	460
Чистове підрізування	25	30	0	80	260
Тонка підрізка	6.3	10	0	80	135
Торець 10					
Штампування	160	200	0	-	-
Чорнова підрізка	80	100	0	80	440
Чистове підрізування	25	30	0	80	260
Тонка підрізка	6.3	10	0	80	135
Торці 12, 18					
Штампування	50	40	0	-	-
Точення одноразове	12.5	30	0	100	190
Шліфування чистове	6.3	10	0	80	122.5
Торці 5, 26					
Штампування	50	40	0	-	-
Точення одноразове	12.5	30	0	100	190
Шліфування чистове	6.3	10	0	80	122.5

Для розрахунку технологічних розмірних ланцюгів скористаємося попередньо побудованою розмірною схемою технологічного процесу (рис.3.3).

Будь-який замкнутий контур на розмірній схемі, що включає лише один конструкторський розмір A_i або один припуск Z_i , утворює технологічний розмірний ланцюг. Зведені дані занесені до (табл.3.6)

Таблиця 3.6 – Зведені дані

	Рівняння розмірного кола	Шуканий розмір
1	$A_1 - S_6 = 0$	S_6
2	$Z_8 + S_6 - S_5 = 0$	S_5
3	$Z_3 + S_5 - S_4 = 0$	S_4
4	$Z_9 + S_4 - S_3 = 0$	S_3
5	$Z_2 + S_3 + S_2 = 0$	S_2
6	$Z_{10} + S_2 - S_1 = 0$	S_1
7	$Z_1 + S_1 - H_1 = 0$	H_1
8	$A_2 - S_{11} = 0$	S_{11}
9	$S_{11} - Z_4 - S_7 = 0$	S_7
10	$A_3 - S_{12} = 0$	S_{12}
11	$S_{12} - Z_4 - Z_7 - S_9 = 0$	S_9
12	$Z_5 - S_8 = 0$	S_8
13	$Z_6 - S_{10} = 0$	S_{10}

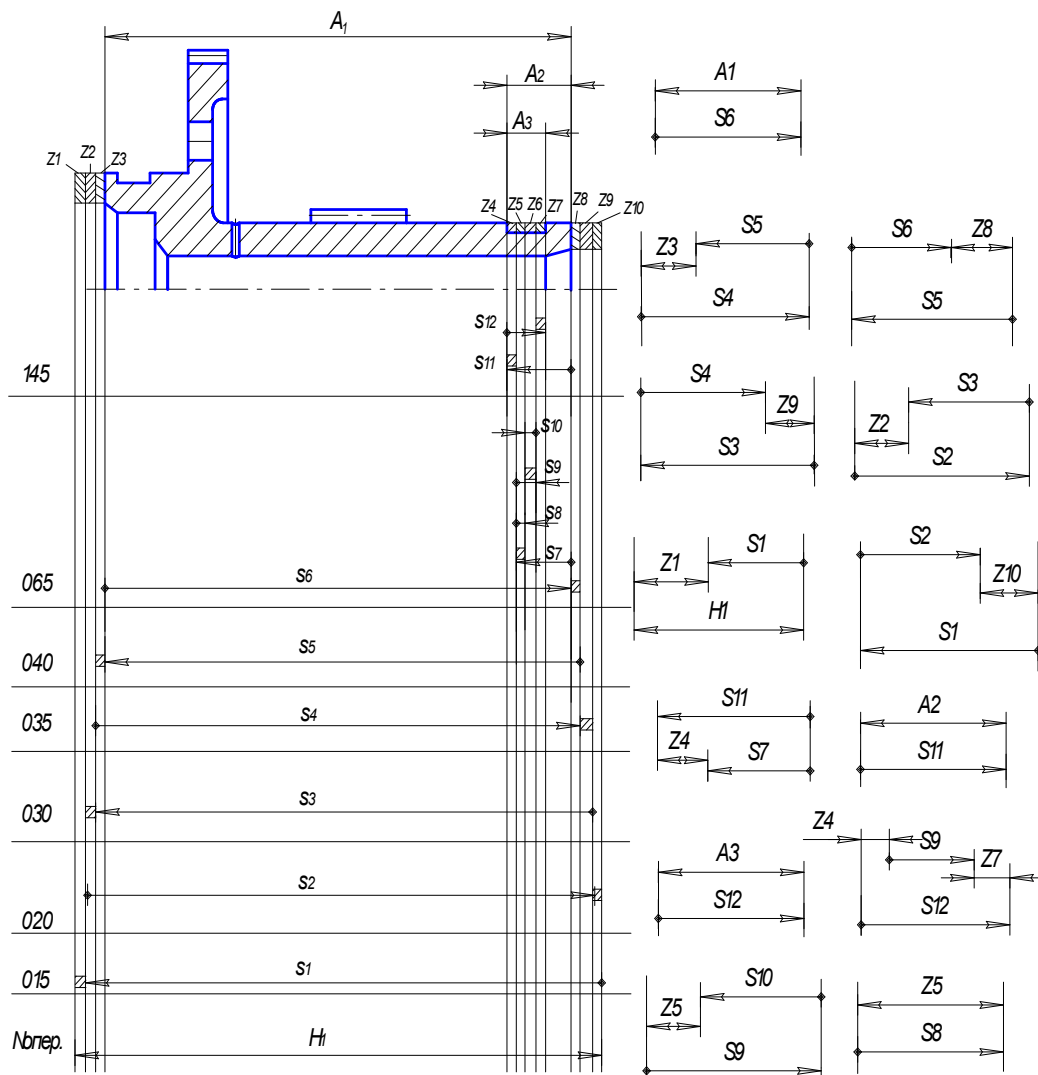


Рисунок 3.3 – Схеми розмірних кіл

Результати розрахунку припусків заносимо до таблиці 3.7

Таблиця 3.7

Початкове позначення	Розмірна величина	Початкове рівняння	Розрахункове рівняння	Допуск	Технологічний розмір	Граничне відхилення
A1	79.1±0.2	A1=S6	A1=S6=79.1	0.400	S6=79.1±0.2	S6max=79.3 S6min=78.9
Z8	0.135	Z8=S5-S6	S5min=Z8+S6max S5min= 0.135+79.3=79.435 S5max=79.435+0.084=79.519	0.084	S5=79.52 ^{-0.084}	$Z_8 = 79.52_{-0.084} - 79.1 \pm 0.2 = 0.42_{-0.284}^{+0.200}$
Z3	0.135	Z3=S4-S5	S4min=Z3+S5max S4min=0.135. +79.52=79.655 S4max=79.655+0.033=79,688	0.033	S4=79.69 ^{-0.033}	$Z_3 = 79.69_{-0.033}^0 - 79.52_{-0.084} = 0.17_{-0.033}^{+0.084}$
Z9	0.260	Z9=S3-S4	S3min=Z9+S4max S3min=0.260+79.69=79.95 S3max=79.95+0.210=80.16	0.210	S3=80.16 ^{-0.210}	$Z_9 = Z_3 = 80.16_{-0.210}^0 - 79.69_{-0.033}^0 = 0.47_{-0.210}^{+0.033}$
Z2	0.260	Z2=S2-S3	S2min= Z2+S3max S2min=0.260+80.16=80.42 S2max=80.42+0.084=80.50	0.084	S2=80.50 ^{-0.084}	$Z_2 = 80.5 = 80.16_{-0.210}^0 = 0.34_{-0.084}^{+0.210}$
Z10	0.440	Z10=S1-S2	S1min=Z10+S2max S1min=0.440+80.50=80.94 S1max=80.94+0.8=81.74	+0.500 -0.500	S1=82 ^{+0.500} _{-0.500}	$Z_{10} = 82_{-0.300}^{+0.500} - 80.50_{-0.084} = 1.5_{-0.3}^{+0.584}$
Z1	0.460	Z1=H1-S1	H1min=Z1+S1max H1min=0.460+82=82.46 H1max=82.46+0.800=83.26	+0.500 - 0.300	H1=83,5 ^{+0.500} _{-0.300}	$Z_1 = 83.5_{-0.300}^{+0.500} - 82_{-0.200}^{+0.500} = 1.5_{-0.8}^{+0.8}$
A2	6.1±0.07	A2=S11	S11=A2=6.1	0.14	S11=6.1±0.07	S11max=6.17 S11min=6.03
Z4	0.122	Z4=S11-S7	S7max =S11min -Z4min S7max =6.03-0.122=5.908 S7min =5,908-0.008=5,900	0.008	S7=5,908 ^{-0.008}	$Z_4 = 6.1 \pm 0.07 - 5.908 = 0.192_{-0.07}^{+0.078}$

Продовження таблиці 3.7

A3	5.08±0.04	A3=S12	S12=A3=5.08	0.08	S12=5.08±0.04	S12max=5.12 S12min=5.04
Z7	0.122	Z7=S12-S9- S11+S7	S9max =-Z7min+S12min - S11min +S7max S9max =-0.122+5,04-6,03 +5,908=4,796 S9min =4.796-0.008=4.788	0.008	S9=4.796-0.008	$Z_7 = 5.08 \pm 0.04 - 5.908_{-0.008} = 0.154^{+0.118}_{-0.118}$
Z5	0.190	Z5=S8	Z5=S8=0.190	0.018	S8=0.190-0.018	S8max=0.190 S8min=0.172
Z6	0.190	Z6=S10	Z6=S10=0.190	0.018	S10=0.190-0.018	S10max=0.190 S10min=0.172

3.5 Розрахунок режимів різання основних операцій-представників

Розрахунок ведемо за допомогою навчального посібника [10].

3.5.1 Точення поверхні

Розрахунок ведемо для операції 015.

015 Токарна

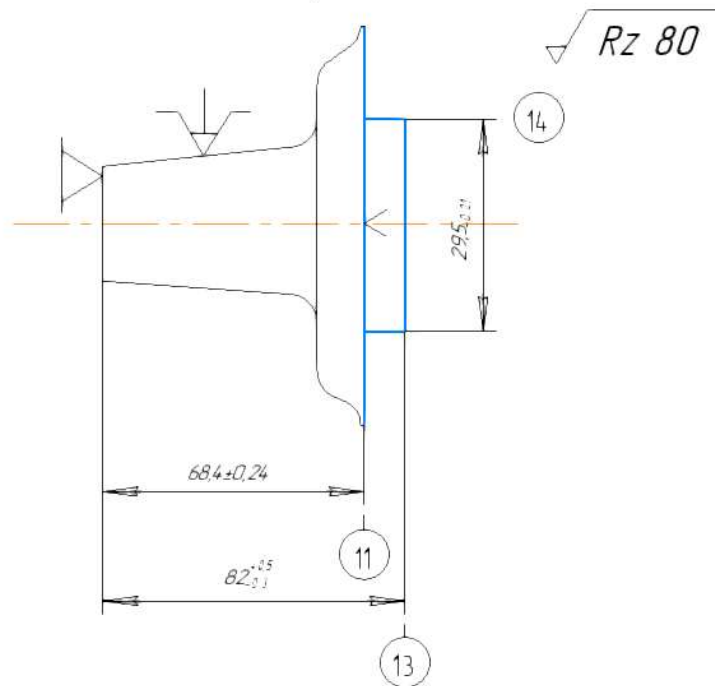


Рисунок 3.4 – Перехід 1. Підрізати торець 1

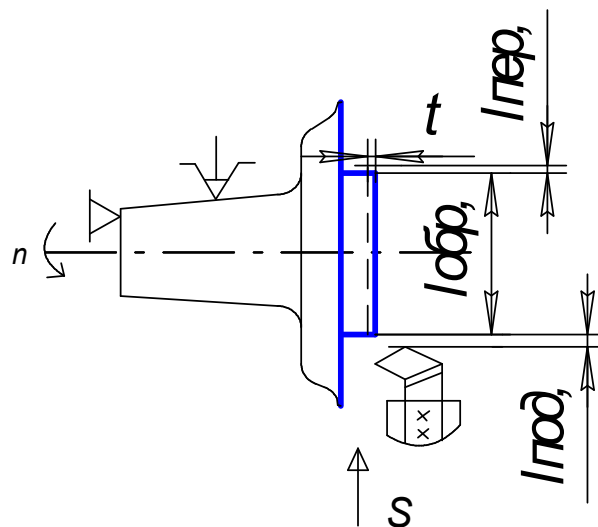


Рисунок 3.5 – Вибір різального інструменту.

Вибираємо токарний підрізний відігнутий різець із пластинами із твердого сплаву. Матеріал різальної частини Т15К6 (ГОСТ 18880-73).

Геометричні розміри різця згідно [2, с.121, т.2] представлені (у таблиці 3.8), а схема – (див. рис. 3.5).

Таблиця 3.8

H, мм	B, мм	L, мм	M, мм	a, мм	r, мм
16	12	100	5	12	1,0

Глибину різання приймаємо рівною припуску на механічну обробку $t = 1,5$ мм.

3. Вибір величини подачі інструменту.

Значення величини подачі можна визначити за формулою:

$$S = \sqrt{R_z \cdot 8 \cdot r}; \quad (3.13)$$

де R_z – шорсткість поверхні;

r – радіус округлення різальної частини різця;

$$S = \sqrt{R_z \cdot 8 \cdot 1} = 0,8 \frac{\text{мм}}{\text{об}}. \quad (3.14)$$

4. Вибір верстата.

Вибір типу верстата визначається насамперед його можливістю забезпечити виконання технічних вимог, що пред'являються оброблюваній деталі. Враховуючи всі вимоги, вибираємо токарний верстат модель 16Б05П. [1, с.15].

Основні дані верстата:

Найбільший діаметр оброблюваної заготовки:

1. Над станиною - 250мм;
2. Над суппортом – 145мм;
3. Частота обертання шпинделя – 3000об/хв;

Подача супорта, мм/об

1. Поздовжня 0,02-0,35;
2. Поперечна – 0,01-0,175;
3. Потужність приводу 1,5кВт;
4. Розрахунок швидкості різання.

При розрахунку будемо користуватися такими залежностями [1, с.265-275].

Розрахункове значення швидкості різання при поздовжньому та поперечному точенні знайдемо за формулою:

$$V_p = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v; \quad (3.15)$$

де середнього значення стійкості різця T , прийmemo 60 хв;

Коефіцієнт $C_v = 340$, показники ступенів [1, с.269, т1];

$$x = 0,15;$$

$$y = 0,45;$$

$$m = 0,20$$

Поправочний коефіцієнт k_v знайдемо за формулою:

$$k_v = k_{mv} \cdot k_{uv} \cdot k_{nv} \cdot k_{\varphi v} \cdot k_{\varphi 1v}; \quad (3.16)$$

де k_{MV} – коефіцієнт, що враховує вплив фізико-механічних властивостей оброблюваного матеріалу на швидкість різання [1, с.261, т.1]:

$$k_{mv} = k_r \cdot \left(\frac{750}{\sigma_B}\right)^n = 0,8 \cdot \left(\frac{750}{950}\right) = 0,63; \quad (3.17)$$

де K_{iV} - коефіцієнт, що враховує матеріал різальної частини інструменту;

$K_{iV} = 1$ (для матеріалу різальної частини Т15К6), [1, с.263, т.1];

$K_{nv} = 0,8$ – коефіцієнт, що враховує вплив стану оброблюваної поверхні на швидкість різання [1, с. 263, т.1];

$k_{\varphi v}$ $k_{\varphi 1v}$ – коефіцієнти, що враховують геометричні параметри ріжучого інструменту;

$k_{\varphi v} = 1$ (при $\varphi = 10^\circ$);

$k_{\varphi 1v} = 1$ (при $\varphi_1 = 10^\circ$); [17, с.271, т.1]

Отже $k_v = 0,63 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 1 \cdot 1 = 0,504$

Розраховуємо швидкість різання:

$$V_p = \frac{340}{60^{0,2} \cdot 1,5^{0,15} \cdot 0,8^{0,45}} \cdot 0,504 = 78,6 \frac{\text{м}}{\text{об}}; \quad (3.18)$$

5. Визначаємо розрахункову частоту обертання шпинделя верстата, об/хв, за формулою:

$$n_p = \frac{1000 \cdot V_p}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 78,6}{\pi \cdot 31,4} = 797,18 \frac{\text{об}}{\text{хв}}; \quad (3.19)$$

Дійсна частота обертання шпинделя згідно з паспортними даними верстата:

$$n_{ст} = 800 \text{ об/хв.}$$

Дійсна швидкість різання:

$$V_{\text{дійсна}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{прийнят}}}{1000} = \frac{1000 \cdot 31.4 \cdot 3.14 \cdot 800}{\pi \cdot 31.4} = 78.87 \frac{\text{м}}{\text{хв}}; \quad (3.20)$$

6. Розрахунок сили різання.

