

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 ТРДД з тягою 29 кН»

ХАІ.203.262м.21О.134.1602042ПЗ

Виконав:	здобувач (ка)	<u>2</u>	курсу, групи №	<u>262м</u>
Галузь знань	<u>13 Механічна інженерія</u>			
	(код та найменування)			
Спеціальність	<u>134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка</u>			
	(код та найменування)			
Освітня програма	<u>Авіаційні двигуни та енергетичні установки</u>			
	(найменування)			
	<u>Архипенко В.А.</u>			
	(прізвище та ініціали здобувача (ки))			
Керівник:	<u>Гаркуша О.І.</u>			
	(прізвище та ініціали)			
Рецензент:	<u>Фадєєв В.А.</u>			
	(прізвище та ініціали)			

Харків – 2021

Міністерство освіти і науки України
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)

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)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри, д.т.н., професор

_____ С. В. Єніфанов
(підпис) (ініціали та прізвище)

« _____ » _____ 20 21 р.

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

_____ (прізвище, ім'я та по батькові)
 1. Тема кваліфікаційної роботи _____

_____ (прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
 керівник кваліфікаційної роботи

затверджені наказом Університету № 1779-уч від « 10 » листопада 20 21 року.

2. Термін подання здобувачем кваліфікаційної роботи _____

3. Вихідні дані до роботи Призначення двигуна – навчально-бойовий літак.

Спроекувати двигун з параметрами $T_2^*=1490\text{K}$; $\pi_{\kappa}^*=16,5$; $m=1,18$ на злітному режимі використовуючи доступні на поточний момент часу методики та програмні комплекси.

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

5. Перелік графічного матеріалу _____

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

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

Нормоконтроль _____ « ____ » _____ 20 21 р.
(підпис) (ініціали та прізвище)

7. Дата видачі завдання « ____ » _____ 20 21 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітка

Здобувач

(підпис)

Архипенко В.А.

(ініціали та прізвище)

Керівник кваліфікаційної роботи

(підпис)

Гаркуша О.І.

(ініціали та прізвище)

ЗМІСТ

ЗМІСТ.....	4
ВСТУП.....	7
1 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА.....	8
1.1 Термогазодинамічний розрахунок.....	12
1.1.1. Вибір та обґрунтування параметрів двигуна	12
1.1.2. Вибір ступеня двухконтурности	12
1.1.3 Вибір температури газу перед турбіною	12
1.1.4 Вибір сумарного ступеня підвищення тиску в компресорі внутрішнього контуру.....	12
1.1.5 Вибір ступеня підвищення тиску у вентиляторі.....	13
1.1.6 Вибір ККД компресора та турбіни.....	13
1.1.7 Фізичні константи повітря та продуктів згоряння для розрахунку на інженерному калькуляторі.....	13
1.1.8 Втрати в елементах проточної частини двигуна	14
1.1.9. Термогазодинамічний розрахунок двигуна на ЕОМ	15
1.2. Узгодження параметрів компресора і турбіни.....	16
1.2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для узгодження.....	16
1.2.2 Результати розрахунку і формування образу двигуна.....	17
1.3. Газодинамічний розрахунок турбіни	20
1.3.1. Розрахунок турбіни на ЕОМ.....	20
1.4 Розрахунок та побудова решіток профілів осьової газової турбіни	23
1.5.1 Вибір закону профілювання	24
1.5.2 Розрахунок параметрів потоку	24
1.5.3 Визначення геометричних параметрів решіток профілів.....	29
Висновки до розділу	30
2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА.....	31
2.1. Опис конструкції двигуна прототипу	32
2.2 Розрахунок на міцність лопатки першої ступені ТВТ.	34
2.2.1 Визначення напружень вигину.....	35
2.2.2 Визначення запасів міцності лопаток.	36
2.3 Розрахунок замка кріплення робочої лопатки турбіни.....	42
2.3.1 Загальні відомості	42
2.4 Розрахунок на міцність диска першого ступеня турбіни високого тиску	49
2.5 Розрахунок динамічних частот коливань лопатки турбіни і побудова частотної діаграми.....	54

	5
2.5.1	Визначення динамічних частот коливань робочої лопатки турбіни..... 54
2.5.2	Розрахунок і побудова частотної діаграми 54
2.6	Дослідження термонапруженого стану диску турбіни..... 56
2.6.1	Створення геометричної моделі диска ТРДД та його оточення..... 56
2.6.2	Призначення матеріалів диску та деталей, що прилягають до нього 57
2.6.3	Визначення кроків нагрівання, тимчасових кроків і залежності відносно частоти обертання від коефіцієнта тяги згідно з УПЦ 59
2.6.4	Розрахунок граничних умов теплообміну 60
2.6.4.1	Розрахунок граничних умов теплообміну для базового режиму 61
2.6.4.2	Розрахунок граничних умов теплообміну для всіх режимів роботи двигуна 63
2.6.5	Розрахунок теплового стану вузла 68
2.6.5.1	Стационарний розрахунок теплового стану вузла 68
2.6.5.2	Нестационарний розрахунок теплового стану..... 69
2.6.6	Розрахунок напружено-деформованого стану вузла 70
2.6.7	Розрахунок термонапруженого стану вузла..... 72
2.6.7.1	Стационарний розрахунок термонапруженого стану вузла..... 72
2.6.7.2	Нестационарний розрахунок термонапруженого стану вузла 74
3	ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА..... 79
3.1	Аналіз робочого креслення шестерні ведучої 80
3.1.1	Призначення і конструктивні особливості шестерні 80
3.2.	Ідентифікація матеріалу шестерні ведучої..... 80
3.3.	Визначення та обґрунтування виду початкової заготовки, методу і устаткування для її виготовлення 81
3.4.	Визначення якісних і кількісних показників технологічності шестерні ведучої 82
3.4.1.	Якісна оцінка 83
3.4.2.	Технологічність по точності, шорсткості поверхонь..... 83
3.4.5.	Технологічність за матеріалом 84
3.5.	Розрахунок і оптимізація необхідної кількості операцій формоутворення елементарних циліндричних і плоских поверхонь-представників шестерні ведучої..... 84
3.6.	Обґрунтування виконання і затвердження плану технологічного виготовлення шестерні ведучої 87
3.7.	Розрахунки припусків на формоутворення операційних розмірів-діаметрів поверхонь-представників шестерні ведучої нормативним і розрахунково-аналітичним методами 88
3.7.1	Розрахунки припусків на формоутворення операційних розмірів-діаметрів усіх циліндричних поверхонь нормативним методом..... 88

3.7.2. Розрахунки припусків на формоутворення і операційних розмірів-діаметрів циліндричних поверхонь розрахунково-аналітичним методом	90
3.8.2 Розрахунки припусків на обробку і операційних розмірів-координат плоских торцевих поверхонь шестерні розрахунково-аналітичним методом	94
3.9. Проектування механічних операцій технологічного процесу	97
3.9.1 Проектування операції зубофрезерування	97
3.9.2 Проектування чистової токарної операції.....	98
4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА	101
4.1 Загальні відомості	102
4.1.1 Постановка завдань та числова методологія.....	104
4.2. Побудова геометрії та створення сітки:	107
4.3. Прикладення граничних умов	111
4.3 Результати дослідження	113
5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА	119
5.1. Предмет і об'єкти економічного аналізу	120
5.2. Вибір показників порівняння і приведення двигуна в з'їздовні умови.....	120
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК.....	127

ВСТУП

Технічний розвиток авіаційних двигунів в значній мірі визначає завоювання авіацією якісно нових показників і областей застосування. Такі, наприклад, революційні перетворення в авіаційній техніці, пов'язані з впровадженням газотурбінних і реактивних двигунів, появи літаків вертикального зльоту і посадки. У той же час вже в сформованих класах авіаційних систем логіка розвитку літальних апаратів, зміна об'єктивних вимог до них надають значне зустрічне вплив на двигуни, визначають напрями їх вдосконалення.

Для сучасної авіації характерно застосування різних типів газотурбінних двигунів. Це пояснюється різноманітністю типів самих літальних апаратів і специфічними вимогами, що пред'являються кожним типом літальних апаратів до його силової установки.

Широке застосування в авіації отримали ТРДД.

Одним з основних напрямків подальшого вдосконалення двигунів є інтенсифікація робочого процесу, тобто збільшення температури газів перед турбіною (T_R^*), степінь підвищення повного тиску (Π_K^*), а також вдосконалення основних вузлів двигуна в напрямку зниження втрат в них.

Однією з найважливіших завдань виробництва авіаційних двигунів є створення технологічної та надійної конструкції двигуна. Конструкція двигуна повинна задовольняти сучасним вимогам, а також забезпечувати необхідні запаси міцності всіх відповідальних вузлів, елементів і всього двигуна в цілому.

Дана робота виконується з метою отримання основних параметрів нового двигуна, спроектованого на базі двигуна-прототипу. З огляду на те, що повне моделювання двигуна в рамках бакалаврського проекту неможливо, то використовується двигун-прототип ТРДД, який служить джерелом основних параметрів і співвідношень.

Теоретичний розділ даної роботи полягає у виборі параметрів і термогазодинамічному розрахунку двигуна, узгодженні роботи газогенератора, газодинамічного розрахунку турбіни, профілювання лопаток робочих коліс першого ступеня турбіни.

Конструкторський розділ полягає в розробці конструкції турбіни ТРДД за отриманими даними з розрахунків теоретичної частини. А також розрахунків на міцність лопатки, диска, замкової частини лопатки з метою перевірки спроектованих вузлів на забезпечення необхідних запасів міцності. Також необхідний розрахунок частоти першої форми згинних коливань лопатки турбіни для перевірки відсутності резонансних режимів в робочій області частот обертання ротора.

Технологічний розділ полягає в розробленні маршрутно-операційного технологічного процесу виготовлення деталі - гільза.

В економічному розділі проводиться порівняння двигуна-прототипу і спроектованого двигуна по тязі і питомим параметрам.

1 ТЕОРЕТИЧНА ЧАСТИНА

1.1 Термогазодинамічний розрахунок

1.1.1. Вибір та обґрунтування параметрів двигуна

Вибір параметрів двигуна відповідає рекомендаціям, викладеним у методичному посібнику [1].

В залежності від призначення й умов, при яких розраховується двигун, обираються відповідні режими роботи на характеристиках й наступні параметри вузлів: коефіцієнти відновлення повного тиску в каналах проточної частини, ККД лопатевих машин газогенератора, коефіцієнт повного згоряння, коефіцієнт швидкості в соплі. В основу оптимізації параметрів закладають різноманітні критерії (цільові функції): мінімальну витрату палива, максимальну тягу, надійність на надзвичайних режимах роботи і т.п.

Температура газу перед турбіною $T^*_{Г}$, і ступінь підвищення тиску в компресорі у внутрішньому контурі $\pi^*_{кІ}$ й у вентиляторі π^*_{vII} є основними параметрами робочого процесу двигуна, що істотно впливають на роздільні параметри двигуна.

Ефективності роботи двигуна залежить від його назначених основних параметрів. Висока економічність, висока питома тяга, надійність - основні вимогами до розроблюваного двигуна. Обраний двигун працює на авіаційному керосині.

1.1.2. Вибір ступеня двухконтурности

Зважаючи на те, що розроблюваний двигун буде встановлюватися на навчально-тренувальні й легкі бойові літаки лобовий опір двигуна повинен бути мінімальним, тобто ступінь двухконтурности, невеликою. Назначаємо ступінь двухконтурности $m = 1,18$.

1.1.3 Вибір температури газу перед турбіною

Сучасні досягнення в матеріалознавстві й удосконаленні системи охолодження лопаток газових турбін сприяють істотному збільшенні допустимого значення $T^*_{Г}$.

Підвищення температури газу перед турбіною дозволяє значно підняти питому тягу двигуна, що сприяє зменшенню габаритів та масових характеристик двигуна. Для надійної роботи турбіни за високих температур газу ($T^*_{Г} > 1250$ К) приймаємо рішення у застосовуванні охолоджувальних лопаток. Враховуючи конструкційні матеріали двигуна-прототипа приймаємо $T^*_{Г} = 1490$ К.

1.1.4 Вибір сумарного ступеня підвищення тиску в компресорі внутрішнього контуру

Прагнення Для того, щоб отримати двигун із високими питомими параметрами необхідно збільшити значення ступеню підвищення тиску $\pi^*_{кІ}$ у компресорі. Однак, великі значення ступеня підвищення тиску ускладнюють конструкцію, що приводить до підвищення масових характеристик та збільшення габаритів двигуна. Підвищити $\pi^*_{кІ}$, залишаючи однакову кількість ступенів, можна шляхом постановки надзвукових або широкохордових ступенів. Вибір високого значення $\pi^*_{кІ}$ при проектуванні двигуна призводить до зменшення висот лопаток останнього ступеня компресора та

першого ступеня турбіни. Цим обумовлюється зростання втрат енергії через збільшення радіальних зазорів між лопаткою та корпусом.

Оптимальне значення $\pi^*_{кІ\text{ опт}}$ – це ступінь підвищення тиску, за якого реалізується максимальна питома тяга двигуна. При збільшенні $T^*_{Г}$ у циклі значення $\pi^*_{кІ\text{ опт}}$ збільшується.

При $T^*_{Г} = 1490$ К оптимальне значення сумарного ступеня підвищення тиску $\pi^*_{кІ\text{ опт}} \approx 16.516$. Для покращення економічності та з урахуванням параметрів прототипу приймаємо $\pi^*_{кІ} = 16,5$.

1.1.5 Вибір ступеня підвищення тиску у вентиляторі

При $T^*_{Г} = 1490$ К та $\pi^*_{кІ} = 16,5$ оптимальне значення ступеню підвищення тиску у вентиляторі $\pi^*_{вІ\text{ опт}} = 2,55$.

1.1.6 Вибір ККД компресора та турбіни

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

$$\eta_K^* = \frac{\pi_K^{*\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\pi_K^{*\kappa \cdot \eta_{cm}^*} - 1}, \quad (1.1)$$

де η_{cm}^* – ср - середнє значення ККД ступеня компресора;
 $\kappa = 1,4$ - показник ізоентропи для повітря.

Тоді при $\pi_K^* = 16,5$ отримаємо:

$$\eta_K^* = \frac{16,5^{\frac{1,4-1}{1,4}} - 1}{16,5^{\frac{1,4-1}{1,4 \cdot 0,89}} - 1} = 0,841$$

Значення ККД турбін, що охолоджуються, менші за значення ККД неохолоджуваних. Для обчислення ККД турбін, що охолоджуються, рекомендується використовувати наступну формулу: 1,22

$$\eta_T^* = \eta_{T\text{неохл}}^* - 0,000125(T_{Г}^* - 1250), \quad (1.2)$$

де η_T^* - ККД охолоджуваної турбіни;

$\eta_{T\text{неохл}}^* = 0,915$ – ККД неохолоджуваної турбіни

Тоді отримаємо

$$\eta_T^* = 0,915 - 0,000125(1490 - 1250) = 0,885.$$

1.1.7 Фізичні константи повітря та продуктів згоряння для розрахунку на інженерному калькуляторі

Показник ізоентропи (з межею для продуктів згоряння):

$$\kappa = 1,4; \kappa_{\Gamma} = 1,33; \kappa_{\Gamma}' = 1,3$$

Універсальна газова постійна:

$$R = 287 \text{ Дж/кг К}; R_{\Gamma} = 288 \text{ Дж/кг К}; R_{\Gamma}' = 288,5 \text{ Дж/кг К}.$$

Теплоємність при постійному тиску:

$$C_p = 1005 \text{ Дж/кг К}; C_{p\Gamma} = 1160 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}; C_{p\Gamma}' = 1250 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}.$$

1.1.8 Втрати в елементах проточної частини двигуна

Втрати в елементах проточної частини двигуна задаються значеннями коефіцієнтів відновлення повного тиску в цих елементах.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для вхідних пристроїв:

$$\sigma_{\text{вх}} = \frac{p_{\text{в}}^*}{p_{\text{н}}^*} \quad (1.3)$$

Для вхідних пристроїв ТРДД $\sigma_{\text{вх}}$ складає 0,97...0,99. Приймаємо $\sigma_{\text{вх}} = 0,98$.

Втрати повного тиску в камері згоряння викликаються гідравлічним і тепловим опором. Гідравлічний опір основної камери згоряння визначається втратами в дифузорі, фронтівому пристрої камери згоряння, при змішуванні струменів газів, що мають різні щільності, при повороті потоку газів. характерними є $\sigma_{\text{гидр}} = 0,93...0,97$. Приймаємо $\sigma_{\text{гидр}} = 0,95$.

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до рухомого газу. Прийемо величини коефіцієнтів теплового опору $\sigma_{\text{тепл}} = 0,980$.

Визначаємо величину коефіцієнта втрат повного тиску в основний і форсажній камерах згоряння:

$$\sigma_{\text{кк}} = \sigma_{\text{гидр}} \cdot \sigma_{\text{тепл}} = 0,95 \cdot 0,980 = 0,931.$$

Втрати тепла в камерах згоряння головним чином пов'язані з неповним згорянням палива і оцінюються коефіцієнтом повноти згоряння η_{Γ} для основних. Ці коефіцієнти на розрахунковому режимі досягає значень 0,97...0,99. Обираємо $\eta_{\Gamma} = 0,98$.

Втрати повного тиску в проточній частині зовнішнього контуру від виходу з вентилятора до перетину перед камерою форсажа характеризується значенням коефіцієнта $\sigma_{\text{II}} = 0,975...0,985$. Приймаємо $\sigma_{\text{II}} = 0,98$.

Коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між каскадами компресора приймаємо рівним $\sigma_{\text{вк}} = 0,985$.

Коефіцієнт відновлення повного тиску для змішування приймаємо $\sigma_{\text{см}} = 0,985$.

За допомогою механічного ККД враховують втрати потужності в опорах двигуна, відбір потужності на привід допоміжних агрегатів, які обслуговують двигун. Механічний ККД знаходиться в інтервалі $\eta_{\text{м}} = 0,98...0,995$. Для ротора компресора і турбіни високого тиску приймаємо $\eta_{\text{мвд}} = 0,98$. Для ротора вентилятора

Термогазодинамічний розрахунок ТРДД виконуємо використовуючи програму RDD.exe.

Результати розрахунку знаходяться в файлі RDD rez й представлені в таблиці 1.2.

Приймаємо розрахунок при $\bar{p}_{eII}^* = 0,94$.

Таблиця 1.2 – Результати термогазодинамічного розрахунку ТРДД

ТГДР ТРДД NT= 1 3 4 1 1		ДАТА 21. 10. 21	
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРДДФ			
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: GB= 1.00 TФ= 2100. DGO= .110			
H=	.00	MH=	.000
NB1=	.880	NB2=	.890
LBO=	1.000	NTB=	.915
PCO=	1.000	SBO=	.980
SBK=	.985	SK=	.931
S2=	.985	SCM=	.990
SФ=	.920	SФH=	.950
NT=	.990	NФ=	.950
NMBД=	.985	NMB=	.980
FI=	.985	FI2=	.985
PCO2=	1.000	SB=	.990
TH=	288.15	THO=	288.15
PH=	101325.	PHO=	101325.
PB=	100312.	VH=	0
СХЕМА ПЕЧАТИ:			
RYФ	RФ	CYФ	QTФ
AKФ	FKФ	FCФ	CCФ
GTФ	PCФ	SCФ	LCФ
PФ	PCFO	CPФ	KГФ
RY	R	CY	QT
AKC	FKP	FC	CC
GT	PC	SC	LC
PФH	PCO	CPГ	KГ
RO	TKB1	TK2	TK
TTBД	TT	PK2	P2
NKBД	NTBД	PKB1	PBB
PK	PG	PTBД	PT
			Д
ПiB2	ПiB1	ПiKBД	LB2
LB1	LKBД	LTBД	LTB
ПТВД	ПТВ	ПТО	TCM
PCM	PC	PCФ	
M= 1.180	TГ=1490.0	PK1=16.500	PB20=2.50
NK1=	.841	TФ=2100.0	
894.	894.	.310	.589E-01
1.22	.449E-02	.577E-02	853.
210.	2.25	.980	1.15
.235E+06	.221E+06	.135E+04	1.25
561.	561.	.621E-01	.210E-01
2.89	.284E-02	.295E-02	565.
35,1	2.38	.975	1.15
.240E+06	.242E+06	.124E+04	1.30
1.8	390.	390.	698.
.122E+04	.112E+04	.260E+06	.250E+06
.859	.890	.259E+06	.260E+06
.166E+07	.162E+07	.535E+06	.250E+06
2.45	2.45	6.50	.984E+05
.984E+05	.318E+06	.368E+06	.225E+06
2.98	2.05	6.24	742.
.254E+06	.121E+06	.121E+06	

ВИСНОВКИ; в результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна визначено значення основних параметрів потоку в характерних перерізах проточної частини та питомі параметри двигуна, що відповідають сучасному рівню параметрів ТРДД.

1.2. Узгодження параметрів компресора і турбіни

1.2.1. Вибір і обґрунтування вихідних даних для узгодження.

Одним з найважливіших етапів проектування двигуна є узгодження роботи турбіни й компресора. Мета узгодження – це розподіл роботи між ступенями компресора й ступенями турбіни, призначення розмірів двигуна. Під час проведення розрахунку потрібно дотримуватися основних умов, які забезпечують надійність й економність роботи двигуна. Основними умовами для розрахунку є висоти лопаток останніх ступенів компресора й перших ступенів турбіни, відносний втулковий діаметр на виході з компресора, ступінь реактивності ступенів компресора, навантаження на ступені турбіни.

Вихідними даними для цих розрахунків є значення загальмованих параметрів робочого тіла (повітря і продуктів згоряння) в характерних (розрахункових) перетинах проточної частини, основні геометричні (діаметральні) співвідношення

каскадів лопаткових машин і прийняті значення коефіцієнтів аеродинамічній завантаженні компресорних і турбінних ступенів.

Основні параметри двигуна (питома потужність, питома витрата палива) приймаємо з термогазодинамічного розрахунку.

Вибір форми проточної частини компресора виконується з урахуванням підвищення напору з ростом $D_{сер}$ уздовж проточної частини. Використовуючи форму проточної частини $D_3 = \text{const}$ забезпечуємо зростання $D_{сер}$. Зважаючи на це підвищуються технологічні характеристики виробництва та експлуатаційні (рівномірність зміни радіальних зазорів при роботі). З цих міркувань обираємо форму проточної частини $D_3 = \text{const}$.

Конструктивні та аеродинамічні вимоги впливають на вибір форми проточної частини турбіни. Обираючи постійний зовнішній діаметр проточної частини турбіни матимемо змогу отримати лопатки великої висоти на останніх ступенях. При $D_{cp} = \text{const}$ кут розкриття проточної частини турбіни зменшується, що сприяє безвідричній течії потоку проточною частиною турбіни й підвищенню ККД. При $D_{em} = \text{const}$, D_{cp} зростає й зростають окружні швидкості на периферії лопаток, але на виході висота лопаток зменшується, порівняно з $D_n = \text{const}$ й $D_{cp} = \text{const}$. Форму проточної частини турбіни назначаємо з постійним середнім діаметром $D_{cp} = \text{const}$. Значення середнього коефіцієнта навантаження в турбіні не перевищує $\square_z = 1,8$.

Формування образу ГТД різних типів і схем здійснюється за допомогою комплексу програм, що розроблені на кафедрі та використовуються для проектування проточної частини двигуна. Для розрахунку ТРДД-2 використовуємо програму розрахунку двохвального ТРДД-2 (при узгодженні наявність форсажній камери не враховується). Файли програм для формування конструкції ТРДД-2:

RDD.dat – файл вихідних даних;

RDD.exe – виконуючий файл;

RDD.rez – файл результатів теплового розрахунку;

SRDD.dat – файл передачі даних теплового розрахунку;

SLRD2.exe – виконуючий файл;

SLRD2.rez – файл результатів програми формування образу.

Для перегляду графічного зображення отриманої проточної частини ГТД в комплекс додана програма графічного супроводу FOGT.exe.

Результати рахунку заносяться в файл SLRD2.rez і в файл вихідних даних FOGTD.dat програми графічного супроводу FOGT.exe.

1.2.2 Результати розрахунку і формування образу двигуна

Один з найважливіших початкових етапів проектування ГТД – формування вигляду (проточної частини), виконується він після теплового розрахунку й перед газодинамічним розрахунком елементів проточної частини (каскадів компресорів і турбін). При розрахунку з формування вигляду ГТД визначаються: форма проточної частини, частоти обертання роторів й число ступенів каскадів лопаткових машин.

Графічне зображення проточної частини турбокомпресора ТРДД (виконаного за схемою ТРДД-2) наведено на рисунку 1.1. Результати розрахунку наведені в таблиці 1.3.

Таблица 1.3 – формування вигляду ТРДД-2

Формирование облика ГГ и ТВК ТРДД-2 (КВД - ОК или ОЦК)

Исходные данные:

Руд = 561.1	Суд = .6235	КПДк= .841	КПДтк= .8850
Лк = 317700.	Лтк*= 368100.	Лтв*= 224600.	КПДтв= .9150
Лв2 = 98400.	Лв1 = 98400.	КПД2= .8900	КПД1 = .8800
Срг=1238.0	Кг =1.3025	Срв=1005.0	Кв =1.4000
Р = 49590.	Гво = 57,758	Гв1 = 22,518	
do = .460	Дсртв/Дк = .830		
дово= .740	Д1цс/Дкко=1.000	Д2цс/Дко =1.000	
	Д4цс/Д2цс=1.000	Дствд/Дко=1.20	
Лв1/Лв2=1.000	КПДппс* =1.000	Срквппс =1.000	
Лок/Лкв=1.000	КПДок* = .860	Сркос =1.000	
Срквк = .990	Срт =1.000		
Ук = 440.0	Уквд = 390.0		

Результаты расчета:

* ВЕНТ *	Кф = 1	Zк = 2.	
Лк*= 97010.	Пік*= 2.367	КПД* = .880	Ук = 445.0
Дк = .6312	dob = .4400	dok = .7244	Hzc= .2460
	пв =13121.		
* ОК ВД *	Кф = 1	Zк = 8.	
Лк*= 322700.	Пік*= 6.624	КПД* = .8502	Ук = 390.0
Дк = .4254	dob = .7400	dok = .9178	Hzc= .2673
	пвд=17893.		
* ТВД *	Кф = 3	Zт = 1.	
Лт*= 368800.	Піт*= 3.051	КПД* = .8860	(h/D)г= .0695
Уср= 482.2	Mz =1.6321	Дср= .5329	(h/D)г= .1035
Sp = 228.8	Тw*=1274.1		
* ТВ *	Кф = 2	Zт = 1.	Гред = 1.00
Лт*= 209600.	Піт*= 2.223	КПД* = .9125	(h/D)г= .1135
Уср= 382.2	Mz = 1.573	Дср= .5329	(h/D)г= .1823
Sp = 252.4	Тw*=1069.5	птв=13889.	

Сечение\Параметр:	Т* :	Р* :	С :	С/акр :	F
	: К :	Па :	м/с :	---	кв.м
в - в	288.	100300.	210.0	.6761	.2430
к в1 - к в1	392.	232693.	170.0	.5275	.1450
в ппс - в ппс	392.	233600.	.0	.0000	.0000
к ппс - к ппс	392.	233600.	.0	.0000	.0000
в квд - в квд	392.	232630.	190.0	.5686	.0640
к - к	698.	1598000.	145.0	.2849	.0216
г - г	1490.	1532000.	120.0	.1824	.0536
т твд - т твд	1198.	492500.	180.0	.2898	.0880
г тв - г тв	1198.	492500.	180.0	.2898	.0880
т - т	1020.	242100.	200.0	.3477	.1458

	Дн1	Дср1	Двт1	Дн2	Дср2	Двт2	Zсг
ВЕНТ	.6198	.4885	.2487	.6125	.5222	.4325	2.
ОК ВД	.4198	.3764	.3148	.4221	.4043	.3854	8.
ТВД	.5254	.4948	.4552	.5625	.5102	.4521	1.
ТВ	.5685	.5121	.4552	.6032	.5103	.4021	1.

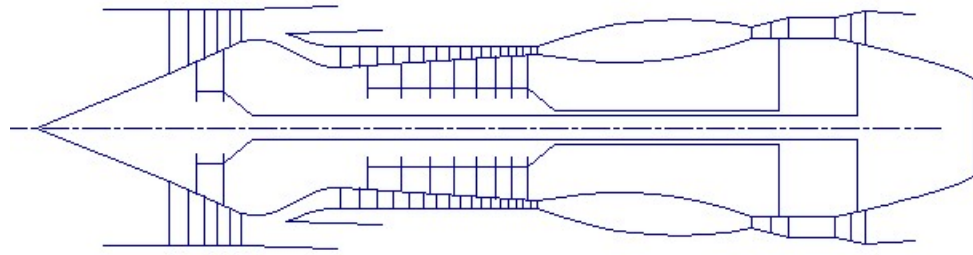


Рис.

Рисунок 1.1 – Схема проточної частини двигуна

Цей етап проектування двигуна дозволяє сформувати вигляд проточної частини.

Компресор низького тиску (вентилятор) – середньонавантажений ($\bar{H}_Z = 0,2460$), складається з двох ступенів і має значення коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{КНД}}^* = 0,88$. Форма проточної частини $D_H = \text{const}$.

Компресор високого тиску – середньо навантажений ($\bar{H}_Z = 0,2673$), складається з восьми ступенів і має значення коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{КВД}}^* = 0,8502$. Відносний діаметр втулки останнього ступеня КВТ, $\bar{d}_{\text{ВТ}} = 0,9176$, що не перевищує допустимого значення $\bar{d}_{\text{ВТ}}^* = 0,9178$. Форма проточної частини $D_H = \text{const}$.

Турбіна високого тиску - одноступенева високонавантажена $\mu_Z = 1,6321$, має значення коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{ТВД}}^* = 0,886$.
Забезпечено - умову $(h/D)_{\text{ТВД}} = 0,1035 > 0,065$.

Турбіна низького тиску - одноступенева високонавантажена $\mu_Z = 1,573$, має значення коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{ТНД}}^* = 0,9125$. Форма проточної частини $D_{\text{СР}} = \text{const}$.

Забезпечено умову $(h/D)_T = 0,1823 < 0,32$.

Таким чином, завершено етап узгодження компресорів і турбін ТРДД і отримані задовільні параметри вузлів.

1.3. Газодинамічний розрахунок турбіни

1.3.1. Розрахунок турбіни на ЕОМ

Зазвичай, усі повнорозмірні сучасні ГТД (як в авіаційній, так і наземній техніці) оснащуються осьовими турбінами. Висока енергоємність, продуктивність й економічність осьових газових турбін в авіаційних газотурбінних двигунах сприяє їх широкому використанню. Порівняльно простота конструкція й надійність осьових газових турбін разом з вище приведеними перевагами визначають панівне становище газотурбінних двигунів в авіації.

Сучасні досягнення в теорії та практиці проектування осьових газових турбін забезпечують можливість надійного визначення параметрів турбіни на розрахунковому режимі з достовірним врахуванням усіх видів втрат механічної енергії у її проточній частині. У цьому газодинамічний розрахунок дуже складний, тому його реалізація можлива під час використання ЕОМ [4].

Уже з заданою формою проточної частини двигуна виконуємо газодинамічний розрахунок багатоступінчатої турбіни. Враховуючи конструктивні й технологічні міркування обирається певна форма меридіонального профілю проточної частини турбіни.

Форма проточної частини й співвідношення частоти обертання ступенів об'єднані з розподілом теплоперепаду між ступенями. Щоб досягти високого значення ККД, при однаковому ступені реактивності, усі ступені потрібно розраховувати на приблизно однакові значення коефіцієнту $\frac{U}{C_{ad*}}$. Відносний діаметр втулки у перших ступенях багатоступінчатої турбіни може бути значно більшим ніж на останніх ступенях. Щоб позбутися негативного ступеня реактивності біля кореня лопаток в останніх ступенях турбіни необхідно збільшувати значення ступеню реактивності й збільшувати значення $\frac{U}{C_{ad*}}$, що при обраній U сприяє зниженню C_{ad} , відносному зменшенню теплоперепаду в останніх ступенях. Форма проточної частини турбіни приймає вид $D_{sm} = \text{const}$.

Розрахунок турбіни виконуємо на ЕОМ. Програма GDRGT.exe використовує найбільш поширений метод газодинамічного розрахунку, за заданою геометрією проточної частини газової турбіни. Газодинамічний розрахунок багатоступінчатої газової турбіни проводимо з наступними вихідними даними:

загальна кількість ступенів турбіни – $Z_T=2$;

- витрата газу на вході в турбіну (з урахуванням відбору): $G_T = \frac{G_{BI}(1+q_T-\Delta\bar{G}_{OTB})}{\prod_{i=1}^{Z_{охл}}(1+\bar{G}_{B0}+\bar{G}_{B1}+\bar{G}_{B2})_i}$, (1.4)

де $G_{BI} = 22,518$ кг/с – витрата газу через внутрішній контур, кг/с;
 $q_T = 0,0589$ – відносна витрата палива в камері згоряння;
 $\Delta\bar{G}_{OTB} = 0,11$ – величина відносного відбору повітря на літакові потреби;
 $\bar{G}_{B0}, \bar{G}_{B1}, \bar{G}_{B2}$ – відносний витрата охолоджуючого повітря в ступені турбіни.

$$G_T = \frac{22,518(1 + 0,0589 - 0,11)}{1 + 0,015 + 0,02} = 20,644 \text{ кг/с}$$

- повні параметри на вході в турбіну $T_2^* = 1490$ и $P_2^* = 1532000$ Па;
- температура охолоджуючого повітря $T_{охл} = 720$ К;
- параметри, що визначають особливості охолодження турбінних лопаток;

- відносні коефіцієнти, що визначають втрати на кромках на виході з турбінних лопаток, що не охолоджуються і охолоджуються.
- Далі визначаємо дані, які характеризують роботу кожного ступеня турбіни. Кожен ступень має наступні дані:
 - потужність ступеня N у кВт;
 - частота обертання n об/хв, яка дорівнює частоті обертання відповідного компресора;
 - термодинамічний рівень реактивності на середньому радіусі ρ_T ;
 - геометрія проточної частини турбіни - значення середнього діаметра й висоти лопатки на вході й на виході з РК - D_{cp1}, D_{cp2}, h_1 и h_2 , в м;
 - відносна максимальна товщина профілів лопаток СА і РК \bar{C}_{msa} й \bar{C}_{trk} ;
 - відносна витрата охолоджуючого повітря на плівкове (G_{B0}) та конвективне (G_{B1}) охолодження лопаток СА;
 - відносна витрата повітря на конвективне охолодження робочих лопаток (G_{B2}).

Вхідні дані газодинамічного розрахунку осьової газової турбіни розміщуються у файлі вхідних даних GDRGT.dat [табл.. 1.4]

Результати розрахунку, отримані програмою GDRGT.exe, вносяться до файлу GDRGT.rez [табл.. 1.3].

Результати, отримані при виконанні ступінчастого газодинамічного розрахунку турбіни приведені в таблиці у вигляді схеми друку.

Результати у наочній графічній формі представляємо за допомогою програми графічного супроводу GFT.exe.

Газодинамічний розрахунок турбіни здійснюється згідно заданої форми її проточної частини за допомогою програми GDRGT.exe. Отже, необхідно взяти до уваги попереднє профілювання проточної частини турбіни, бо при невірні заданих параметрах робочого тіла та невірні заданій формі проточної частини можливі випадки відсутності фізичного розв'язання поставленого завдання.

Визначаємо потужність ступенів турбіни:

$$N_{Ti} = \frac{L_{Ki}^* \cdot G_{Bi}}{\eta_M}, \quad (1.5)$$

де N_{Ti} – потужність і-го ступеня турбіни, кВт;

L_{Ki}^* – робота і-ого компресора, Дж/кг;

G_{Bi} – Витрата повітря через і-ий компресор, кг / с;

η_M – механічний ККД.

$$N_{ТВД} = \frac{L_{КВД}^* \cdot G_{ВІ}}{\eta_{МВД}} = \frac{317700 \cdot 22,518}{0,985} = 7262912,28 \text{ Вт} \approx 7262,9 \text{ кВт},$$

$$N_B = \frac{L_{ВІ}^* \cdot G_B}{\eta_{МВ}} = \frac{98400 \cdot 57,758}{0,985} = 5769936,24 \text{ Вт} \approx 5769,94 \text{ кВт}.$$

Таблиця 1.4 – Вхідні дані до газодинамічного розрахунку осьової турбіни

20.11.21										
20.644	1490.	1532000.	720.00	.005		0.600	.800	.700	.060	.110
7262.9	4987.7	3500.0	3300.0	3200.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0		
17893.0	13778.0	4900.0	4900.0	4900.0	0000.0	0000.0	0000.0	0000.0		
.4600	.3500	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.4850	.5200	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		Dcp1
.5120	.5250	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		Dcp2
.0390	.0785	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		h1
.0560	.0830	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		h2
.2100	.1700	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.2600	.1400	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0100	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0140	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0200	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000						

Програма GFT.exe дозволяє отримати схему проточної частини, графіку зміни параметрів турбіною, трикутники швидкостей зображені на рис. 1.2-1.5.

Схема проточної частини турбіни

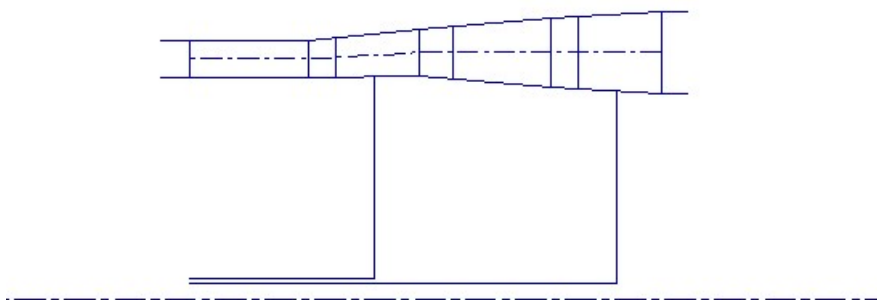


Рис.

Рисунок 1.2 – Схема проточної частини турбіни

Изменение параметров по ступеням

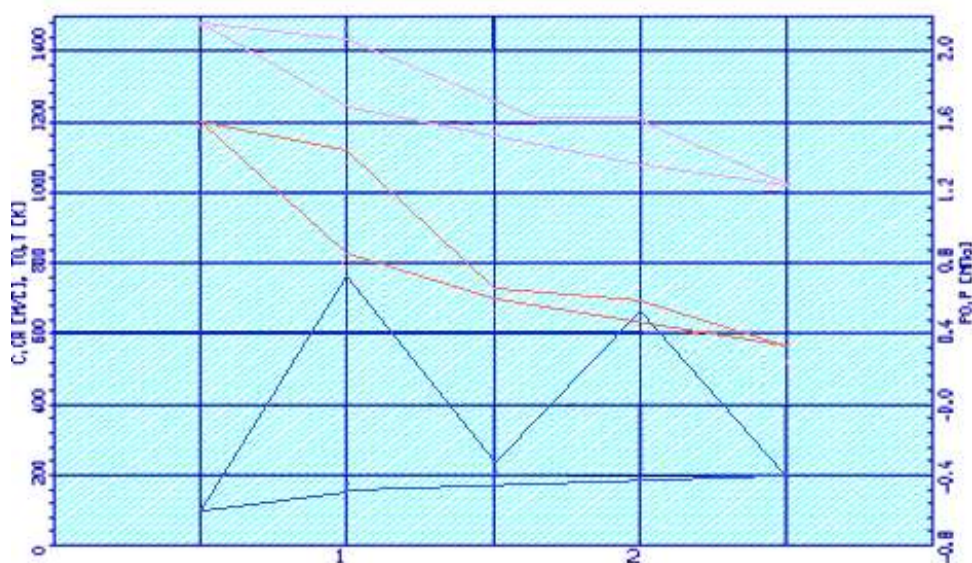


Рис.

Рисунок 1.3 – Зміна T^* , T , P^* , P , C , Ca по ступеням турбіни

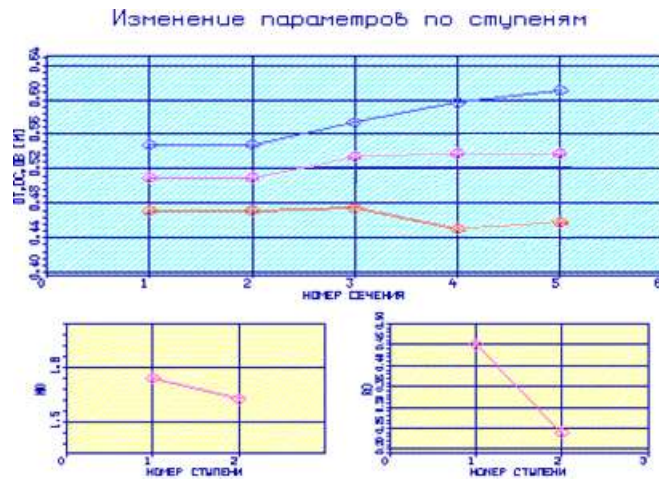


Рисунок 1.4 – Зміна μ_z , ρ_m , $D_{вт}$, $D_{ср}$, D_n по ступеням турбіни

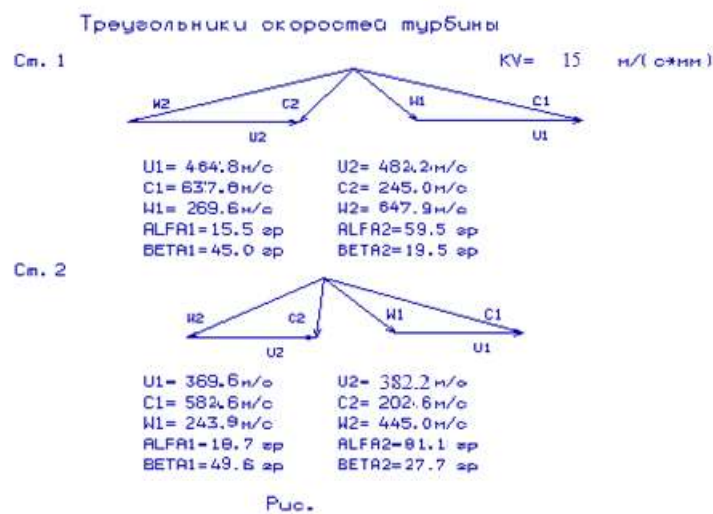


Рисунок 1.5 – Плани швидкостей першого і другого ступенів осьової турбіни

ВИСНОВКИ:

Параметри, які отримали під час газодинамічного розрахунку на ЕОМ повністю задовольняють вимоги, що висувають до проектування осьових турбін. На розрахунковому режимі роботи спроектована турбіна забезпечує допустимі кути натікання потоку на робоче колесо першого ступеня $\alpha_1 > 15,0$ град; прийнятний кут виходу з останнього ступеня турбіни $\alpha_2 = 81,1$ град. Останній ступень турбіни дозволяє отримати майже осьовий вихід потоку з ступеня. Характер зміни основних параметрів (T^* , P^* , C) вздовж проточної частини відповідає типовому характеру газових осьових турбін. Ступінь реактивності щаблів турбіни у втулковому перерізі має позитивне значення.

1.4 Розрахунок та побудова решіток профілів осьової газової турбіни

На підставі газодинамічного розрахунку на середньому радіусі розраховуються та будуються решітки профілів осьової газової турбіни використовуючи методичні вказівки [3], [4].

1.5.1 Вибір закону профілювання

Спрощення технології виготовлення лопаток СА та РК та створення хорошої конструктивної бази для їх монтажу у статорі та роторі досягається застосуванням законів профілювання $\alpha_1 = const$ та $L_r = const$. При $\alpha_1 = const$ соплові лопатки першого ступеня турбіни виготовляються не крученими й майже постійного профілю за висотою, що сприяє ліпшій організації внутрішнього охолодження.

Приведені особливості обумовили широке застосування закону крутки $\alpha_1 = const$ та $L = const$ при проектуванні турбін авіаційних ГТД.

1.5.2 Розрахунок параметрів потоку

Розрахунок ступенів турбіни на середньому радіусі є визначальним під час розрахунку параметрів потоку за радіусом. Приведені нижче дані є вихідними для розрахунку потоку в турбінних решітках за радіусом.

- $k_r = 1,304$ и $R_r = 290 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$ – фізичні постійні робочого тіла;
- $D_{1cp} = 0,442$ $D_{2cp} = 0,447$ – середні діаметри на вході і виході з РК;
- $h_1 = 0,0303$, $h_2 = 0,04$ м – висота лопатки на вході і виході з РК;
- $\varphi = 0,941$ коефіцієнт швидкості решітки соплового апарату (СА);
- $\psi = 0,961$ – коефіцієнт швидкості решітки РК;
- $\lambda_1 = 0,934$ приведена швидкість потоку перед РК;
- $\rho_T = 0,45$ – термодинамічна ступінь реактивності на середньому діаметрі;
- $C_{1a} = 199/\text{с}$, $C_{2a} = 209\text{м/с}$ – осьові складові абсолютної швидкості на вході і виході з РК;
- $C_{1u} = 627/\text{с}$, $C_{2u} = -86,9\text{м/с}$ – окружні складові абсолютної швидкості на вході і виході з РК;
- $\alpha_1 = 17,60^\circ$ – кут потоку в абсолютному русі на виході з СА;
- $\beta_1 = 47,6$ – кут потоку у відносному русі на вході в РК;
- $\beta_2 = 21,5$ – кут потоку у відносному русі на виході з РК;
- $G_1 = 19,6$ кг/с – масовий розхід газу на вході в РК;
- $G_2 = 19,8$ кг/с – масовий розхід газу на виході з РК;
- $n = 18642,8$ об/мин – частота обертання ротора;
- $T_2^* = 1210$ К – температура газу за РК за загальмованими параметрами.

Вихідні дані для розрахунку ступені турбіни заносяться в файл вихідних даних ОСТ.DAT (таблиця 1.5). Розрахунок проводиться програмою ОСТ.EXE, результати розрахунку знаходяться в файлі ОСТ.REZ.

Крім таблиці розрахункових даних, програма ОСТ.EXE дозволяє для більшої наочності представити результати розрахунку в графічній формі.

Таблиця 1.5 – Вхідні дані для розрахунку ступені турбіни

12	11	21	1	1	1.304	290.0
.442	.447	.303	.040			
.941	.961	.934	.450			
199.00	209.00	627.00	-86.90			
17.60	47.60	21.50	19.60	19.80		

90.01 90.00 90.00 90.00 90.00
18642.8 1210.0

Таблиця 1.6 – Результати розрахунку ступені турбіни

Дата 12.11.21 NR=1 KZ=1 K_г =1.304 R_г = 290.0
D1_{ср}= .4420 D2_{ср}= .4470 h1 = .3030 h2 = .040
C1_{аср}=199.00 C2_{аср}=209.00 C1_{уср}=627.00 C2_{уср}= -86.90
alf1_с= 17.60 be1_{ср}= 47.60 be2_{ср}= 21.50
alf0 = 90.00 90.00 90.00 90.00 90.00
Л1 = .934 Фи = .941 Пси = .961 R_{тс} = .450
n =18642.0 T2* = 1210.0

Таблиця 1

Изменение параметров потока по радиусу

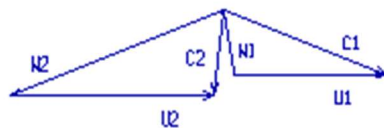
Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вТ)
r	.3080	.2651	.2222	.1794	.1365
ro	1.000	.8608	.7216	.5824	.4432
U	601.3	517.6	433.9	350.2	266.5
C1u	480.1	541.6	624.2	741.6	923.9
C1a	153.6	173.0	199.0	236.1	293.8
alf1	17.60	17.60	17.60	17.60	17.60
C1	504.0	568.5	655.1	778.3	969.5
be1	128.3	82.10	46.28	31.10	24.08
C2u	-33.20	-54.51	-86.71	-138.8	-232.6
W2u	634.5	572.1	520.6	489.0	499.1
C2a	202.8	205.0	209.1	202.4	185.8
be2	17.72	19.72	21.88	22.49	20.41
⟨l	.7186	.8105	.9340	1.110	1.382
Rв	.6744	.5858	.4500	.2237	-.2045
T2w	1221.	.1219.	.1217.	.1216.	.1215.
⟨2w	.2738	.2500	.2309	.2180	.2194
⟨lw	.8042E-01	.7182E-01	.1133	.1882	.2966
⟨2	.8482E-01	.8758E-01	.9344E-01	1013	.1229
dbe	33.99	78.18	111.8	126.4	135.5
alf2	80.70	75.11	67.47	55.56	38.61

За допомогою програми OСТ.EXE отримані плани швидкостей для п'яти циліндричних перетинів по висоті лопатки, а також залежності $\alpha = f(ro)$, $\beta = f(ro)$; $L_c = f(ro)$, $L_w = f(ro)$; $C_a = f(ro)$, $C_u = f(ro)$, які зображені на рисунках 1.6– 1.11.

Треугольники скоростей

 $KV=15.0 \text{ м/(с*мм)}$

Сеч. 1



$U_1 = 601.3 \text{ м/с}$	$U_2 = 601.3 \text{ м/с}$
$C_1 = 504.0 \text{ м/с}$	$C_2 = 205.5 \text{ м/с}$
$W_1 = 195.7 \text{ м/с}$	$W_2 = 666.1 \text{ м/с}$
$\text{ALFA}_1 = 17.7 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA}_2 = 80.7 \text{ }^\circ$
$\text{BETA}_1 = 128.3 \text{ }^\circ$	$\text{BETA}_2 = 17.7 \text{ }^\circ$

Сеч. 2



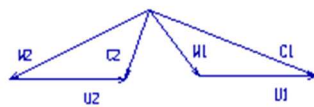
$U_1 = 517.6 \text{ м/с}$	$U_2 = 517.6 \text{ м/с}$
$C_1 = 568.5 \text{ м/с}$	$C_2 = 212.2 \text{ м/с}$
$W_1 = 174.6 \text{ м/с}$	$W_2 = 607.7 \text{ м/с}$
$\text{ALFA}_1 = 17.7 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA}_2 = 75.1 \text{ }^\circ$
$\text{BETA}_1 = 82.1 \text{ }^\circ$	$\text{BETA}_2 = 19.7 \text{ }^\circ$

Рис.

Рисунок 1.6 – Планы швидкостей для перерізів 1 та 2 турбінної решітки

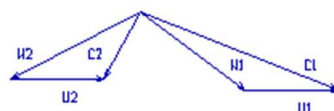
Треугольники скоростей

Сеч. 3



$U_1 = 433.9 \text{ м/с}$	$U_2 = 433.9 \text{ м/с}$
$C_1 = 655.1 \text{ м/с}$	$C_2 = 226.3 \text{ м/с}$
$W_1 = 275.3 \text{ м/с}$	$W_2 = 561.0 \text{ м/с}$
$\text{ALFA}_1 = 17.7 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA}_2 = 67.5 \text{ }^\circ$
$\text{BETA}_1 = 46.3 \text{ }^\circ$	$\text{BETA}_2 = 21.9 \text{ }^\circ$

Сеч. 4



$U_1 = 350.2 \text{ м/с}$	$U_2 = 350.2 \text{ м/с}$
$C_1 = 778.3 \text{ м/с}$	$C_2 = 245.5 \text{ м/с}$
$W_1 = 457.1 \text{ м/с}$	$W_2 = 529.3 \text{ м/с}$
$\text{ALFA}_1 = 17.7 \text{ }^\circ$	$\text{ALFA}_2 = 55.6 \text{ }^\circ$
$\text{BETA}_1 = 31.1 \text{ }^\circ$	$\text{BETA}_2 = 22.5 \text{ }^\circ$

Рис.

Рисунок 1.7 - Планы швидкостей для перерізів 3 та 4 турбінної решітки

Треугольники скоростей

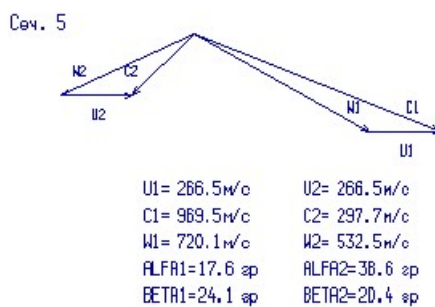
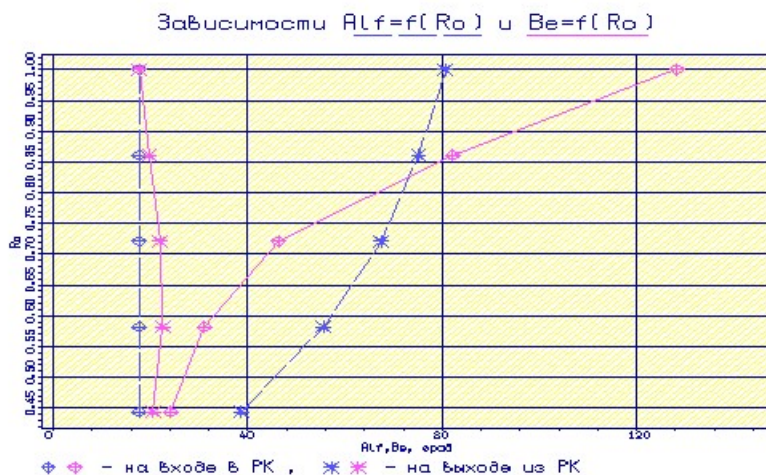
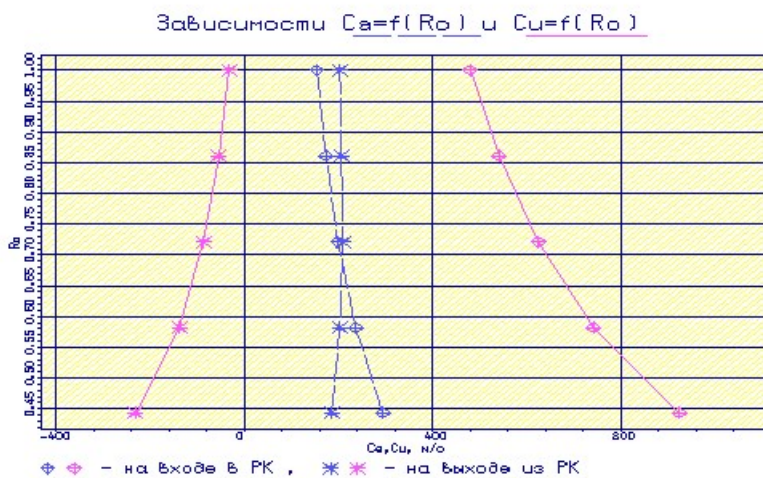


Рис.

Рисунок 1.8 - Плани швидкостей для перерізу 5 турбінної решітки

Рисунок 1.9 - Залежність $\alpha = f(ro)$, $\beta = f(ro)$ Рисунок 1.10 - Залежність $C_a = f(ro)$, $C_u = f(ro)$

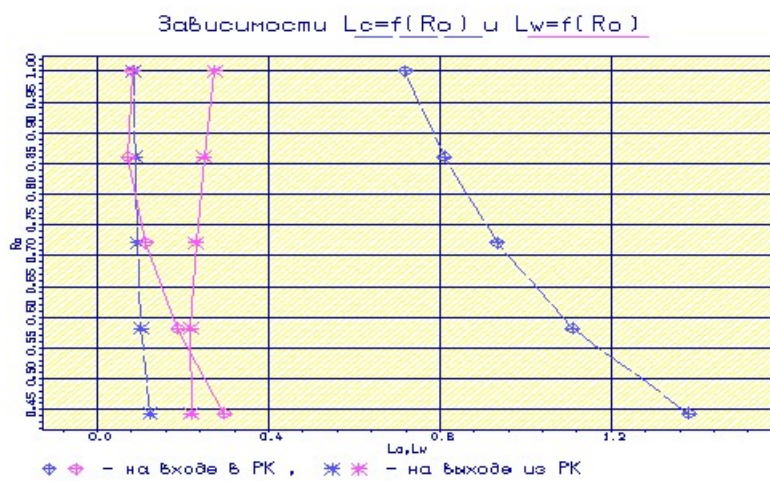


Рисунок 1.11 - Залежність $L_c = f(ro)$, $L_w = f(ro)$

1.5.3 Визначення геометричних параметрів решіток профілів

Початковими даними для визначення геометричних параметрів решіток профілів є трикутники швидкостей на трьох радіусах (втулковому, середньому та периферійному) та конструктивні параметри (рекомендовані величини хорди та кроки решітки), отримані в результаті газодинамічного розрахунку турбіни на середньому радіусі.

Результати розрахунку геометричних параметрів решіток профілів занесемо до таблиці 1.7.

Таблиця 1.7 – Геометричні параметри решіток профілів ступені турбіни

Параметр	Позначення	Роз-сть	Значення параметрів		
			Втулк	Середн.	Пер.
Радіуси перетенів	r	мм	0,2160	0,2338	0,2515
Крок решітки	t	мм	0,0150	0,0162	0,0174
Хорда профілю	b	мм	0,022		
Кут установки лопаток в решітці	β_y	град.	63,8	59,5	55,1
Геометричний кут решітки на вході	$\beta_{л1}$	град.	66	62	56
Кут відгибу вихідної комки профілю робочої лопатки	ε	град.	18		
Ширина вузького перетену горла міжлопаточного каналу	a	мм	5,8	6,3	6,8
Відносна товщину профілю	\overline{C}_{max}	---	0,22	0,2	0,18
Абсолютна товщина лопатки	C_{max}	мм	4,8	4,4	4,0
Відносне повздовження максимальної товщини	$\overline{\chi}_c$	---	0,3000	0,2916	0,2812
Абсолютне повздовження максимальної товщини профіля	χ_c	мм	6,60	6,42	6,19
Радіус скруглення входної кромки профілю	R1	мм	1,7	1,5	1,3
Радіус скруглення вихідної кромки	R2	мм	0,5	0,5	0,5
Кут заострення входної кромки	ω_1	град.	24,5	23,6	22,6
Кут заострення вихідної кромки	ω_2	град.	8		
Кут, отриманий лучем, що проходить через центри окружностей радіусами R1 и R2	β'_y	град.	60,5		

Керуючись даними, отриманими під час розрахунку, будуються перетини в програмі «КОМПАС–3D» (втулочний, середній, периферійний перетини) решітки профілів РК.

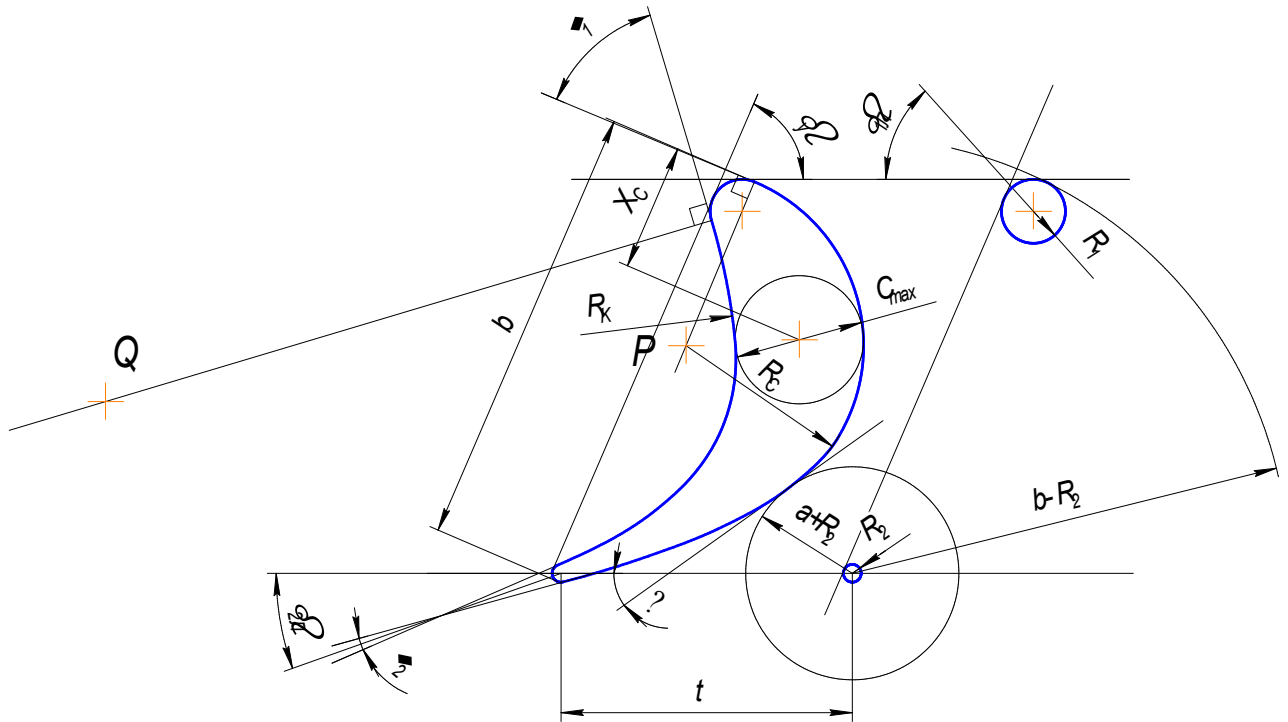


Рисунок 1.8 – Схема побудови профілю лопатки

Висновки до розділу

В даному розділі виконано розрахунок турбіни й визначено остаточні розміри проточної частини, побудовано трикутники швидкостей й решітки профілів лопаток першого ступеня робочого колеса турбіни в п'ятьох перетинів за висотою лопатки.

В результатах профілювання забезпечуємо розрахункові параметри потоку на вході й виході з решітки, можливість відриву потоку від поверхні профілю зменшується. Форма лопатки відповідає всім вимогам міцності й технологічності. Технологія виготовлення лопаток СА і РК спрощена застосуванням закону $L=\text{const}$ та $a=\text{const}$

2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1. Опис конструкції двигуна прототипу

Розроблюваний двигун - двоконтурний турбореактивний (ТРДД) він призначений для установки на учбово-бойовий літак. Модульна конструкція двигуна забезпечує високу технологічність збірки й дозволяє робити заміну модулів при мінімальному обсязі регулювань і перевірок. Модульність конструкції забезпечує також можливість відновлення експлуатаційних властивостей двигуна шляхом заміни окремих модулів в умовах експлуатації, а висока контролепридатність сприяє переходу до обслуговування за технічним станом.

Турбіна двигуна - осьова, реактивна, двоступінчаста, перетворює частину енергії газового потоку внутрішнього контуру в механічну енергію обертання компресорів двигуна та приводів агрегатів.

Турбіна розташована безпосередньо за камерою згоряння. До турбіни кріпиться подовжувальна труба і реактивний насадок.

Турбіна складається з одноступінчастої турбіни високого тиску (ТВТ), одноступінчастої турбіни низького тиску (ТНТ), опори турбіни, кожуха статора ТНТ, кожуха зовнішнього, подовжувальної труби та реактивного насадка. Кожна з турбін (ТВТ і ТНТ) включає статор і ротор. Ротор ТВТ та ротор компресора високого тиску (КВТ) утворюють ротор високого тиску (ротор ВТ). Ротор ТНТ, вал турбіни, вал вентилятора, колесо вентилятора утворюють ротор низького тиску - ротор НТ. Опорами роторів ТВТ і ТНТ, що є задніми опорами роторів ВТ і НТ, є роликотидшипники. Роликотидшипникова опора ТВТ – міжвальна, його зовнішня обойма запресована у вал ТНТ, а внутрішня змонтована на задній цапфі ротора ТВТ. Підшипники охолоджуються та змащуються олією під тиском. Для запобігання нагріванню підшипників гарячими газами масляні порожнини підшипників ТВТ та ТНТ ізолювані радіально-торцевими контактними ущільненнями (РТКУ).

Турбіна високого тиску (ТВТ) - осьова, реактивна, одноступінчаста, призначена для перетворення частини енергії газового потоку, що надходить з камери згоряння, в механічну енергію, що використовується для обертання ротора компресора високого тиску і всіх приводних агрегатів, встановлених на двигуні. ТВТ розташована за камерою згоряння. Його статор кріпиться до корпусу та конічної балки корпусу камери згоряння.