Тангенціальну складову сили різання знаходимо за формулою:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot v^n \cdot K_p; \quad (3.21)$$

де коефіцієнт:

$$C_p = 300;$$

показники ступенів взяті з [1,с.273,т.1]:

$$x=1.0;$$

$$y=0.75;$$

$$n=-0.4.$$

$$k_p = k_{\text{тр}} \cdot k_{\varphi p} \cdot k_{\varphi p} \cdot k_{\gamma p} \cdot k_{\lambda p} \quad (3.22)$$

Коефіцієнт, що враховує вплив якості матеріалу, що обробляється на силові залежності [1,с.264,т.1]:

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^n = \left(\frac{950}{750} \right)^n = 1.26; \quad (3.23)$$

де $K_{\varphi p}, K_{\gamma p}, K_{\lambda p}$ – коефіцієнти, враховують вплив геометричних параметрів різальної частини інструменту,

$$K_{\varphi p}=0,89, K_{\gamma p}=1,0, K_{\lambda p}=1,0 \quad [1,с.275,т.1];$$

$$K_p=1.26 \cdot 0,89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,87=0,97$$

$$P_z=10 \cdot 300 \cdot 1,5 \cdot 0,8^{0,75} \cdot 78,6^{-0,4} \cdot 0,97=644 \text{ Н}$$

Визначення складових сил різання:

$$P_x = 0.3 \cdot P_z = 0.3 \cdot 644 = 193.3 \text{ Н}; \quad (3.24)$$

$$P_y = 0.4 \cdot P_z = 0.4 \cdot 644 = 257.6 \text{ Н}; \quad (3.25)$$

7. Розрахунок потужності приводу верстата.

Потужність приводу розраховуємо за формулою:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{еф}}}{n_{\text{ст}}}; \quad (3.26)$$

де $N_{\text{еф}}$ – потужність різання;
 $\eta_{\text{ст}} = (0,7 \dots 0,8) = 0,8$ – механічний ККД верстата.

$$N_{\text{еф}} = \frac{P_z \cdot V_p}{60 \cdot 1020} = \frac{644 \cdot 78.6}{60 \cdot 1020} = 0.82 \text{ кВт}; \quad (3.27)$$

$$N_{\text{пр}} = \frac{0.82}{0.8} = 1.03 \text{ кВт}. \quad (3.28)$$

8. Визначення крутного моменту.

$$M_{\text{кр}} \frac{P_z \cdot D}{2000}; \quad (3.29)$$

де D – діаметр заготовлі.

$$M_{\text{кр}} \frac{644 \cdot 31.4}{2000} = 10.1 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad (3.30)$$

9. Перевірка вибраних елементів режимів різання.

$$N_{\text{ел.дв.}} / N_{\text{пр}};$$

$$1,5 \text{ кВт} > 1,2 \text{ кВт} - \text{умова виконується};$$

Потужності верстата достатньо для виконання операції.

10. Розрахунок основного часу технологічної операції.

Розрахунок основного часу операції проводимо за формулою:

$$T_o \frac{L_{\text{р.х}}}{S \cdot n}; \quad (3.31)$$

$$L_{\text{р.х}} = L_{\text{под}} + L_{\text{обр}} + L_{\text{пер}} = 1 + 15.7 + 1 = 17.7; \quad (3.32)$$

де $L_{\text{под}} = 1 \text{ мм}$ – довжина підведення
 $L_{\text{обр.}} = 15,7 \text{ мм}$ – довжина обробки;
 $L_{\text{пер}} = 1 \text{ мм}$ – довжина перебігу;

$$T_o = \frac{17.7}{800 \cdot 0.8} = 0.027 \text{ хв}; \quad (3.33)$$

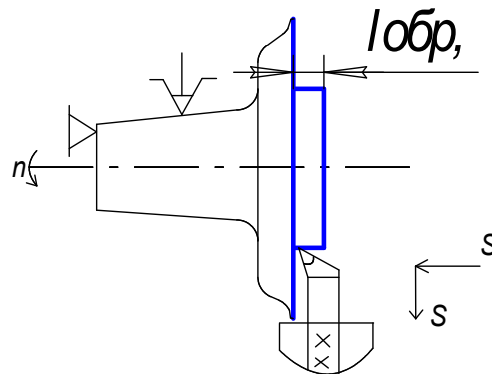


Рисунок 3.6 – Перехід 2. Точити поверхню 14

Вибираємо токарний розточувальний різець з кутом у плані $\phi=95^\circ$

Матеріал різальної частини Т15К6 (ГОСТ 18883-73).

Геометричні розміри різця згідно [1, с.123, т. 1] представлені у (таблиці 3.9).

Таблиця 3.9

h, мм	b, мм	L, мм	P, мм	n, мм	l, мм
16	12	170	80	6	12

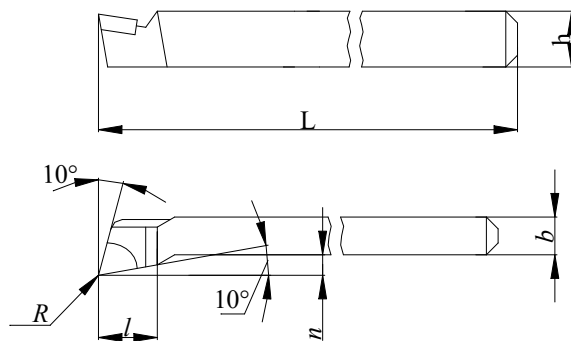


Рисунок 3.7

1. Призначення глибини різання.

Глибину різання приймаємо рівною припуску на механічну обробку:

$$t = 1,9 \text{ мм.}$$

2. Вибір величини подачі інструменту.

Подачу вибираємо залежно від необхідних параметрів шорсткості обробленої поверхні та радіусу при вершині різця [1, с.265, т.1].

$$S = 1 \text{ мм/об.}$$

3. Вибір верстата.

Верстат вибирається аналогічно до пункту 4.

4. Розрахунок швидкості різання.

Розрахункове значення швидкості різання знайдемо за формулою:

$$V_p = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot k_v; \quad (3.34)$$

де середнє значення стійкості різця T , приймемо 60 хв;
коєфіцієнт $C_v = 350$, показники ступенів
 $x = 0,15$; $y = 0,35$; $m = 0,20$; [1, с.269, т.1];
поправочний коєфіцієнт k_v знайдемо за формулою:

$$k_v = k_{mv} \cdot k_{uv} \cdot k_{nv} \cdot k_{\varphi v} \cdot k_{\varphi 1v}; \quad (3.35)$$

де користуємося формулою [17, с.261, т.1]:

$$K_{mv} = k_r \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^n = 1 \cdot \left(\frac{750}{470} \right) = 1.59; \quad (3.36)$$

k_{uv} – коєфіцієнт, що враховує матеріал різальної частини інструменту;

$k_{uv} = 1$ (для матеріалу різальної частини Т15К6) [1, с. 263, т.1];

$k_{nv} = 1$ – коєфіцієнт, що враховує вплив стану оброблюваної поверхні на швидкість різання [17, с. 263, т.1];

$k_{\varphi v}$ $k_{\varphi 1v}$ – коєфіцієнти, що враховують геометричні параметри ріжучого інструменту;

$k_{\varphi v} = 0,7$ (при $\varphi = 10^\circ$);

$k_{\varphi 1v} = 1$ (при $\varphi_1 = 10^\circ$) [17, с.271, т.1].

Отже $k_v = 1,59 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 = 0,68$.

Розраховуємо швидкість різання:

$$V_p = \frac{350}{60^{0.20} \cdot 1.9^{0.20} \cdot 1^{0.35}} \cdot 0.68 = 95.3 \frac{\text{м}}{\text{хв}}; \quad (3.37)$$

Частота обертання шпинделя:

$$n_{\text{пр}} = 800 \text{ об/хв.}$$

Дійсна швидкість різання:

$$V_{\text{спр}} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{прийн}}}{1000} = \frac{\pi \cdot 74.9 \cdot 800}{1000} = 188 \frac{\text{м}}{\text{хв}}; \quad (3.38)$$

5. Розрахунок сили різання.

Тангенціальну складову сили різання знаходимо за формулою:

$$P_z = 10 \cdot C_p \cdot t^x \cdot S^y \cdot V^n \cdot K_p; \quad (3.39)$$

де коефіцієнт $C_p = 300$ та показники ступенів: $x=1,0$, $y=0,75$, $n=-0,15$ взяті з [1,с.273,т.1]:

$$k_p = k_{mp} \cdot k_{\varphi p} \cdot k_{\gamma p} \cdot k_{\varphi v} \cdot k_{\lambda p}, \quad (3.40)$$

коефіцієнт, що враховує вплив якості матеріалу, що обробляється на силові залежності [7,с.264,т.1]:

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^n = \left(\frac{470}{750} \right)^n = 1.26; \quad (3.41)$$

де $K_{\varphi p}, K_{\gamma p}, K_{\lambda p}$ – коефіцієнти, що враховують вплив геометричних параметрів різальної частини інструменту:

$$K_{\varphi p} = 0,89,$$

$$K_{\gamma p} = 1,0,$$

$$K_{\lambda p} = 1,0 \text{ [1,с.275,т.1];}$$

$$K_p = 1.26 \cdot 0.89 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.89 = 0.97; \quad (3.42)$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 1.9 \cdot 1^{0.75} \cdot 188^{-0.15} \cdot 0.97 = 252.1 \text{ Н.} \quad (3.43)$$

Визначення складових сил різання:

$$P_x = 0.3 \cdot P_z = 0.3 \cdot 252.1 = 75.6 \text{ Н}; \quad (3.44)$$

$$P_y = 0.4 \cdot P_z = 0.4 \cdot 252.1 = 100.8 \text{ Н}; \quad (3.45)$$

6. Розрахунок потужності приводу верстата.

Потужність приводу розраховуємо за формулою:

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{еф}}}{\eta_{\text{ст}}}; \quad (3.46)$$

Потужність різання:

$$N_{\text{еф}} = \frac{P_z \cdot V_p}{60 \cdot 1000} = \frac{252.1 \cdot 188}{60 \cdot 1000} = 0.79 \text{ кВт}; \quad (3.47)$$

Механічний ККД верстата:

$$\eta_{\text{ст}} = (0,7 \dots 0,8) = 0,8;$$

$$N_{\text{пр}} = \frac{0.79}{0.8} = 0.99 \text{ кВт.}$$

7. Визначення крутного моменту:

$$M_{\text{кр}} = \frac{P_z \cdot D}{2000}; \quad (3.48)$$

$$M_{\text{кр}} = \frac{252.1 \cdot 74.9}{2000} = 9.44 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

8. Перевірка вибраних елементів режимів різання:

$$N_{\text{эл.дв.}} / N_{\text{пр}};$$

$$1,5 \text{ кВт} > 0,99 \text{ кВт} - \text{умова виконується};$$

Потужності верстата достатньо для виконання операції.

9. Розрахунок основного часу технологічної операції.

Розрахунок основного часу операції проводимо за формулою:

$$T_o = \frac{l_{\text{подв}} + l_{\text{врез}} + l_{\text{обр}}}{S \cdot n}; \quad (3.49)$$

де $l_{\text{ПОДВ}} = 1$ мм – довжина підведення інструменту;
 $l_{\text{ВРЕЗ}} = 1$ мм [1, с.620, т.1] – довжина врізання інструменту;
 $l_{\text{обр.}} = 13,6$ мм – довжина обробки;

$$T_o = \frac{1 + 1 + 13.6}{800 \cdot 1} = 0.019 \text{ хв.}$$

Аналогічно виконується і підрізування торця № 11

3.5.2 Сверлильна операція

Розрахунок ведемо для операції 60

Обо Сверлильная

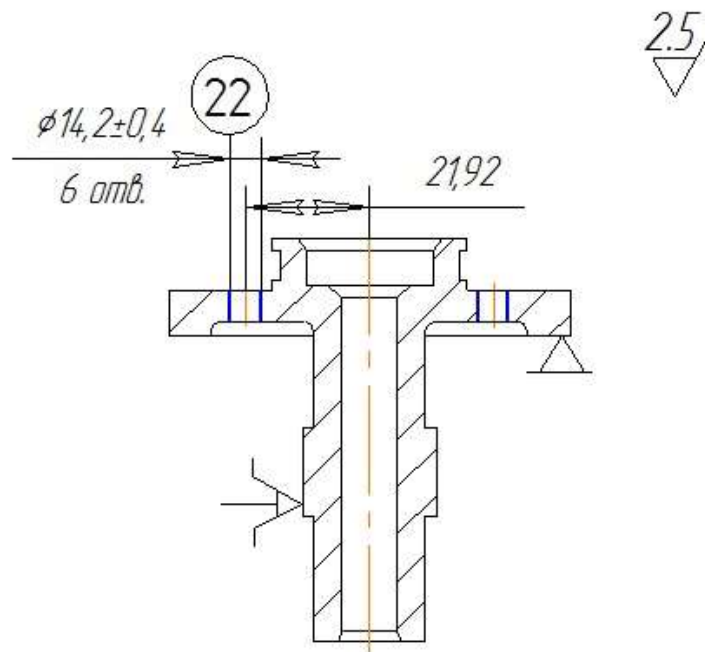


Рисунок 3.8 – Схема сверлильної операції № 60.

1. Вибір інструменту

Вибираємо свердло спіральне з циліндричним хвостовиком ГОСТ10902-77. Матеріал свердлу Р6М5. Схема свердла зображена рисунку 3.9.

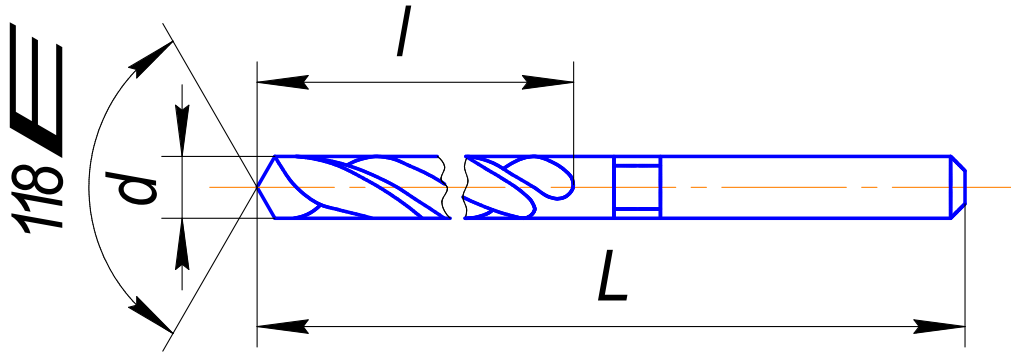


Рисунок 3.9 – Свердло спіральне з циліндричним хвостовиком ГОСТ 10902-77
 $d = 2,5$ мм; $L = 75$ мм; $l = 43$ мм.

1. Розрахунок режимів свердління

Поверхня – $\varnothing 2,5$ мм, Н12 Rz 20.

1. Глибина різання:

$$t = 1,25 \text{ мм.}$$

2. Призначаємо величину подачі в залежності від матеріалу, що обробляється, діаметра отвору, матеріалу інструменту та інших технологічних факторів, що обробляється. [2, с.277, т.25]:

$$S = 0,02 \text{ мм/об.}$$

3. Призначаємо період стійкості свердлу. Для свердла діаметром у заданих умовах обробки рекомендується період стійкості $T=15$ хв, [2, с. 279, т.30].

4. Швидкість різання при свердлінні визначається по формуле [2, с.276]:

$$T_o = \frac{C_v + D^q}{T^m \cdot S^y} \cdot K_v; \quad (3.50)$$

де значення коефіцієнта C_v та показники ступенів беремо за рекомендаціями [2, с.278, т.28]:

$$C_v = 9,8,$$

$$q = 0,4,$$

$$y = 0,5,$$

$$m = 0,2.$$

де K_v – загальний поправочний коефіцієнт змінні умови. Він дорівнює добутку приватних поправочних коефіцієнтів:

K_{uv} – коефіцієнта на інструментальний матеріал;

K_{lv} – коефіцієнта, що враховує глибину свердління та на K_{mv} – коефіцієнт на оброблюваний матеріал:

$$\hat{E}_{i v} = \hat{E}_{\hat{a}} \left(\frac{750}{\sigma_{\hat{a}}} \right)^{n_v} = 0,8 \left(\frac{750}{730} \right)^{0,9} = 0,81$$

$$K_{uv} = 1,9 [2, \text{с.263, т.6}]; K_{lv} = 1,0 [2, \text{с.280, т. 31}].$$

$$K_v = 0,81 \cdot 1,9 \cdot 1 = 1,55.$$

З урахуванням усіх знайдених величин знаходимо розрахункову швидкість різання:

$$V = \frac{9,8 \cdot 2,5^{0,4}}{15^{0,2} \cdot 0,02^{0,5}} \cdot 1,55 = 58,16 \frac{\text{м}}{\text{хв}}. \quad (3.51)$$

5. Вибір верстата. Відповідно до методу обробки вибираємо вертикально-свердильний верстат 2A135.

Основні дані верстата:

Кількість швидкостей шпинделя – 9

Частота обертів – 68-1100 об/мин;

Частота обертів – 0,115-1,6 мм/хв;

Потужність електродвигуна – 4,5 кВт.

6. Частота обертання шпинделя, що відповідає знайденій швидкості різання:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 82,886}{\pi \cdot 2,5} = 7409,675 \frac{\text{об}}{\text{хв}}. \quad (3.52)$$

Коригуємо частоту обертання за паспортними даними верстата та встановлюємо дійсну частоту обертання. при $\varphi = 1,41$:

$$n_{\partial} = 1100 \text{ об/мин.}$$

7. Дійсна швидкість свердління:

$$V_{\partial} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\partial}}{1000} = \frac{\pi \cdot 2,5 \cdot 1100}{1000} = 8,639 \frac{\text{м}}{\text{хв}}. \quad (3.53)$$

8. Осьова сила різання при обробці свердлами визначається за формулою [2, с. 277]:

$$P_0 = 10 \cdot C_p \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p; \quad (3.54)$$

де значення коефіцієнта C_p та показники ступенів беремо за рекомендаціями [2, с.281, т.32]:

$$C_p = 68;$$

$$q = 1;$$

$$y = 0,7.$$

K_p – коефіцієнт, що враховує фактичні умови обробки [2, с.264, т.9]

$$K_p = K_{тр} \left(\frac{\sigma_B}{750} \right)^n = \left(\frac{730}{750} \right)^{0.75} = 1.14; \quad (3.55)$$

Осьова сила різання дорівнює:

$$P_0 = 10 \cdot 68 \cdot 2.5^1 \cdot 0.02^{0.7} \cdot 0.98 = 107.73 \text{ Н.}$$

9. Крутний момент при свердлінні визначається за формулою [2, с. 277]:

$$M_{кр} = 10 \cdot C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p, \quad (3.56)$$

де значення коефіцієнта C_M та показники ступенів беремо за рекомендаціями [2, с.281, т.32]:

$$C_M = 0.0345;$$

$$q = 2;$$

$$y = 0.8.$$

$$M_{кр} = 10 \cdot 0.0345 \cdot 2.5^2 \cdot 0.02^{0.8} \cdot 1.14 = 0.092 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

10. Потужність, що витрачається на різання [2, с.280]:

$$N_{рез} = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{0.92 \cdot 1100}{9750} = 0.01 \text{ кВт.}$$

Перевіряємо, чи достатня потужність верстата. Обробка можлива, якщо:

$$N_{рез} \leq N_{шп};$$

Потужність на шпинделі верстата:

$$N_{\text{шп}} = N_{\text{дв}} \cdot n = 4.5 \cdot 0.8 = 3.6 \text{ кВт.}$$

З розрахунку видно, що $0,134 < 3,6$ – свердління даної поверхні можливе.

11. Основний час на свердління:

$$T_0 = \frac{L}{n_d \cdot S}; \quad (3.57)$$

Довжина робочого ходу свердла:

$$L = l_{\text{под}} + l_{\text{врез}} + l_{\text{пер}}; \quad (3.58)$$

Довжина робочого ходу свердла:

$$l_{\text{врез}} = t \cdot \operatorname{tg}60^\circ = \frac{10}{\operatorname{tg}60^\circ} = 3.2 \text{ мм.}$$

Довжина робочого ходу:

$$L = 3.6 + 3.2 + 2 = 8.8 \text{ мм.}$$

Тоді основний час на обробку:

$$T_0 = \frac{L}{n_{\text{ш}} \cdot S} = \frac{9.1}{1100 \cdot 0.02} = 41 \text{ хв.} \quad (3.60)$$

Сумарний час на свердління чотирьох отворів:

$$T_{\Sigma} = 4 \cdot T_0 = 4 \cdot 0,41 = 1,6 \text{ хв.} \quad (3.61)$$

3.5.3 Зубофрезерування

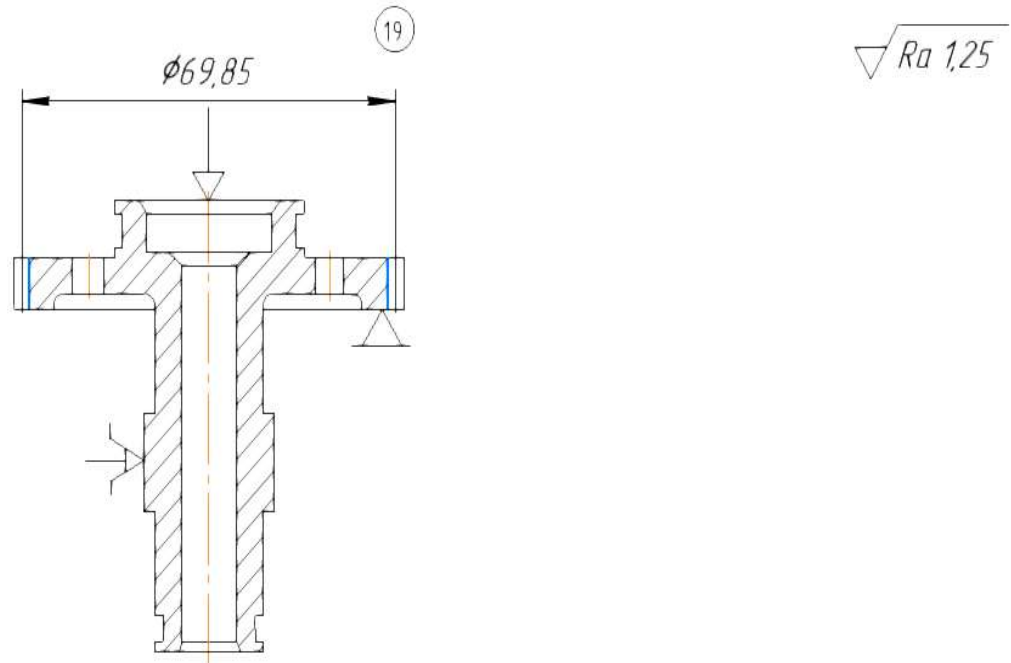


Рисунок 3.10 – Зубофрезерна операція №90

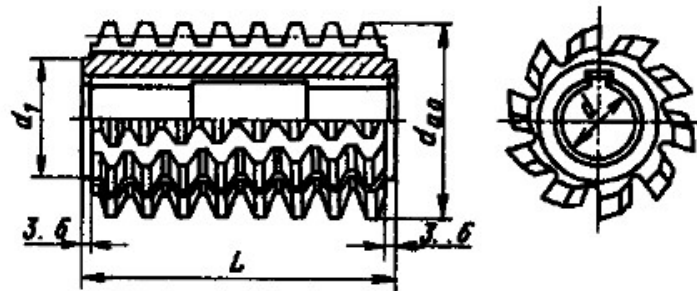


Рисунок 3.11 – Фреза цільна черв'ячна модульна тризахідна

3.5.4 Вхідні дані

Геометричні розміри фрези:

$$d_{a0} = 125; d = 50; d_1 = 125; L = 125; m_0=4;$$

Тип 1, клас точності АА ГОСТ 9324-80:

Матеріал черв'ячної фрези – сталь швидкорізальна Р18, так як в даному випадку обробляється легувана сталь, а дана швидкорізальна сталь має задовільну міцність, підвищену зносостійкість, а також нормальну теплостійкість.

Визначення вертикальної подачі [3 с.84, табл 4.11]:

Табличне значення подачі 2...2,9 мм/об . Приймаємо $S_0=2,5$ мм/об

Визначимо поправочні коефіцієнти:

- Коефіцієнт, що враховує вплив матеріалу, що обробляється:

$$K_s=0,8;$$

- Коефіцієнт, що враховує вплив кута нахилу зуба, що нарізається:

$$K_{s1}=1;$$

- Коефіцієнт, що враховує вплив числа заходів фрези:

$$K_{s2}=0,65 \text{ – так як фреза тризахідна;}$$

Розрахуємо дійсне значення подачі:

$$S_p = S_0 \cdot K_s \cdot K_{s1} \cdot K_{s2} \quad (3.62)$$

$$S_p = 2.5 \cdot 0.8 \cdot 1 \cdot 0.65 = 1.300 \left(\frac{\text{мм}}{\text{об}} \right)$$

Визначення стійкості черв'ячної фрези: [3 с.83, Т.37]:

$$T = 4 \text{ години (модуль до 2 мм)}$$

Визначення швидкості різання [3 с.85, Т.4.13] :

$$V = 45 \frac{\text{м}}{\text{хв}};$$

Поправочні коефіцієнти: по стійкості $K_{VT}=1$, по матеріалу, що обробляється $K_{Vm}=0,8$ (сталь легована), за кількістю заходів фрези $K_{Vs}=0,65$:

$$V = 45 \cdot 0.8 \cdot 0.65 = 23.400 \frac{\text{м}}{\text{хв}};$$

Число оборотів фрези:

$$n = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D_\phi} \quad (3.63)$$

$$n = \frac{1000 \cdot 23.400}{\pi \cdot 125} = 60 \frac{\text{об}}{\text{хв}};$$

Потужність різання: [3 с.85, Т.4.13]:

$$N = 1,200 \text{ кВт,}$$

Поправочні коефіцієнти: по матеріалу, що обробляється $K_{Nm}=0,8$ (сталь легована), за кількістю заходів фрези $K_{Ns}=1,75$:

$$N = 1,200 \cdot 1,75 \cdot 0,800 = 1,700 \text{ кВт},$$

Потрібну потужність верстата розраховується за формулою:

$$N_{\text{ст}} = \frac{N}{\eta}; \quad (3.64)$$

де, η – ККД механічної передачі верстата ($\eta=0,8$).

$$N_{\text{ст}} = \frac{1.700}{0.8} = 2.125 \text{ кВт};$$

1. Вибір обладнання

Відповідно до необхідних характеристик вибираємо верстат зубофрезерний напівавтомат для циліндричних коліс 5Д32:

- Найбільший розмір коліс, що нарізаються: модуль 6 мм; довжина колеса 275 мм;
- Найбільший діаметр устанавлюваних червячних фрез 120 мм;
- Найбільший кут нахилу зуба град ± 60
- Частота обертання шпинделя інструменту 47,500...192 об/хв;
- Число ступенів регулювання 9;
- Вертикальна подача заготівлі на оборот столу 0,5...3 мм;
- Радіальна подача заготівлі на оборот столу 0,1...1 мм;
- Потужність головного руху 2,800 кВт.

Узгодження подач та швидкості різання зі верстатом.

Ряди подач та частот обертання побудовані за геометричною прогресією зі знаменником φ :

$$S_i = S_{i-1} \cdot \varphi^{i-1}; \quad (3.65)$$

Розрахуємо значення φ :

$$\varphi = \sqrt[m-1]{\frac{S_m}{S_1}},$$

де S_1 – мінімальна подача (частота обертання);
 S_m – максимальна подача (частота обертання);
 m – число подач (частот обертання).

Таблиця 3.9 – Ряд частот обертання:

47,5	57	67	80	95	114	135	161	192
------	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----

Таблиця 3.10 – Ряд вертикальних подач шпинделя:

0,500	0,626	0,783	0,979	1,225	1,532	1,917	2,398
3							

Таблиця 3.11 – Ряд радіальних подач шпинделя:

0,100	0,133	0,178	0,237	0,316	0,422	0,562	0,750
1							

Відповідно до характеристик верстата вибираємо:

$$n=57 \text{ об/хв};$$

$$S_B=1,225 \text{ мм/об.}$$

3. Встановлення глибини фрезерування

Колесо нарізається за прохід. Глибина фрезерування:

$$h = 2.25 \cdot m; \quad (3.66)$$

$$h = 2.25 \cdot 1.5 = 3.375 \text{ мм};$$

Довжина робочого ходу:

$$l_{вр} = \sqrt{h \cdot (D_{фр} - h)}; \quad (3.67)$$

$$l_{обр} = B;$$

$$l_{рх} = l_{вр} + l_{обр} + l_{пер};$$

Підставляємо значення:

$$l_{вр} = \sqrt{3.375 \cdot (125 - 3.375)} = 20.26 \text{ мм};$$

$$l_{обр} = 40 \text{ мм};$$

$$l_{пер} = 3 \text{ мм};$$

$$l_{рх} = 20.26 + 40 + 3 = 63.26 \text{ мм};$$

Основний робочий час:

$$T_o = \frac{L_{px} \cdot z}{n \cdot S_o \cdot k'} \quad (3.68)$$

k – кількість заходів черв'ячної фрези ($k=3$);

$$T_o = \frac{63.26 \cdot 44}{60 \cdot 1.080 \cdot 3} = 13.28 \text{ хв.}$$

3.5.5 Шліфування поверхні

Розрахунок ведемо для операції 140.

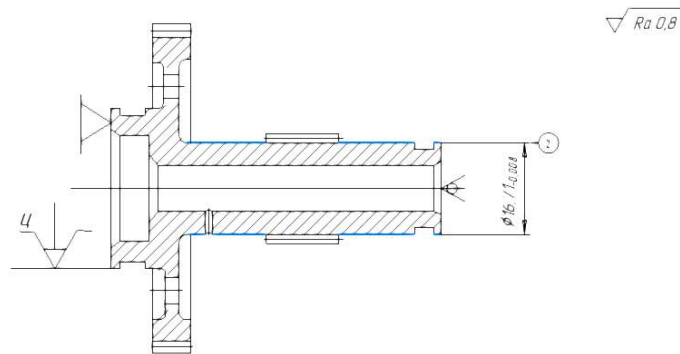


Рисунок 3.12 – Операція 140.

1. Вибір різального інструменту.

Вибір ступеня твердості кола.

Під твердістю шліфувального кола розуміється опір зв'язування вириванню шліфувальних зерен з поверхні кола під дією зовнішніх сил. Твердість кола дуже впливає на процес шліфування. З рекомендацій [1,с.242] вибираємо коло середньої твердості C_2 .