Статор ТВТ - складається з корпусу зовнішнього з проставками, корпусу внутрішнього з одноступінчастими і чотирьохступінчастими ущільненнями, одинадцятьох секторів соплових лопаток, одного сектору соплових лопаток. Вхідна кромка лопаток секторів охолоджується повітрям, що відбирається із внутрішньої порожнини кільцевого каналу камери згоряння. Середня частина і вихідні кромки лопаток - повітрям із зовнішньої порожнини кільцевого каналу камери згоряння. Сектор має зовнішню та внутрішню бандажні полиці, паз для фіксації сектора в окружному напрямку у внутрішньому корпусі. Зовнішній корпус центрується щодо корпусу камери згоряння призонними болтами та кріпиться до нього болтами та гайками. Внутрішній корпус кріпиться до корпусу камери згоряння болтами.

Ротор ТВТ складається з робочого колеса, лабіринтного кільця, цапфи заднього й переднього екрану. Робоче колесо складається з диска, що має ялинкові пази, у кожний з яких встановлено ліву та праву робочі лопатки, що фіксуються в осьовому напрямку розрізним диском, ущільнювачем і вкладишем, який прикріплюється фіксатором. Робочі лопатки охолоджуються повітрям, що забирається за компресором високого тиску. Кожна лопатка складається з бандажної полиці, пера лопатки, полиці хвостовика та хвостовика з гребінкою "ялинкового" типу. На бандажній полиці лопатки розташований гребінець лабіринтного ущільнення. На задній цапфі ТВТ, що має гребінці лабіринтних ущільнень, змонтовано радіально-торцеве контактне ущільнення та внутрішню обойма роликотідишника, які затягнуті гайкою. У задню цапфу встановлений передній екран для відокремлення масляної порожнини від повітряної. Стик між задньою цапфою та екраном ущільнюється кільцем. У кільцевих проточках передньої частини екрана встановлені гумові кільця ущільнювача.

Турбіна низького тиску (ТНТ) - осьова, реактивна, одноступенева, призначена для перетворення частини енергії газового потоку, що надходить з турбіни високого тиску, в механічну енергію, що використовується для обертання компресора низького тиску. Статор ТНТ кріпиться до корпусу камери згоряння та корпусу СА ТНТ. Ротор ТНТ встановлюється на вал турбіни, а зовнішня обойма роликотідишника ротора ТНТ монтується в опорі турбіни.

Статор ТНТ складається з зовнішнього корпусу, двох соплових апаратів і двох внутрішніх корпусів. Внутрішні корпуси соплових апаратів мають кільця із сотовими елементами лабіринтних ущільнень. Кожен сопловий апарат набирається із секторів лопаток. Сектор першого ступеня ТНТ складається з трьох лопаток, зовнішньої та внутрішньої полиць. Лопатки охолоджуються повітрям, що відбирається через четвертий щабель КВТ. Сектор другого ступеня ТНТ складається з трьох пустотілих лопаток, що не охолоджуються, зовнішньої і внутрішньої полиць з фіксуючим виступом і пазом. У стиках між секторами лопаток першого та другого ступенів ТНТ встановлюються ущільнювальні пластини, що забезпечують герметичність трактових поверхонь. Зовнішній корпус має бурти для монтажу секторів соплових лопаток та проставок. У площині першого лопаткового вінця розташований фланець, вікна огляду робочих лопаток ротора ТВТ та першого ступеня ротора ТНТ. У площині другого лопаткового вінця розташований фланець вікна огляду робочих лопаток першого і другого ступеня ТНТ. Вікна зачинені заглушками.

Ротор НТ складається з робочого колеса, кільця ущільнювального і валу ТНТ. Робоче колесо це диск, що оснащений робочими лопатками. Робочі лопатки фіксуються від осьового переміщення пластинами та замковими пластинами, які кріпляться фіксаторами. На кільці ущільнювача й диску виконані гребінці й лабіринтні ущільнення. Робоче колесо, вал і кільце ущільнювача з'єднуються між собою за допомогою болтового з'єднання. Кожна робоча лопатка має перо, бандажну полицю з гребінцями лабіринтного ущільнення, полицю хвостовика та хвостовик "ялинкового" типу. На валу ТНТ встановлені: кільце ущільнювача, зовнішнє кільце

роликотидшипника ТВТ, кільця ущільнювачів та внутрішнє кільце роликотидшипника ТНТ, що затягуються гайкою. На валу ТНТ також монтується радіально-торцеве контактне ущільнення (РТКУ), що складається з кільця, втулки, кільця ущільнювача й опорної гайки з вкладишем. Зовнішнє кільце роликотидшипника ТНТ монтується в опорі турбіни.

Реактивне сопло (РС) – Сопло-Лавалє, регульоване, надзвукове, мультирежимне, з зовнішніми стулками. реактивне сопло складеться з стулки звужувальної частини, надстулк розширної частини, зовнішніх стулк, проставок, пружних елементів, стяжного пристрою з пневмоприводом. РС встановлюється на корпус. Зовнішні стулки зменшують опір хвостової частини літака та забезпечують її плавне обтікання.

2.2 Розрахунок на міцність лопатки першої ступені ТВТ.

Робочі лопатки осьової турбіни є відповідальними деталями газотурбінного двигуна, від надійної роботи яких залежить надійність роботи двигуна в цілому [7].

Робочі лопатки авіаційного ГТД на зазнають статичних, динамічних й температурних навантажень, що викликає складну картину напруг.

Розрахунок на міцність лопатки першої ступені ТВТ проводимо враховуючи лише вплив статичних навантажень/ Відцентрові сили мас лопаток, що виникають при обертанні ротора, газові сили, що виникли при обтіканні газом профілю пера лопатки та у зв'язку з наявністю різниці тисків газу перед та за лопаткою є статичними напруженнями. Відцентрові сили викликають деформації розтягування, вигину та кручення, газові – деформації вигину та кручення.

При розрахунку на міцність пера лопатки нехтуємо напруженням кручення від відцентрових і газових сил робочих лопаток, бо вони малі.

Напруження розтягування від відцентрових сил є найістотнішими. Напруження згину зазвичай менші ніж напруження розтягу, при необхідності, для зменшення згинальних напружень в лопатці від газових сил її проектують так, щоб виникаючі згинальні моменти від відцентрових сил були протилежні за знаком моментам від газових сил і, отже, зменшували останні.

Розраховуючи лопатку на міцність приймаємо наступні припущення:

- лопатку розглядаємо як консольну балку, жорстко закріплену в ободі диска;
- напруги визначають за кожним видом деформації окремо ;
- лопатку вважаємо жорсткою, а деформаціями лопатки під дією сили та моментів нехтуємо;
- температуру в перерізі пера лопатки вважають однаковою, тобто. температурні напруги відсутні;
- допускаємо, що деформації лопатки протікають у пружній зоні, напруги в пері лопатки не перевищують межу пропорційності;

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

За розрахунковий режим обираємо режим максимальної частоти обертання ротора й

максимальної витрати повітря через двигун. Для цього приймаємо злітний режим роботи двигуна, з частотою обертання 18642 об./хв.

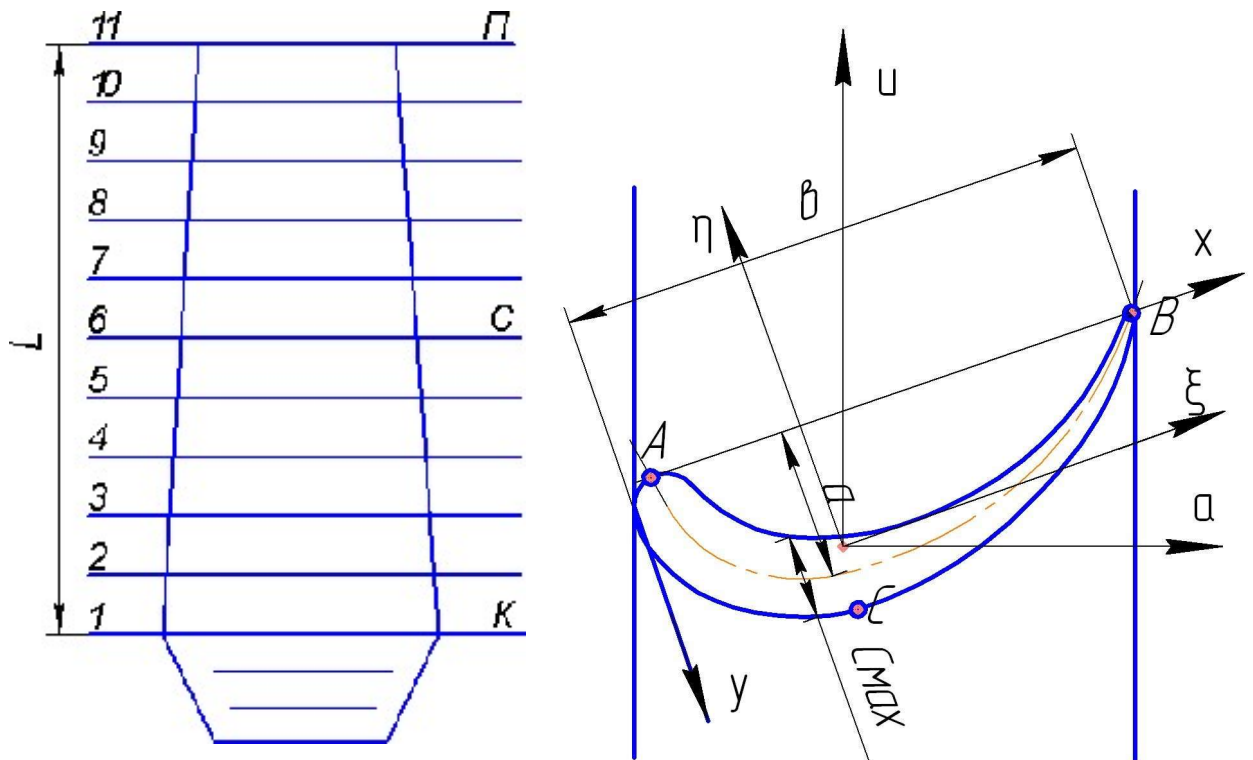


Рисунок 2.1 – Розрахункова схема

де ξ, η – головні центральні осі інерції перерізу.

a – вісь обертання.

U – вісь, у площині обертання (радіальна складаюча).

Розрахунок робочих лопаток на розтягнення враховуючи відцентрові сили. Напруги розтягування в розрахунковому перерізі F_n пера лопатки визначається за формулою.

$$\sigma_{pn} = \frac{P_{цн} + P_n}{F_n}; \quad (2.1)$$

де $P_{цн}$ – відцентрова сила частини пера лопатки, розташованої вище розрахункового перетину.

2.2.1 Визначення напружень вигину.

Напруги вигину кожної точки розрахункового перерізу визначаються за формулою:

$$\sigma_{ui} = \pm \frac{|M_\xi|}{|W_\xi|} \pm \frac{|M_\eta|}{|W_\eta|}; \quad (2.2)$$

Для того, щоб спростити розрахунок значення згинальних моментів й моментів опору беремо не враховуючи знаки (по модулю).

Так в точці А

$$\sigma_{uA} = \pm \frac{|M_{\xi A}|}{|W_{\xi A}|} \pm \frac{|M_{\eta A}|}{|W_{\eta A}|};$$

в точці В

$$\sigma_{uB} = \pm \frac{|M_{\xi B}|}{|W_{\xi B}|} \pm \frac{|M_{\eta B}|}{|W_{\eta B}|};$$

в точці С

$$\sigma_{uC} = \pm \frac{|M_{\xi C}|}{|W_{\xi C}|} \pm \frac{|M_{\eta C}|}{|W_{\eta C}|}.$$

Вид деформації волокон лопатки характеризується знаком визначеної напруги. При позитивному (+) значенні напруги вигину волокна лопатки розтягнуті, при негативному (-) значенні волокна - стиснуті. Відомо, що напруги розтягнення виникають на краях профілю (в точках А і В), а напруги стиснення на спинці лопатки (в точці С) під дією газових навантажень.

2.2.2 Визначення запасів міцності лопаток.

Визначаючи запаси міцності враховуємо напруги розтягування та вигину лопатки. Сумарну напругу в кожній точці розрахункового перерізу профільної частини лопатки розраховуємо за формулою:

$$\sigma_{\Sigma i} = \sigma_{pi} + \sigma_{\omega i}; \quad (2.3)$$

Запас статичної міцності в точках розрахункового перерізу профільної частини лопатки розраховуємо за формулою:

$$K_i = \frac{\sigma_B}{\sigma_{\Sigma i}}; \quad (2.4)$$

де σ_B – межа міцності.

Запас міцності лопатки визначаємо за формулою:

$$K_{Ti} = \frac{\sigma_{дл}}{\sigma_{\Sigma i}}; \quad (2.5)$$

де $\sigma_{дл}$ – межа тривалої міцності матеріалу лопатки з урахуванням температурив даному перетині і тривалість роботи.

Відповідно до норм міцності, мінімальний запас статичної міцності профільної частини робочої лопатки турбіни має бути більшим за 1,25.

Температура лопатки біля кореневого перетину істотно зменшується враховуючи теплопередачу від лопатки в диск. Згідно з теплопровідністю матеріалу температуру лопатки в кореновому перерізі приймаємо:

$$\begin{aligned} t_{\text{лоп кор}} &= t_{\text{лоп ср}} - (100 \dots 150\text{K}); \\ t_{\text{лоп кор}} &= 1100 - 125 = 975 \text{ K} \end{aligned} \quad (2.6)$$

Вважаємо, що дві третини довжини лопатки (починаючи з периферійного перетину) мають постійну температуру, а одна третина (біля кореня) має температуру змінювану за законом кубічної параболи:

$$t_{\text{лоп}} = t_{\text{лоп ср}} - \frac{t_{\text{лоп ср}} - t_{\text{лоп корн}}}{(L/3)^3} \cdot \left(\frac{L}{3} - x\right)^3; \quad (2.7)$$

де, L – довжина профільної частини пера лопатки;

x – відстань від кореневого перетину лопатки до розрахункового.

Вхідні дані

Таблиця 2.1 - Зміна температури і межі тривалої міцності по перетинах

№ перетину	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
t, K	980	1060	1092	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100	1100
$\sigma_{\frac{B}{100}}, \text{МПа}$	895	834.9	809.9	805	805	805	805	805	805	805	805

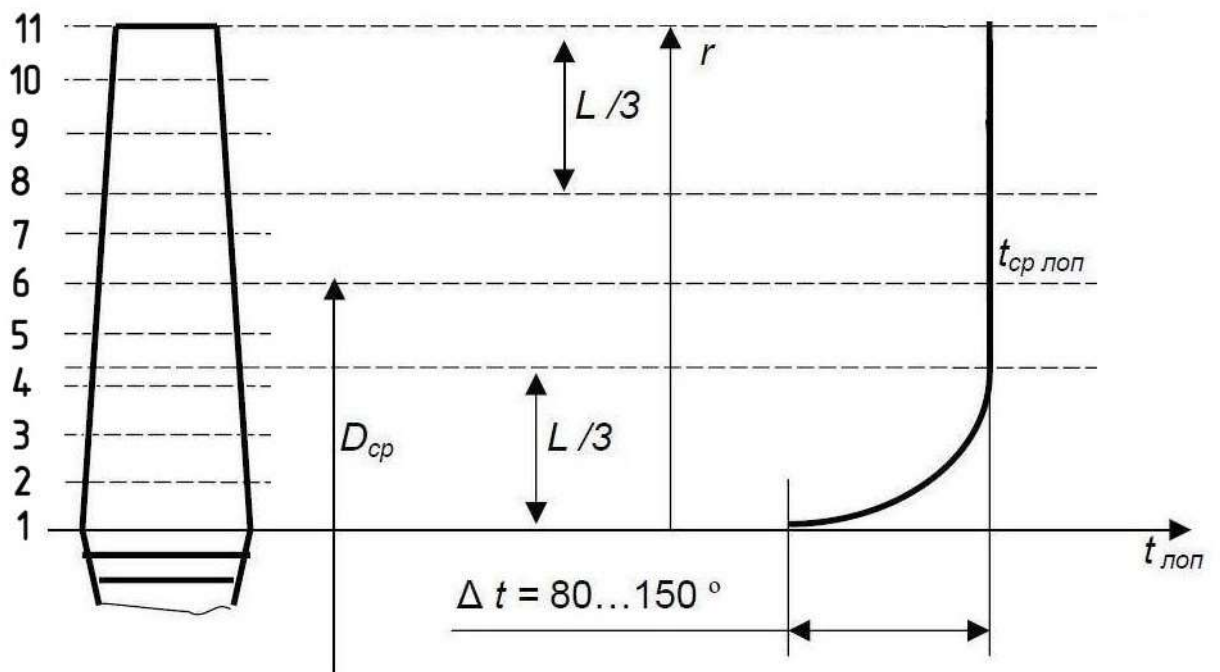


Рисунок 2.2 – Розподіл температури по висоті турбінної лопатки

Інтенсивність газових сил на середньому радіусі в площині

обертання:

$$P_u = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_{cp}}{z} (C_{2a} \cdot \rho_2 \cdot W_{2u} + C_{1a} \cdot \rho_1 \cdot W_{1u}); \quad (2.8)$$

де, $r_{cp} = 0,2338$ м - радіус середнього перетину лопатки;

$C_{1a} = 199$ м/с; $C_{2a} = 209$ м/с – осьові швидкості газу перед і за лопаткою;

W_{1u} , W_{2u} – окружні складові швидкості газу у відносному русі перед і за лопаткою:

$$W_u = U - C_u; \quad (2.9)$$

$$W_{1u} = 445 - 627 = -182 \text{ м/с};$$

$$W_{2u} = 450 - (-86,9) = 536,9 \text{ м/с};$$

де, $U_1 = 445$ м/с; $U_2 = 450$ м/с – окружна швидкість газу перед і за лопаткою;

$C_{1u} = 627$ м/с, $C_{2u} = -86,9$ м/с - окружна складова швидкості газу перед і за лопаткою;

ρ_1, ρ_2 - щільність газу перед і за лопаткою:

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (2.10)$$

$$\rho_1 = \frac{781000}{290 \cdot 1320} = 2,04023 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_2 = \frac{503000}{290 \cdot 1210} = 1,43346 \text{ кг/м}^3;$$

де, $P_1 = 781000$ Па, $P_2 = 503000$ Па – тиск газу перед і за лопаткою;

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

$T_1 = 1320$ К, $T_2 = 1210$ К - температура газу перед і за лопаткою;

$z = 84$ – кількість лопаток.

$$P_U = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.2515}{84} \cdot (209 \cdot 1.43346 \cdot 536.9 + 199 \cdot 2.04023 \cdot (-182)) = 1635.04 \text{ Н/м};$$

Інтенсивність газових сил в осьовій площині:

$$P_a = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{z} (P_2 - P_1 + C_{2a}^2 \cdot \rho_2 - C_{1a}^2 \cdot \rho_1); \quad (2.11)$$

Осьова сила в кореневому перерізі:

$$P_{ак} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0.216}{84} \cdot (503000 - 781000 + 209^2 \cdot 1.43346 - 199^2 \cdot 2.04023) = -4782.9 \text{ Н/м};$$

Осьова сила в периферійному перетині:

$$P_{ак} = \frac{2 \cdot 3.14 \cdot 0,25^{15}}{84} \cdot (503000 - 781000 + 202.8^2 \cdot 1.43346 - 153^2 \cdot 2.04023) = -5016.63 \text{ Н/м};$$

Дані для розрахунку приведені в таблиці 2.2.

Розрахунок лопатки турбіни на міцність виконуємо за допомогою програми STATLOR.EXE. Вихідні дані вводимо у діалоговому режимі, результати занесені у файл RSL.REZ.

В таблиці 2.3, представлені результати розрахунку. Враховуючи результати розрахунків переходимо до побудови графіків зміни напружень, межі тривалої міцності, запасів міцності й коефіцієнтів запасу міцності за довжиною лопатки. отримані графіки представлені рисунках 2.3, 2.4.

Таблиця 2.2 – Вхідні дані розрахунку на міцність пера робочої лопатки турбіни

Роботу виконав:	Архипенко
Вузол двигуна:	Турбіна
Матеріал:	ЖС30
ГЕОМЕТРИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПЕРА ЛОПАТКИ:	
Тип лопатки	Порожниста
Довжина лопатки, м:	0,0355
Радіус кореневого перетину, м:	0,216
Радіус центру мас бандажної полки, м:	0
Об'єм бандажної полки, м ³ :	0
Хорда профіля, м:	
кореневий переріз:	0,022
середній переріз:	0,022
периферійний переріз:	0,022
Максимальна товщина профіля, м:	
кореневий переріз:	0,0068
середній переріз:	0,0063
периферійний переріз:	0,0058
Максимальний прогин середньої лінії, м:	
кореневий переріз:	0,0097
середній переріз:	0,0085
периферійний переріз:	0,0064
Кут установки профілю, рад:	
кореневий переріз:	1,11352
середній переріз:	1,038471
периферійний переріз:	0,9599311
Винос ц.м. бандажної полки в окружному напрямку, м:	0
Винос ц.м. бандажної полки в осьовому напрямку, м:	0
Відносний винос центра ваги пера лопатки в окружному напрямку (по відношенню до довжини пера лопатки):	0
Відносний винос центра ваги пера лопатки в осьовому напрямку (по відношенню до довжини пера лопатки):	0

Продовження таблиці 2.2

НАВАНТАЖЕННЯ	
Інтенсивність газових сил, Н/м:	
В окружному напрямку (середній переріз):	1635.04
В осьовому напрямку (кореневий переріз):	4782.9
В осьовому напрямку (периферійний переріз):	5016.63
Частота обертання ротора, об./хв.:	18642.8
СВОЙСТВА МАТЕРІАЛА	
Густина матеріалу, кг/м ³	8 650

Обчислення виконуємо за допомогою програми STATLOP.exe.

Таблиця 2.3 – Результати розрахунків згинальних і напруг, що розтягують, коефіцієнтів запасу

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЕРА
РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА (ТУРБИНЫ)

ВЫПОЛНИЛ(А) : Архипенко

Результаты расчета на прочность пера лопатки

N	X m	F м ²	Jmin м ⁴	Срст МПа	СизгА МПа	СизгВ МПа	СизгС МПа
1	0.00000	0.579E-04	0.362E-09	252.927	55.104	36.628	-34.596
2	0.00355	0.570E-04	0.345E-09	231.027	46.383	31.439	-29.215
3	0.00710	0.562E-04	0.326E-09	208.431	38.134	26.355	-24.274
4	0.01065	0.553E-04	0.307E-09	185.119	30.412	21.419	-19.640
5	0.01420	0.545E-04	0.287E-09	161.072	23.298	16.714	-15.314
6	0.01775	0.536E-04	0.267E-09	136.266	16.888	12.334	-11.334
7	0.0213	0.528E-04	0.247E-09	110.679	11.296	8.394	-7.764
8	0.02485	0.519E-04	0.226E-09	84.287	6.649	5.024	-4.697
9	0.02840	0.511E-04	0.206E-09	57.062	3.096	2.378	-2.257
10	0.0319	0.502E-04	0.185E-09	28.976	0.812	0.634	-0.614
11	0.0355	0.494E-04	0.164E-09	0.000	0.000	0.000	0.000
N	ScумА [МПа]	ScумВ [МПа]	ScумС [МПа]	Ка	Kb	Kc	
1	308.031	289.555	218.331	2.906	3.091	4.099	
2	277.410	262.466	201.813	3.010	3.181	4.137	
3	246.565	234.786	184.157	3.285	3.450	4.398	
4	215.531	206.539	165.479	3.735	3.898	4.865	
5	184.369	177.785	145.758	4.366	4.528	5.523	
6	153.154	148.600	124.932	5.256	5.417	6.443	
7	121.975	119.073	102.915	6.600	6.761	7.822	
8	90.936	89.311	79.589	8.852	9.013	10.114	
9	60.158	59.440	54.805	13.381	13.543	14.689	
10	29.789	29.610	28.363	27.024	27.187	28.383	
11	0.000	0.000	0.000	*****			

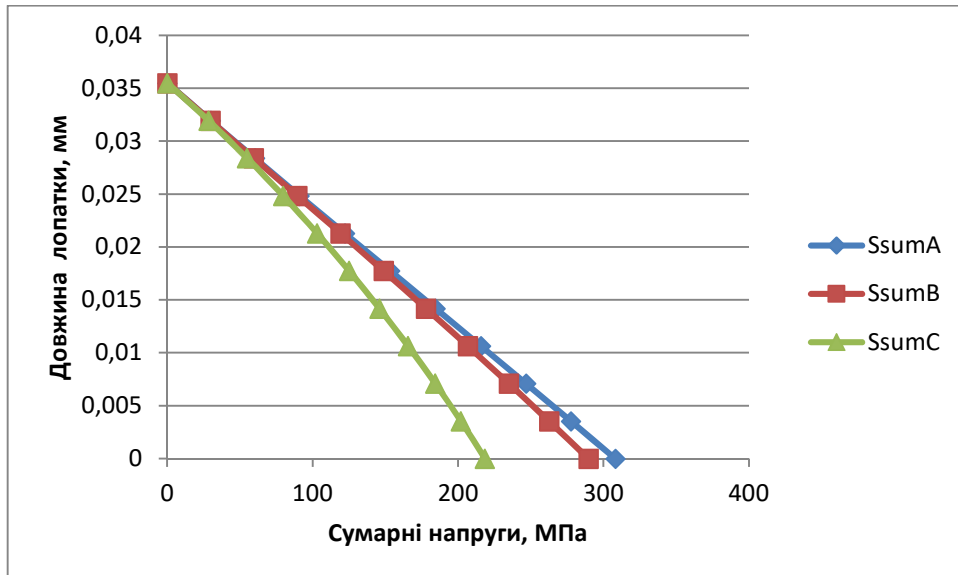


Рисунок 2.3 – Сумарні напруги

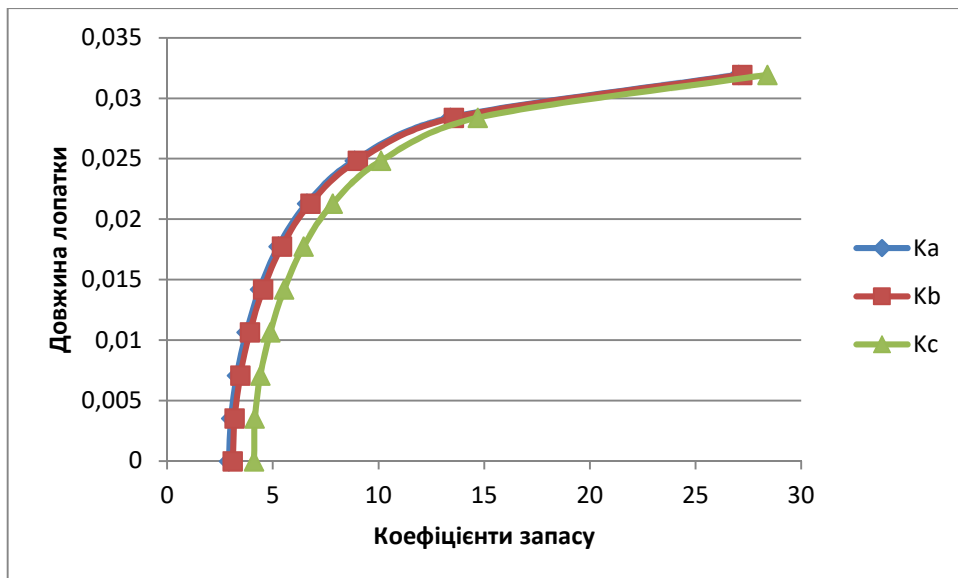


Рисунок 2.4 – Коефіцієнти запасу міцності

Висновок: у цьому підрозділі проведено розрахунок статичної міцності пера робочої лопатки першого ступеня турбіни. Отримали значення напружень розтягу, згині напруги й запаси міцності в 11-ти перетинах.

З графіків видно, що запас міцності лопатки в самому напруженому місці відповідає вимогам (K - не менше 1,25).

2.3 Розрахунок замка кріплення робочої лопатки турбіни

2.3.1 Загальні відомості

До розрахунку замку на міцність входять: розрахунок замкової частини лопатки (хвостовика), розрахунок замкової частини обода диска (гребеня). Розрахунок виконують на режимі максимального числа обертів ротора двигуна та при максимальній витраті повітря (на поверхні землі).

Складність конструкції замків викликають труднощі при розрахунку, вони пов'язані з нерівномірністю розподілу напружень та складним характером навантаження замку статичними, динамічними силами й моментами сил. Концентрації напруг в елементах замкового з'єднання викликані складністю форми хвостовика лопатки й замкової частини обода диска. Напруги, що діють замок кріплення лопатки турбіни, як правило, в півтора-два рази перевищують напруги, розраховані. Приведені дані враховуються при визначенні запасів міцності.

Допустимі напруги для кожного типу замка встановлюються на підставі статистики за вказаними напруженням в раніше виготовлених і успішно відпрацьованих задані ресурси газотурбінних двигунах. У роботі проводимо спрощений розрахунок замків враховуючи лише навантаження елементів відцентровими силами мас пера й хвостовика лопатки. Діями на лопатку газового потоку, інерційної сили пера, сили тертя хвостовика лопатки у пазі при розрахунку нехтуємо.

Отже, приймаємо наступні припущення для методики спрощених розрахунків замкових з'єднань:

- замок сприймає лише навантаження відцентрової сили лопатки;
- відцентрові сили пера лопатки $R_{ц.п}$ та відцентрові сили хвостовика лопатки $R_{ц.х}$ направлені за одним радіусом, який проходить через центр ваги хвостовика лопатки;
- на опорних площадках замкового з'єднання відцентрова сила лопатки розподілена пропорційно величинам поверхонь, що контактують поверхонь.