Вибір абразивного матеріалу.

Вибираємо абразивний матеріал – білий електрокорунд, який часто застосовується для обробки матеріалів. Білий електрокорунд має більш високу ріжучу здатність (на 30-40%), ніж електрокорунд.

Вибираємо електрокорунд 24А, що використовується для виготовлення кіл [1,с.250]

Вибір зв'язки.

Вибираємо керамічну зв'язку К1, що відрізняється хорошим збереженням робочого профілю кола, що необхідно при врізному шліфуванні. Інструмент на керамічному зв'язуванні теплостійкий.

Вибір зернистості інструменту.

Зернистість вибираємо 50.

2. Вибір габаритних розмірів кола, його типу.

Тип та розміри кола вибираємо залежно від типу оброблюваної поверхні, її розмірів, методу обробки. Вибираємо коло ПП – прямого профілю, доопрацьований до необхідних форм жолобників, матеріал 24А – білий електрокорунд на керамічному зв'язуванні К₁, твердість С₂ (рис. 3.7.). ПП 300×10×100 [1, с.253, т.1]; 24А 50 С2 К1 ГОСТ 2424-83.

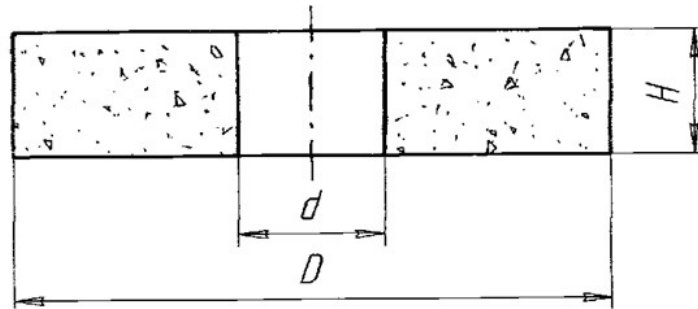


Рисунок 3.13 – Розміри

Таблиця 3.12 – Розміри

Діаметр D ,мм	Висота H,мм	Отвір d,мм
300	10	100

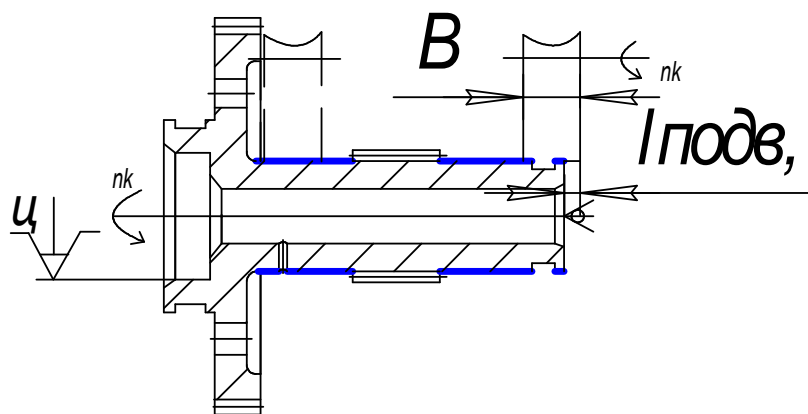


Рисунок 3.14 Розмірний ланцюг

3. Попередній вибір основних режимів різання.

Окружну швидкість заготівлі приймаємо $V_3=15$ м/хв
Швидкість обертання заготівлі:

$$V_3 \approx 4 \cdot \ln \cdot d_3; \quad (3.69)$$

$$V_3 \approx 4 \cdot \ln 16.7^\circ \cdot d_3 = 11.26 \text{ м/хв};$$

де d_3 – діаметр заготівлі.

За прийнятою V_3 визначаємо частоту обертання заготівлі:

$$n_3 = \frac{1000 \cdot V_3}{\pi \cdot d_3} = 214.748 \frac{\text{об}}{\text{хв}}. \quad (3.70)$$

Дійсну окружну швидкість знайдемо за формулою:

$$V_3 = \frac{\pi \cdot d_3 \cdot n_{3 \text{ прийн.}}}{1000} = \frac{3.14 \cdot 16.7 \cdot 220}{1000} = 11.5 \frac{\text{м}}{\text{хв}} = 0.19 \frac{\text{м}}{\text{с}}. \quad (3.80)$$

Окружна швидкість абразивного кола:

$$V_k = 35 \text{ м/с}.$$

Визначаємо частоту обертання кола:

$$n_k = \frac{V_k \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot D_k} = \frac{35 \cdot 60 \cdot 1000}{\pi \cdot 300} = 2230 \frac{\text{об}}{\text{хв}}; \quad (3.81)$$

$$n_{k \text{ прийн}} = 2230 \frac{\text{об}}{\text{хв}}.$$

Дійсна окружна швидкість абразивного кола:

$$V_{kd} = \frac{\pi \cdot n_{k \text{ прийн}} \cdot D_k}{1000 \cdot 60} = \frac{3.14 \cdot 2230 \cdot 300}{1000 \cdot 60} = 36 \frac{\text{м}}{\text{хв}}; \quad (3.83)$$

Радіальну подачу приймаємо рівною:

$$S_{\text{рад}} = 0,005 \text{ мм/об}.$$

4. Розрахунок потужності приводу верстата.

Ефективну потужність шліфування розраховуємо за формулою:

$$N_e = C_n \cdot V_3^r \cdot S_p^y \cdot d_3^q \cdot b^z = 0.14 \cdot 11^{50.8} \cdot 0.005^{0.8} \cdot 16.7^{0.2} \cdot 10 = 0.25 \text{ кВт}; \quad (3.84)$$

$$N_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{еф}}}{\eta_{\text{ст}}} = \frac{0.25}{0.85} = 0.29 \text{ кВт};$$

де $\eta_{ст} = 0,85$ – механічний ККД верстата.

За розрахованою потужністю, способом обробки, розмірами деталі вибираємо верстат круглошліфувальний 3А110В [1, с.29, т.1]

– частота обертання шпинделя заготовки з безступінчастим регулюванням:

$$n_{ч.об.шп.} = 100 - 1000 \frac{об}{хв};$$

– найбільші розміри шліфувального круга:

зовнішній діаметр – 250 мм

висота – 25мм

– частота обертання шпинделя шліфувального кола при шліфуванні, об/хв:

зовнішньому – 2680-3900 об/хв.;

внутрішньому – 40000-70000 об/хв.;

– потужність електродвигуна приводу головного руху – 2,2 кВт;

5. Узгодження з даними верстата.

Погодження по потужності:

$$N_{ст}=2,2;$$

$$кВт > N_{пр}=0.29 кВт;$$

Погодження щодо частоти обертання заготівлі:

Частота обертання шпинделя заготівлі 100-1000 об/хв, в даному випадку

$$n_{заг} = 220 об/хв,$$

Що потрапляє у задані межі.

5. Визначаємо основний час обробки:

$$T_0 = \frac{В}{S_{рад} \cdot n} \cdot k; \quad (3.85)$$

де $k=4$ коефіцієнт, що враховує кількість підходів при врізному шліфуванні.

Підставляємо значення:

$$T_0 = \frac{10}{0.005 \cdot 2230} \cdot 4 = 3.5 хв.$$

3.5.6 Висновки

В результаті розрахунків розроблено маршрутно-операційний технологічний процес виготовлення валу насоса, обрано метод отримання заготовки валу, розроблено креслення заготовки, проведено розрахунки режимів різання для двох операцій-представників. Для цих операцій було розроблено карти налагодок (КН).

Було спроектовано креслення верстатного пристосування та зроблено розрахунок на точність та на зусилля закріплення. Для забезпечення верстатним пристроєм заданої точності необхідно попередньо обробити базові поверхні.

4 Спеціальна частина

4.1 Опис проблеми і шляхи її усунення

Більшість пошкоджень у газотурбінних двигунах (ГТД) відбувається внаслідок виникнення в них коливань. Віб्राції збуджуються підвищеними частотами обертання ротора і діють у поєднанні з термічними, статичними та іншими факторами навантаження.

Віб्राції стають особливо сильними в зоні резонансів, коли частоти сил або моментів, що обурюють, збігаються з частотами власних коливань системи. Імовірність виникнення резонансних режимів зростає зі збільшенням швидкості ГТД. Наприклад, підвищені вібрації виникають під час запуску й остановки двигуна (див.рис. 4.1 і 4.2).

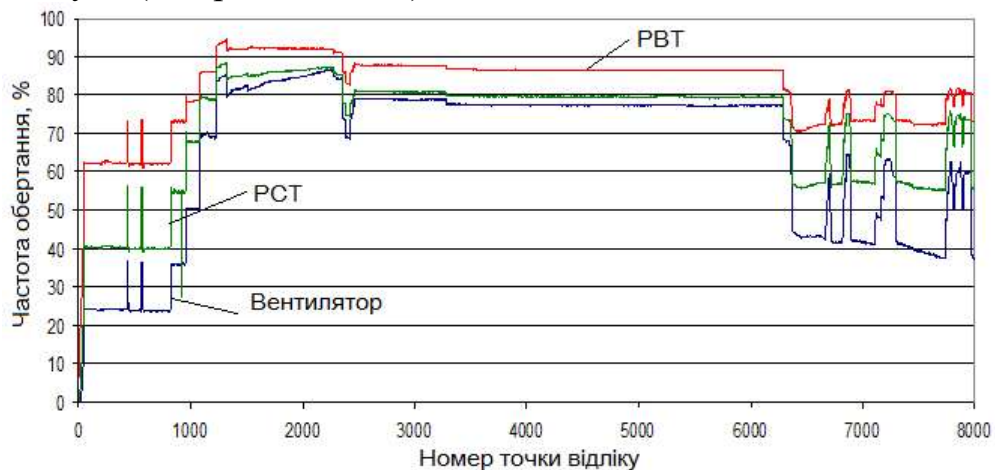


Рисунок 4.1 – Частоти обертання роторів ГТД Д-36

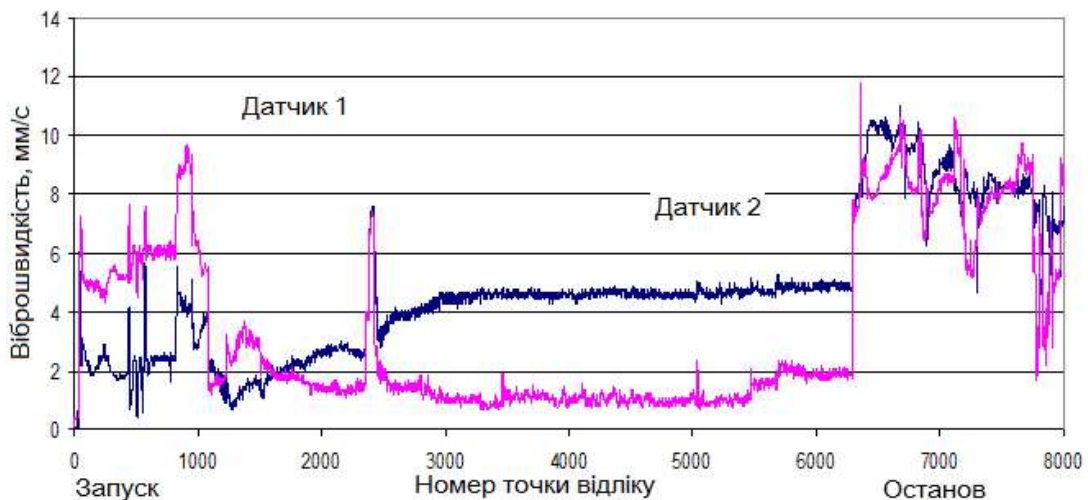


Рисунок 4.2 – Рівні віброшвидкості з переднього та заднього вібродатчиків

Боротьба з вібраціями стає невід'ємною умовою забезпечення високої якості ГТД. Вона ведеться на етапах проектування, доведення, серійного виробництва та експлуатації.

Для зниження вібрацій проводяться різні заходи: забезпечення співвісності опор роторів, частотна відбудова від резонансних режимів, балансування роторів. Зменшення вібрацій у деталях та вузлах відбувається також у результаті

демпфування, як природного, так і штучного. Перше досягається внаслідок внутрішнього тертя в матеріалі і вузлах конструкції і зовнішнього тертя від взаємодії коливається деталі або вузла із зовнішнім середовищем. Друге – за рахунок застосування спеціальних демпферних пристроїв.

Найбільш поширеним способом боротьби з вібраціями є частотна відбудова, що полягає у виведенні критичних частот обертання роторів із робочого діапазону. Насамперед це стосується критичних частот обертання, яким відповідає перша чи друга згинальні форми коливань роторів.

Так як корпуси і ротори ГТД виконують досить податливими через вимогу мінімальної маси, то вивести критичні частоти вище максимальної частоти обертання ротора в більшості випадків неможливо. Тому виникає можливість використання нових методів зменшення вібрацій при підвищених частотах. До таких відносять пружно-демпферні опори, які дозволяють за рахунок пружності опори змістити критичні частоти ротору на ділянку до малого газу, а за рахунок демпфера знизити амплітуду коливань ротора. Далі ротор буде працювати в діапазоні від малого газу до максимуму на закритичному режимі як гнучкий ротор. Слід зазначити, що застосування пружних опор супроводжується появою низки негативних властивостей. Внаслідок великих податливостей опор з'являються великі статичні радіальні переміщення ротора під дією сил ваги, навантажень під час польоту, можливі ударні навантаження при дії обмежувачів переміщень. Великі деформації створюють небезпеку зачеплення лопаток об корпус, врізання лабіринтних ущільнень тощо.

Але є можливість використати опору зі змінною жорсткістю, за допомогою якої можна змістити критичну частоту до малого газу на більший режим шляхом збільшення жорсткості опори, і після досягнення критичної частоти знову її зробити пружною (див.рис. 4.3). Цей спосіб є технічним і значно збільшує ресурс двигуна.

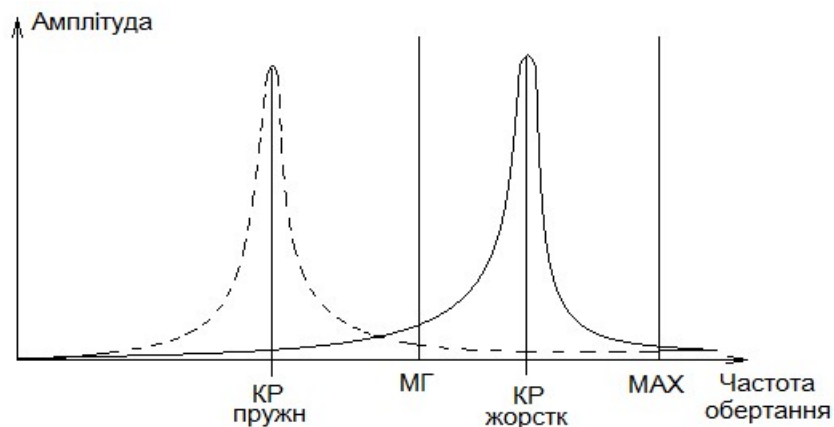


Рисунок 4.3 – Амплітуді коливань ротора на жорстких і пружних опорах

Актуальність теми – при створенні та доведенні сучасних авіаційних газотурбінних двигунів широко застосовуються стенди для автономних випробувань вентиляторів та компресорів. Дані випробування вимагають від двигуна забезпечення роботи у широкому діапазоні частот обертання. При необхідності охопити діапазон роботи, наприклад, до 15000 об/хв, гостро постає питання про

відбудову від критичних частот обертання роторів трансмісії стенду. Для існуючих низькооборотних стендів це завдання зазвичай вирішується їх перепроєктуванням та виготовленням нової матеріальної частини. Цей варіант вимагає чималих часових та фінансових витрат. Застосування пружно-демпферних елементів конструкції опор не виправляє ситуацію, т. к. необхідний робочий діапазон надзвичайно широкий. Часто в галузі робочих оборотів знаходиться не лише перша, а й друга критичні частоти обертання роторів трансмісії стенду. Природно, що така ситуація негативним чином позначається можливості проведення випробувань компресорів. Підвищені вібрації негативно впливають на вібрації як випробуваної конструкції, також і вузлів стенда. Часто взагалі не вдається пройти через резонансний режим та провести випробування компресора на високі частоти обертання. Можливим вирішенням цієї проблеми може стати впровадження в конструкцію стендів опор роторів зі змінними в процесі роботи жорсткісними характеристиками. В цьому випадку витрати на доопрацювання двигуна будуть мінімальними, а сам стенд може бути використаний як для низькооборотних, так і для високооборотних компресорів.

Актуальність роботи визначається необхідністю:

- забезпечення зниження вібрацій ротора низького тиску (РНТ) двигуна Д-136 на режимах запуску й останову і у всьому робочому діапазоні;
- пошук та дослідження з розробки нових рішень конструкцій опорних вузлів роторів авіаційних двигунів нових поколінь;
- зниження часових та фінансових витрат на переобладнання конструкції двигуна.

У спеціальній частині роботи наведено теоретичне та експериментальне вивчення використання цієї опори. Її застосування дозволяє забезпечити ефективну роботу ротора на закритичних режимах, істотно розширюючи діапазон та зменшуючи вібрації на неразрохункових режимах, без суттєвої зміни конструкції.

Перевірка працездатності опори в умовах стенду створила базу для застосування подібної конструкції й в авіаційних двигунах.

4.2 Аналіз існуючих конструкцій опор зі змінною жорсткістю

Для того, щоб спроектувати пружно-демпферну опору необхідно провести аналіз:

1. Провести параметричний аналіз роторної системи та визначаються необхідні значення жорсткості для обох варіантів - з початковою жорсткістю за наявності зазору та жорсткістю, коли зазор відсутній. Умова для вибору жорсткості відсутність резонансних режимів у робочих діапазонах (до 15000 об/хв).

2. Отримане значення жорсткості ділиться між пружним кільцем або масляною плівкою та пружною втулкою.

3. Проектується пружне кільце з умов необхідної жорсткості, величини пружної деформації, статичної та динамічної міцності.

4. Визначається величина осьової сили, що дозволяє вибрати зазор при мінімальному тиску «думісної» порожнини та витрати повітря.

5. Проектується пружна втулка за умов необхідної радіальної податливості (зазор присутній), крутильної та осьової податливості необхідної для вибірки зазору, з урахуванням статичної та динамічної міцності.

6. Проводяться статичні випробування пружної втулки для перевірки отриманих у проектуванні результатів.

7. Проводяться випробування розробленої конструкції опори у складі стенду.

На рисунку 4.4 наведено конструкцію стендового варіанта проміжної опори для проведення випробувань компресорів [11]. Особливістю опори є наявність пружних елементів, що забезпечують змінну жорсткість опори, і порожнини керуючого змінного тиску до створення осьової сили. Забезпечують змінну жорсткість опори, і «думисної» порожнини керуючого змінного тиску для створення осьової сили.

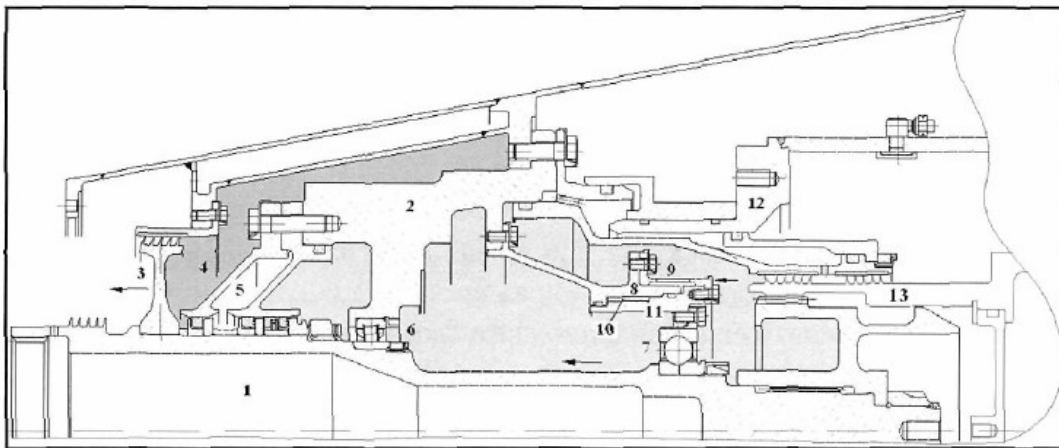


Рисунок 4.4 – Конструкція проміжної опори із змінною жорсткістю для компресорного стенду:

- 1 – вал проміжної опори; 2 – корпус проміжної опори; 3 – диск лабіринтного ущільнення порожнини керуючого тиску; 4 – порожнина керуючого тиску; 5 – блок контактних ущільнень; 6 – роликовий підшипник; 7 – кульковий підшипник; 8 – корпус опори упорно-радіального підшипника; 9 – пружна втулка «біliche колесо»; 10 – пружне кільце; 11 – корпус підшипника; 12 – внутрішній корпус повітряного тракту проміжної опори; 13 – вал мультиплікатора

Недоліками цієї конструкції є складність конструкції мультиплікатора, його доведення, а також коли двигун виходить на режим малого газу вал мультиплікатора нагнітає тиск, щоб затиснути біliche колесо і змістити робочий діапазон критичних частот, але внаслідок складності даної конструкції мультиплікатора, а також технологічної точності забезпечення «думисної» порожнини, ця конструкція дуже важка в доведенні і збільшує вагу вагу.

Розглянемо інший варіант опори с перемінною жорсткістю (див.рис. 4.5) [12]. У цієї моделі в процесі роботи навантаження з валу 2 передаються на статорний елемент 3 через підшипник 1, обичайку 4 і розрізну втулку 5. Рухлива втулка 6 при цьому має жорсткий радіальний зв'язок зі статорним елементом 3, утворює з обичайкою 4 демпфуючу порожнину і не контактує з розрізною втулкою поз. 1. При

проходженні валом 2 критичної частоти обертання рухома втулка 6 зміщується за допомогою приводу 7 і починає одночасно контактувати з обічайкою 4 і втулкою розрізною 5 поз. 2, виключаючи останню з силового зв'язку між валом 2 і статорним елементом 3. При цьому змінюється амплітудно-частотна характеристика валу 2. При проходженні валом критичної частоти обертання рухома втулка 6 повертається у вихідне положення, що забезпечує постійну роботу валу 2 на некритичних частотах обертання та зниження вібрації обладнання стенду.

Застосування цієї конструкції дозволяє ступінчасто змінювати податливість опори без застосування осьової сили до валу і встановлювати в опору, у тому числі, радіальні підшипники.

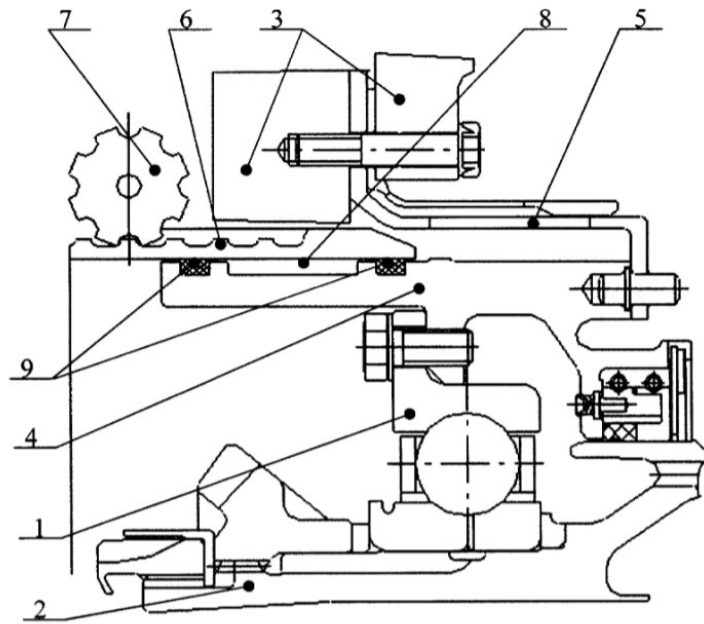


Рис. 4.5 – Пружно-демпферна опора КНД з сервоприводом

Недоліками цієї конструкції є обов'язкове застосування осьового навантаження до валу і, як наслідок, до розрізної втулки для ступінчастої зміни податливості в роботі, а також застосування в опорі тільки радіально-упорного підшипника. Також до недоліків можна віднести складність конструкції сервоприводу і його доводка і також він значно збільшує вагу конструкції.

Розглянуті конструкції опор можливо використовувати на випробувальних стендах, але проблемним є використання їх у газотурбінному двигуні.

4.3 Аналіз частотних характеристик ротора низького тиску ТВаД Д-136

4.3.1 Визначення пружних властивостей опори

Для перевірки методики визначення коефіцієнта жорсткості пружного елемента передньої опори ротора було виконано твердотільне моделювання пружного елемента опори ротора ТРДД Д-36, яка досліджується у лабораторній роботі на кафедрі 203 (рис. 4.6) [13]. Прикладена умовна сила 100 Н жорстко

пов'язана з розділеною кільцевою поверхнею (стаканом зовнішньої обойми підшипника).

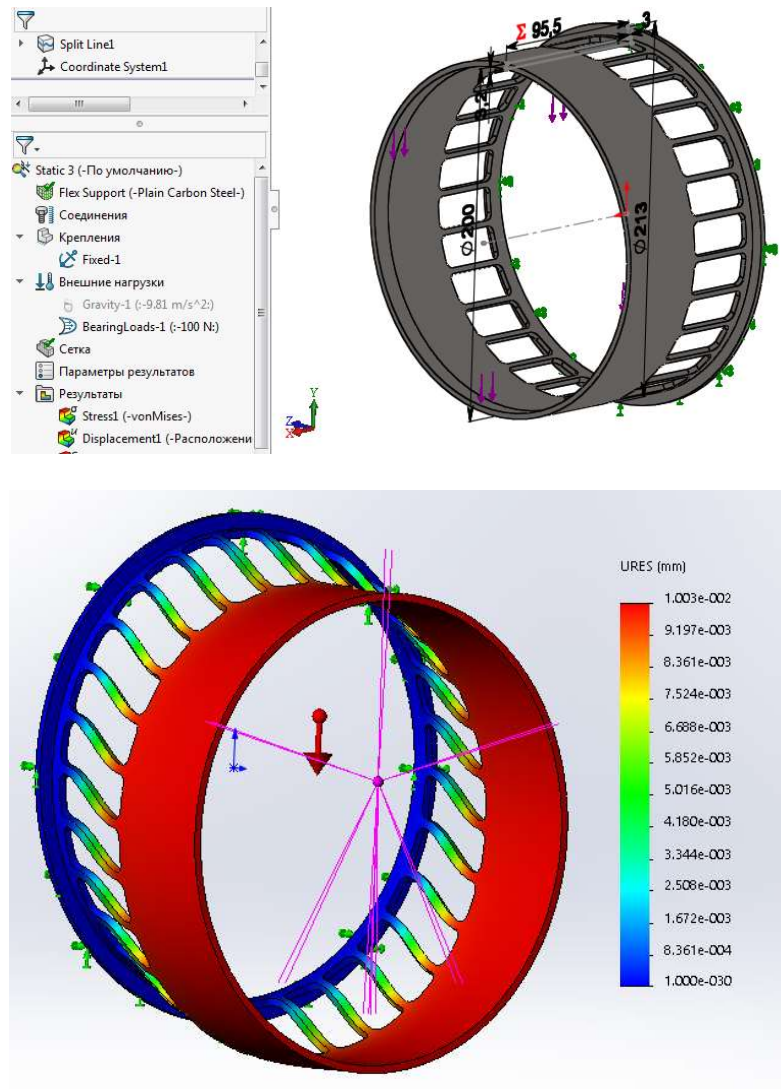


Рисунок 4.6 – Твердотільна модель пружного елемента і еюра деформацій
Коефіцієнт жорсткості пружного елемента «білече колесо» передньої опори:

$$E = \frac{D}{\delta} = \frac{100}{1.033 \cdot 10^{-5}} = 9.68 \frac{\text{Н}}{\text{м}}; \quad (4.1)$$

З урахуванням коефіцієнта жорсткості демпфуючого масляного шару сумарний коефіцієнт жорсткості передньої опори становить $1 \cdot 10^7$ Н/м, що узгоджується з матеріалом «Івченко Прогрес» ($0,1 \cdot 10^8$ Н/м) [4.4].

Далі було виконано аналогічний розрахунок для передньої опори РНТ Д-136 з іншими розмірами, одержано коефіцієнт жорсткості $K = 1,6 \cdot 10^7$ Н/м, що також узгоджується з матеріалом «Івченко Прогрес».

4.3.2 Розрахунок жорсткості та демпфуючої здатності опори ТНТ

У табл. 4.1 наведено дані по опорах ТРДД Д-436 з [14], але у компресора низького тиску такі ж опори, як й у ТВаД Д-136.

Таблиця 4.1 – Параметри масляних демпферів опор ротора двигуна

Опора	Радіальний проміжок, мм	Довжина, мм	Номінальний діаметр, мм	Отвори підведення масла	
				Діаметр, мм	Кількість, шт
Ротор вентилятора	0,2...0,2424	40	264	2	6
Ротора КНТ	0,075...0,094	23,5	241,7	1,5	2
Ротора ТВТ	0,100...0,118	17	150	1,2	8
Ротора ГНТ	0,050...0,068	17	150	1,2	8
Ротора ТВ	0,100...0,1175	17	145	1,0	8

Тиск масла 3,5 атм., температура у порожнині 250 °С марка масла ІПМ-10.

Початкові дані:

– демпфер з торцевими ущільненнями без канавки, з отворами для подачі масла;

– діаметр демпфера $D = 150$ мм ($R = 75$ мм);

– масло ІПМ-10, динамічна в'язкість при 100 °С $\mu = 0,00246$ Н·с/м²;

– товщина масляного шару $\delta = 0,05...0,068$ мм;

– довжина демпфера $L = 17$ мм;

– колова частота при 11388 об/хв $\omega = 1066$ рад/с;

– дисбаланс ротора $e = 10$ г·см;

– відносний ексцентриситет $\varepsilon = e/\delta = 0,02$.

Схема демпфера – демпфер ущільнений без центральної канавки, з отворами для подачі масла (рис. 4.7). Для такого демпфера можна використовувати теорію "довгого" демпфера (π – плівка) з наведеною довжиною $L_{\text{нав}} = L$ [15].

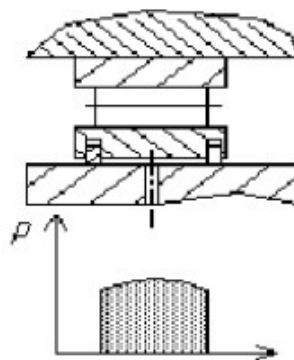


Рисунок 4.7 – Масляний демпфер

Для відносного ексцентриситету $\varepsilon = 0,02$ маємо коефіцієнт демпфування:

$$C = \frac{R^3 \cdot L \cdot \mu}{\delta^3} \cdot \frac{12 \cdot \pi}{(2 + \varepsilon^2) \cdot (1 - \varepsilon^2)^{0.5}} = \frac{0.075^3 \cdot 0.017 \cdot 0.00246}{0.000005^3} \cdot \quad (4.2)$$

$$\cdot \frac{12 \cdot \pi}{(2 + 0,02^2) \cdot (1 - 0,02^2)^{0,5}} = 3,77 \cdot 10^9 \text{ Н} \cdot \frac{\text{с}}{\text{м}};$$

Коефіцієнт жорсткості демпферного елемента складає:

$$K = \frac{R^3 \cdot L \cdot \mu \cdot \omega}{\delta^3} \cdot \frac{24 \cdot \varepsilon}{(2 + \varepsilon^2) \cdot (1 - \varepsilon^2)} = \frac{0,075^3 \cdot 0,017 \cdot 0,00246 \cdot 1066}{0,000005^3} \cdot \frac{24 \cdot 0,02}{(2 + 0,02^2) \cdot (1 - 0,02^2)} = 3,6 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}. \quad (4.3)$$

Умовна розподілена жорсткість на циліндричну поверхню цапфи підшипника $-8,75 \cdot 10^{12} \text{ (Н/м)/м}^2$.