Дані для розрахунку занесені до таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Вхідні дані для розрахунку

Найменування величини	Позначення	Значення	Одиниці вимірювання
Кількість робочих лопаток	z	84	<i>шт.</i>
Густина матеріалу лопатки і диска	$\rho_l \rho_d$	8650 8350	$кг/м^3$
Частота обертання ротора	n	18642	<i>об/мин</i>
Напруга розтягування в кореновому перерізі лопатки	$\sigma_{p.k}$	290,22	<i>МПа</i>
Площа кореневого перетину лопатки	F_k	$0,58 \cdot 10^{-4}$	$м^2$
Довжина контактної площадки і-ї пари зубів	b_i	0,0223	<i>м</i>
Ширина контактної площадки	c	0,00327	<i>м</i>
Кут між середніми лініями гребінок хвостовика і паза диска (кут клина хвостовика)	α	40	<i>град</i>
Кт нахилу площини контакту зуба гребеня	β	45	<i>град</i>
Плече прикладання сили, що викликає вигин зуба	e	0,000963	<i>м</i>
Висота підстави зуба, що працює на вигин	h_u	0,00497	<i>м</i>
Висота підстави зуба, що працює на зріз	h_{cp}	0,00382	<i>м</i>
Мінімальна ширина перемички між двома сусідніми западинами і-ї пари зубів хвостовика	l_1	0,01414	<i>м</i>
	l_2	0,01027	
	l_3	0,00738	
	l_4		
Мінімальна ширина перемички між двома сусідніми западинами і-ї пари зубів гребеня	a_1	0,00835	<i>м</i>
	a_2	0,01147	
	a_3	0,0146	
Маса бандажної полиці	m_b	0,01245	<i>кг</i>
Радіус центру ваги бандажа	$R_{цб}$	0,23475	<i>м</i>
Маси ділянок хвостовика	m_I	0,01912	<i>кг</i>
	m_{II}	0,0145	
	m_{III}	0,00892	
Радіуси центрів тяжіння ділянок хвостовика	$R_{цI}$	0,20313	<i>м</i>
	$R_{цII}$	0,19783	
	$R_{цIII}$	0,19279	
Маси елементів гребеня	m'_I	0,0105	<i>кг</i>
	m'_{II}	0,01615	
	m'_{III}	0,01988	
Радіуси центрів тяжіння елементів гребеня	$R'_{цI}$	0,20504	<i>м</i>
	$R'_{цII}$	0,2	
	$R'_{цIII}$	0,1946	

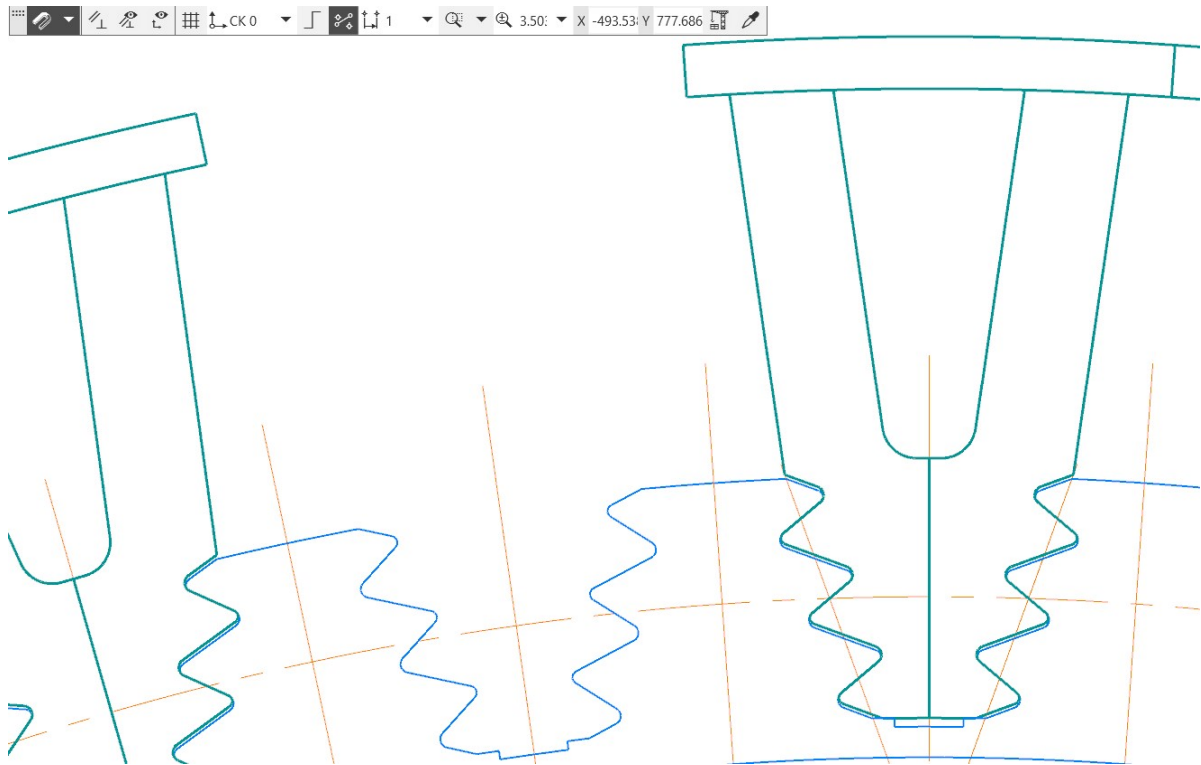


Рисунок 2.5 – Розрахункова схема замку лопатки

Послідовність виконання розрахунку

Розрахунок виконується в наступній послідовності:

1) Визначення відцентрової сили від лопатки:

Повна відцентрова сила від лопатки дорівнює:

$$P_{\text{цб.л.}} = P_{\text{цб.п.}} + P_{\text{цб.х.}}$$

де $P_{\text{цб.п.}}$, $P_{\text{цб.х.}}$ – відцентрова сила від пера та хвостовика лопатки відповідно:

- відцентрова сила від маси пера лопатки:

$$P_{\text{цб.п.}} = \sigma_{\text{р.л.}} \cdot F_{\text{к}} = 290,22 \cdot 10^6 \cdot 0,58 \cdot 10^{-4} = 16832 \text{ Н};$$

- відцентрова сила від маси хвостовика лопатки:

$$P_{\text{цб.х.}} = m_{\text{х}} \cdot R_{\text{ц.т.х.}} \cdot \omega^2, \quad m_{\text{х}} = F_{\text{х}} \cdot b \cdot \rho,$$

де $m_{\text{х}}$ – маса хвостовика лопатки, кг;

$R_{\text{ц.т.х.}}$ – радіус центру тяжкості хвостовика лопатки, м;

ω – кутова швидкість обертання диска, рад/с;

F_x – площа хвостовика лопатки, м²;

b – ширина хвостовика лопатки, м;

ρ – густина матеріалу хвостовика лопатки, кг/м³.

$$m_x = 0,35 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0223 \cdot 8650 = 0,0675 \text{ кг};$$

$$P_{\text{цб.х.}} = 0,0675 \cdot 0,2 \cdot 976^2 = 12863,989 \text{ Н.}$$

Тоді повна відцентрова сила від лопатки становить:

$$P_{\text{цб.л.}} = 16832 + 12863,989 = 29696,749 \text{ Н.}$$

2) Визначення сили, що діє на зуб:

Так як ширина смуг контакту у всіх зубів однакова, навантаження P_i

для зубів становить:

$$P_i = \frac{P_{\text{цб.л.}}}{2 \cos \alpha} \cdot \frac{c \cdot b}{\sum b \cdot c} = \frac{329696,749}{2 \cdot \cos 45^\circ} \cdot \frac{0,00327 \cdot 0,0223}{0,00327 \cdot 0,0223 \cdot 3} = 6999,59 \text{ Н.}$$

де α – кут нахилу площини контакту зуба (для всіх зубів $\alpha = \text{const}$);

c - ширина зуба (контактної поверхні), м;

b - довжина зуба, м.

3) Визначаємо напруги зминання на контактних майданчиках

кожного зуба:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P_i}{b \cdot c} = \frac{9393,446}{0,034 \cdot 0,003} = 95,99 \text{ МПа.}$$

4) Визначаємо напруги вигину зубів біля основи:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{6 \cdot P_i \cdot e \cdot \cos(\alpha - \varphi)}{b \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 6999,59 \cdot 0,000963 \cdot \cos(45^\circ - 20^\circ)}{0,0223 \cdot 0,00497^2} = 66,544 \text{ МПа.}$$

5) Визначаємо напруги зрізу зубів:

$$\tau_{\text{сп}} = \frac{P_i \cdot \cos(\alpha - \varphi)}{b \cdot h_i} = \frac{6999,59 \cdot \cos(45^\circ - 20^\circ)}{0,0223 \cdot 0,00382} = 74,469 \text{ МПа.}$$

б) Визначимо відцентрові сили елементів хвостовика лопатки за формулою:

$$P_{ц.і} = m_i \cdot b \cdot \rho \cdot R_{ц.т.і} \cdot \omega^2;$$

$$P_{ц.1} = 0,01912 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0223 \cdot 8650 \cdot 0,20313 \cdot 976^2 = 7137,39 \text{ Н};$$

$$P_{ц.2} = 0,0145 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0223 \cdot 8650 \cdot 0,19783 \cdot 976^2 = 5271,54 \text{ Н};$$

$$P_{ц.3} = 0,00892 \cdot 0,0223 \cdot 10^{-3} \cdot 8650 \cdot 0,19279 \cdot 976^2 = 3160,29 \text{ Н}.$$

Визначаємо напруги розтягування у перемичках хвостовика лопатки:

$$\sigma_{р.х.1} = \frac{P_{цб.п.} + P_{ц.1}}{b \cdot l_1} = \frac{16832 + 7137,39}{0,0223 \cdot 0,01414} = 76,018 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{р.х.2} = \frac{P_{цб.п.} + P_{ц.1} + P_{ц.2} - 2 \cdot P_i \cdot \cos \alpha}{b \cdot l_2} =$$

$$= \frac{16832 + 7137,39 + 5271,54 - 2 \cdot 6999,59 \cdot \cos 45^\circ}{0,0223 \cdot 0,01027} = 84,459 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{р.х.3} = \frac{P_{цб.п.} + P_{ц.1} + P_{ц.2} + P_{ц.3} - 2 \cdot (P_i + P_i) \cdot \cos \alpha}{b \cdot l_3} =$$

$$= \frac{16832 + 7137,39 + 5271,54 + 3160,29 - 4 \cdot 6999,59 \cdot \cos 45^\circ}{0,0223 \cdot 0,00738} = 76,587 \text{ МПа}.$$

7) Визначимо відцентрові сили елементів гребеня диска за формулою:

$$P_{цб.г.і} = m_i \cdot b \cdot \rho \cdot R_{ц.т.і} \cdot \omega^2;$$

$$P_{цб.г.1} = 0,0105 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0223 \cdot 8650 \cdot 0,20313 \cdot 976^2 = 3861,705 \text{ Н};$$

$$P_{цб.г.2} = 0,01615 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0223 \cdot 8650 \cdot 0,19783 \cdot 976^2 = 5752,69 \text{ Н};$$

$$P_{цб.г.3} = 0,01988 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0223 \cdot 8650 \cdot 0,19279 \cdot 976^2 = 7006,804 \text{ Н}.$$

Визначаємо напруги розтягування в перерізах гребеня диска турбіни:

$$\sigma_{р.г.1} = \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot P_i + P_{цб.г.1}}{a_1 \cdot b} = \frac{2 \cdot \cos 45^\circ \cdot 6999,59 + 3861,705}{0,00835 \cdot 0,0223} = 73,904 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{р.г.2} = \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot (P_i + P_i) + P_{цб.г.1} + P_{цб.г.2}}{a_2 \cdot b} =$$

$$= \frac{2 \cdot \cos 45^\circ \cdot (2 \cdot 6999,59) + 3861,705 + 5752,69}{0,01147 \cdot 0,0223} = 114,989 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{р.г.3} = \frac{2 \cdot \cos \beta \cdot (P_i + P_i + P_i) + P_{цб.г.1} + P_{цб.г.2} + P_{цб.г.3}}{a_3 \cdot b} =$$

$$= \frac{2 \cdot \cos 45^\circ \cdot (3 \cdot 6999,59) + 3861,705 + 5752,69 + 7006,804}{0,0146 \cdot 0,0223} = 142,26 \text{ МПа},$$

де β – кут нахилу площини контакту зуба гребеня ;

$P_{цб.г.i}$ – відцентрова сила гребеня диска.

8) Визначення коефіцієнтів міцності

За допустиму напругу приймаємо межу тривалої міцності матеріалу $[\sigma_{длит}] = 895$ МПа. Допустимі напруги інших видів визначаємо з прийнятої допустимої напруги розтягування:

$$[\sigma_p] = 895 \text{ МПа}; [\sigma_{и}] \approx 0,8 \cdot [\sigma_p] = 0,8 \cdot 895 = 716 \text{ МПа}; [\sigma_{см}] \approx 0,7 \cdot [\sigma_p] = 0,7 \cdot 895 = 626,5 \text{ МПа}; [\tau_{ср}] \approx 0,6 \cdot [\sigma_p] = 0,6 \cdot 895 = 537 \text{ МПа}.$$

Визначимо запаси міцності в елементах хвостовика лопатки:

- Коефіцієнти запасу міцності по розтягуючим напругам:

$$K_p^I = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{р.х.1}} = \frac{895}{76,018} = 11,29; K_p^{II} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{р.х.2}} = \frac{895}{84,459} = 10,17; K_p^{III} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{р.х.3}} = \frac{895}{76,587} = 11,22;$$

- Коефіцієнти запасу міцності враховуючи згинальні напруг:

$$K_{и}^I = K_{и}^{II} = K_{и}^{III} = \frac{[\sigma_{и}]}{\sigma_{и}} = \frac{716}{66,544} = 10,76;$$

- Коефіцієнти запасу міцності враховуючи напруги змінання:

$$K_{см}^I = K_{см}^{II} = K_{см}^{III} = \frac{[\sigma_{см}]}{\sigma_{см}} = \frac{626,5}{95,99} = 6,53;$$

- Коефіцієнти запасу міцності враховуючи напруги зрізу:

$$K_{ср}^I = K_{ср}^{II} = K_{ср}^{III} = \frac{[\tau_{ср}]}{\tau_{ср}} = \frac{537}{74,469} = 7,21;$$

Для визначення запасів міцності за розтягуючими напругами в елементах обода диска як допустима напруга приймаємо:

$$[\sigma_{длит}] = 895 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma_p] = 895 \text{ МПа}.$$

Визначимо запаси міцності:

$$K_p^I = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{р.г.1}} = \frac{895}{73,904} = 12,1;$$

$$K_p^{II} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{р.г.2}} = \frac{895}{114,989} = 7,78;$$

$$K_p^{III} = \frac{[\sigma_p]}{\sigma_{р.г.3}} = \frac{895}{142,26} = 6,29.$$

Результати розрахунків робочих напруг, допустимих напруг та отримані коефіцієнти запасу по кожному з перерізів замкової сполуки представлені в таблиці 2.5.

Таблиця 2.5 – Напруги в замковій частині лопатки та диска турбіни

№ сечення	Хвостовик лопатки				Гребень диска
	σ_p , МПа	$\sigma_{зг}$, МПа	$\sigma_{см}$, МПа	$\tau_{ср}$, МПа	σ_p , МПа
I	76,018	66,544	95,99	74,469	73,904
II	84,459	66,544	95,99	74,469	114,989
III	76,587	66,544	95,99	74,469	142,26
$[\sigma], [\tau]$	895	716	626,5	537	895
$K_{зап.min}$	10,17	10,76	6,53	7,21	6,29

Висновок: в результаті розрахунку були отримані напруги зминання мінімальне $K=6,53$, згинання мінімальне $K=10,76$, зрізу мінімальне $K=7,21$ та розтягування мінімально $K=10,17$ у замку лопатки та напруги розтягування в перерізах гребеня диска турбіни. Мінімальний запас міцності при розтягуванні в гребені дорівнює $K = 6,29$. Зважаючи на те, що запас міцності в гребені $K = 6,29$, а рекомендований запас міцності $K = 3$, то вважаємо конструкцію замкової частини повністю відповідною вимогам міцності.

2.4 Розрахунок на міцність диска першого ступеня турбіни високого тиску

Загальні відомості

Диски турбін – є одними з найбільш відповідальних елементів конструкцій газотурбінних двигунів. Від досконалості конструкцій диска залежить надійність та легкість конструкцій авіаційних двигунів загалом.

На диски впливають інерційні відцентрові сили, виникаючі при обертанні від маси робочих лопаток та маси дисків. Напруження розтягу в диску виникають саме через ці сили.

Температурні напруги пов'язані з нерівномірністю нагріву диска турбіни можуть як розтягувати, так і стискати елементи диска. Окрім напруг розтягування та стиснення, в дисках можуть виникати напруги кручення та згину. Напруги кручення з'являються при передачі диском крутного моменту. Різниця тисків і температур на бічних поверхнях дисків, осьові газодинамічні сили, діючі на робочі лопатки, вібрації лопаток і самих дисків, гіроскопічні моменти викликають напруги згину.

Для розрахунку диска на міцність використовуємо два диференціальні рівняння:

$$d\sigma_r = -\sigma_r \left(\frac{db}{b} + \frac{dR}{R} \right) + \sigma_t \frac{dR}{R} - \rho \omega^2 R^2 \frac{dR}{R},$$

$$d\sigma_t = \sigma_t \left(\frac{dR}{R} + \frac{dE}{E} \right) + \sigma_r \left(\frac{dR}{R} - \mu \frac{db}{b} - \mu \frac{dE}{E} \right) - \mu \rho \omega^2 R^2 \frac{dR}{R} - E d(\alpha t),$$

де σ_r, σ_t – радіальні і окружні нормальні напруги;

b, R – поточні значення товщини і радіусу

диска; ω – кутова швидкість обертання диска;

ρ – густина матеріалу;

E – модуль пружності

диску; μ – коефіцієнт

Пуассона;

α – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу

диска; t – температура елемента диска на радіусі R .

Вирішуємо дані рівняння за допомогою наближених методів визначення напружень в диску. Для нашого випадку використовуємо метод кінцевих різниць. Розрахунок диска цим методом заснований на наближеному рішенні системи диференціальних рівнянь шляхом заміни диференціалів, що входять до них, кінцевими різницями.

Диск розбиваємо на перерізи, нумеруємо їх від 0 до k . Розрахункових перерізів робимо не менше 8...9. Заміну диференціалів проводимо за формулами:

$$d\sigma_r \approx \Delta\sigma_r = \sigma_{R_n} - \sigma_{R_{(n-1)}}; \quad (2.12)$$

$$d\sigma_t \approx \Delta\sigma_t = \sigma_{T_n} - \sigma_{T_{(n-1)}}; \quad (2.13)$$

$$dR \approx \Delta R = R_n - R_{n-1} \text{ и т.д.}, \quad (2.14)$$

де індекси n - номери перетину диска.

Виконавши перетворення отримуємо наступні залежності:

$$\sigma_{Rn} = A_n \sigma_0 + B_n; \quad (2.15)$$

$$\sigma_{Tn} = N_n \sigma_0 + Q_n; \quad (2.16)$$

де A_n, B_n, N_n, Q_n - коефіцієнти, для врахування геометричних розмірів, матеріалу диска, відцентрові та температурні навантаження.

Формули для нульового перетину диска з вільним центральним отвором:

$$\sigma_{R0} = A_n \sigma_0 + B_0;$$

$$\sigma_{T0} = N_n \sigma_0 + Q_0$$

Невідома напруга σ_0 обчислюється за відомою радіальною напругою в k -му перетині, яка дорівнює σ_{Rk} . Відцентрові сили лопаточного вінця утворюють $\sigma_{RЛ}$.

За критерій міцності використовуємо еквівалентні напруження.

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\tau^2 - \sigma_r \sigma_\tau} \quad (2.16)$$

Запас міцності:

$$K = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\text{екв}}} \quad (2.18)$$

де $\sigma_{\text{дл}}$ – межа тривалої міцності з урахуванням температури.

Розраховуючи диск на міцність приймаємо наступні припущення:

- диск вважається симетричним щодо серединної площини, перпендикулярній до осі обертання;
- диск знаходиться в плосконапруженому стані;
- напруга на будь-якому радіусі не змінюється по товщині;
- наявність отворів і бобишек на полотні диска, окремих виступів і проточек не береться до уваги.

Температуру диска з центральним отвором в розрахунковому перерізі визначаємо за формулою

$$t_R = t_0 + (t_k - t_0) \left(\frac{R - R_0}{R_k - R_0} \right)^2 \quad (2.19)$$

де t_R – температура на розрахунковому радіусі;

$t_k = t_{\text{лк}} - \Delta t = 702 - 125 = 577$ °C – температура диска на зовнішньому діаметрі; $t_0 = t_k - 100$ °C = $577 - 100 = 477$ °C – температура диска на радіусі R_0 ;

R – розрахунковий радіус;

$R_0 = 0,04523$ м – радіус центрального отвору; $R_k = 0,18969$ м – зовнішній радіус диска;

Розраховуємо контурне навантаження від лопаток і виступів диска за формулою:

$$\sigma_{Rn} = \frac{z \cdot \sigma_{Rk} \cdot F_k + \frac{z}{2} \cdot F_{\text{эл}} \cdot \rho_{\text{л}} \cdot b \cdot R_{\text{пнэл}} \cdot \omega^2 + \frac{z}{2} \cdot F_{\text{элд}} \cdot \rho_{\text{д}} \cdot b \cdot R_{\text{пнэлд}} \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot R_k \cdot b} = 101,82 \text{ МПа}$$

- де, z – число пазів на ободі диска;
- σ_{Rk} – напруга в кореновому перерізі лопаток від розтягування, Па;
- F_k – площа кореневого перетину лопатки, м;
- ρ – густина матеріалу диска, кг/м³ ;
- RR – радіус середини замка лопатки, м;
- $RД$ – радіус периферії диска, м;
- ω – частота обертання диска, рад/с;
- $ННз$ – висота замка лопатки, м;
- $bД$ – ширина обода диска на радіусі R_k , м.

За допустиму напругу приймаємо $\sigma_{вр}$, бо час роботи двигуна менше за ста годин, й у цьому розрахунку $\sigma_{дл} = \sigma_{вр} = 1080$ МПа у найбільш небезпечному місці - центральному отворі диска

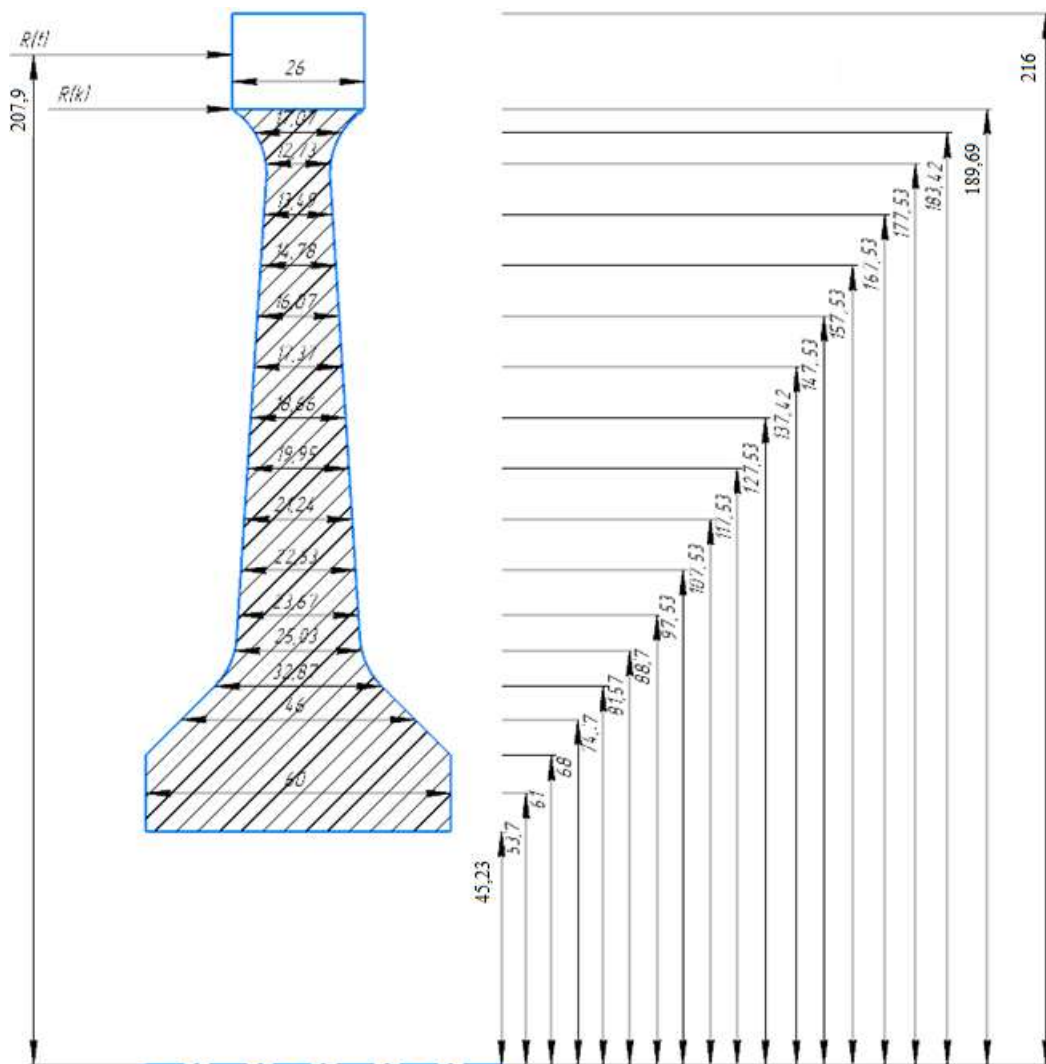


Рисунок 2.6 - Розрахункова схема диска першого ступеня турбіни

Результати розрахунку показані в таблиці 2.6.

Таблиця 2.6 – Розрахунок статичної міцності диску

РАСЧЕТ СТАТИЧЕСКОЙ ПРОЧНОСТИ ДИСКОВ КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН

ВЫПОЛНИЛ (А) : Архипенко

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Частота вращения = 18462 об/мин
 Количество расчетных сечений = 18
 Количество скачков = 2
 Контурная нагрузка = 107.4447 МПа
 DP= 0 DT= 1
 AZ= 0.0000000E+00 VZ= 0.0000000E+00 NZ= 1 QZ= 0.0000000E+00
 Коэффициент Пуассона = 0.3000000
 R(K)= 4.5919999E-02 5.3700000E-02 6.0900003E-02 6.7900002E-02
 7.4699998E-02 8.1670001E-02 8.8000000E-02 9.7530000E-02 0.1075300
 0.1175300 0.1275300 0.1375300 0.1475300 0.1575300
 0.1675300 0.1775300 0.1834200 0.1896900
 B(K)= 5.9999999E-02 5.9999999E-02 5.9999999E-02 4.6000000E-02
 3.2869998E-02 2.5030000E-02 2.3669999E-02 2.2560000E-02 2.1240000E-02
 1.9950001E-02 1.8660000E-02 0.1737000 1.6070001E-02 1.4580000E-02
 1.3490000E-02 1.2250000E-02 1.7569998E-02 2.2299999E-02
 T(I)= 667.3370 667.8730 668.5910 669.5910
 670.5650 671.8600 673.3700 675.5550 678.4190
 681.6940 685.3830 689.4360 693.9970 698.9230
 704.2620 710.0130 713.5940 717.5630
 E(I)= 172229.0 171943.0 171855.0 171743.0
 171610.0 171449.0 171282.0 170988.0 170629.0
 170216.0 169749.0 169232.0 168647.0 168010.0
 167314.0 166558.0 166084.0 165556.0
 AL(I)=)= 1.2823700E-05 1.2824900E-05 1.2825700E-05 1.2826600E-05
 1.2727700E-05 1.2835500E-05 1.2829200E-05 1.2829600E-05 1.2828900E-05
 1.2936100E-05 1.2842700E-05 1.2845300E-05 1.2843600E-05 1.2872100E-05
 1.2724100E-05 1.2980000E-05 1.3017200E-05 1.3051200E-05 1.3062000E-05
 1.3216100E-05 1.3205500E-05 1.3202400E-05 1.3215400E-05 1.3343500E-05
 SDL(I)= 931.3210 930.5910 929.5970 928.3250
 926.7820 924.8660 922.8220 919.1060 914.3430
 908.5720 901.6630 893.5670 883.8300 872.5650
 859.4800 844.3630 834.4180 822.9140
 Плотность материала PL = 8200.000 кг/куб.м
 Предел длит. прочности материала SDC = 0.0000000E+00 МПа

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

Плотность материала PL = 8200.000 кг/куб.м

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА

I	R(I), М	B(I), М	SR, МПА	ST, МПА	SEK, МПА	ZAP
1	0.4590E-01	0.6000E-01	0.000	905.3	905.3	1.525
2	0.4590E-01	0.6000E-01	142.3	800.2	698.9	1.320
3	0.4590E-01	0.6000E-01	201.2	755.6	595.6	2.387
4	0.6800E-01	0.4600E-01	285.2	672.5	545.6	2.441
5	0.7457E-01	0.3287E-01	398.5	618.8	539.2	2.495
6	0.8142E-01	0.2503E-01	495.6	608.9	537.6	2.525
7	0.8842E-01	0.2367E-01	520.2	605.2	568.3	2.873
8	0.9753E-01	0.2253E-01	538.5	595.6	565.2	2.203
9	0.1075	0.2124E-01	545.9	578.2	555.6	2.328
10	0.1175	0.1995E-01	547.8	552.1	535.8	2.587
11	0.1275	0.1866E-01	544.7	530.3	521.1	2.257
12	0.1375	0.1737E-01	538.6	506.9	506.0	2.890
13	0.1475	0.1607E-01	536.9	489.2	501.8	2.216
14	0.1575	0.1478E-01	535.8	472.7	492.0	2.234
15	0.1675	0.1349E-01	526.6	451.2	460.4	2.527
16	0.1775	0.1273E-01	496.2	425.3	325.6	2.525
17	0.1835	0.1707E-01	298.8	325.2	310.7	3.867
18	0.1869	0.2230E-01	128.8	265.9	220.2	5.566

Масса диска = 10.134 кг

Момент инерции диска = 0.19452 кг*кв.м

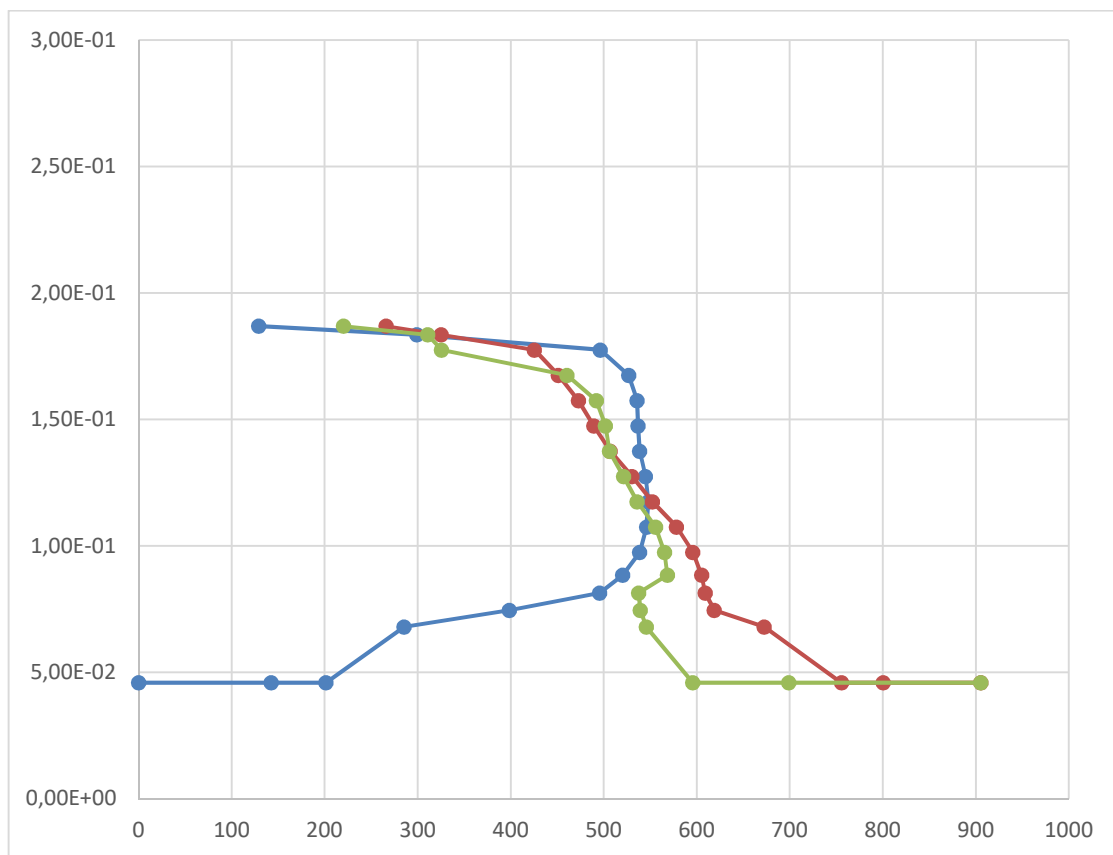


Рисунок 2.7 – Зміна напружень по висоті диска

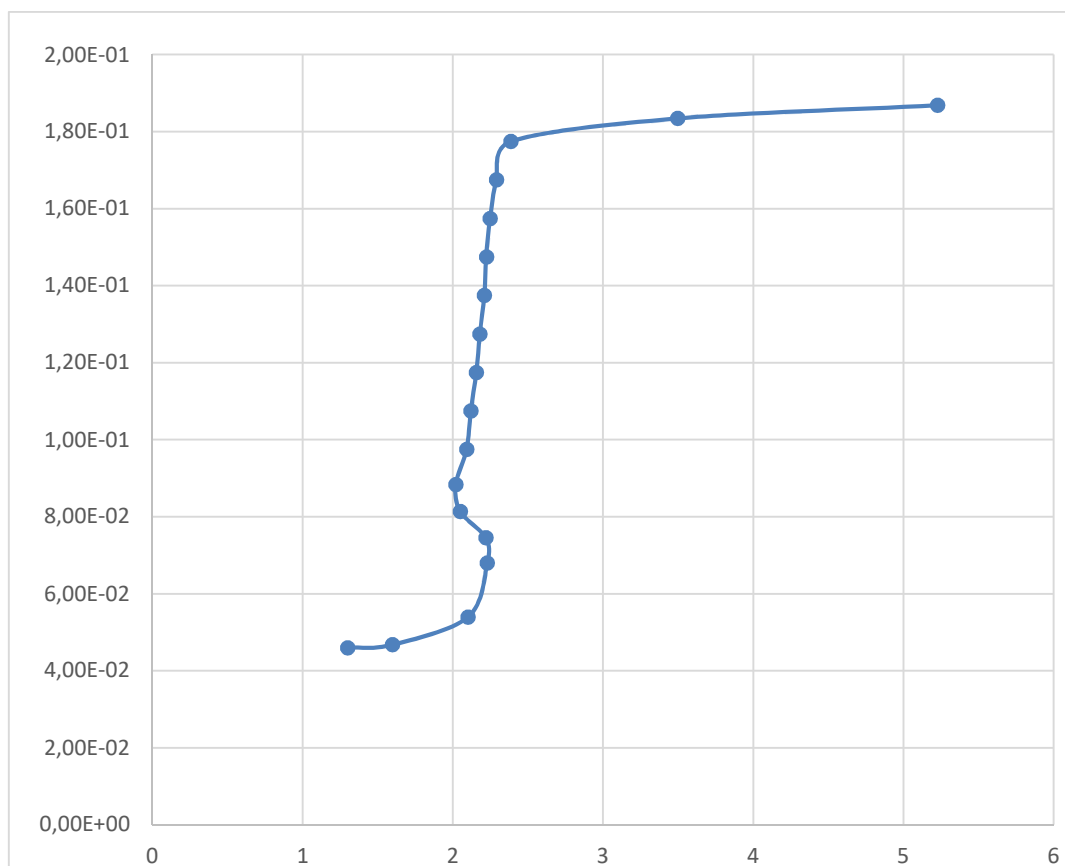


Рисунок 2.8 – Зміна запасу міцності по висоті диска

ВИСНОВКИ: Було проведено розрахунок напруг й коефіцієнтів запасу міцності в розрахункових перетинах диска та виявлено, що найбільші сумарні напруження виникають в першому розрахунковому перерізі , $\sigma_{EK} = 905,3$ МПа

2.5 Розрахунок динамічних частот коливань лопатки турбіни і побудова частотної діаграми

Метою розрахунку є перевірка відсутності резонансних режимів у робочій області частот обертання ротора, для цього визначаємо частоту власних коливань робочої лопатки ТВТ й аналізуємо частотну діаграму. Розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань лопатки проводимо за методикою, зазначеною в посібнику [3].

2.5.1 Визначення динамічних частот коливань робочої лопатки турбіни

Коливання лопатки спричиняється обертанням диску разом з закріпленою на ньому лопаткою, це пояснюється тим, що відцентрова сила прагне повернути лопатку, що коливається в положення рівноваги. Під дією відцентрової сили частоти власних коливань лопатки зростають при підвищенні частоти обертання ротора.

Розраховуємо динамічну частоту власних коливань лопатки:

$$f_{\text{дин}} = \sqrt{f_c^2 + B \cdot n_c^2}; \quad (2.20)$$

де n_c – частота обертання ротора, об/хв;

B – коефіцієнт пропорційності, що залежить від геометрії лопатки і форми пружної лінії. Коефіцієнт розраховуємо за формулою:

$$B = \frac{q^2 \left[F_k \left(\frac{r_k}{2q} + \frac{1}{2q+1} \right) - (F_k - F_n) \cdot \left(\frac{r_k}{2q+m} + \frac{1}{2q+m+1} \right) \right]}{(2q-1) \cdot \left(\frac{F_k}{2q+1} - \frac{F_k - F_n}{2q+m+1} \right)}; \quad (2.21)$$

f_c – частота власних згинальних коливань лопатки по 1й формі, певна енергетичним методом Релея, який заснований на законі збереження енергії вільно хитається пружної системи, розрахована за формулою:

$$f_c^2 = \frac{P_c^2}{2\pi} = \frac{E}{4\pi r l^4} \cdot \frac{q^2 (q-1)^2 \cdot \left(\frac{I_k}{2q-3} - \frac{F_k - F_n}{2q+s-3} \right)}{\frac{F_k}{2q+1} - \frac{F_k - F_n}{2q+m+1}}; \quad (2.22)$$

2.5.2 Розрахунок і побудова частотної діаграми

Розрахунок проводимо за допомогою кафедральної програми DinLop17.exe. Дані для розрахунку та його результати занесені до таблиці 2.7.

Таблиця 2.7 – Вихідні дані і результати розрахунку динамічної частотилопатки

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ - 1 ФОРМЫ

ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА
(ТУРБИНЫ) ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ РЕЛЕЯ

ВЫПОЛНИЛ(А): Архипенко

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: турбина

МАТЕРИАЛ: ЖС30

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

E= 140000.0	140000.0	140000.0	118290.0	119291.0
119792.0	119291.0	117790.0	115287.0	111283.0
103275.0				
PO= 8650.000	VP= 0.0000000E+00	RP= 0.0000000E+00		
XP= 0.0000000E+00	RK= 0.216000	L= 3.5500001E-02		
FK= 5.7899999E-04	FC= 5.6299998E-04	FP= 4.9399998E-04		JK= 3.6200001E-09
JC= 2.6700000E-09	JP= 1.6400000E-09	NSM = 310.7000		EPS=
1.0000000E-03				
Q0= 1.600000	Q1= 2.500000			

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

	Q	NS [об/с]	F1 [1/с]
1	1.77736115	0.0	4766.8745
2	1.77736115	31.1	4767.9849
3	1.77736115	62.1	4771.3149
4	1.77736115	93.2	4392.5708
5	1.77703166	124.3	4419.4180
6	1.77703166	155.4	4439.3525
7	1.77703166	186.4	4443.3086
8	1.77672958	217.5	4431.3638
9	1.77648258	248.6	4403.3525
10	1.77615333	279.6	4349.6646
11	1.77615333	310.7	4221.4834

Частотну діаграму будують враховуючи результати виконаного розрахунку. Діаграма зображена на малюнку 2.9.

Частоти збуджуючих сил є кратними частотам обертання ротора й описуються променями, які проведені з початку координат

$$f_b = k \cdot n_c, \quad (2.23)$$

де k – число кратності, визначають порядок гармонік збудливої сили ($k_1=41$; $k_2=16$, бо перед сопловим апаратом турбіни розташована камера згоряння яка має 16 форсунок).

Лінії, що перетинаються вказують на резонансні частоти. Зона робочих режимів починається з малого газу, що становить 65% от n_{max} , тобто $n_{Mr}=201,95$ об/с, та закінчується максимальним режимом - $n_{max}=310,7$ об/с.

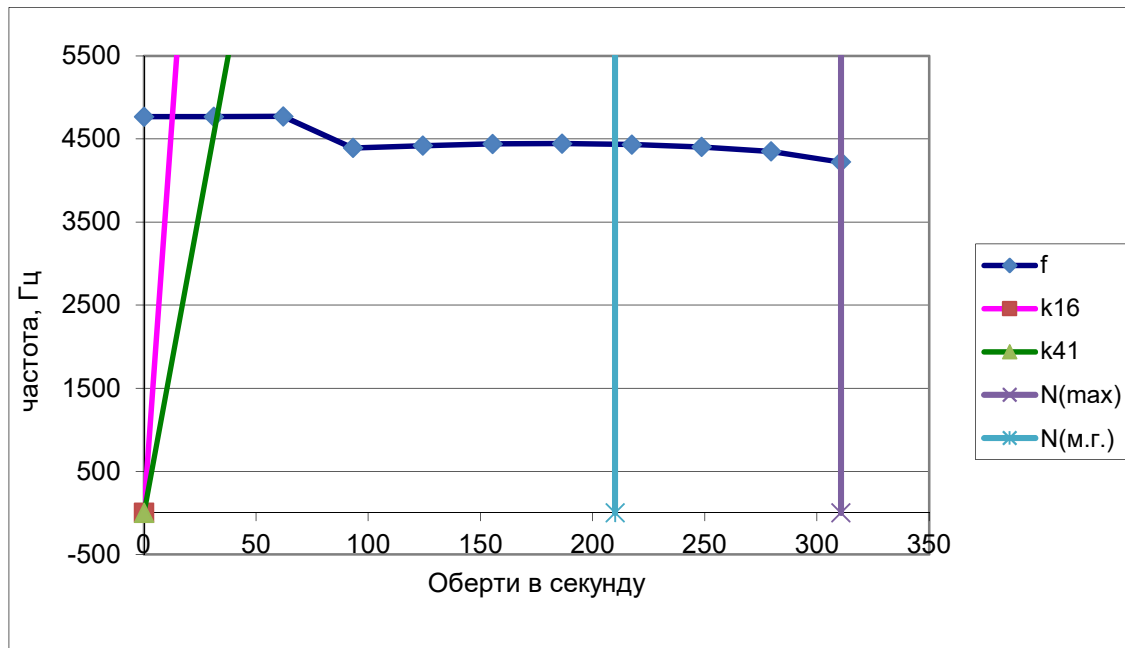


Рисунок 2.9 - Частотна діаграма

Висновок: за результатами розрахунку побудована залежність $f_{\text{дин}} = f \cdot n \cdot c$ і частотна діаграма рисунок 2.9. З частотної діаграми видно, що резонансні режими знаходяться в робочому діапазоні двигуна. Ці режими є прохідними і не призводять до руйнування робочих лопаток першого ступеня ТВТ.

2.6 Дослідження термонапруженого стану диску турбіни

Перед розрахунком диску потрібно прибрати центрові отвори, так як диск турбіни є тілом обертання, його можна буде з достатньою точністю змоделювати в плоскій осесиметричній постанові.

Цікавичись розподілом напруги на усій полотні диска, необхідно з максимально можливою точністю врахувати вплив деталей, що взаємодіють з диском. Для цього необхідно включити в розрахунок не тільки диск, але й прилегаючі до нього деталі – покривні диски, вали і лопатки.

Розглядаючи диск в осесиметричній постанові, урахування кінцевого числа лопаток шляхом додавання їх до геометричної моделі диска не дозволить отримати фізичних результатів розрахунку. Тому дію відцентрових сил від лопаток замінюємо контурною навантажкою.

2.6.1 Створення геометричної моделі диска ТРДД та його оточення

Початкові моделі диска турбіни готуємо в КОМПАС-3D, та у SolidWorks.

Під час створення геометричної моделі необхідно враховувати, що віссю симетрії диска має бути вісь ОУ. Виконання цієї умови необхідно для того, щоб в подальшому не вдаватися до завдання додаткових умов, бо у програмному комплексі Ansys при виборі осі симетрії за умовчужанням віссю симетрії вважається ОУ.

Спочатку в програмі КОМПАС-3D готуємо ескіз кожної плоскої деталі з урахуванням припущень, що викладені у попередньому розділі. Обов'язково слід переконатися, що дублювання ліній чи його накладання відсутнє. 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 з урахуванням описаних вище вимог, зображено на рис. 2.10.

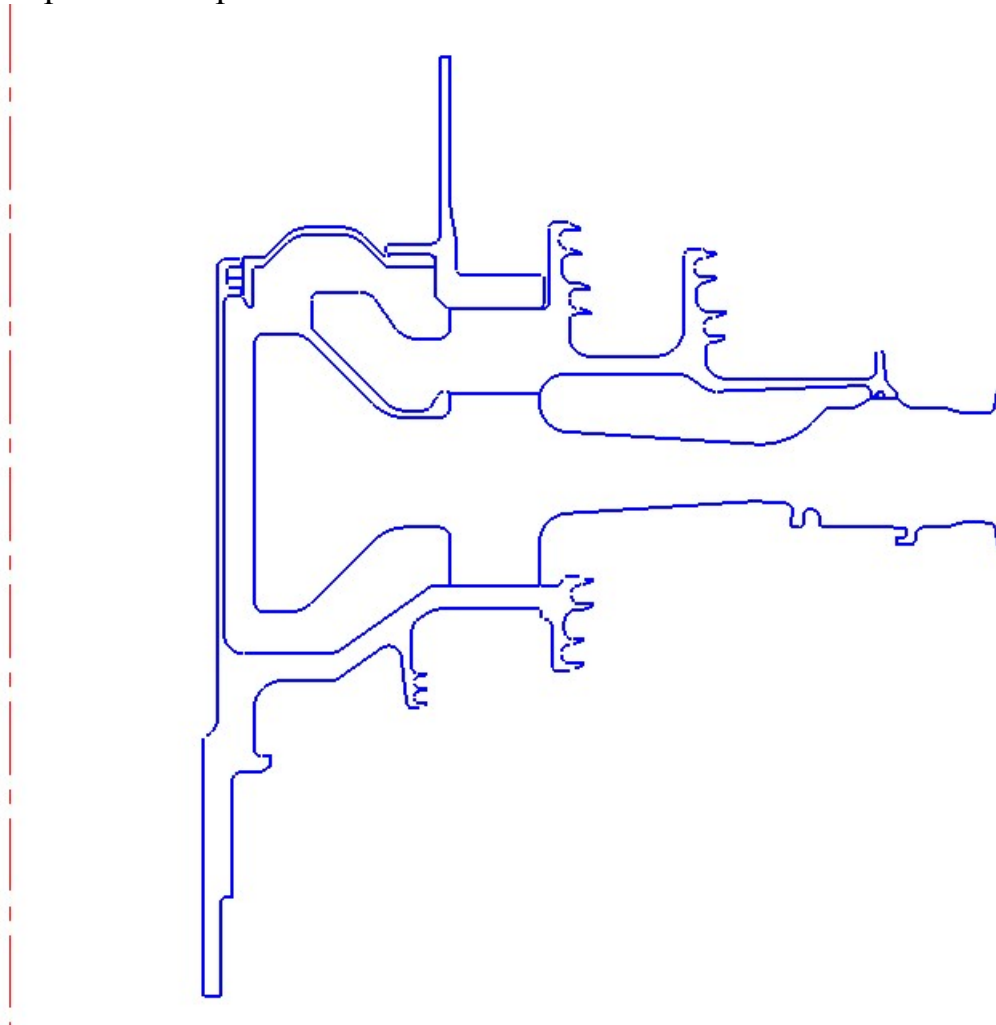


Рисунок 2.10 – Геометрична модель диска та оточення

2.6.2 Призначення матеріалів диску та деталей, що прилягають до нього

Диск, покривний диск та фіксатор лопаток виготовлені з матеріалу EI-437Б, вал із матеріалу EI961.

Для розрахунку термонапруженого стану у нестационарній постановці диска необхідно задати фізичні властивості матеріалів. Основні властивості, необхідні для розрахунку, представлені у таблицях 2.8 - 2.10

Для призначення властивостей ортотропного матеріалу замкової частини лопатки 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} й μ_{xz} рівними 0.

Розрахуємо модулі зсуву для даного матеріалу за формулами:

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

де G_{yz} , G_{xz} , G_{xy} - модулі зсуву,

E_x , E_z - модулі пружності з різних напрямків,

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

Таблиця 2.8 - Властивості матеріалу EI-437Б

Table of Properties Row 9: Isotropic Elasticity					
	A	B	C	D	E
1	Temperature (C) ↕	Young's Modulus (Pa) ▾	Poisson's Ratio	Bulk Modulus (Pa) ▾	Shear Modulus (Pa) ▾
2	20	1,9E+11	0,3	1,5833E+11	7,3077E+10
3	100	1,8E+11	0,3	1,5E+11	6,9231E+10
4	200	1,74E+11	0,3	1,45E+11	6,6923E+10
5	300	1,65E+11	0,3	1,375E+11	6,3462E+10
6	400	1,575E+11	0,3	1,3125E+11	6,0577E+10
7	500	1,5E+11	0,3	1,25E+11	5,7692E+10
8	600	1,4E+11	0,3	1,1667E+11	5,3846E+10
9	700	1,3E+11	0,3	1,0833E+11	5E+10
10	800	1,2E+11	0,3	1E+11	4,6154E+10
*					

Table of Properties Row 5: Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		Table of Properties Row 19: Isotropic Thermal Conductivity	
	A	B	
1	Temperature (C) ↕	Coefficient of Thermal Expansion (C^-1) ▾	1 Temperature (C) ↕
2	20	9E-06	2 20
3	100	1,17E-05	3 100
4	200	1,47E-05	4 200
5	300	1,65E-05	5 300
6	400	1,725E-05	6 400
7	500	1,825E-05	7 500
8	600	1,925E-05	8 600
9	700	2,025E-05	9 700
10	800	2,125E-05	10 800
*			*

Таблиця 2.9 – Властивості матеріала EI961

Table of Properties Row 9: Isotropic Elasticity					
	A	B	C	D	E
1	Temperature (C) ↕	Young's Modulus (Pa) ▾	Poisson's Ratio	Bulk Modulus (Pa) ▾	Shear Modulus (Pa) ▾
2	20	2E+11	0,3	1,6667E+11	7,6923E+10
3	100	1,98E+11	0,3	1,65E+11	7,6154E+10
4	200	1,87E+11	0,3	1,5583E+11	7,1923E+10
5	300	1,75E+11	0,3	1,4583E+11	6,7308E+10
6	400	1,65E+11	0,3	1,375E+11	6,3462E+10
7	450	1,57E+11	0,3	1,3083E+11	6,0385E+10
8	500	1,45E+11	0,3	1,2083E+11	5,5769E+10
9	550	1,25E+11	0,3	1,0417E+11	4,8077E+10
10	600	1,09E+11	0,3	9,0833E+10	4,1923E+10
*					

Table of Properties Row 5: Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion		Table of Properties Row 19: Isotropic Thermal Conductivity	
	A	B	
1	Temperature (C) ↕	Coefficient of Thermal Expansion (C^-1) ▾	1 Temperature (C) ↕
2	20	1,1E-05	2 20
3	100	1,17E-05	3 100
4	200	1,22E-05	4 200
5	300	1,33E-05	5 300
6	400	1,33E-05	6 400
7	500	1,33E-05	7 500
8	600	1,33E-05	8 600
*			*

Таблиця 2.10 – Ортоотропні властивості матеріала диска

	A	B
1	Temperature (C)	Coefficient of Thermal Expansion (C^-1)
2	20	9E-06
3	100	1,17E-05
4	200	1,47E-05
5	300	1,65E-05
6	400	1,725E-05
7	500	1,825E-05
8	600	1,925E-05
9	700	2,025E-05
10	800	2,125E-05
*		

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J
1	Temperature (C)	Young's Modulus X direction (Pa)	Young's Modulus Y direction (Pa)	Young's Modulus Z direction (Pa)	Poisson's Ratio XY	Poisson's Ratio YZ	Poisson's Ratio XZ	Shear Modulus XY (Pa)	Shear Modulus YZ (Pa)	Shear Modulus XZ (Pa)
2	20	1,9E+11	1,9E+11	1,9E+08	0,3	0	0	7,3077E+10	7,3077E+07	7,3077E+07
3	100	1,8E+11	1,8E+11	1,8E+08	0,3	0	0	6,9231E+10	6,9231E+07	6,9231E+07
4	200	1,7E+11	1,7E+11	1,7E+08	0,3	0	0	6,6923E+10	6,6923E+07	6,6923E+07
5	300	1,65E+11	1,65E+11	1,65E+08	0,3	0	0	6,3462E+10	6,3462E+07	6,3462E+07
6	400	1,575E+11	1,575E+11	1,575E+08	0,3	0	0	6,0577E+10	6,0577E+07	6,0577E+07
7	500	1,5E+11	1,5E+11	1,5E+08	0,3	0	0	5,7692E+10	5,7692E+07	5,7692E+07
8	600	1,4E+11	1,4E+11	1,4E+08	0,3	0	0	5,3846E+10	5,3846E+07	5,3846E+07
9	700	1,3E+11	1,3E+11	1,3E+08	0,3	0	0	5E+10	5E+07	5E+07
10	800	1,2E+11	1,2E+11	1,2E+08	0,3	0	0	4,6154E+10	4,6154E+07	4,6154E+07
*										

2.6.3 Визначення кроків нагрюження, тимчасових кроків і залежності відносно частоти обертання від коефіцієнта тяги згідно з УПЦ

Двигуни типу AI-222 застосовуються на навчально-бойових літаках. Узагальнений польотний цикл таких літаків має вигляд, представлений на рис. 4.2.

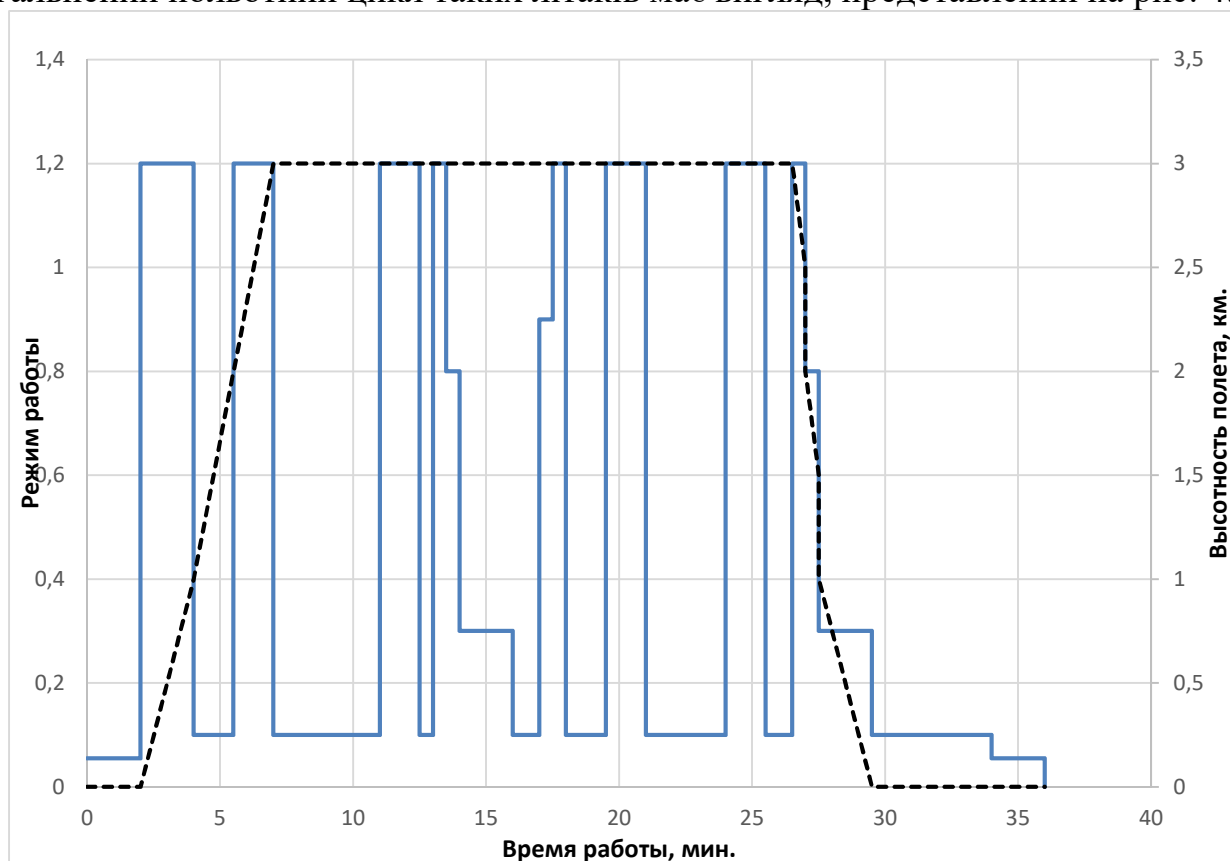


Рисунок 2.11 – узагальнений польотний цикл для навчально-бойового літака
Кожна точка, що відповідає зміні режиму роботи, є основою вибору її як точки

навантаження. Для ділянок між кроками навантаження необхідно позначити часовий крок.

Також для зменшення часу розрахунку в ANSYS тривалі ділянки між кроками навантаження розбиваємо на кілька менших з позначенням порівняно невеликих тимчасових кроків для режиму, що не встановлений, і великих - де температурне поле змінюється з меншим градієнтом.

Як видно з рисунку 2.11, двигун працює на 6-ти режимах, серед яких малий газ (МГ), 0.3ном, 0,8ном, 0.9ном, зліт (max) та малий-земний газ. Для двигуна-прототипу AI-222 встановлено наступні значення частот обертання ротора для кожного режиму:

Режим	Макс	0.9 макс	Учеб	0.8 макс	Макс. крейс	0.7 макс	0.6 макс	0.5 макс	0.4 макс	Крейс	0.3 макс	0.2 макс	0.1 макс	МГ
$n_{дв.і} / n_{дв.взлз} / \%$	100	98.0	97.4	95.6	93.7	93.3	90.5	87.5	84.3	83.8	79.7	74.1	67.4	55

Дані за режимами занесені до загальної таблиці «Визначення граничних умов кроків навантаження».

2.6.4 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 збірку 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. 2.12.

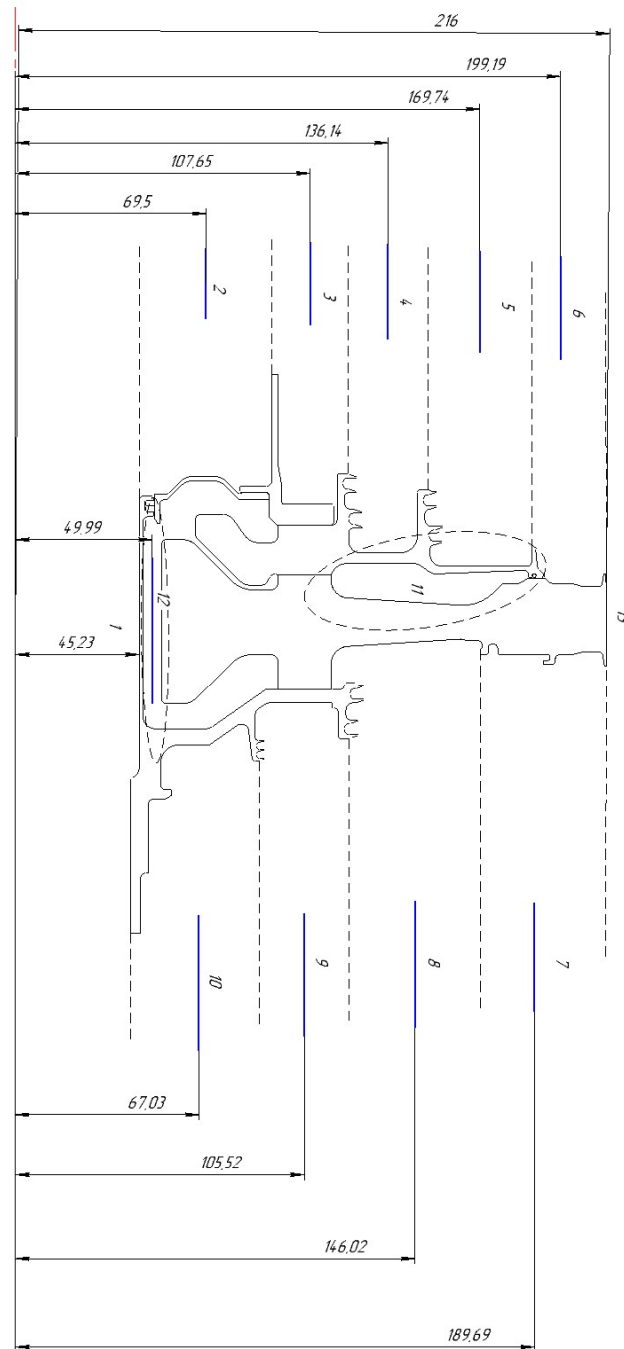


Рисунок 2.12 – Схема теплового навантаження диска турбіни

2.6.4.1 Розрахунок граничних умов теплообміну для базового режиму

Порядок розрахунку граничних умов теплообміну для кожної ділянки:

1. Розрахунок температури середовища.

Температуру середовища розраховують для кожного перерізу за формулою:

$$T_c = T_{\text{КВД}} + \frac{U^2}{2c_p}$$

де $T_{\text{КВД}}$ - температура за компресором високого тиску або в ступені відбору, К;

$U = \frac{\pi n_{\text{ВД}}}{30} R_c$ — окружна швидкість, м/с;

$n_{\text{ВД}}$ — обороти турбіни високого тиску, об/хв;

R_c - середній радіус і-ї ділянки, на якій був розбитий диск, м

$$c_p = -1,7287 \cdot 10^{-7} T_{\text{КВД}}^3 + 4,1509 \cdot 10^{-4} T_{\text{КВД}}^2 - 1,0764 \cdot 10^{-1} T_{\text{КВД}} + 1004,6$$

-Теплоємність повітря, [Дж / (кг • К)].

Для 13-ї ділянки приймаємо температуру на 120 градусів вище, ніж температура ступиці диска.

2. Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі.

Коефіцієнти тепловіддачі розраховують для кожного перерізу за співвідношенням:

$$\alpha = \frac{Nu}{R_c} \lambda,$$

де $Nu = 0,0207 \cdot Re_{\omega}^{0,8}$ - число Нуссельта;

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

$\rho = \frac{P}{RT_c}$ - щільність повітря, кг/м³;

P, T_c - тиск і температура повітря в розрахунковому перерізі, Па, К;

$R = 290$ Дж/(кг·К) - універсальна газова стала;

$\mu = 1,8494 \cdot 10^{-5} e^{0,0008 \cdot T_c}$ - коефіцієнт динамічної в'язкості повітря, Па·с;

$\lambda = 2,583 \cdot 10^{-2} e^{0,0009 \cdot T_c}$ - коефіцієнт теплопровідності повітря, Вт/(м·К);

3. Отримані результати зводимо до таблиці 2.11.