4.3.3 Визначення критичних частот обертання ротору на жорстких і пружних опорах

Для визначення критичних частот обертання ротору було побудовано спрощену твердо тільну модель (рис. 4.8)

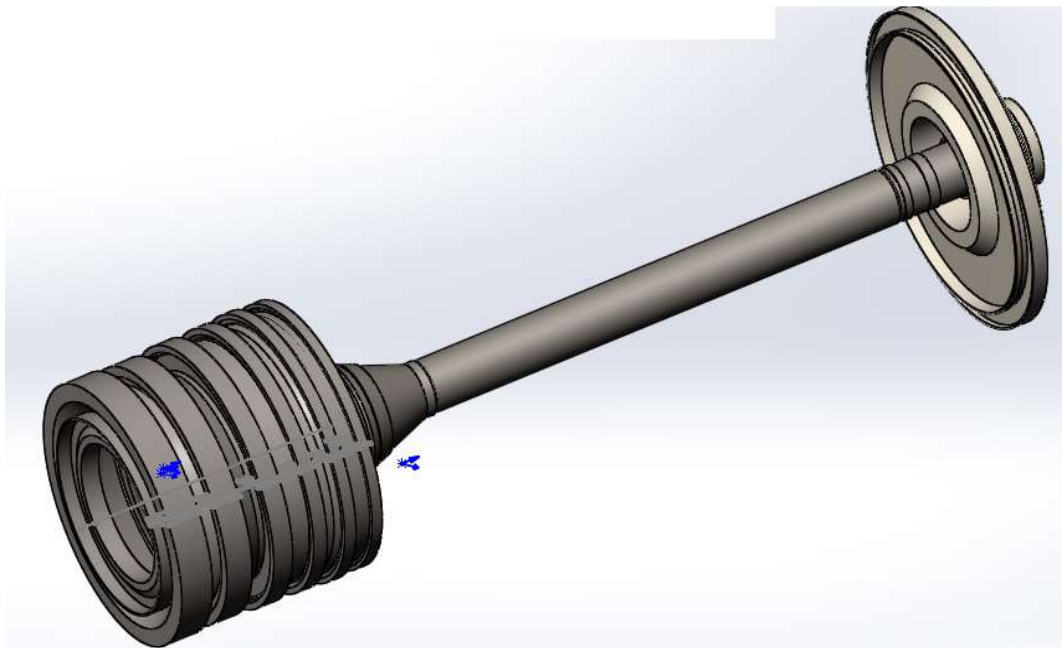


Рисунок 4.8 – Спрощена масово-жорсткісна модель ротора

Центри мас компресора та турбіни знаходяться практично в площині передньої та задньої опор, тому невеликі похибки у моделюванні мас компресора та турбіни суттєво не позначаються на точності визначення критичної швидкості обертання ротора. [16].

Для подальшого розрахунку було створено сітку скінчених елементів (рис. 4.9, характеристики сітки наведено (див. табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Характеристики сітки моделі

Сетка Детализация	
Имя исследования	Частота 3 (-По умолчанию-)
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение	Стандартная сетка
Автоматическое уплотнение сетки	Выкл
Включить автоциклы сетки	Вкл
Точки Якобиана	4 точек
Размер элемента	6.71665 mm
Допуск	0.335833 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	825118
Всего элементов	467138
Максимальное соотношение сторон	350.16
Процент элементов с соотношением сторон < 3	82.8
Процент элементов с соотношением сторон > 10	0.302
% искаженных элементов (якобиан)	0.000214
Заново создать сетку из неудавшихся деталей с несовместимой сеткой	Вкл
Время для завершения сетки (hh:mm:ss)	00:12:49



Рисунок 4.9 – Сітка спрощеної масово-жорсткісної моделі ротора

Було виконано моделювання, коли передня опора – жорстка (підшипник без пружного елемента), задня опора – з жорсткістю $K = 3,6 \cdot 10^{10}$ Н/м, яка визначається масляним демпфером. Результат моделювання наведено (на рис. 4.10).

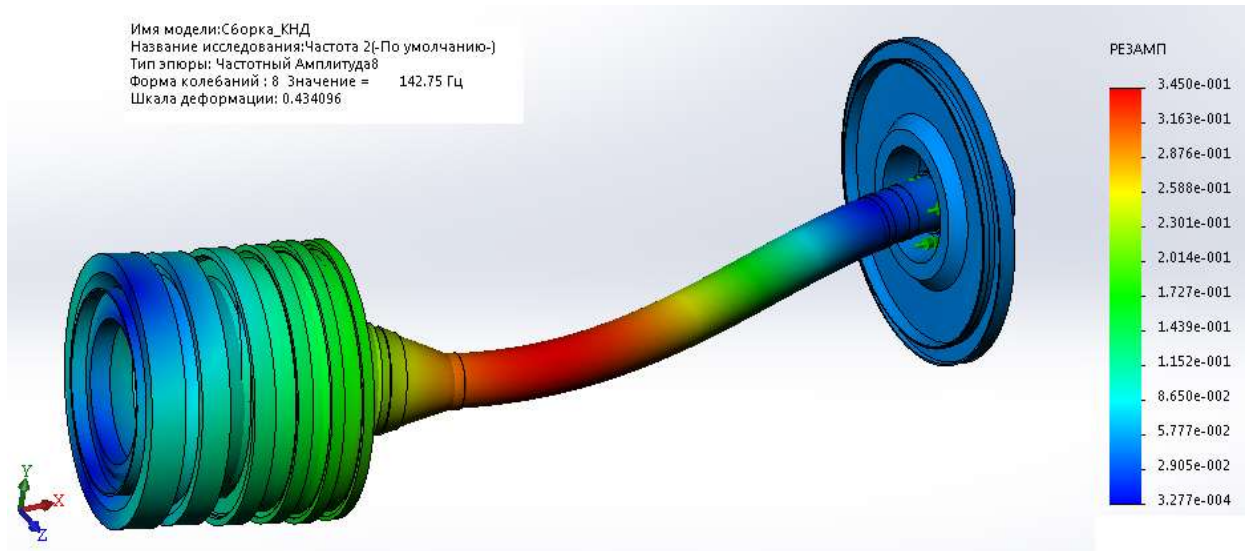


Рисунок 4.10 – Перша згинальна форма

З результату розрахунку видно, що перша згинальна частота (критична частота) складає 143 Гц (8580 об/хв) і знаходиться у робочому діапазоні між малим газом і максимальним режимом.

Далі було виконано розрахунок, коли передня опора – з жорсткістю $1,6 \cdot 10^7$ Н/м, яка обумовлена пружними властивостями пружного елемента (умовна розподілена жорсткість на циліндричну поверхню цапфи підшипника $1,33 \cdot 10^9$ (Н/м)/м²), задня опора – з жорсткістю $K = 3,6 \cdot 10^{10}$ Н/м, яка визначається масляним демпфером. Результат моделювання наведено на рис. 4.11.

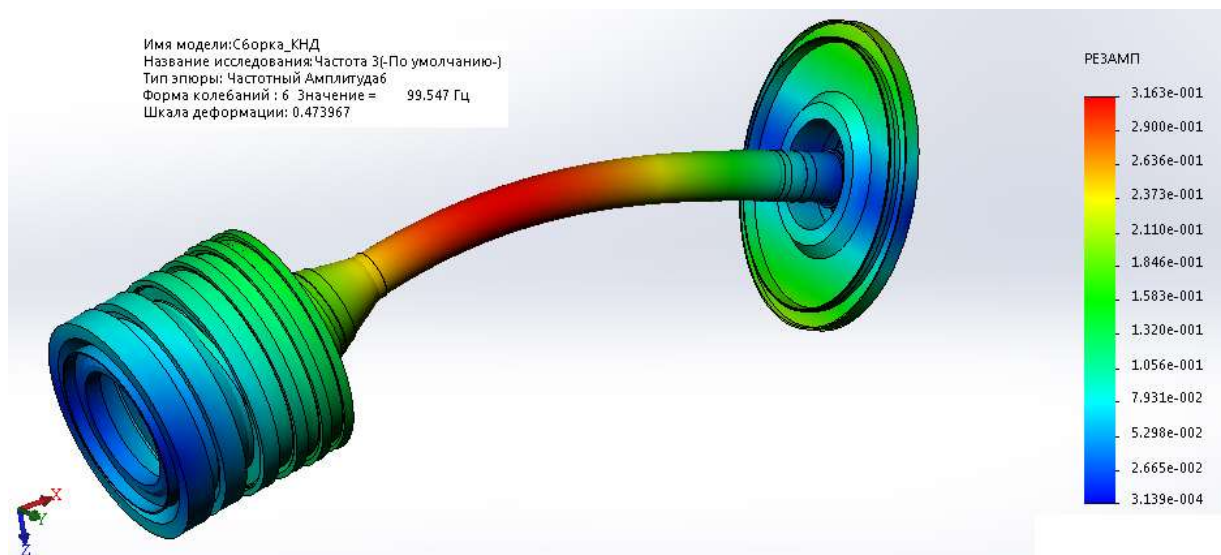


Рисунок 4.11 – Перша згинальна форма

З результату розрахунку видно, що перша згинальна частота (критична частота) у цьому випадку складає 99,5 Гц (5970 об/хв) і знаходиться у діапазоні до малого газу (частота обертання ротора на малому газі – 7900 об/хв).

Таким чином, якщо під час запуску двигуна виключити з роботи пружний елемент передньої опори ротору, то розкручування ротору відбудеться на докритичному режимі без суттєвих коливань.

Після досягнення частоти обертання малого газу включається до роботи пружний елемент передньої опори і ротор працює вже на за критичному режимі.

Для реалізації цього принципу потрібно розробити таку конструкцію опори з керованою жорсткістю, яка може використовуватися не тільки на випробувальному стенді, а й на газотурбінному двигуні літального апарату.

4.4 Розробка конструкції пружно-демпферної опори зі змінною жорсткістю

В даному випадку було запропоновано опору, яка змінює свою жорсткість за рахунок тиску масла від штатної масляної системи. Конструкцію опори наведено на (рис 4.12).

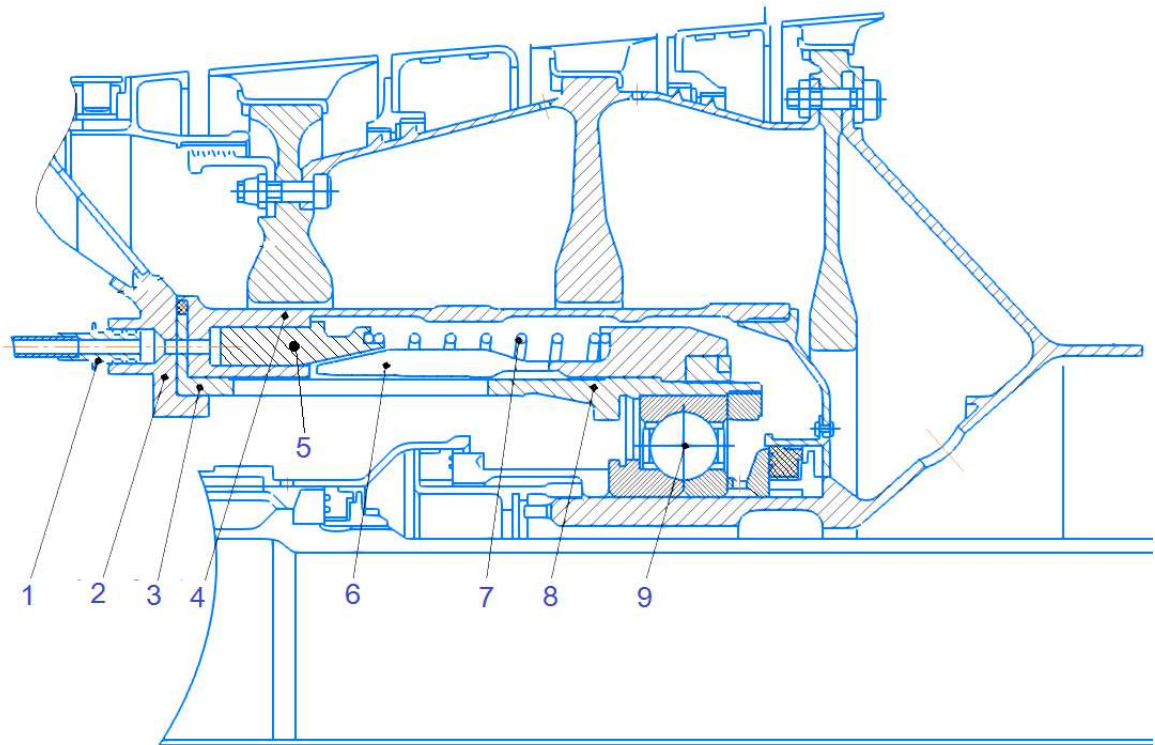


Рис 4.12 – Пружно-демпферна опора зі змінною жорсткістю:

- 1 – трубопровід підводу масла; 2 – передній корпус; 3 – біляче колесо;
4 – зовнішній корпус; 5 – поршень; 6 – цанга; 7 – пружина; 8 – стакан підшипника;
9 – підшипник

Дана опора складається з магістралі підводу масла, яка у свою чергу включає до себе двохпозиційний масляний клапан, трубопровід 1 й поршень. Масло рухається через трубопровід і штовхає поршень, який, у свою чергу, стискає цангу. Дана система працює в тому випадку, коли двигун не досяг режиму малого газу. Масляний клапан відкривається за командою автоматичної системи керування. Поршень рухається в осьовому напрямку за рахунок надлишкового тиску масла, що нагнітається через трубопровід. Поршень здавлює цангу і цанга стискає пружну

втулку «білече колесо», опора стає жорсткою. Тому амплітуда коливань зміщується вправо, але коли двигун виходить на режим малого газу масло перестає подаватися в трубопровід, масляний клапан відкривається на злив і поршень відштовхується в протилежний бік пружиною. Опора стає пружною, але робочий діапазон критичних частот вже буде пройдений.

Також було спроектовано цангу, яка зображена на (див.рис. 4.13).



Рис 4.12 – Цанга пружно-демпферної опори

Коли проектувалась пружно-демпферна опора, виникла необхідність трохи змінити простір між диском і порожниною, в якій здійснюється робота поршня, знаходяться пружина та цанга. Тому було ухвалено рішення про зміну радіальних розмірів дисків першого і другого ступенів компресору. Також конструктивно довелось з умов компоновання частково змінити маточини дисків першого і другого ступенів. Для підтвердження працездатності нової конструкції виконано розрахунок на міцність диску першого ступеня компресора. Результати розрахунку наведено у табл. 4.2 і на графіках, рис. 4.13. і 4.14.