Таблиця 2.11 – Результати розрахунку граничних умов теплообміну на базовому режимі роботи

N _{сеч}	R, м	U, м/с	T _c , К	μ, Па·с	λ, Вт/м·К	ρ, кг/м ³	Re	Nu	α, Вт/(м ² град)	T _c , С
1	0,04523	88	706	3,25E-05	0,0487	11,85	1,46E+06	1,76E+03	1900	433
2	0,0695	136	711	3,27E-05	0,0490	11,77	3,40E+06	3,48E+03	2448	438
3	0,10765	210	723	3,30E-05	0,0495	11,57	7,94E+06	6,85E+03	3151	450
4	0,13614	266	735	3,33E-05	0,0500	11,38	1,24E+07	9,77E+03	3590	462
5	0,16974	331	753	3,38E-05	0,0509	11,10	1,85E+07	1,35E+04	4038	480
6	0,1992	389	772	3,43E-05	0,0518	10,83	2,44E+07	1,68E+04	4378	499
7	0,18969	370	766	3,41E-05	0,0515	10,92	2,25E+07	1,58E+04	4273	493
8	0,14602	285	740	3,34E-05	0,0503	11,30	1,41E+07	1,08E+04	3729	467
9	0,10552	206	722	3,29E-05	0,0495	11,59	7,64E+06	6,65E+03	3116	449
10	0,067	131	710	3,26E-05	0,0489	11,78	3,16E+06	3,28E+03	2396	437
11	0,1515	296	743	3,35E-05	0,0504	11,26	1,51E+07	1,14E+04	3804	470
12	0,04999	98	706	3,25E-05	0,0488	11,84	1,77E+06	2,07E+03	2016	433
13	0,216	422	822	3,57E-05	0,0541	10,17	2,60E+07	1,77E+04	4429	549

2.6.4.2 Розрахунок граничних умов теплообміну для всіх режимів роботи двигуна

Розрахунок граничних умов для кожного з режимів роботи двигуна проводимо аналогічно, 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, користуючись рисунком 2.13.

$$\bar{T}_{K.i пр}^* = T_{K.i пр}^* / T_{K.б пр}^*$$

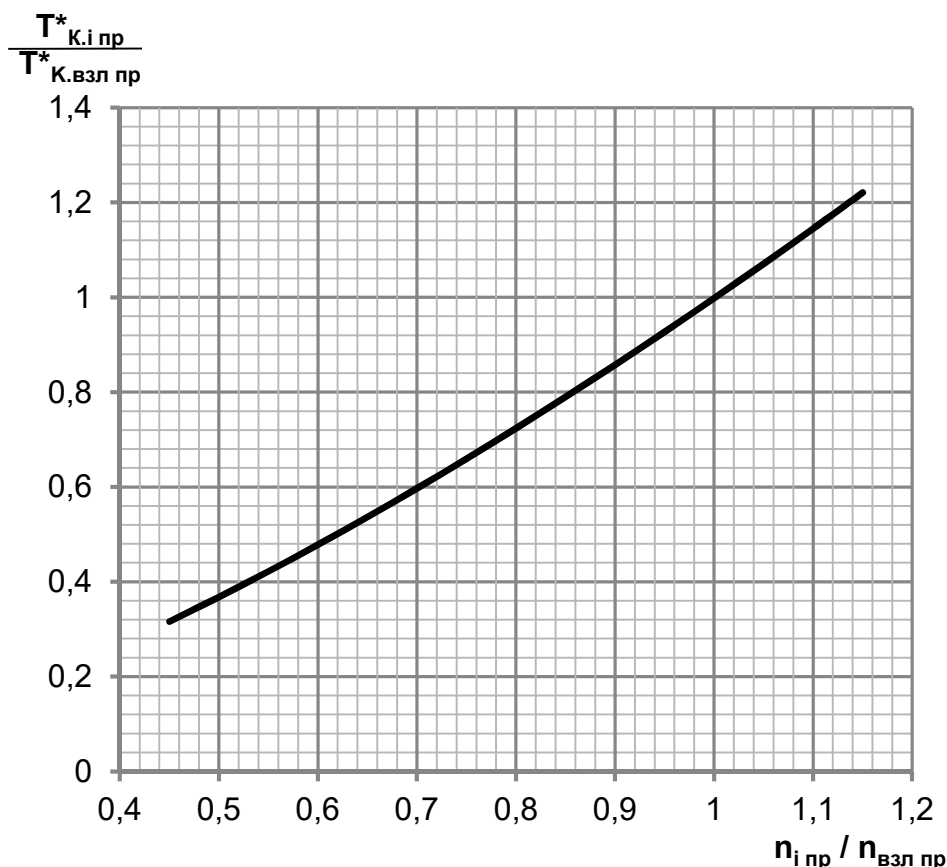


Рисунок 2.13 – Відносна зміна температури повітря на виході з компресора за режимами роботи двигуна

Розраховуємо приведену температуру повітря за компресором на *i*-му режимі роботи двигуна за формулою:

$$T_{K.i пр}^* = \bar{T}_{K.i пр}^* T_{K.б пр}^*$$

Визначаємо фізичну температуру повітря за компресором на *i*-му режимі за формулою:

$$T_{K.i}^* = T_{K.i пр}^* T_H^* / T_0$$

Порядок перерахунку тиску за компресором:

За відносною наведеною частотою обертання ротора встановити значення коефіцієнта, користуючись малюнком 2.14

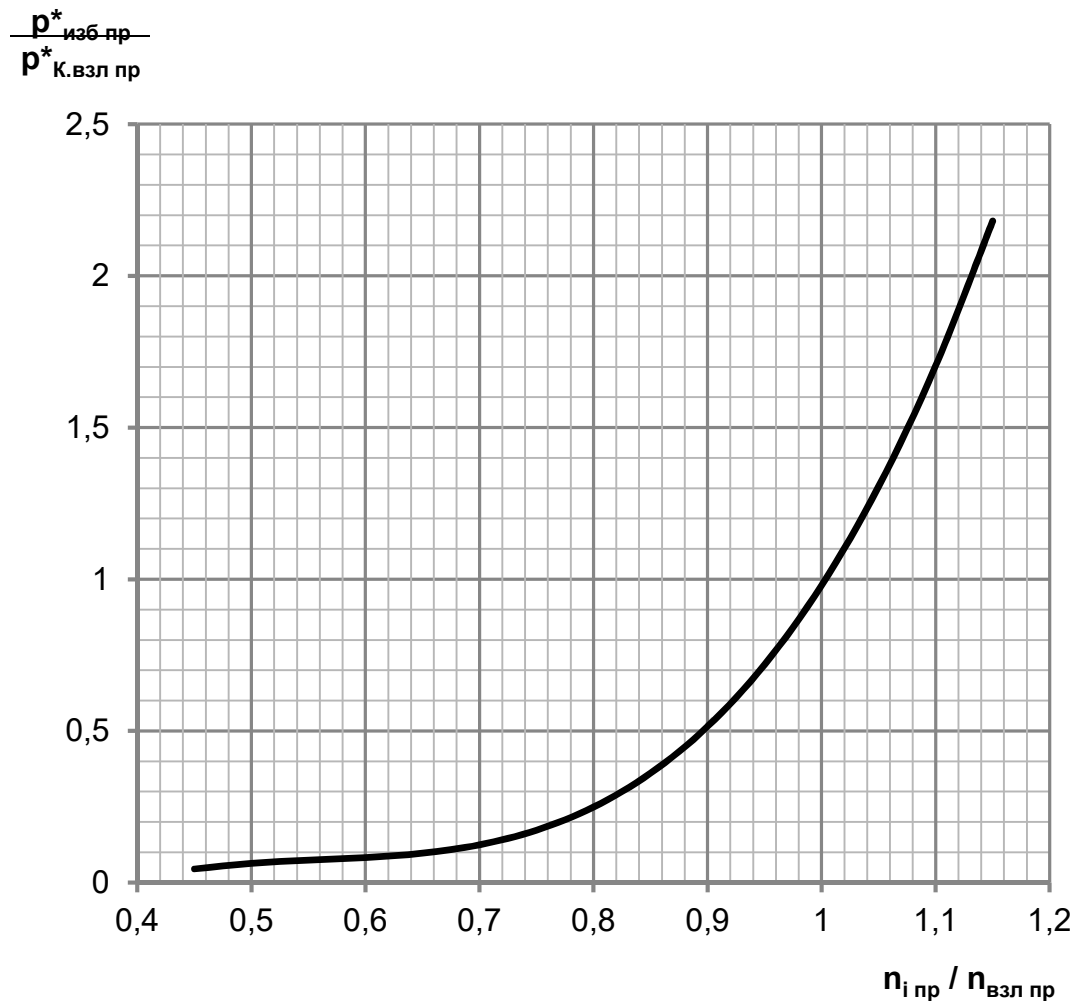


Рисунок 2.14 – Відносна зміна надлишкового тиску повітря за компресором за режимами роботи ТРД та ТРДД

$$\bar{P}_{изб.и пр}^* = P_{изб.и пр}^* / P_{к.б пр}^*$$

Розраховуємо приведений надлишковий тиск повітря за компресором на і-му режимі роботи двигуна за формулою:

$$P_{изб.и пр}^* = \bar{P}_{изб.и пр}^* P_{к.б пр}^*$$

Згідно з формулою знаходимо величину наведеного тиску за компресором:

$$P_{к.и пр}^* = P_{изб.и пр}^* + P_0$$

де $P_0 = 101\,325$ Па - тиск стандартної атмосфери на висоті 0 км;

Визначаємо фізичний тиск повітря за компресором на і-му режимі:

$$P_{к.и пр}^* = P_{к.и пр}^* P_H^* / P_0$$

Фізичну частоту обертання на і-му режимі роботи двигуна визначаємо за формулою:

$$n_i = \bar{n}_{и пр} n_{б} \sqrt{T_H^* / T_0}$$

де, $\bar{n}_{и пр}$ - Відносна приведена частота обертання ротора на і-му режимі роботи двигуна;

$n_{б}$ - частота обертання ротора на базовому режимі (злітний, $H = 0$ км).

Дані за оборотами, температурою та тиском занесемо в таблицю «Визначення граничних умов за кроками навантаження».

Таблиця 2.12 – Визначення граничних умов кроків навантаження

№ шага навантаження (Current Time Step)	Time Step, s	Время, с	Время, мин	Название режима	Коэф. Тяги	Высота полета, км	T _н , К	P _н , Па	Относит. частота вращ.	Относит. T _{к пр}	Относит. P _{к изб. пр}	P* _{к і пр} , Па	n, об/мин	T _{к і} , К	P* _{к і} , Па	контурная нагрузка
		0	0		0,055	0	288	101325	0	---	---	101325	0	288	101325	0
1	6	120	2		0,055	0	288	101325	0,55	0,42	0,07	280755	10253	297	280755	3,03E+07
2	0,05	120,1	2		1,2	0	288	101325	1	1,00	0,98	2454765	18642	701	2454765	1,00E+08
3	3	240	4	взлет	1,2	1	282	89876,30	1	1,00	0,98	2454765	18431	685	2177401	9,77E+07
4	0,05	240,1	4		0,1	1	282	89876,30	0,674	0,57	0,11	363041	12422	388	322021	4,44E+07
5	6	330	6		0,1	2	275	79501,40	0,674	1,00	0,11	363041	12278	670	284849	4,34E+07
6	0,05	330,1	6		1,2	2	275	79501,40	1	1,00	0,98	2454765	18217	670	1926052	9,55E+07
7	3	420	7		1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	2454765	18001	654	1698802	9,32E+07
8	0,05	420,1	7		0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	371	251240	4,24E+07
9	6	660	11		0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	371	251240	4,24E+07
10	0,05	660,1	11		1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	2454765	18001	654	1698802	9,32E+07
11	3	750	13		1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	2454765	18001	654	1698802	9,32E+07
12	0,05	750,1	13		0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	371	251240	4,24E+07
13	3	780	13		0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	371	251240	4,24E+07
14	0,05	780,1	13		1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	2454765	18001	654	1698802	9,32E+07

15	3	810	14	1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	245476	5	18001	4	2	9,32E+07
16	0,05	810,1	14	0,8	3	269	70121,20	0,956	0,94	0,75	189562	0	17209	3	9	8,52E+07
17	3	840	14	0,8	3	269	70121,20	0,956	0,94	0,75	189562	0	17209	3	9	8,52E+07
18	0,05	840,1	14	0,3	3	269	70121,20	0,797	0,72	0,24	688338	14347	2	476359	47	5,92E+07
19	3	960	16	0,3	3	269	70121,20	0,797	0,72	0,24	688338	14347	2	476359	47	5,92E+07
20	0,05	960,1	16	0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	1	251240	37	4,24E+07
21	3	1020	17	0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	1	251240	37	4,24E+07
22	0,05	1020,1	17	0,9	3	269	70121,20	0,98	0,97	0,87	218645	3	17641	5	8	8,95E+07
23	3	1050	18	0,9	3	269	70121,20	0,98	0,97	0,87	218645	3	17641	5	8	8,95E+07
24	0,05	1050,1	18	1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	245476	5	18001	4	2	9,32E+07
25	3	1080	18	1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	245476	5	18001	4	2	9,32E+07
26	0,05	1080,1	18	0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	1	251240	37	4,24E+07
27	3	1170	20	0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	1	251240	37	4,24E+07
28	0,05	1170,1	20	1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	245476	5	18001	4	2	9,32E+07
29	3	1260	21	1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	245476	5	18001	4	2	9,32E+07
30	0,05	1260,1	21	0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	1	251240	37	4,24E+07
31	3	1440	24	0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	1	251240	37	4,24E+07
32	0,05	1440,1	24	1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	245476	5	18001	4	2	9,32E+07
33	3	1530	26	1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	245476	18001	65	169880	9,32E+07	

												5	4	2		
34	0,05	1530, 1	26	0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	37	1	251240	4,24E+07
35	3	1590	27	0,1	3	269	70121,20	0,674	0,57	0,11	363041	12133	37	1	251240	4,24E+07
36	0,05	1590, 1	27	1,2	3	269	70121,20	1	1,00	0,98	245476 5	18001	65	4	2	169880 9,32E+07
37	3	1620	27	1,2	2,5	272	74691,70	1	1,00	0,98	245476 5	18109	66	2	9	180952 9,44E+07
38	0,05	1620, 1	27	0,8	2	275	79501,40	0,956	0,94	0,75	189562 0	17416	62	8	7	148733 8,73E+07
39	3	1650	28	0,8	1,5	278	84559,70	0,956	0,94	0,75	189562 0	17518	63	5	9	158196 8,83E+07
40	0,05	1650, 1	28	0,3	1	282	89876,30	0,797	0,72	0,24	688338	14689	49	4	610562	6,21E+07
41	3	1770	30	0,3	0	288	101325,0 0	0,797	0,72	0,24	688338	14858	50	6	688338	6,35E+07
42	0,05	1770, 1	30	0,1	0	288	101325,0 0	0,674	0,57	0,11	363041	12565	39	7	363041	4,54E+07
43	3	2040	34	0,1	0	288	101325,0 0	0,674	0,57	0,11	363041	12565	39	7	363041	4,54E+07
44	0,05	2040, 1	34	0,05 5	0	288	101325,0 0	0,55	0,42	0,07	280755	10253	29	7	280755	3,03E+07
45	3	2160	36	0,05 5	0	288	101325,0 0	0,55	0,42	0,07	280755	10253	29	7	280755	3,03E+07

2.6.5 Розрахунок теплового стану вузла

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

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

2.6.5.1 Стаціонарний розрахунок теплового стану вузла

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

Для проведення розрахунку в Ansys необхідно:

- Встановити вид розрахунку – статичний (Steady-State).
- застосувати раніше створений матеріал до відповідних деталей;
- Створити сітку кінцевих елементів
- створити іменні вибірки, які відповідають лініям із загальними параметрами теплообміну за режимами;
- Призначити контакти між деталями:

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

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 2.15.

Для кожної ділянки диска та прилеглих деталей прикладаємо граничні умови теплообміну, за допомогою команди Solution – Define Loads – Apply – Thermal – Convection – On Lines. Наступним кроком є запуск розрахунку – команда Solution – Solve – Current LS.

Результатом розрахунку є поле температур у диску та прилеглих деталях, представлено на рис.2.16.

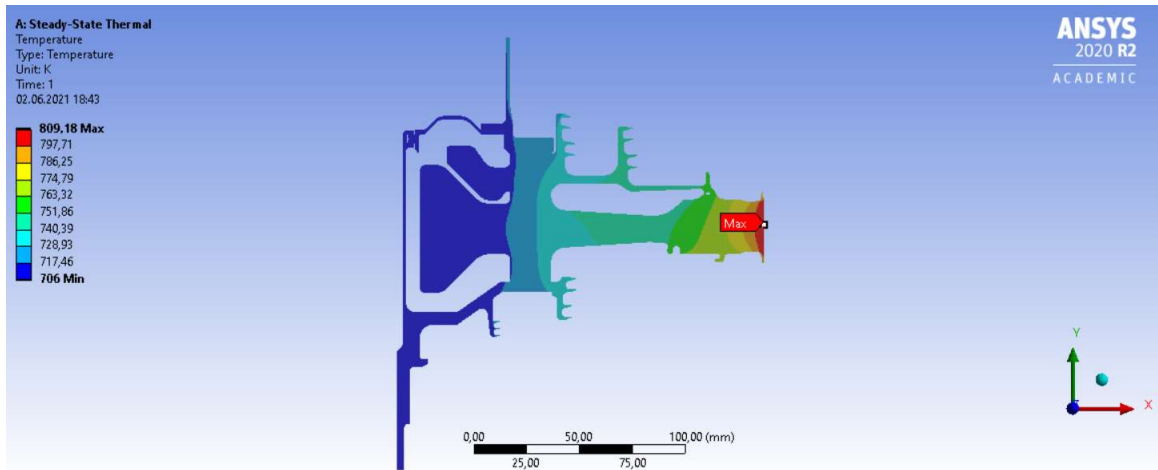


Рисунок 2.16 – Розподіл температур у вузлі на базовому режимі роботи

2.6.5.2 Нестационарний розрахунок теплового стану

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

Відкриваємо збережену раніше модель диска з вже призначеними типом елементів, властивостями матеріалів та створеною кінцево-елементною сіткою. У вкладці Solution - AnalysisType вибираємо тип розрахунку - невстановлений (Transient). Далі там викликаємо вікно Sol'nControl. Задаємо параметри розрахунку першої ділянки: час закінчення розрахунку – 60с; тимчасовий крок – 2с; характер застосування навантаження – східчато (Stepped); запис кожного розрахункового кроку (Frequency: Write every substep).

Після цього для кожної ділянки диска та прилеглих деталей прикладаємо граничні умови теплообміну, розраховані у п.4, за допомогою команди Solution – Define Loads – Apply – Thermal Conductivity – On Lines. Для першого кроку навантаження задаємо початкову температуру, рівну 288К за допомогою команди Solution – Define Loads – Apply – Thermal – Temperature – Uniform Temp. Після цього зберігаємо прикладені навантаження у файл навантажень за допомогою команди Solution – Load Step Opts – Write LS File. Для кожного із 13 режимів створюємо власний файл навантажень із відповідним номером. Наступним кроком є запуск розрахунку – команда Solve – Current LS.

На рисунку 2.17 зображено поля температур розрахункової моделі: ліворуч – на початку злітного режиму роботи двигуна на момент часу 123 секунди; справа – наприкінці злітного режиму на момент часу 240 секунд.

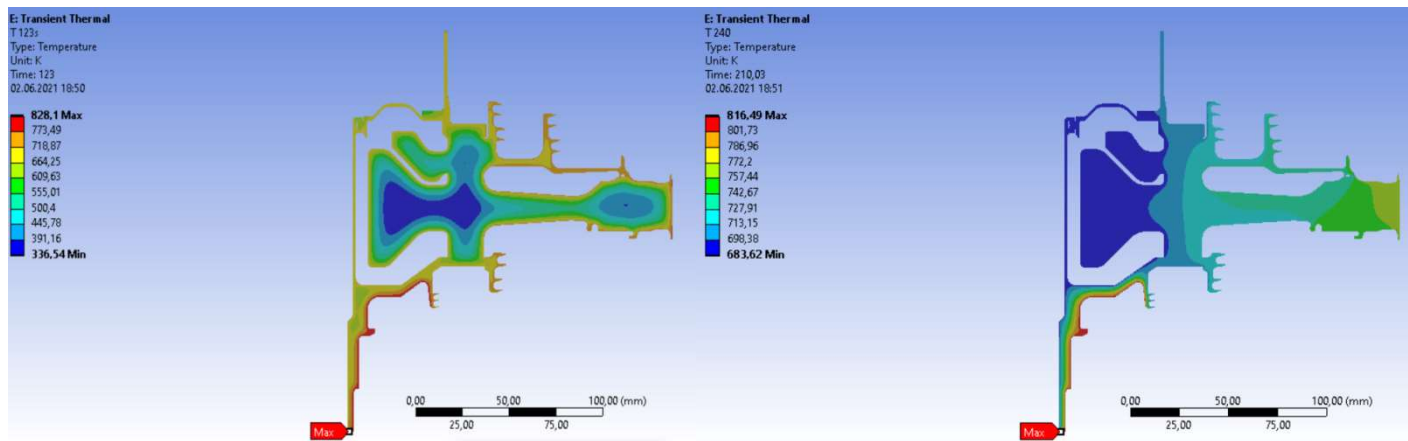


Рисунок 2.17 – Тепловий стан диска на початку (ліворуч) та кінці (праворуч) злітного режиму

2.6.6 Розрахунок напружено-деформованого стану вузла

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

У разі вирішення завдання з механіки твердого тіла, що деформується, необхідне задання умови закріплення й навантаження. Схема навантаження системи для розрахунку напружено-деформованого стану вузла представлена на рис. 2.18.

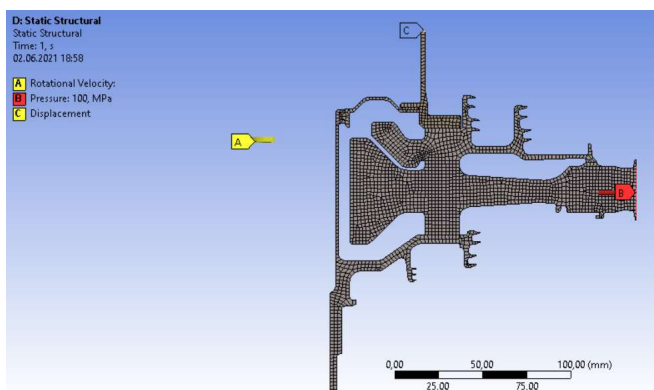


Рисунок 2.18 – Схема силового навантаження вузла

На систему діють навантаження від відцентрових сил. Для їх врахування задаємо частоту обертання вузла та контурне навантаження, яке імітує дію на полотно диска відкинутих лопаток. Для базового режиму роботи частота обертання ротора високого тиску дорівнює $N = 18642$ об/хв.

Контурне навантаження обчислимо за формулою:

$$\sigma_{R\Omega} = \frac{z \cdot \sigma_{PK} \cdot F_k + \frac{z}{2} \cdot F_{\Sigma T} \cdot \rho_1 \cdot b \cdot R_{\text{пр1}\Sigma T} \cdot \omega^2 + \frac{z}{2} \cdot F_{\Sigma \partial} \cdot \rho_{\partial} \cdot b \cdot R_{\text{пр1}\Sigma \partial} \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot R_k \cdot b} = 101,82 \text{ МПа}$$

де $z = 84$ - Число лопаток;

$\sigma_{PK} = 290,22 \text{ МПа}$ – напруга у кореновому перерізі лопатки від розтягування відцентровими силами;

$F_k = 5,8 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$ – площа кореневого перерізу лопатки;

$R_k = 0,216 \text{ м}$ - зовнішній радіус обода диска;

$b_k = 0,0223 \text{ м}$ – ширина обода диска на радіусі R_k ;

Першим етапом проведення розрахунку напружено-деформованого стану в середовищі Ansys є завантаження раніше створеної бази даних, яка містить відомості про тип елементів, властивості матеріалу, а також про сітку кінцевих елементів. Задаємо тип розрахунку – структурний – командою Preferences–Structural. Для проведення розрахунків на міцність необхідно змінити тип елемента з теплового на структурний, що здійснюється командою Preprocessor - Element Type - Switch Elem Type. У списку вибираємо “Thermal to Struc” і натискаємо ОК. Після цього перевіряємо, щоб у властивостях елемента була вказана опція осесиметричності.

Після зміни типу елементів вибираємо тип аналізу – стаціонарний – за допомогою команди Solution – Analysis Type – New Analysis – Static, потім задаємо закріплення та навантаження. Закріплення здійснюємо командою Solution – Define Loads – Apply – Structural – Displacement – On Lines. Для задання частоти обертання системи навколо осі оу використовуємо команду Solution – Define Loads – Apply – Structural – Inertia – Angular Veloc – Global. Завдання контурного навантаження здійснюємо командою Solution – Define Loads – Apply – Structural – Pressure – On Lines. Після цього запускаємо розрахунок.

Нормальні напруги (Normal Stress) по осях OX (радіальний напрямок) та OZ (окружний напрямок) показані на малюнку 2.19. Еквівалентні за Мізесом напруги (Equivalent Stress) показані малюнку 2.20.

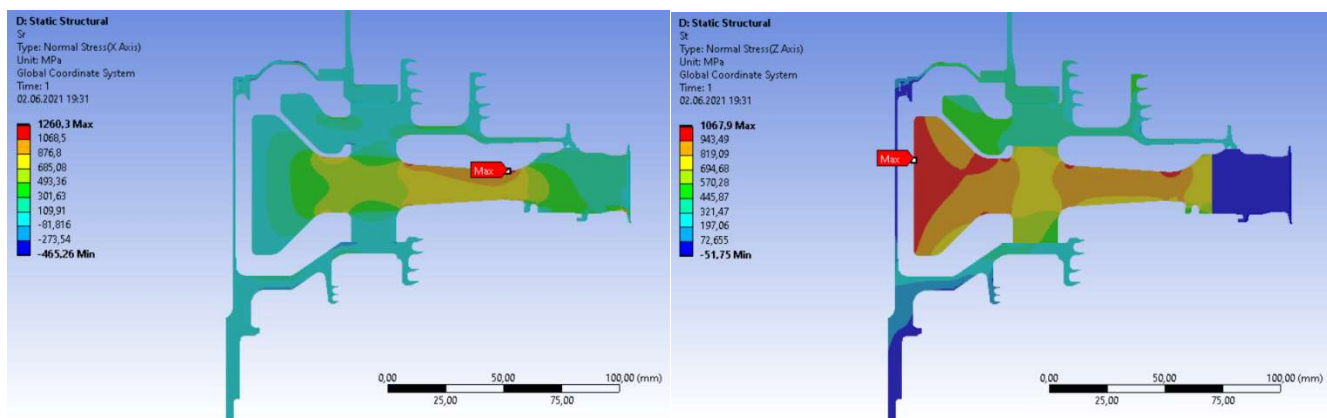


Рисунок 2.19 – Радіальні й окружні напруження, викликані обертанням

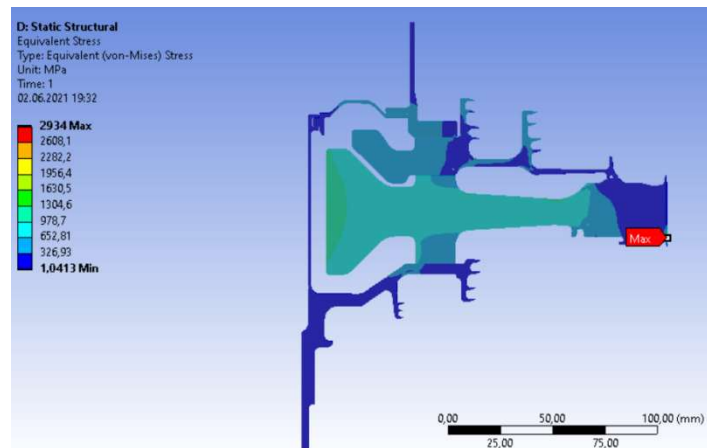


Рисунок 2.20 – Еквівалентні напруження, викликані обертанням

Загальний вид розподілу напруг відповідає теоретичному. Припущення про можливість моделювання замкової частини за допомогою завдання ортотропних властивостей матеріалу є вірним, що демонструє розподіл окружної напруги, показаний на малюнку 2.19. Отримані максимальні напруги 750,62 МПа не фізичні, вони показують лише той факт, що на ступиці диска спостерігається робота матеріалу в зоні плинності, що нормально для турбін авіаційних двигунів.

2.6.7 Розрахунок термонапруженого стану вузла

Метою даного розрахунку є знаходження полів напруг у деталі 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.

2.6.7.1 Стаціонарний розрахунок термонапруженого стану вузла

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

1) Розрахунок напруги від дії температурних навантажень

Даний розрахунок аналогічний до розрахунку напружено-деформованого стану вузла за винятком деяких дій. В даному розрахунку замість завдання кутової швидкості обертання та контурного навантаження як фактор навантаження задаємо поле температур, розраховане при проведенні стаціонарного теплового аналізу вузла. Для цього використовуємо команду Solution – Define Loads – Apply – Structural – Temperature – From Therm Analy.

Результати цього розрахунку представлені у вигляді поля температурних напруг у радіальному та окружному напрямках на рис. 2.21, а також еквівалентних температурних напруг рис. 2.22.

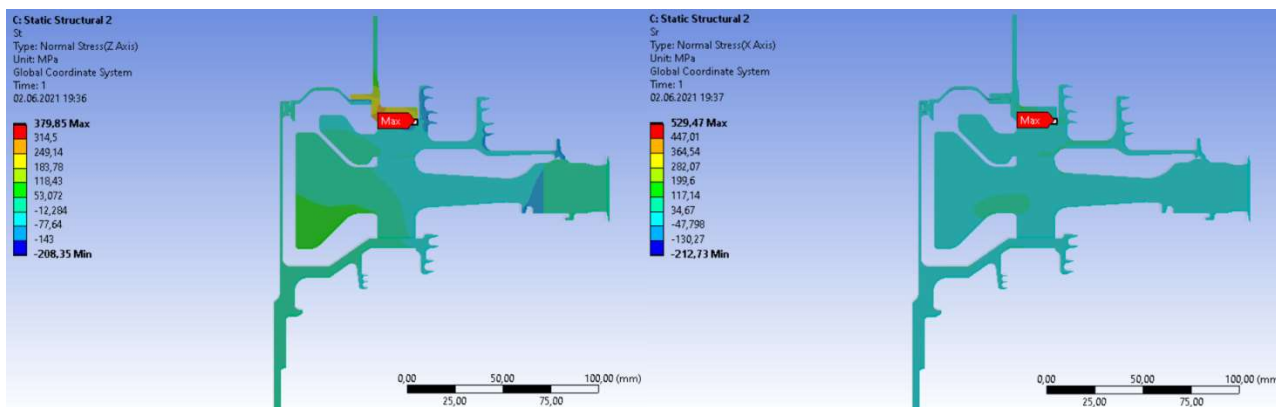


Рисунок 2.21 – Температурна напруга в радіальному (X) та окружному (Z) напрямках

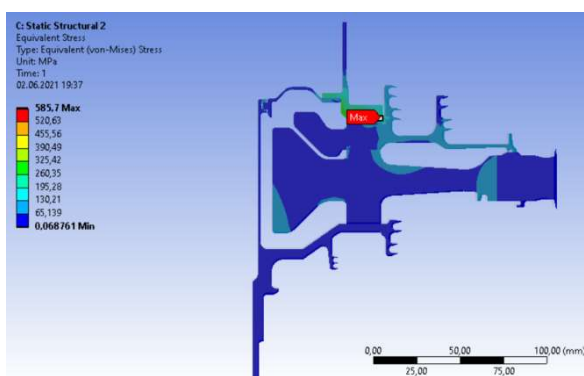


Рисунок 2.22– Еквівалентні температурні напруження

2) Розрахунок напруг від дії термічних та силових навантажень

Закріплення деталі та прикладення навантажень у даному розрахунку проводимо аналогічно до розрахунку напружено-деформованого стану вузла. Однак у цьому розрахунку, перш ніж запустити його на виконання, необхідно додати поле температур, розраховане під час проведення стаціонарного теплового розрахунку. Це здійснюється командою Solution – Define Loads – Apply – Structural – Temperature – From Therm Analy. Після застосування поля температур запускаємо розрахунок на виконання.

Результатами цього аналізу є сумарні напруження в диску та прилеглих деталях у радіальному та окружному напрямках (рис. 2.23), а також еквівалентні напруження за Мізесом (рис. 2.24).

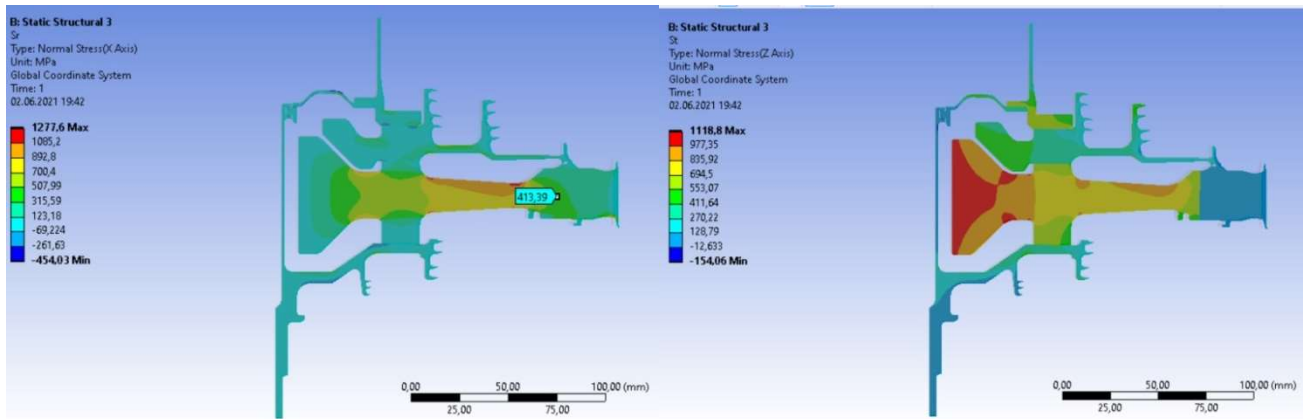


Рисунок 2.23 – Сумарна напруга в радіальному (X) та окружному (Z) напрямках при силовому та тепловому навантаженні конструкції

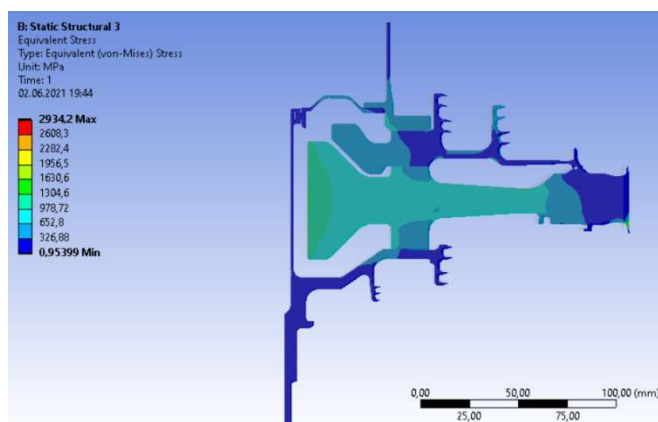


Рисунок 2.24 – Сумарна еквівалентна напруга в диску на злітному режимі роботи

2.6.7.2 Нестационарний розрахунок термонапруженого стану вузла

Метою розрахунку є визначення полів напруги в диску для кожного моменту часу при виконанні польотного циклу, описаного раніше.

Розрахунок слід починати з підготовки бази міцності. Для цього необхідно завантажити кінцево-елементну модель, виконати перетворення типу елементів для теплової задачі на елементи для міцностної задачі. Потім прикласти контурне навантаження і закріпити деталь. Зберегти базу міцності під новим ім'ям і почати нове завдання.

Для виконання аналізу НДС деталі з урахуванням його теплового стану у нестационарній постановці слід виконати наступні пункти:

- Внесення в поточне завдання даних з бази міцності;
- Вибір типу аналізу - структурний;
- Призначення опцій розрахунку (тип розрахунку, автоматичний крок, спосіб застосування навантаження, включення нестационарних ефектів);
- читання поля температур із файлу результатів для поточного моменту часу;
- Призначення часу закінчення розрахунку та тимчасового кроку в поточному етапі навантаження.

При досить великій кількості точок в аналізі теплового стану деталі проведення розрахунку термонапруженого стану є трудомістким завданням. І тут доцільним буде

виконання аналізу шляхом зчитування необхідних команд з необхідними опціями з командного файлу. При розрахунку кожного режиму роботи двигуна будемо вказувати кутову швидкість обертання ротора високого тиску на даному режимі (OMEGA), а також задавати значення коефіцієнта контурного навантаження (k_n), який по суті є відношенням наведеної частоти обертання ротора на даному режимі (з урахуванням висоти) до частоти обертання ротора на базовому режимі. Щоб впливати на контурне навантаження за допомогою даного коефіцієнта, необхідно попередньо внести його в файл навантажень, в якому в кожному рядку множимо цей коефіцієнт значення прикладеного тиску.

На рисунках 2.25-2.27 показані напружений стан диска на початку (123 с) та кінці (1620 с) злітного режиму роботи двигуна.

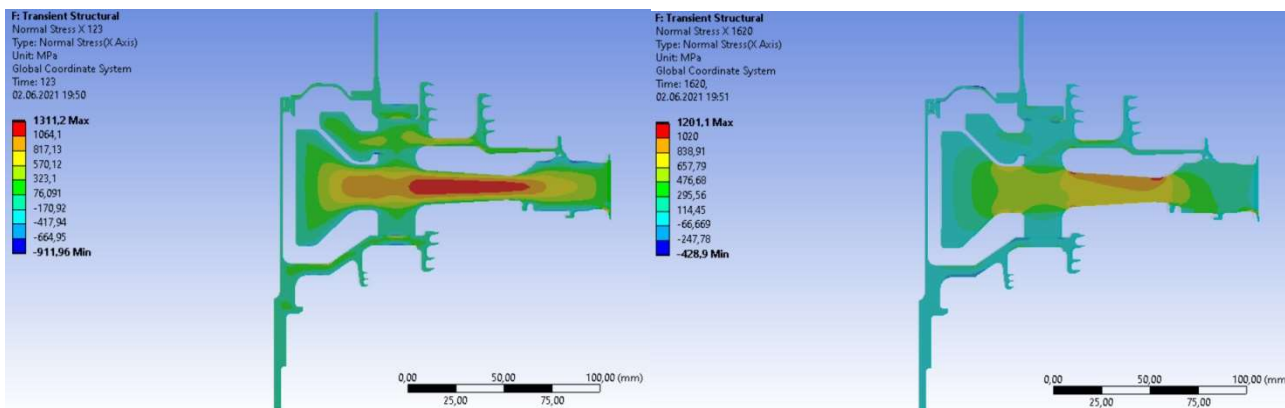


Рисунок 2.25 – Радіальна напруга в диску на початку (ліворуч) та кінці (праворуч) злітного режиму

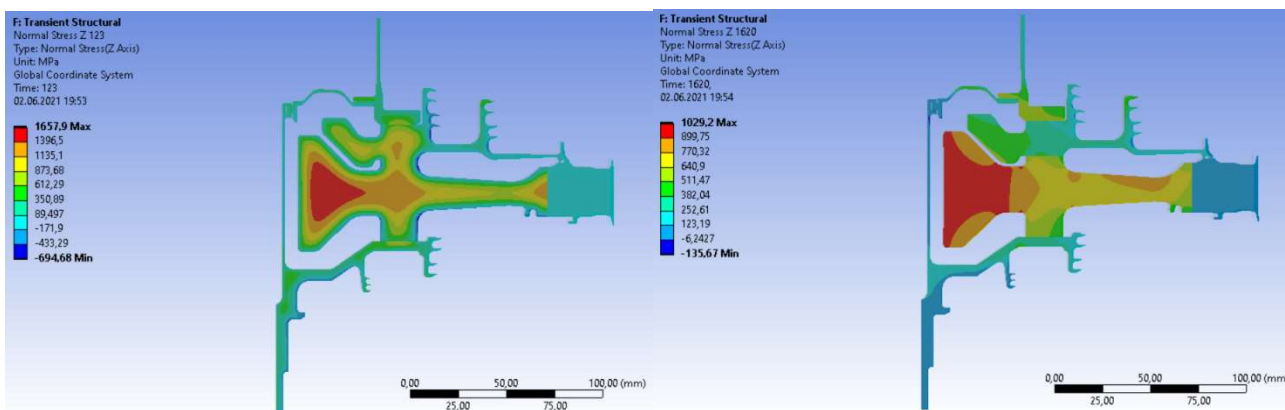


Рисунок 2.26 – Окружна напруга в диску на початку (ліворуч) та кінці (праворуч) злітного режиму

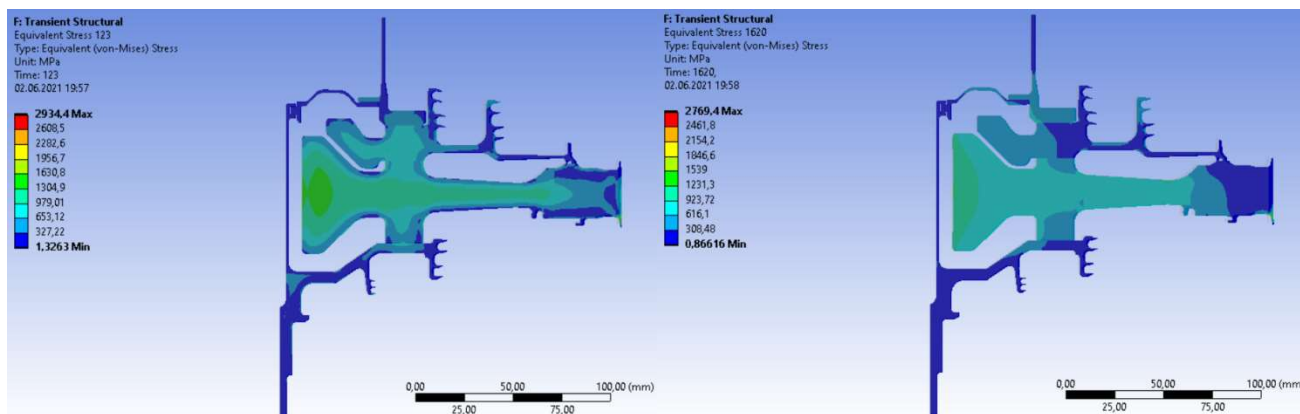


Рисунок 2.27 – Еквівалентна напруга в диску на початку (ліворуч) та кінці (праворуч) злітного режиму

Графік зміни напруг у характерних точках диска наведено на рис. 2.28.; 2.29.; 2.30.

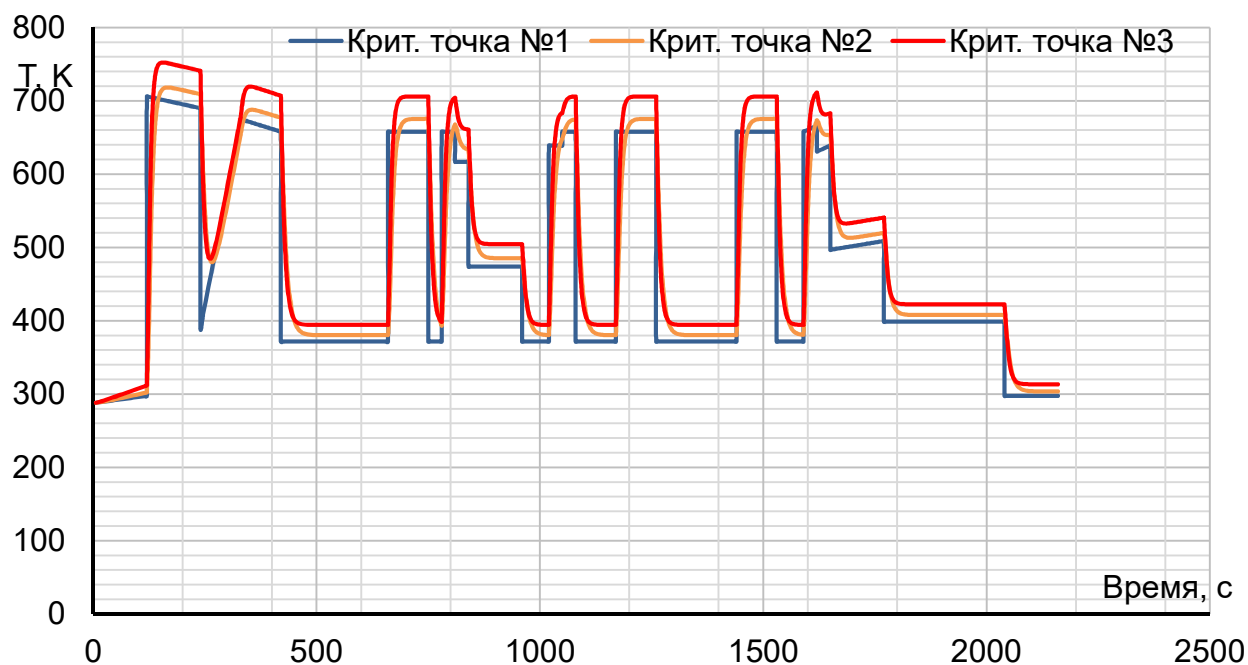


Рисунок 2.28 – Графік зміни еквівалентних напруг у критичних точках 1(у ступиці диска), 2(в районі отвору під болти), 3(в районі обода)

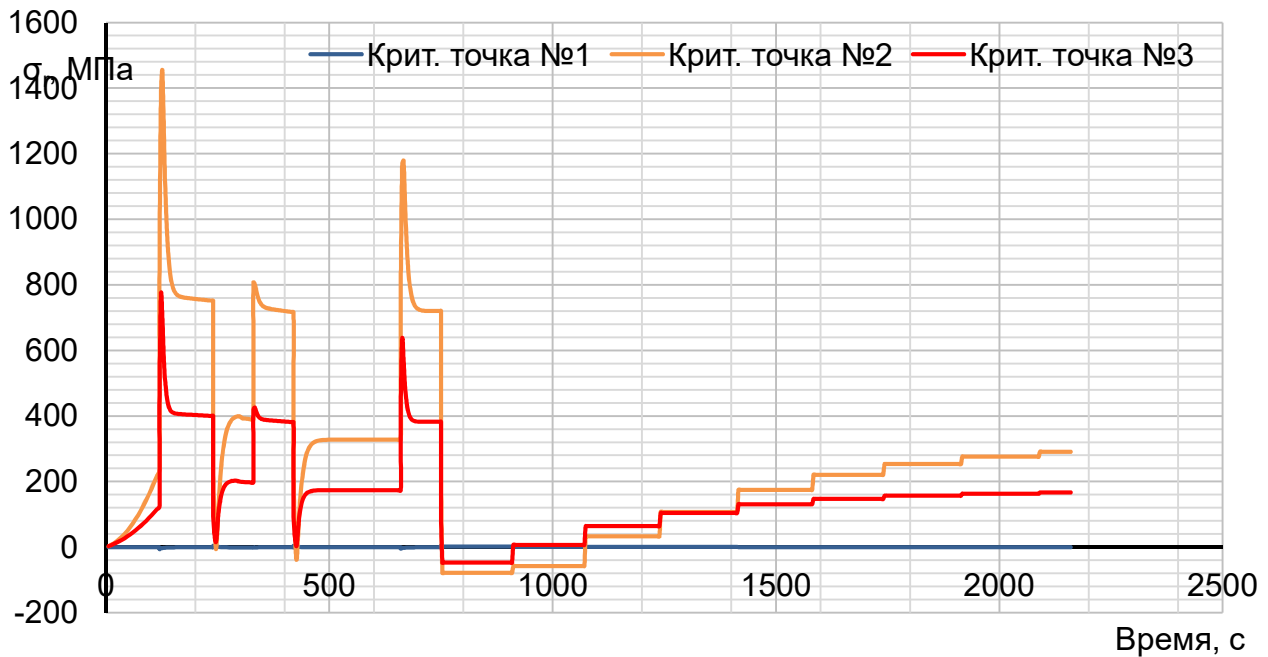


Рисунок 2.29 – Графік зміни радіальної напруги в критичних точках 1(у ступиці диска), 2(в районі отвору під болти), 3(в районі обода)

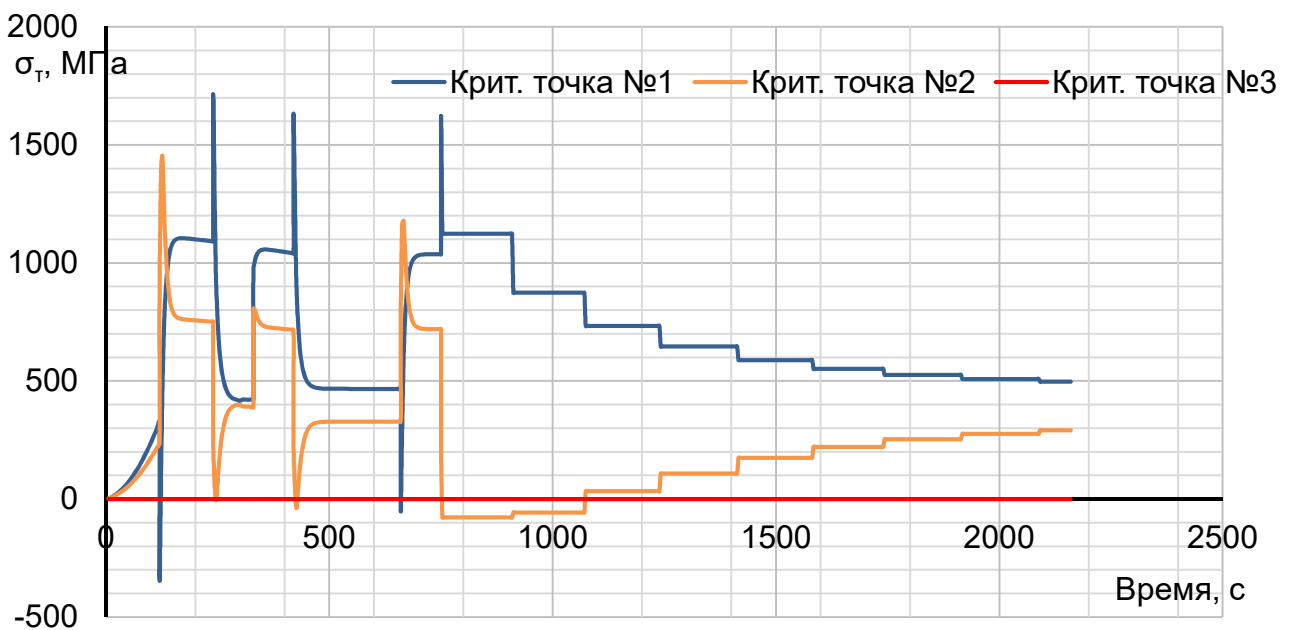


Рисунок 2.30 – Графік зміни тангенціальної напруги в критичних точках 1(у ступиці диска), 2(в районі отвору під болти), 3(в районі обода)

Нестационарний розрахунок термонапруг у вузлі дозволяє визначити вклад термічних напруг у загальну картину їхнього розподілу. Врахування термічної напруги при розрахунку дисків турбін на міцність необхідний.

В результаті отримано, що обід диска є найбільш нагрітою областю деталі; прогрів всього диска, в основному, відбувається у напрямку від зовнішнього радіусу до внутрішнього. Точка з найменшою температурою (наприкінці режимів)

знаходиться в ступиці диска.

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

ВИСНОВКИ

У процесі виконання роботи проведено розрахунок теплового, напружено-деформованого та термонапруженого стану вузла у стаціонарній та нестаціонарній постановках.

Під час підготовки вихідних даних проведено аналіз конструкції диска, і навіть розраховані граничні умови теплообміну всім режимах роботи диска у межах виконання обраного польотного циклу. Під час розрахунку коефіцієнтів теплообміну враховано конструктивні особливості охолодження диска турбіни високого тиску.

Розрахунки проведені у двох постановках – стаціонарній та нестаціонарній. Результатами розрахунків стали графіки зміни за часом температури та напружень у характерних точках диска – на ступиці, в районі отворів під болти та на обід диску, а також поля напружень та температур для характерних моментів часу польотного циклу.

При аналізі даних з нестаціонарного розрахунку напружено-деформованого та термонапруженого станів виявилось, що отримані значення напруги на ступиці диска занадто завищені і тому не фізичні. Це свідчить про те, що ступиця диска під час роботи знаходиться в зоні плинності, що є цілком нормальним явищем для сучасних газотурбінних двигунів.

3 ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

3.1 Аналіз робочого креслення шестерні ведучої

Основним документом контролю і прийому виготовлених деталей є робоче креслення деталі. На ньому проставляються розміри деталі, допуски на них, шорсткість поверхонь, указується група контролю в технічних умовах, указується матеріал деталі, термообробка і твердість матеріалу, покриття та інші специфічні вимоги. У технічних умовах зазначаються також фізико-механічні властивості серцевини і поверхневого шару, які методи застосовуються для поліпшення характеристик міцносних властивостей з метою підвищення надійності і довговічності відповідальних деталей. Вказуються методи і способи контролю зовнішніх поверхонь та внутрішньої структури матеріалу деталі.

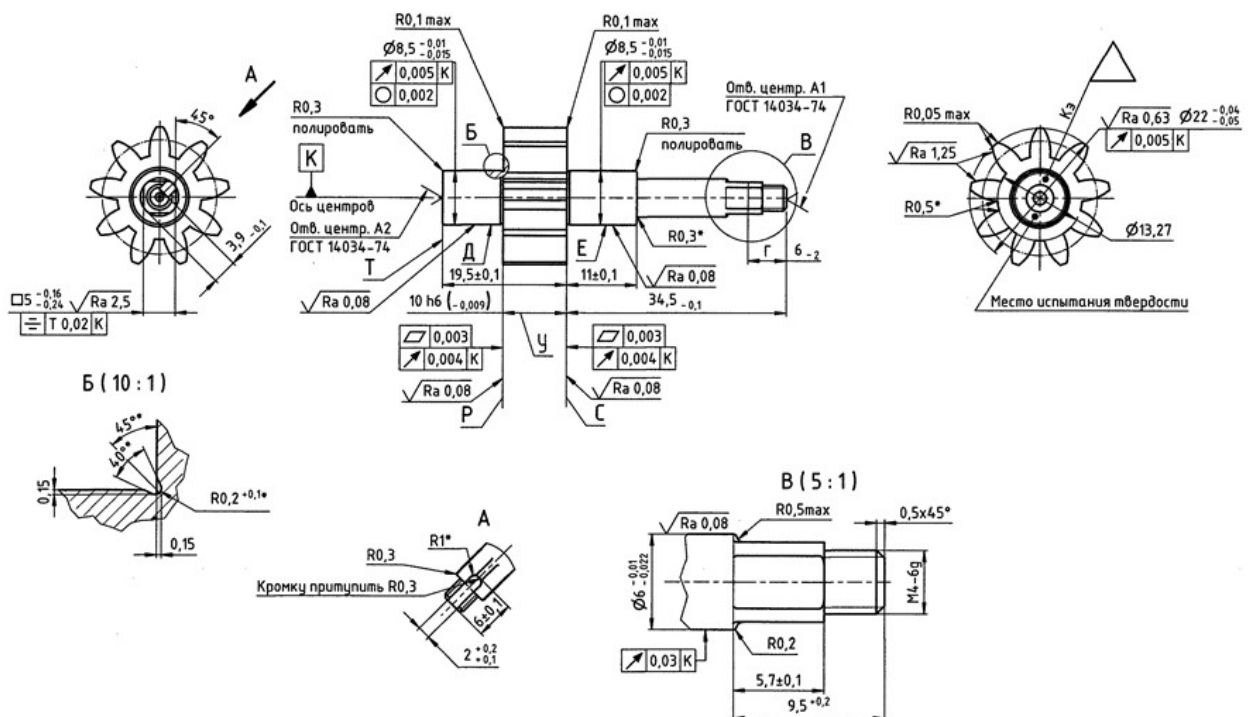


Рисунок 3.1 – Фрагмент креслення деталі.

3.1.1 Призначення і конструктивні особливості шестерні

Ведуча шестерня є складовою частиною паливного насоса НТ400 виробництва приватного акціонерного товариства «ФЕД». Паливний насос призначений для подачі палива до двигунів і перекачування палива з одних баків в інші.

Робота ведучої шестерні в паливному насосі висуває підвищені вимоги до надійності і якості виготовлення деталі. Це вимагає ретельного підходу до технологічного процесу виготовлення шестерні.

3.2. Ідентифікація матеріалу шестерні ведучої

Марка 20X3МВФ-Ш - хімічний склад

Масова частка елементів не більше, %:

Ванадій	Вольфрам	Кремній	Марганець	Мідь	Молібден	Нікель	Сірка	Вуглець	Фосфор	Хром
0,6–0,85	0,3–0,5	0,17–0,37	0,25–0,5	0,2	0,35–0,55	0,3	0,025	0,15–0,23	0,03	2,8–3,3

Механічні властивості

Сортамент	ДЕСТ	Наравлення	Термообробка	КСУ	y	d ₅	s _T	s _B
		мм		кДж/м ²	%	%	МПа	МПа
Пруток	20072–74	поздовжнє	Закалка 1030–1060С (масло). Отпуск 660–700С	590	40	12	735	880
				500	40	13	650	750
				400	32	11	620	730

Твердість, МПа

Сортамент	ДЕСТ	НВ 10·
Прокат горячекатаний. після отжигу	20072–74	269

3.3. Визначення та обґрунтування виду початкової заготовки, методу і устаткування для її виготовлення

Одним з перших етапів перетворення матеріалу в готовий виріб є процес виготовлення заготовки. Однак саме він визначає в подальшому не тільки способи і режими оброблення, але і експлуатаційні характеристики деталі, її ресурс. Неправильно обраний спосіб виготовлення заготовки може зробити повністю неможливим виготовлення кондиційної деталі або собівартість її буде настільки висока, що використання виробу в вузлі буде нерентабельним.

Для правильного вибору способу вироблення заготовки необхідно враховувати такі показники: конфігурацію, розміри, масу і матеріал заготовки; кількість одержуваних заготовок; необхідну точності виготовлення заготовки; шорсткість і якість її поверхневих шарів; бажаний напрямок волокон металу.

Штампування найкращий тип створення заготовки для цієї деталі, в результаті процесу виходить поковка з рівномірною структурою металу, але після штампування метал знаходиться в наклепаному стані, тобто мають місце внутрішні напруги. Щоб зняти ці напруги, необхідно передбачити подальшу термообробку (нормалізацію).

Можлива конфігурація заготовки з урахуванням методу її виготовлення показана на рисунку 3.2. Площина роз'єму штампа проходить через найбільший перетин заготовки, що полегшує заповнення штампа і дозволяє контролювати переміщення половин штампа. Вихідною заготовкою служить гарячекатаний пруток.

Параметр шорсткості поверхні заготовок становить $Rz = 320 \dots 80$ мкм.

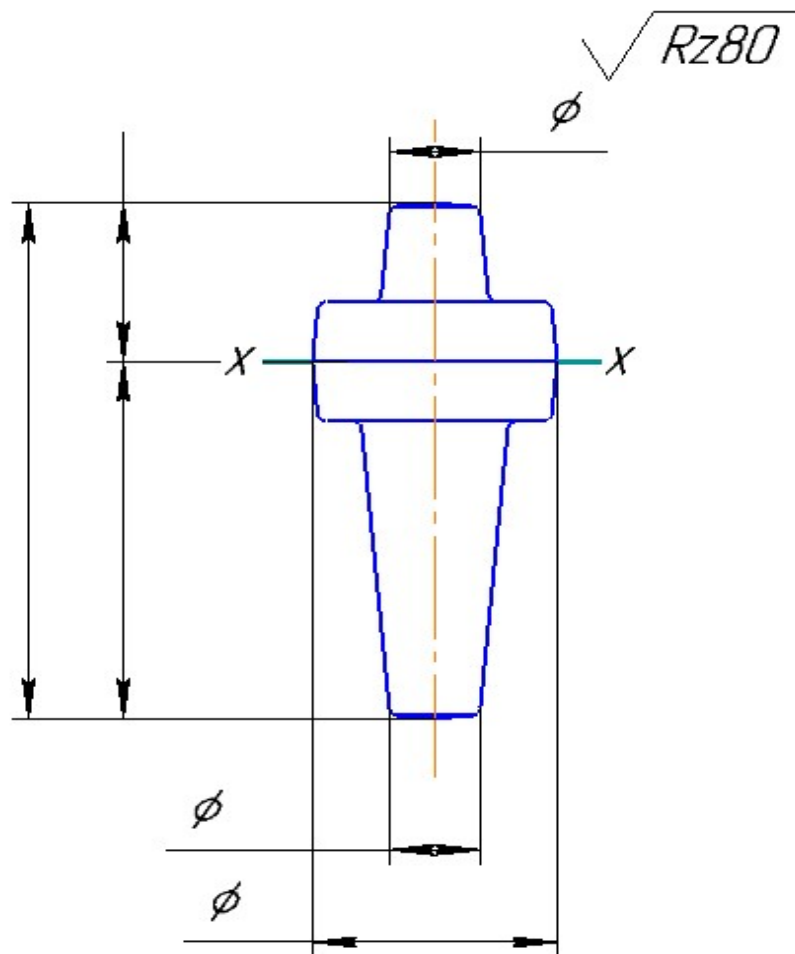


Рисунок 3.2 – Ескіз заготовки після штампування.

3.4. Визначення якісних і кількісних показників технологічності шестерні ведучої

До аналізу технологічності приступають після призначення типу виробництва, так як кожному з них властиві свої способи виготовлення заготовок і методи їх обробки. Якісну оцінку технологічності деталі проводять за матеріалом, геометричній формі, якості поверхонь, по

постановкою розмірів, по механічній обробці, необхідності спеціального інструменту і технологічної оснастки, а також щодо можливих способів виготовлення заготовки. Кількісну оцінку проводять за абсолютними і відносними показниками. В першу чергу встановлюють показники, такі як: коефіцієнти використання матеріалу, точності обробки, шорсткості поверхні, а також трудомісткість виготовлення і технологічну собівартість.

3.4.1. Якісна оцінка

Аналізуючи креслення деталі можна побачити такі особливості.

З точки зору жорсткості і міцності конструкції форма деталі і співвідношення розмірів раціональні.

Вже згадана шестерня має порівняно просту форму. Форма поверхонь переважно циліндрична. Поверхні піддаються переважно токарній, шліфувальній та фрезерній обробці поверхонь. Точність не вказаних поверхонь обмежується 12 квалітетом, а шорсткість складає Rz20, що значно зменшує можливість появи браку і зменшує собівартість продукції.

Через порівняно простої форми деталей легко проконтролювати, але в деяких випадках необхідні спеціальні засоби контролю.

3.4.2. Технологічність по точності, шорсткості поверхонь

Наявність поверхонь високої точності з підвищеними вимогами до шорсткості ускладнює технологічний процес виготовлення шестерні. Зубчастий вінець виконується з точністю 6-7-6-й, поверхні виконуються за 5-м квалітетом точності - все це призводить до необхідності вводити додаткові технологічні операції, і подовжувати цикл обробки, що призводить до збільшення трудомісткості і собівартості виготовлення деталі. Кількісну оцінку на даному етапі можна виконати за коефіцієнтами точності і шорсткості поверхонь, визначивши попередньо середні точність і шорсткість основних поверхонь деталі.

1. Визначаємо рівень технологічності деталі по точності обробки.

У деталі є поверхні з наступною точністю: 5 квалітет - 3; 6 квалітет 2; 7 квалітет -1; 9 квалітет - 1; 10 квалітет - 1; 11 квалітет - 1; 12 квалітет - 1; 13 квалітет - 1;

Визначимо середній квалітет точності обробки виробу:

$$IT = \frac{5 * 3 + 6 * 2 + 7 + 9 + 10 + 11 + 12 + 13}{11} = 8.099;$$

де IT_i - квалітет точності

n_i - число розмірів відповідного квалітету.

Обчислимо рівень технологічності по точності обробки:

$$K_T = 1 - \frac{1}{IT_c} = 1 - \frac{1}{8.099} = 0.87;$$

Оскільки $K_T \geq 0.8$, то шестерня технологічна.

2.Визначимо рівень технологічності деталі по шорсткості.

У деталі є поверхні з наступними рівнями шорсткості:

- $R_a=0,08 - 5$; $R_a=0,63 - 1$; $R_a=1.25 - 1$; $R_a=5 - 4$

Визначимо середній рівень шорсткості поверхонь виробу:

$$Ш_{cp} = \frac{\sum Ra * n}{n} = \frac{0.08 * 5 + 0.63 + 1.25 + 5 * 4}{11} = 2.025;$$

Рівень технологічності деталі по шорсткості поверхонь:

$$K_{ш} = \frac{1}{Ш_{cp}} = \frac{1}{2,025} = 0,49;$$

Так як $K_{ш} \geq 0,32$, то за цим показником деталь технологічна.

Отже, ми бачимо, що, оцінюючи деталь в кількісному відношенні (за наведеними двома показниками), виріб виходить цілком технологічним. Однак з якісної оцінки можна побачити, що існують деякі фактори, які значно підвищують технологічність деталі. Крім того є фактори кількісно які оцінити не можна і потрібно певну кількість часу і досвіду, щоб в повній мірі визначити ступінь технологічності якого-небудь виробу.

Виходячи з усього сказаного в цьому розділі, будемо вважати, що розглянута деталь цілком технологічна.

3.4.5. Технологічність за матеріалом

Умови роботи деталі зумовили вибір матеріалу деталі. Як матеріал призначена сталь 20Х3МВФ-Ш.

Сталь 20Х3МВФ-Ш. застосовується: для виготовлення цементованих деталей відповідального призначення, від яких потрібна підвищена міцність і в'язкість серцевини, а також висока поверхнева твердість.