Таблиця 4.2. – Результати розрахунку диска першого ступеня компресора

```

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ДИСКОВ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН
*****
ВЫПОЛНИЛ (А) : Konduforov

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Частота вращения =      11388.00      об/мин
Количество расчетных сечений =      13
Количество скачков =      1
Контурная нагрузка =      27.19000      МПа
DP=      0 DT=      0
AZ=  0.0000000E+00 VZ=  0.0000000E+00 NZ=  1 QZ=  0.0000000E+00
Коэффициент Пуассона =      0.3000000

R(K)=  0.1420000      0.1450000      0.1500000      0.1520000
0.1550000      0.1570000      0.1600000      0.1650000      0.1700000

```

Продовження таблиці 4.2 – Результати розрахунку диска

0.1720000 0.1830000 0.1830000 0.1862000

$B(K) = 3.4000002E-02 \quad 3.4000002E-02 \quad 3.4000002E-02 \quad 2.8000001E-02$
 $2.3000000E-02 \quad 2.1000000E-02 \quad 1.8999999E-02 \quad 1.6000001E-02 \quad 1.3000000E-02$
 $9.9999998E-03 \quad 9.9999998E-03 \quad 2.6000001E-02 \quad 2.6000001E-02$
 Номера сечений со скачками NRS(Z) = 11

Плотность материала PL= 4500.000 кг/куб.м
 Предел длит. прочности материала SDC = 1050.000 МПа

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

I	R(I), М	B(I), М	SR, МПА	ST, МПА	SEK, МПА	ZAP
1	0.1420	0.3400E-01	0.000	367.3	367.3	2.858
2	0.1450	0.3400E-01	5.006	358.8	356.3	2.947
3	0.1500	0.3400E-01	12.48	345.1	339.1	3.097
4	0.1520	0.2800E-01	17.19	340.8	332.5	3.158
5	0.1550	0.2300E-01	23.70	334.4	323.2	3.248
6	0.1570	0.2100E-01	27.77	330.4	317.5	3.307
7	0.1600	0.1900E-01	33.16	324.5	309.3	3.395
8	0.1650	0.1600E-01	42.30	315.4	296.6	3.541
9	0.1700	0.1300E-01	53.15	307.9	285.1	3.683
10	0.1720	0.1000E-01	66.22	308.0	280.8	3.740
11	0.1830	0.1000E-01	69.19	288.8	261.1	4.021
12	0.1830	0.2600E-01	26.61	276.0	263.7	3.982
13	0.1862	0.2600E-01	27.19	270.5	258.0	4.070

Масса диска = 5.531 кг

Момент инерции диска = 0.14988 кг*кв.м

На графіку показано результати розрахунків розподілу навантаження по радіусу диска (див. рис. 4.13)

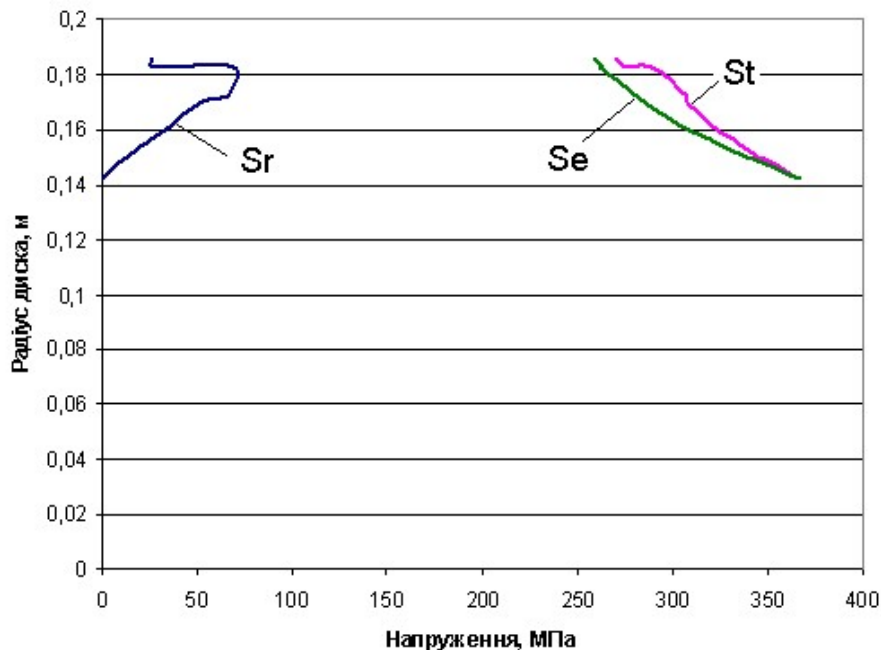


Рисунок 4.13 – Розподіл напружень по радіусу диска

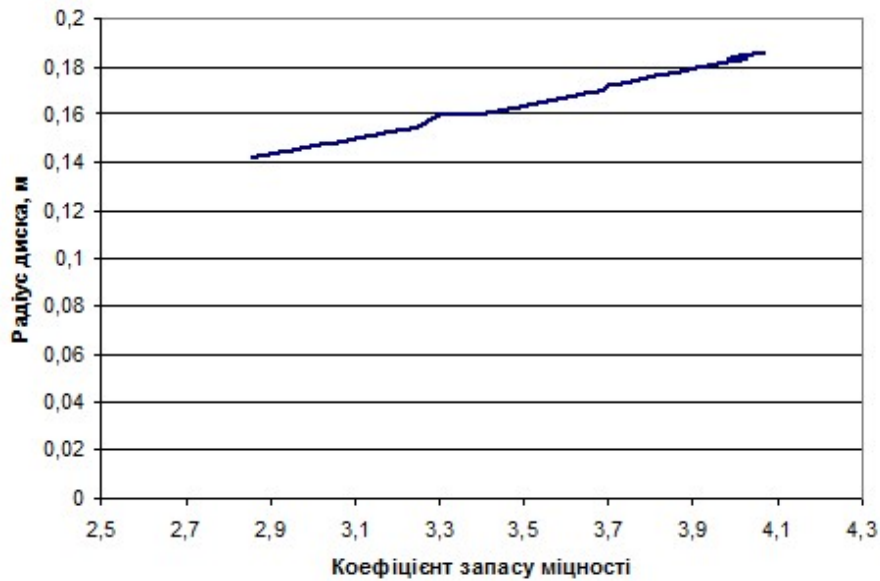


Рисунок 4.14 – Зміна коефіцієнту запасу міцності по радіусу диска

Спроекований диск з новою геометрією відповідає нормам міцності. Мінімальний коефіцієнт запасу міцності у новій конструкції складає 2,858 на радіусі центрального отвору (у відповідності нормам міцності коефіцієнт запасу міцності диску повинен бути не менш 1,3).

4.4.1 Висновки

В результаті проведеної роботи можна сказати, що зменшення вібрацій ротора є одним з основних напрямків підвищення надійності та покращення експлуатаційних характеристик ГТД.

Було побудовано 3D модель ротора двигуна Д-136 та отримані епюри згинальних форм при жорсткій та пружній опорах й критичні частоти ротору.

Жорсткість опори змінюється за частотами обертання ротора. Амплітуди коливань ротору залежать від режимів роботи двигуна, досягнення яких визначаються дослідним шляхом, описаним вище. Значення амплітуд вимірюються за допомогою двох датчиків, встановлених на КНТ і ТНТ.

Також були проаналізовані різні інші схеми пружно-демпферних опор зі змінною жорсткістю, які здатні вирішувати проблеми високих вібрацій, але мають ряд недоліків.

Було запропоновано нову схему опори, яка має свої особливості. Дана опора конструктивно відрізняється від опор аналогів і має ряд переваг, які суттєво спростять технологію збирання, доведення та експлуатацію двигуна. У ході зміни даної схеми було зменшено диски 1 і 2 ступені КНТ та перераховано навантаження та коефіцієнт запасу міцності. За даними результатами було побудовано графіки.

Дана опора задовольняє ряд технічних та експлуатаційних вимог та не зменшує ресурс двигуна.

5 Економічна частина

5.1. Предмет і об'єкти економічного аналізу

Економічний аналіз - це спосіб пізнання господарських процесів економічного суб'єкта, заснований на розкладанні цілого на складові елементи і вивченні останніх в їх взаємозв'язку і взаємозалежності шляхом синтезу, тобто об'єднання виділених раніше частин об'єкта.

Економічний аналіз являє собою застосування аналітичних інструментів і методів до показників різних економічних і фінансових документів з метою виявлення істотних зв'язків і характеристик, перетворення економічних даних в інформацію.

Економічний аналіз сприяє підвищенню обґрунтованості бізнес-планів і нормативів, визначення економічної ефективності використання матеріальних, трудових і фінансових ресурсів, посилення контролю за виконанням та оптимізацією господарських рішень.

Предметом дослідження при проведенні економічного аналізу є:

- основні результати господарської діяльності;
- виробництво і реалізація продукції;
- використання матеріальних, трудових і фінансових ресурсів;
- собівартість продукції;
- фінансові результати виробництва;
- фінансовий стан підприємства.

Як базовий варіант для порівняння з спроектованим двигуном вибрався двигун АЛ-21Ф, який був прототипом при розробці нового двигуна. У цих двигунів однакова схема укладання роторів, однакову кількість ступенів компресора і турбін і невеликі конструктивні відмінності. Двигун-прототип використовується на літаках військової авіації. Як паливе на обох двигунах використовується авіаційний гас (ТС-1). У цих двох двигунів крім усього іншого однакові витрати повітря, ступінь підвищення тиску і діаметральні розміри.

Для того щоб базовий і проєктований двигун можна було оцінити між собою, необхідно привести параметри двигуна в зіставні умови: ці двигуни призначені для встановлення їх на один тип літака; число двигунів, що встановлюються на один літак однакове; час польоту літака, а також програма літака однакова; умови технічного обслуговування також не відрізняються.

5.2. Вибір показників порівняння і приведення двигуна в зіставні умови.

Розрахунок ведемо за допомогою навчального посібника [17].

В даному розділі потрібно описати такий аспект, як економічність експлуатації в порівнянні з прототипом даного двигуна. Так як за рахунок збільшення параметрів двигуна (зокрема ступеня підвищення тиску в компресорі і температури газів перед

турбіною) питома витрата палива скоротилася. Звичайно, це веде до більш дешевої експлуатації силової установки. Не слід нехтувати цим параметром, тим

більше що в наш час вже ні для кого не є секретом те, що енергетичні ресурси Землі поступово виснажуються. Зараз ми говоримо про нафтових ресурсах нашої планети. Тому в подальшому все більше уваги буде приділятися способам і заходам зниження витрати палива на двигунах, а також методам підвищення ресурсу двигуна.

Для оцінки проектного двигуна існує система показників технічного рівня і якості виробів, що проектується:

- показники призначення (потужність, витрата палива, питома маса, і т.д.);
- ергономічні показники, що характеризують зручність і безпеку праці;
- показники стандартизації і уніфікації;
- економічні показники, що відображають витрати на розробку, виготовлення та експлуатацію виробу, а також економічну ефективність експлуатації.

Основні параметри базового і проектного двигунів представлені в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1- Параметри базового і проектного двигунів

Параметр	Варіант двигуна	
	Спроектований двигун	Прототип
$T^*_г, К$	1450	1440
P_k	19	18,8
Суд, кг / Н*год	0.2353	0.245
$P, Н$	76222	64090

Визначимо відсоткове підвищення економічності спроектованого двигуна в порівнянні з прототипом.

$$\Delta C_{уд} = \frac{C_{уд.прот} - C_{уд.спроэк}}{C_{уд.прот}} * 100\%, \quad (4.1)$$

$$\Delta C_{уд} = \frac{0.2353 - 0.245}{0.245} * 100\% = -3,96\%.$$

Основними показниками при оцінці порівняльної ефективності є наведені витрати. Наведені витрати являють собою суму собівартості виконуваних робіт і нормативної прибутку, що розраховується від вкладеного капіталу.

Наведені витрати можуть розраховуватися як обсяг робіт на одну годину нальоту, так і на одиницю роботи:

$$Z^N = C_{техн.}^N + K; \quad (4.2)$$

$$Z_{уд.}^N = C_{техн.изд}^N + E_n * K_{уд}; \quad (4.3)$$

де $C_{техн}^N$ - собівартість річного обсягу робіт;
 $C_{техн.изд}^N$ - собівартість робіт на одиницю продукції;
 E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності;
 K - капітальні вклади;
 $K_{уд}$ - питомі капітальні вкладення;
Визначення собівартості:

$$C = C_{дв.ам.ч} + C_{дв.то.ч} + C_{т.ч.}; \quad (4.4)$$

Розрахунок 1-ої години роботи двигуна ведемо за формулою:

де: $C_{дв.ам.ч}$ - амортизація одного двигуна;

$C_{дв.то.ч}$ витрата по технічному обслуговуванню одного двигуна;

$C_{т.ч.}$ - затрати на витрату палива.

Визначимо собівартість роботи базового і проектного двигуна. Для цього спочатку визначимо амортизацію одного двигуна.

$$C_{дв.ам.ч} = \frac{Ц_{дв} * (1 + \gamma_{к.р.дв} * \eta_{к.р.дв})}{T_{ам.дв}}; \quad (4.5)$$

де $T_{ам.дв} = 2000$ часів - амортизаційний ресурс двигуна;

$\gamma_{к.р.дв} = 0.3$ коефіцієнт відношення одного капітального ремонту до ціни двигуна;

$\eta_{к.р.дв} = 2$ - кількість капітальних ремонтів двигуна

$$C_{б.дв.ч} = \frac{1100000 * (1 + 0.3 * 2)}{2000} = 880 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}};$$

$$C_{н.дв.ч} = \frac{1263644 * (1 + 0.3 * 2)}{2000} = 1010 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}};$$

Визначимо витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна:

$$C_{дв.то.ч} = \frac{4 * N}{(N + 0.6)^{0.834}}; \quad (4.6)$$

$$C_{б.дв.то.ч} = \frac{4 * 64.09}{(64.09 + 0.6)^{0.834}} = 7,917 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}};$$

$$C_{н.дв.то.ч} = \frac{4 * 76.22}{(76.22 + 0.6)^{0.834}} = 8,159 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}};$$

$$\Delta C_{дв.то.ч} = \frac{8,159 - 7,917}{7,917} * 100\% = 3.056\%;$$

Визначимо витрати на годинну витрату палива:

$$C_{\text{т.ч}} = C_{\text{м}} * C_{\text{уд}} * P_{\text{дв}}; \quad (4.7)$$

де: $C_{\text{м}}$ вартість 1 кг палива (гас марки ТС 1 на ринку нафтопродуктів складає близько 0,9 USD / кг середньопоясна ціна авіагасу (керосину));
Суд - витрата палива одного двигуна;

$$C_{\text{б}} = C_{\text{уд,прот}} * P_{\text{прот}}; \quad (4.8)$$

$$C_{\text{б}} = 0.2353 * 64.09 = 15080,3 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

$$C_{\text{н}} = 0.245 * 76.22 = 18673,9 \frac{\text{кг}}{\text{год}};$$

$$C_{\text{т.ч}} = C * C_{\text{м}}; \quad (4.9)$$

$$C_{\text{б,т.ч}} = 15080,3 * 0,9 = 13572,27 \text{ у. о./год};$$

$$C_{\text{н,т.ч}} = 18673,9 * 0,9 = 16806,51 \text{ у. о./год};$$

Тоді остаточно отримуємо:

$$C_{\text{б}} = C_{\text{б,дв.ч}} + C_{\text{б,дв.то.ч}} + C_{\text{т.ч}}; \quad (4.10)$$

$$C_{\text{б}} = 7,917 + 13572,27 + 880 = 14460,187 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}};$$

$$C_{\text{н}} = 8,159 + 16806,51 + 1010 = 17824,6694 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}};$$

Визначення собівартості.

Розрахунок питомої собівартості ведемо за формулою;

$$C_{\text{уд}} = \frac{C_{\text{уд,ам.ч}} + C_{\text{дв.то.ч}} + C_{\text{т.ч}}}{P_{\text{дв}}}; \quad (4.11)$$

$$C_{\text{б,уд}} = \frac{7,917 + 13572,27 + 880}{64,09} = 225,62 \frac{\text{у. о.}}{\text{год} * \text{кН}};$$

$$C_{\text{н,уд}} = \frac{8,159 + 16806,51 + 1010}{76,222} = 233,85 \frac{\text{у. о.}}{\text{год} * \text{кН}};$$

$$K = \frac{1}{T_{\text{г}}} * \left(\frac{Z_{\text{р.дв}}}{N_{\text{дв}}} * (1 + E)^{\text{тр.дв}} + C_{\text{дв}} * (1 + K_{\text{об}}) \right); \quad (4.12)$$

де $T_{\text{г}}$ – річне напрацювання двигуна даного типу;

$Z_{\text{р.дв}}$ - витрати на дослідно-конструкторські розробки зі створення двигуна;

$Z_{\text{р.дв}}$ - період випередження витрат на дослідно-конструкторські розробки по

відношенню до року освоєння,

Тр. дв = 5 років;

Ц_{дв} ціна двигуна;

Г - нормативний коефіцієнт приведення різночасних витрат, E=0.1;

К_{об} - коефіцієнт оборотного фонду в експлуатації.

Ціна двигуна залежить від його призначення, потужності, ваги і загальної вартості виробництва деталей даного типу на одному підприємстві, ресурсу та покоління двигуна. Стандартним методом ціну двигуна визначають на основі їх питомої вартості.

Ціна базового двигуна:

$$Ц_{б.дв} = 1100000 \text{ у.о.};$$

Ціна нового визначається за формулою:

$$Ц_{н.дв} = Ц_{б.дв} * \left(\frac{P_n}{P_b} \right)^{0.8}; \quad (4.13)$$

$$Ц_{н.дв} = 1100000 * \left(\frac{76222}{64090} \right)^{0.8} = 1263644 \text{ у.о.};$$

де P_n - значення тяги нового двигуна;

P_b - значення тяги базового двигуна;

0.8 - коефіцієнт гальмування ціни.

Витрати на дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з розробкою даного типу літака, двигуна, визначають на основі статистичних даних по окремій методиці. При укрупнених розрахунках витрати на ДКР по новому двигуну складають 5-20% від витрат в серійному виробництві двигуна.

Визначимо витрати на дослідно-конструкторські роботи зі створення двигуна:

$$\begin{aligned} Z_{б.р.дв} &= 0 \text{ у.о.}; \\ Z_{н.р.дв} &= \frac{\alpha * C_{р.дв}}{\eta_r * \lambda}; \end{aligned} \quad (4.14)$$

де α коефіцієнт що враховує ступінь новизни двигуна;

η_r = кількість двигателів на самолеті;

$\lambda = 1$ коефіцієнт показує відношення суми числа встановлених на літаку і знаходять в обороті двигунів, до числа встановлених двигунів,

$C_{р.дв}$ - витрати на створення двигуна;

$$C_{р.дв} = УСР_d * P_n * a_f; \quad (4.15)$$

де a_f - коефіцієнт що враховує ступінь прийнятності конструкції;

$$a_f = 1.841 - 2.557 * f + 3.794 * f^2 - f^3 \quad (4.16)$$

$$a_f = 1.814 - 2.557 * 0.5 + 3.794 * 0.5^2 - 0.5^3 = 1.359;$$

де $f = 0.5$ - ступінь прийнятності

$$УСР_D = 22.086 - 2.055 * P_H + 1.1453 * P^2 - 0.0002943 * P^3; \quad (4.17)$$

$$УСР_D = 22.086 - 2.055 * 76.22 + 1.1453 * 76.22^2 - 0.0002943 * 76.22^3$$

$$УСР_D = 6388.7451 \text{ у.о.};$$

де $УСР_D$ - стандартна питома вартість розробки.

Визначимо:

$$C_{p,дв} = 6388.7451 * 76.22 * 1.359 = 661765,26 \text{ у.о.};$$

$$З_{н.р,дв} = \frac{0.5 * 661765,26}{1 * 1} = 330826,7 \text{ у.о.}$$

Коефіцієнт оборотних коштів розраховується за формулою:

$$K_{об} = 0.17 + 0.29 * \frac{T_{Г}}{T_{рм}}; \quad (4.18)$$

де $K_{об}$ - 0.2...0.3 приймаємо 0.25.

Визначимо капітальні додаткові вкладення, що припадають на одну годину роботи двигуна:

$$K_{б} = \frac{1}{1000} * (1100000 * (1 + 0.25)) = 1375 \frac{\text{у.о.}}{\text{год}};$$

$$K_{н} = \frac{1}{1000} * \left(\frac{330826,7}{500} (1 + 0.1)^5 + 1263644 * (1 + 0.25) \right);$$

$$K_{н} = 1580,6206 \frac{\text{у.о.}}{\text{год}};$$

Визначення капітальних вкладень.

Розрахунок питомих капітальних вкладень ведемо за формулою:

$$K_{уд} = \frac{K_6}{P_{уд}} ; \quad (4.19)$$

$$K_{б.уд} = \frac{1375}{64.09} = 21,45 \frac{\text{у.о.}}{\text{год*кН}};$$

$$K_{н.уд} = \frac{1580,6206}{76.22} = 20,737 \frac{\text{у.о.}}{\text{год * кН}};$$

Визначимо питомі приведені витрати:

$$З_{б.уд} = 225,62 + 0.15 * 21,45 = 228,837 \frac{\text{у.о.}}{\text{год}} \text{кН};$$

$$З_{н.уд} = 233,85 + 0.15 * 20,737 = 237,067 \frac{\text{у.о.}}{\text{год}} \text{кН};$$

$$\Delta Z_{уд} = \frac{З_{уд.б} - З_{уд.н}}{З_{уд.б}} * 100\%; \quad (4.20)$$

$$\Delta Z_{уд} = \frac{237,067 - 228,837}{228,837} * 100\% = 3,596\%.$$

Таблиця 5.2- Параметри базового і проектного двигунів

Параметр	Спроегований двигун	Прототип
$T_r^*, \text{К}$	1450	1440
P_k	19	18.8
$C_{уд}, \text{кг/Н * год}$	0.2353	0,245
$P, \text{кН}$	76.22	64.09
Ціна двигуна, у.о.	1263644	1100000
Питомі приведені затрати у.о./год кН	228,837	237,067
Питома собівартість, у.о./год*кН	225,62	233, 85
Розходи пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна, у.о./год	8,159	7,917

5.3 Висновки

В результаті економічного розрахунку, було отримано:

- ціна проектного двигуна – збільшилася на 14,87%;
- витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна-збільшилася на 3,056 %;
- собівартість на одиницю тяги – зросла на 3,52%;

– вартість капітальних вкладень – зменшилася на 3,324%.

Обраний двигун виконаний за модульною зборкою, що економічно вигідно, так як заміна вузлів проводиться частинами. Двигун необов'язково транспортувати на авіаремонтний завод для заміни його модулів.

Спроектований двигун потребує вкладення великих коштів, ніж прототип, але, незважаючи на це, він має більш велику тягу, що є головним критерієм на військовому літальному апараті.

Двигун доведений до своїх максимальних економічних і технологічних показників вузлів і агрегатів.

ВИСНОВКИ

У даній дипломній роботі розроблений турбовальний двигун з потужністю $N_e = 8800$ кВт.

На початковому етапі був проведений термогазодинамічний розрахунок, в результаті якого визначено значення основних параметрів потоку в характерних перетинах проточної частини і питомі параметри двигуна: Питома витрата палива $Se_{уд} = 0.2353$ кг/кВт год та питома потужність $Ne_{уд} = 310.2$ кВт с/кг.

На етапі узгодження параметрів компресора і турбіни був сформований вигляд двигуна. Після був виконаний газодинамічний розрахунок компресора та турбіни в ході якого остаточно була визначена геометрія проточної частини і зміна параметрів робочого тіла по ній. Завершальним етапом дипломної роботи стало профілювання робочих лопаток першого ступеня турбіни та компресора високого тиску. При профілюванні лопатки турбіни був застосований закон $\alpha_l = \text{const}$ та $L(r) = \text{const}$ який значно спрощує технологію виготовлення лопаток СА і РК, дозволяє створювати хорошу конструктивну базу для їх монтажу в статорі і роторі.

У конструкторській частині описана конструкція основних вузлів і систем двигуна, а також розрахунки на міцність основних деталей ТВад. Розрахунок на статичну міцність пера робочої лопатки компресора показав, що лопатка задовільнює нормам міцності, мінімальний коефіцієнт запасу $K = 3,496$. Матеріалом лопатки був обраний жароміцний сплав ЖС-6К. Відповідно до норм міцності мінімальний запас не менше 1.25..1.3, отже, лопатки першого ступеня турбіни мають малу ймовірність руйнування через статичні навантаження або в екстремальних умовах.

Проведено розрахунок теплового, напружено-деформованого та термонапруженого стану вузла в стаціонарній та нестаціонарній постановках.

Загальний вид розподілу напруги відповідає теоретичному. Припущення можливості моделювання замкової частини з допомогою завдання ортотропних властивостей матеріалу правильно.

Напруги на маточині мають завищені значення і перевищують межу плинності як на початку, так і в кінці злітного режиму. Ці дані отримані із нестаціонарного розрахунку термонапруженого стану. Робота дисків турбіни за межами плинності є допустимою.

В технологічній частині дипломної роботи було розроблено маршрутно-операційний технологічний процес виготовлення валу насоса, обрано метод отримання заготовки валу, розроблено креслення заготовки, проведено розрахунки режимів різання для двох операцій-представників. Для цих операцій було розроблено карти налагодок (КН).

Було спроектовано креслення верстатного пристосування та зроблено розрахунок на точність та на зусилля закріплення. Для забезпечення верстатним пристроєм заданої точності необхідно попередньо обробити базові поверхні.

У спеціальній частині дипломної роботи була запропонована нова схема пружньо-демпферної опори з перемінною жорсткістю. Було побудовано 3D модель ротора двигуна Д-136 та отримані епюри згинальних форм при жорсткій та пружній опорах й критичні частоти ротору.

Жорсткість опори змінюється за частотами обертання ротора. Амплітуди коливань ротору залежать від режимів роботи двигуна, досягнення яких визначаються дослідним шляхом, описаним вище. Значення амплітуд вимірюються за допомогою двох датчиків, встановлених на КНТ і ТНТ.

Також були проаналізовані різні інші схеми пружно-демпферних опор зі змінною жорсткістю, які здатні вирішувати проблеми високих вібрацій, але мають ряд недоліків.

Було запропоновано нову схему опори, яка має свої особливості. Дана опора конструктивно відрізняється від опор аналогів і має ряд переваг, які суттєво спростять технологію збирання, доведення та експлуатацію двигуна. У ході зміни даної схеми було зменшено диски 1 і 2 ступені КНТ та перераховано навантаження та коефіцієнт запасу міцності. За даними результатами було побудовано графіки.

Дана опора задовольняє ряд технічних та експлуатаційних вимог та не зменшує ресурс двигуна.

В результаті економічного розрахунку, було отримано:

- Ціна проектного двигуна - зросла на 14,87%;
- Витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна: зросли на 3,056 %;
- Питома собівартість на одиницю тяги двигуна на годину: зросла на 3,52 %
- Вартість капітальних вкладень - зменшилася на 3,324%.

В цілому, по закінченню випускної роботи, можна зробити висновок, що в порівнянні з прототипом, що розробляється двигун вийшов з більш високими основними параметрами, що відповідає рівню сучасної авіації, і цілком може скласти конкуренцію аналогічним двигунів для транспортних вертольотів.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Павленко, Г. В. Термогазодинамический расчет газотурбинных двигателей и установок [Текст] / Г. В. Павленко. - Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авіац. ін-т», 2007. – 64 с.
2. Буслик, Л. Н. Согласование параметров и определение основных размеров турбин и компрессоров ГТД [Текст]: учеб. пособие / Л. Н. Буслик, В. И. Коваленко. - Х. : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авіац. ін-т», 1996. – 51 с.
3. Павленко, Г. В. Газодинамический расчет осевого компрессора ГТД [Текст] / Г.В. Павленко. – Учеб. пособие. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авіац. ін-т», 2002. – 57с.
4. Грига А.Д. Расчет камер сгорания ВРД: [Текст] /А.Д. Грига – Учеб. пособие. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авіац. ін-т», 1985.- 150с.
5. Шошин, Ю.С. Расчет динамической частоты первой формы изгибных колебаний лопатки компрессора или турбины и построение частотной диаграммы. [Текст]: учеб. пособие / Ю.С. Шошин, С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский- Х. : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авіац. ін-т», 1992. – 23 с.
6. Марценюк, Е. В. Расчет замков рабочих лопаток компрессоров и турбин [Текст]: учеб. пособие / Е. В. Марценюк. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авіац. ін-т» , 2015. – 52 с.
7. Епифанов, С.В. Расчет теплового и термонапряженного состояния охлаждаемых лопаток турбин. [Текст] / С.В. Епифанов, С.В. Е.В.Марценюк – Учеб. пособие. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авіац. ін-т», 2020. – 61 с.
8. Марценюк, Є.В, Моделирование нестационарного термонапряженного состояния элементов ГТД [Текст]: учеб. Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авіац. ін-т», 2020. – 89 с.
9. Гранин, В.Ю. Определение припусков на механическую обработку и расчет операционных размеров: учебное пособие /В.Ю. Гранин, А.Ч. Долматов. – Х.: ХАИ, 1989. – 42с.
10. Сотников, В.Д. Разработка маршрутных процессов изготовления деталей авиадвигателей: учебное пособие / В.Д. Сотников, А.И. Долматов. – Х.: ХАИ, 1989. – 40с.
11. Фомина, О. Н. Управление динамическим поведением роторов ГТД посредством опоры с регулируемой жесткостью. Автореферат дисс. канд. техн. наук, специальность 05.07.05 «Тепловые двигатели летательных аппаратов», М.: МАИ, 2010. – 22 с.
12. Патент № RU 2634512 МПК F01D25/16. Упруго-демпферная опора с регулируемой жесткостью / Гусенко С. М., Райков Ю. В., Терешко А. Г. Правообладатель: ПАО «УМПО», 2016. – 10 с.
13. Прохоренко, В.П. SolidWorks. [Текст]: Практическое руководство / В.П. Прохоренко. М.: БИНОМ ПРЕСС, 204. – 448 с.
14. «Івченко Прогрес», Fax: 044-400-81-44 від 09.12.2020 р.

15. Гаркуша, А.И. Динамика и прочность деталей газотурбинных двигателей [Текст]: курс лекций / А.И. Гаркуша, В.С. Чигрин. – Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2011. – 131 с.

16. Чигрин, В. С. Экспериментальные и расчетные методы исследования динамики и прочности элементов ГТД [Текст] : лаб. практикум / В. С. Чигрин, А. И. Гаркуша, Ю. А. Гусев. – Х. : Нац. аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2013. – 72 с.

17. Бабушкин, А. И. Техничко-экономическое обоснование конструкции двигателей в дипломных проектах [Текст] / А. И. Бабушкин, В. Д. Кравченко. – Х. : Нац. Аэрокосм. ун-т им. Н. Е. Жуковского «Харьк. авиац. ин-т», 2005. – 28 с.

ВІДОМІСТЬ ДОКУМЕНТІВ

№	Назва документу	Форма т	Кіль-ть аркушів	Позначення
1	ТВад	A1	1	2021.Кондуф.262М.06.01
2	Розподіл параметрів по перерізам	A1	1	2021.Кондуф.262М.06.02
3	Комплект технологічних документів	A4	18	2021.Кондуф.262М.06.18
4	Креслення заготовки	A1	1	2021.Кондуф.262М.06.03
5	План технологічний процесу	A1	1	2021.Кондуф.262М.06.04
6	План розробки спеціальної частини	A0	1	2021.Кондуф.262М.06.20
7	Розрахунково-пояснювальна записка	A4	181	XAI.203.262м.20О.134.1602 036.ПЗ