3.5. Розрахунок і оптимізація необхідної кількості операцій формоутворення елементарних циліндричних і плоских поверхонь-представників шестерні ведучої

У зв'язку з тим, що обраний спосіб остаточної обробки окремих поверхонь не завжди може забезпечити отримання необхідних точності і якості поверхні безпосередньо з вихідної заготовки виникає необхідність створення проміжних операцій або переходів, у міру виконання яких

досягається поступове підвищення точності заготовки до необхідної в готовій деталі.

Виконаємо розрахунок необхідної кількості операцій формоутворення елементарних циліндричних і плоских поверхонь-представників шестерні ведучої. Для цього будемо використовувати розрахунковий метод, заснований на оцінці коефіцієнтів уточнення K_{VT} (по точності) і $K_{\text{VШ}}$ (по шорсткості). Зазначені коефіцієнти показують, наскільки збільшилася точність або підвищився показник шорсткості як за один перехід (K_{yi}), так і в цілому після всіх етапів обробки поверхні (K_{VO}). Для оцінки необхідної кількості операцій формоутворення будемо використовувати загальний коефіцієнт уточнення - K_{VO} .

$$K_{\text{VT}} = \frac{T_3}{T_0}, \quad K_{\text{VШ}} = \frac{R_{Z3}}{R_{Z0}}$$

Визначимо кількість переходів, необхідне для досягнення заданої точності і шорсткості. Остаточо приймемо більше з отриманих значень.

$$n_{\text{T}} = \frac{\lg \frac{T_3}{T_{\text{д}}}}{0,46}, \quad n_{\text{Ш}} = \frac{\lg \frac{R_{Z3}}{R_{Z_{\text{д}}}}}{0,399}$$

Таблиця 3.1 - Розрахунок і оптимізація необхідної кількості переходів формоутворення поверхонь-представників

№ поверхні	Характеристики поверхні					Характеристики оброблених поверхонь						Технологічні операції
	Деталь	Заготовка	n _T	n _Ш	n _{пр}	1	2	3	4	5	6	Найменування
1(7)	34.5 h10 Ra 5	T = 1600 Rz 80	2.6	1,5	3	h14 Ra40						Токарна
							h11 Ra 6.3					Токарна
								h11 Ra 5				Шліфування попереднє
2	M4 Ra 5	T = 1000 Rz 80	3.02	1.5	4	h12 Ra 25						Токарна
							h9 Ra 12,5					Токарна
								6g Ra 6,3				Різьбонарізна
									6g Ra 5			Різьбошліфувальна
3(лицки)	5,7 js13 Ra 5	T = 750 Rz 80	1.3	1,5	2	h14 Ra 12,5						Шліфування попереднє
							js13 Ra 5					Шліфування остаточне

Наступні поверхні мають такий самий характер розрахунку й оптимізації.

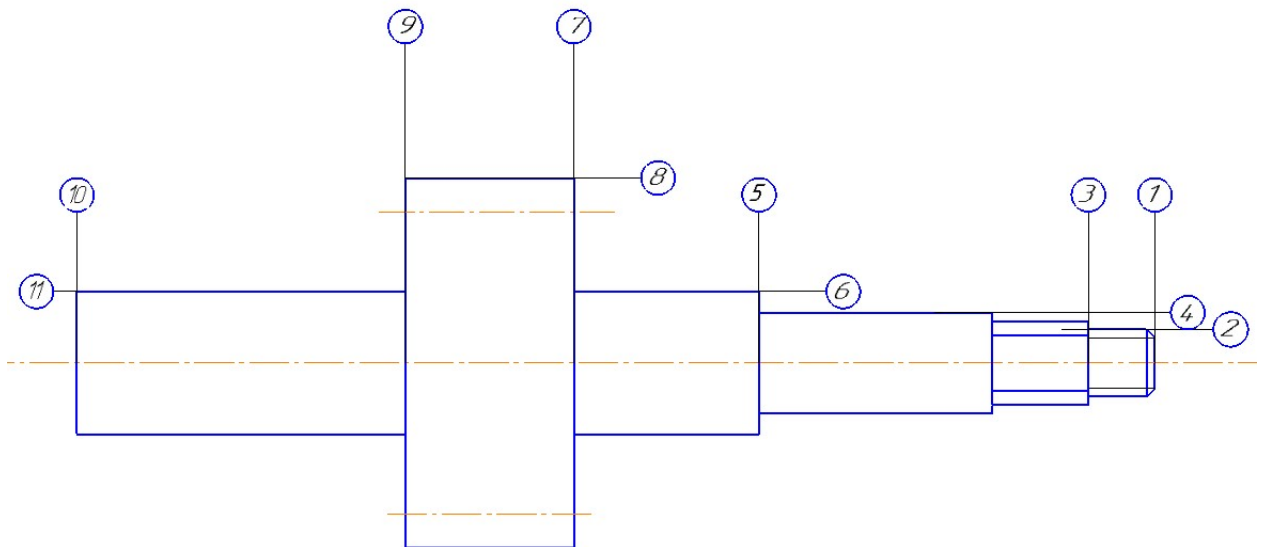


Рисунок 3.3- Схема нумерації поверхонь шестерні.

3.6. Обґрунтування виконання і затвердження плану технологічного виготовлення шестерні ведучої

План технологічного процесу у вигляді операційних ескізів складають по робочим кресленням деталі. Такий план є результатом рішення всіх основних технологічних задач. Ним встановлюються кордони між операціями і послідовність операцій в техпроцесі, установчі та вихідні бази, схеми закріплення заготовки.

Вибираються види операцій, які повинна пройти кожна поверхня, а отже і основні етапи техпроцесу. Так само визначаються поверхні, які краще або необхідно обробляти спільно з іншими поверхнями.

Для даної деталі - шестерня ведуча - технологічний процес виготовлення був розбитий на наступні етапи:

1. Штампування.
2. Чернвої етап: точіння зовнішніх поверхонь деталі.
3. Напівчистовий етап: напівчистове точіння поверхонь деталі, свердління отворів, цементация, нарізання зубів.
4. Загартування, відпуску: з метою надання цементованої поверхні необхідної твердості.
5. Чистовий етап: шліфування і доведення особливо точних поверхонь, отримання контуру готової деталі.
6. Прикінцеві роботи: слюсарні, промивні, контрольні операції і консервація.

3.7. Розрахунки припусків на формоутворення операційних розмірів-діаметрів поверхонь-представників шестерні ведучої нормативним і розрахунково-аналітичним методами

3.7.1 Розрахунки припусків на формоутворення операційних розмірів-діаметрів усіх циліндричних поверхонь нормативним методом

Розрахунок припусків на механічну обробку виробляється розрахунково-аналітичним та нормативним методами. Розрахунок припусків і призначення їх за таблицями стандартів і нормативних документів слід виконувати після відпрацювання конструкції шестерні і її заготівлі на технологічність і техніко-економічного обґрунтування методу отримання заготовки [1, с. 135].

Нормативний метод визначення припусків передбачає призначення загальних або операційних припусків на механічну обробку в залежності від способів, методів і засобів виготовлення заготовки, необхідної точності і шорсткості поверхні деталі і розмірів цієї поверхні на основі дослідно-статистичних даних, що містяться в нормативно-технічній документації.

Величина загального припуску відповідно до прийнятого технологічного маршрутом розподіляється між окремими операціями обробки кожної поверхні. Розподіл здійснюється за правилом прогресуючого зниження:

- при поділі на припуски чорнової і чистої обробки на чорнову обробку відводиться 60 ... 70% загального припуску, а на чистову - 30 ... 40%;
- при виконанні чорнового, напівчистового і чистового етапів на них відводиться близько 50%; 30% і 20% відповідно;
- у разі виділення 1-го і 2-го чистових етапів загальний припуск розподіляється відносно 45 ... 50%; 30%; 15%; 5 ... 10%.

Головною перевагою нормативного методу визначення припусків є можливість призначення загального припуску до розробки технологічного маршруту. Це дозволяє істотно скоротити тривалість технологічної підготовки виробництва нового виробу в результаті паралельного проектування технологічних процесів отримання заготовки та її механічної обробки. З цієї причини при розрахунках припусків на обробку шестерні була використана одна з модифікацій нормативного методу, що складається в призначенні величин операційних припусків в залежності від застосовуваних методів, способів, засобів і видів обробки, а також розмірів оброблюваної поверхні (т. Е. З урахуванням умов виконання операції). У таблиці 3.2 наведено приклад розрахунку та оптимізація припусків на обробку і операційних розмірів-діаметрів циліндричних поверхонь шестерні нормативним методом

Таблиця 3.2 - Розрахунок і оптимізація припусків на обробку і операційних розмірів-діаметрів циліндричних поверхонь шестерні нормативним методом.

Технологічні операції		Розміри, мм		Відхилення, мм	Припуски, мм			Операційний розмір	Характеристики точності і шорсткості	
№	Найменування	Розрахунковий	Прийнятий		Рекомендований	Прийнятий	Мінімальний			
Поверхня № 4: Зовнішня циліндрична, Ø 6f7; Ra 0.08;										
240	Шліфувальна	5,99	5,99	-0.01 -0.022	0,3	0,322	0,3	$6_{-0,022}^{-0,01}$	Ra0.08	f7
180	Шліфувальна	6.312	6.3	-0.013 -0.035	0,1	0,136	0,1	$6,3_{-0,035}^{-0,013}$	Ra0.16	f8
070	Шліфувальна	6.448	6.5	-0.013 -0.049	0,2	0,258	0,2	$6,5_{-0,049}^{-0,013}$	Ra1.25	f9
050	Токарна	6.706	6,7	-0.013 -0.071	0,3	0,45	0,3	$6,7_{-0,071}^{-0,013}$	Ra3.2	f10
050	Токарна	7,156	7,2	-0,15	0,5	0,86	0,5	$7,2_{-0,15}$	Rz20	h12
050	Токарна	8,016	8	-0,36	1,3	2	1,3	$8_{-0,36}$	Rz40	h14
005	Штампувальна	10,016	10	-	-	-	-		Rz80	IT16
Поверхня № 6: Зовнішня циліндрична, Ø8.5 f5; Ra 0.08;										
240	Шліфувальна	8.487	8.487	-0.013 -0.019	0,3	0,309	0,3	$8,5_{-0,015}^{-0,01}$	Ra0.08	f5
180	Шліфувальна	8.796	8.8	-0.013 -0.022	0,1	0,115	0,1	$8,8_{-0,022}^{-0,013}$	Ra0.16	f6
070	Шліфувальна	8,911	8.9	-0.013 -0.028	0,2	0,236	0,2	$8,9_{-0,028}^{-0,013}$	Ra1.25	f7
040	Токарна	9.147	9.1	-0.013 -0.049	0,3	0,45	0,3	$9,1_{-0,049}^{-0,013}$	Ra3.2	f9
040	Токарна	9.597	9.6	-0.15	0,6	0,96	0,6	$9,6_{-0,15}$	Rz20	h12
020	Токарна	10,557	10,6	-0.36	2	2,7	2	$10,6_{-0,36}$	Rz40	h14
005	Штампувальна	13,257	14		-	-	-		Rz80	IT16

Розрахунок 8 та 11 поверхні проводимо аналогічно.

3.7.2. Розрахунки припусків на формоутворення і операційних розмірів-діаметрів циліндричних поверхонь розрахунково-аналітичним методом

Величину мінімального операційного припуску обчислюють шляхом підсумовування окремих складових. Для циліндричних поверхонь мінімальний операційний припуск визначається за формулою [9; 2; 5; 12]:

$$2z_{i \min} = 2(Rz_{i-1} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2}),$$

де Rz_{i-1} - шорсткість поверхні, мкм, отримана на попередній операції;

h_{i-1} - глибина дефектного поверхневого шару, мкм, отримана на попередньої операції механічної обробки;

Δ_{i-1} - просторові відхилення форми і взаємного розташування, які були отримані на попередньої операції, мкм;

ε_i - похибка установки на даній операції, мкм.

Величини Rz і h , що характеризують стан поверхні заготовки після обробки різними методами, можна знайти за таблицями точності і якості обробки [6, с. 190, т. 27]. Просторові відхилення вихідної заготовки можуть бути викликані зміщенням частин штамп на заготівельної операції, залишковими деформаціями заготовки при нерівномірному охолодженні (в тому числі після термічної обробки). Якісна і кількісна характеристики просторових відхилень заготовки залежать перш за все від методу її виготовлення, конфігурації і розмірів.

Просторові відхилення Δ для виливків виражаються викривленням заготовки та зміщенням одних її елементів щодо інших внаслідок розбіжності частин напівформ і можуть бути визначені за формулою [1, с. 136]:

$\Delta = \sqrt{\Delta_{\text{см}}^2 + \Delta_{\text{кор}}^2}$, де $\Delta_{\text{кор}}$ і $\Delta_{\text{см}}$ - просторові відхилення, обумовлені відповідно викривленням заготовки та зміщенням її елементів.

Похибка установки заготовки є відхилення фактично досягнутого положення заготовки при її установці (т. Е. При базуванні та закріпленні) від необхідного.

Величину номінального припуску обчислюють за такою залежністю:

$$2z_{\text{НОМ}} = 2z_{\text{min}} + T_i,$$

Де T_i допуск на розмір.

Розрахункові операційні розміри визначаються за такими формулами:

- для зовнішньої поверхні (рисунок 5):

$$D_{pi-1} = D_{\text{max}i} + 2z_{\text{НОМ}i}; \quad D_{\text{min}i} = D_{\text{max}i} + T_i; \quad 2z_{\text{max}i} = D_{\text{max}i-1} - D_{\text{min}i};$$

- для внутрішньої поверхні (рисунок 5):

$$D_{pi-1} = D_{\text{min}i} + 2z_{\text{НОМ}i}; \quad D_{\text{max}i} = D_{\text{min}i} - T_i; \quad 2z_{\text{max}i} = D_{\text{max}i} - D; \quad 2z_{\text{max}i} = D_{\text{max}i} - D_{\text{max}i};$$

1. Величини Rz і h , що характеризують стан поверхні заготовки після обробки різними методами, визначаємо за таблицями точності і якості обробки [1; 2; 5].

2. Сумарне значення просторових відхилень Δ для виливків виражаються відхиленням осі від прямолінійності в результаті зсуву стержня у формі при литті [1; 2; 5].

При визначенні величини залишкових просторових відхилень на всіх наступних щаблях обробки рекомендуються наступні значення коефіцієнта уточнення форми K_y [1;2;5]:

для чорнового точіння 0,06;

для напівчистового точіння 0,05;

для чистового точіння 0,04;

для шліфування чорнового 0,03;

для шліфування напівчистового 0,025;

для шліфування остаточного 0,02.

3. Похибка установки ϵ_y залежить від способу закріплення деталі на верстаті, типу пристосування, його точності і т. Д.

4. Маючи значення складових елементів припуску, визначаємо розрахункове значення мінімального припуску на діаметр для всіх ступенів обробки і заносимо в таблицю.

5. Графу допуск на розмір заповнюємо на підставі даних про точність на кожному ступені обробки.

6. Розрахунковий припуск $2Z_{\text{ном}}$ визначається як сума мінімального припуску $2Z_{\text{min}}$ і допуску на попередньому ступені обробки.

7. Розрахунковий розмір на останньому щаблі обробки дорівнює розміру готової деталі. Розрахункові розміри на попередніх щаблях обробки визначаються: $D_{p_{i-1}} = D_{\text{max}} + 2Z_{\text{ном } p_i}$.

8. Похибка установки ϵ_y залежить від способу закріплення деталі на верстаті, типу пристосування, його точності і т.д.

9. Маючи значення складових елементів припуску, визначаємо розрахункове значення мінімального припуску на діаметр для всіх ступенів обробки і заносимо в таблицю 4.

10. Графу допуск на розмір заповнюємо на підставі даних про точність на кожному ступені обробки.

Структура припусків в системі вала $h(\frac{0}{d})$

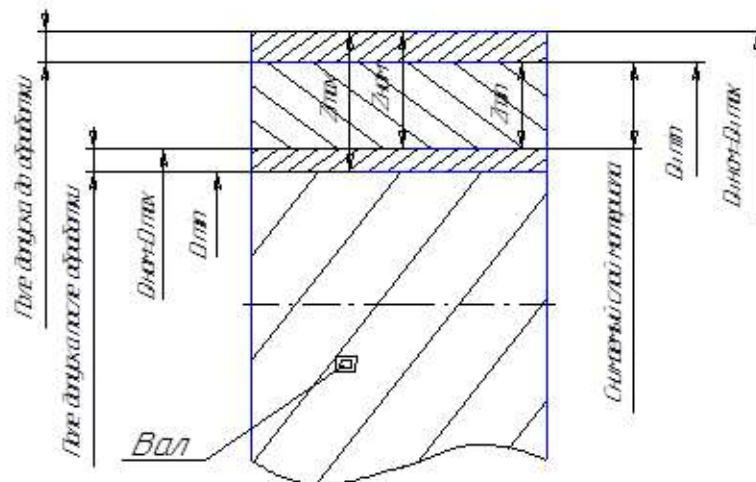


Рисунок 3.4 – Структура припусків на обробку.

11. Розрахунковий припуск $2Z_{\text{ном}}$ визначається як сума мінімального припуску Z_{min} і допуску на попередньому ступені обробки.

12. Розрахунковий розмір на останньому щаблі обробки дорівнює розміру готової деталі. Розрахункові розміри на попередніх щаблях обробки визначаються: $D_{p_i-1} = D_{\text{max}} + 2Z_{\text{ном}} p_i$.

При цьому величини розмірів на чистових, получістових і чорнових операціях округлюються відповідно до низки стандартних закінчень розмірів.

Розрахунок проведемо для 4 поверхонь табл. 3.3.

Таблиця 3.3 - Розрахунок і оптимізація припусків на формоутворення і операційних розмірів-діаметрів поверхонь обертання деталі «Шестерня ведуча» розрахунково-аналітичним методом.

Технологічні операції		Елементи припуску, мкм				Розрахунковий припуск, мкм	Допуск на розмір, мкм	Розрахунковий припуск, мкм	Розрахунковий розмір, мм	Прийняті розміри, мм			Граничні значення припуску, мкм		Складові припуску, мкм			Коеф. уточнення, Ку
№	Найменування	Rz	h	$\frac{\Delta}{\Sigma}$	Ey	Z _{Zminр} , мкм	Z _{Zном} , мкм	розмір, мм	D _{max}	D _{min}	Z _{Zmax}	Z _{Zmin}	Δ _{кор}	Δ _{см}	Δ _Σ			
Поверхня № 4: Зовнішня циліндрична, , Ø 6f7; Ra 0.08;																		
005	Штамповка	80	150	320	–	–	700	–	9,347	9,697	8,997	–	–	300	200	320	–	
050	Токарна	40	40	19	100	1130	360	1830	7,517	7,517	7,157	2,54	1,48	15	12	19	0,06	
050	Токарна	20	20	16	100	364	150	724	6,793	6,793	6,643	0,874	0,364	12,5	10	16	0,05	
050	Токарна	10	10	12	50	283	58	433	6,36	6,347	6,289	0,504	0,296	10	8	12	0,04	
070	Шліфувальна	5	5	10	50	142	36	200	6,16	6,147	6,111	0,236	0,142	7,5	6	10	0,03	
180	Шліфувальна	0,64	0,64	8	20	66	22	102	6,058	6,045	6,023	0,121	0,063	6,25	5	8	0,025	
240	Шліфувальна	0,32	0,32	6,5	20	46	112	68	5,99	5,99	5,978	0,07	0,036	5	4	6,5	0,02	
Поверхня № 6: Зовнішня циліндрична, Ø8.5 f5; Ra 0.08;																		
005	Штамповка	80	150	320	–	–	700	–	11,788	12,138	11,438	–	–	300	200	320	–	
020	Токарна	40	40	19	100	1130	360	1830	9,958	9,958	9,598	2,54	1,48	15	12	19	0,06	
040	Токарна	20	20	16	100	364	150	724	9,234	9,234	9,084	0,874	0,364	12,5	10	16	0,05	
040	Токарна	10	10	12	50	283	36	433	8,801	8,788	8,752	0,482	0,296	10	8	12	0,04	
070	Шліфувальна	5	5	10	50	142	15	178	8,623	8,61	8,595	0,193	0,142	7,5	6	10	0,03	
180	Шліфувальна	0,64	0,64	8	20	66	9	81	8,542	8,529	8,52	0,09	0,066	6,25	5	8	0,025	
240	Шліфувальна	0,32	0,32	6,5	20	46	6	55	8,487	8,487	8,481	0,048	0,033	5	4	6,5	0,02	
Поверхня № 8: Зовнішня циліндрична, Ø 22 f5 ; Ra 0.63;																		
005	Штамповка	80	130	320	–	–	1300	–	25,543	26,193	24,893	–	–	300	200	320	–	
030	Токарна	40	40	19	100	1130	520	2430	23,113	23,113	22,593	3,6	1,78	15	12	19	0,06	
030	Токарна	20	20	16	50	185	84	705	22,388	22,388	22,304	0,809	0,205	10	8	12	0,04	
060	Шліфувальна	12,8	12,8	10	50	162	33	246	22,162	22,142	22,089	0,299	0,162	7,5	6	10	0,03	
110	Шліфувальна	5	5	8	20	82	13	115	22,047	22,027	21,994	0,148	0,062	6,25	5	8	0,025	
230	Шліфувальна	2,52	2,52	6,5	20	54	9	67	21,98	21,98	21,951	0,076	0,014	5	4	6,5	0,02	

Розрахунок 11 поверхні проводисоо аналогічно.

3.8.2 Розрахунки припусків на обробку і операційних розмірів-координат плоских торцевих поверхонь шестерні розрахунково-аналітичним методом

Мінімальній Операційний припуск на обробку торцевих поверхонь визначають за формулою [1, с. 94]:

$$Z_{\min i} = R_{Z_{i-1}} + h_{i-1} + \Delta_{i-1} + \varepsilon_i.$$

Як приклад виконано розрахунок для торця 10, який обробляється тричі з наступними характеристиками поверхні:

- штамповка: $R_z = 80$ мкм, $h = 150$ мкм;
- точіння чорнове: $R_z = 50$ мкм, $h = 50$ мкм;
- точіння чистове: $R_z = 32$ мкм, $h = 30$ мкм.
- шліфування: $R_z = 5$ мкм, $h = 5$ мкм.

Дані по шорсткості поверхні взяті з плану технологічно-го процесу, а глибина дефектного шару з довідника [1, с. 152 т. П. 17.2].

Для торцевих поверхонь заготовки просторові відхилення виражені тільки жолобленням. Похибка зміщення відсутній так як торці формуються в одній половині штампа.

Призначимо викривлення поковки [1, с. 140 т. П.8.1]: 400 мкм.

Виберемо коефіцієнти уточнення для кожного ступеня [1, с. 140 т. П.9]: чорнове точіння: $K_y = 0,06$; чистове точіння: $K_y = 0,04$, шліфування $K_y = 0,03$.

Аналогічно розрахунку припусків на циліндричні поверхні визначимо ступінь викривлення для інших ступенів обробки:

- чорнове точіння: $\Delta_{\text{жол}} = 250 * 0,06 = 15$ мкм;
- чистове точіння: $\Delta_{\text{жол}} = 250 * 0,05 = 12,5$ мкм;
- шліфування: $\Delta_{\text{жол}} = 250 * 0,04 = 10$ мкм.

Приймемо похибки установки для кожного ступеня [1, с. 141 т. П. 11]:

- чорнове точіння: $\varepsilon = 100$ мкм;
- чистове точіння: $\varepsilon = 100$ мкм;
- шліфування: $\varepsilon = 50$ мкм.

Мінімальні розрахункові припуски для торця 1 дорівнюватимуть:

-чорнове точіння:

$$Z_{\min} = 80 + 150 + 250 + 100 = 580 \text{ мкм};$$

-чистове точіння:

$$Z_{\min} = 50 + 50 + 15 + 100 = 215 \text{ мкм};$$

- шліфування:

$$Z_{\min} = 40 + 40 + 12,5 + 50 = 142,5 \text{ мкм};$$

Аналогічно обчислимо мінімальні припуски для інших торцевих поверхонь, результати розрахунків занесемо в таблицю 3.4.

Таблиця 3.4 - Визначення мінімальних припусків на обробку торцевих поверхонь розрахунково-аналітичним методом

Технологічні операції		Елементи припуску, мкм				Припуск Z _{min}		Коефіцієнт К _у
№	Найменування	Rz	h	Δкор	ε	Расчетный Z _{min}	Принятый Z _{min}	
Поверхня №1								
	Штампувальна	80	150	250	–	–	–	
	Токарна	50	50	15	100	580	Z ₂₈ = 0,58	0,06
	Токарна	40	40	12,5	100	215	Z ₂₇ = 0,22	0,05
	Токарна	32	30	10	50	142,5	Z ₂₆ = 0,15	0,04
Поверхня №3								
	Штамповка	80	150	250	-	-	-	
	Токарна	50	50	12,5	100	580	Z ₂₄ = 0,58	0,05
	Шліфувальна	5	10	5	0	112,5	Z ₂₃ = 0,12	0,02
Поверхня №5								
	Штампувальна	80	150	250	–	–	–	
	Токарна	50	50	12,5	100	580	Z ₂₁ = 0,58	0,05
	Шліфувальна	5	10	5	0	112,5	Z ₂₀ = 0,12	0,02
Поверхня №7								
	Штампувальна	80	150	250	–	–	–	
	Токарна	50	50	15	100	580	Z ₁₈ = 0,58	0,06
	Токарна	40	40	12,5	100	215	Z ₁₇ = 0,2	0,05
	Токарна	32	30	10	50	142,5	Z ₁₆ = 0,15	0,04
	Шліфувальна	5	5	7,5	0	72	Z ₁₅ = 0,08	0,03
	Шліфувальна	0,64	0,64	6,25	0	15,5	Z ₁₄ = 0,02	0,025
	Шліфувальна	0,32	0,32	5	0	7,53	Z ₁₃ = 0,01	0,02
Поверхня №9								
	Штампувальна	80	150	250	–	–	–	
	Токарна	50	50	15	100	580	Z ₆ = 0,58	0,06
	Токарна	40	40	12,5	100	215	Z ₇ = 0,2	0,05
	Токарна	32	30	10	50	142,5	Z ₈ = 0,15	0,04
	Шліфувальна	5	5	7,5	0	72	Z ₉ = 0,08	0,03
	Шліфувальна	0,64	0,64	6,25	0	15,5	Z ₁₀ = 0,02	0,025
	Шліфувальна	0,32	0,32	5	0	7,53	Z ₁₁ = 0,01	0,02
Поверхня №10								
	Штампувальна	80	150	250	–	–	–	
	Токарна	50	50	15	100	580	Z ₂ = 0,58	0,06
	Токарна	32	30	10	50	165	Z ₃ = 0,17	0,04
	Шліфувальна	5	5	7,5	0	72	Z ₄ = 0,08	0,03

Таблиця 3.5 - Розрахунок і оптимізація припусків на обробку операційних розмірів-координат формоутворення торцевих поверхонь вала, мм

Замикаючий розмір	Початкове рівняння	Розрахунковий розмір	Допуск	Прийнятий розмір	Граничне значення припуску
$A_3 = 10_{-0,009}$	$A_3 = S_{21}$	$S_{21} = 10$	0,009	$S_{21} = 10_{-0,009}$	-
$A_2 = 19,5 \pm 0,1$	$A_2 = S_{23}$	$S_{23} = 19,5$	0,2	$S_{23} = 19,5 \pm 0,1$	-
$A_5 = 34,5_{-0,1}$	$A_5 = S_{22}$	$A_5 = 34,5$	0,1	$A_1 = 34,5_{-0,1}$	-
$Z_{13min}=0,01$	$Z_{13} = S_{20} - S_{21}$	$S_{21max}=S_{20min}-Z_{13min}=10.01-0,01=10;$ $S_{21min}=9.991$	0.009	$S_{21}=10_{-0,009}$	$Z_{13}=10.025_{-0,015} - 10_{-0,009} = 0,025_{-0,015}^{+0,009}$
$Z_{11min}=0,01$	$Z_{11} = S_{19} - S_{20}$	$S_{20max}=S_{19min}-Z_{13min}=10.038-0,01=10,025$ $S_{20max}=10,025$	0,015	$S_{20}=10,025_{-0,015}$	$Z_{11}=10.06_{-0,022} - 10,06_{-0,015} = 0,05_{-0,022}^{+0,015}$
$Z_{14min}=0,02$	$Z_{14} = S_{18} - S_{19}$	$S_{19max}=S_{18min}-Z_{11min}=10,074-0,02=10,054$ $S_{19min}=10,012$	0,022	$S_{19}=10,06_{-0,022}$	$Z_{14}=10.11_{-0,036} - 10,06_{-0,022} = 0,05_{-0,036}^{+0,022}$
$Z_{10min}=0,02$	$Z_{10} = S_{14} - S_{18}$	$S_{18max}=S_{14min}-Z_{14min}=10,123-0,02=10,102$ $S_{18min}=10,042$	0,036	$S_{18}=10,11_{-0,036}$	$Z_{10}=10.15_{-0,027} - 10,11_{-0,036} = 0,04_{-0,027}^{+0,036}$
$A_5 = 34,5_{-0,1}$	$A_5 = A_8 + S_{17} + Z_{13} + Z_{14}$	$S_{17min}=A_{5min} - A_{8min} - Z_{13min} - Z_{14min} = 34.4 - 3.7 - 0.01 - 0.02 = 30.67;$ $S_{17max}=30.92$	0,25	$S_{17}=31_{-0,25}$	-
$Z_{23min}=0,12$	$Z_{23} = A_8 + S_{16} - S_{14} + Z_{13} + Z_{14} - A_5$	$S_{16min}=Z_{23min}+S_{14max}-Z_{13min}-Z_{14min}+A_{5max} - A_{8min} = 0,12 + 10,149 - 0,01 - 0,02 + 34,5 - 3,7 = 41,039;$ $S_{16max}=40,63$	0,39	$S_{16}=41,5_{-0,39}$	$Z_{23}=3,8_{-0,1}^{+0,3} + 41,5_{-0,25} - 10,15_{-0,027} + 0,025_{-0,015}^{+0,009} + 0,05_{-0,036}^{+0,022} - 34,5_{-0,1} = 0,725_{-0,541}^{+0,458}$
$Z_{20min}=0,12$	$Z_{20} = S_{12} - S_{10} + Z_{15} - S_{15}$	$S_{15max}=S_{12min}+Z_{15min}-Z_{20min}-S_{10max}=30,35+0,08-0,12-21,7=8,61;$ $S_{15min} =$	0,15	$S_{15}=8,6_{-0,15}$	$Z_{15}=30,5_{-0,15} - 21,7_{-0,084} + 0,1_{-0,027}^{+0,027} - 8,6_{-0,15} = 0,3_{-0,177}^{+0,261}$
$Z_{15min}=0,08$	$Z_{15} = S_{13} - S_{14}$	$S_{14max}=S_{13min} - Z_{15min}=10.223-0,08=10.143;$ $S_{14min} =$	0,027	$S_{14}=10.15_{-0,027}$	$Z_{15}=10,25_{-0,027} - 10,15_{-0,027} = 0,1_{-0,027}^{+0,027}$
$Z_9min=0,08$	$Z_9 = S_{10} - S_7 - S_{13}$	$S_{13max}=S_{10min} - S_{7max} - Z_9min=21,62-11,3-0,08=10,24;$ $S_{13min} =$	0,027	$S_{13}=10.25_{-0,027}$	$Z_9=21,7_{-0,084} - 11,3_{-0,07} - 10,25_{-0,027} = 0,15_{-0,07}^{+0,084}$
$Z_{20min}=0,12$	$Z_{21} = A_2 + A_4 + Z_{20} + Z_4 - S_{12}$	$S_{12max}=A_{2min}+A_{4min}-Z_{21min}+Z_{4min} = 19,4+10,9+0,12+0,08=30,5;$ $S_{12max}=30,35$	0,15	$S_{12}=30,5_{-0,15}$	$Z_{20}=19,5 \pm 0,1 + 11 \pm 0,1 + 0,3_{-0,177}^{+0,261} + 0,08 - 30,5_{-0,15} = 0,38_{-0,07}^{+0,084}$
$Z_{26min}=0,15$	$Z_{26} = S_{11} - A_6$	$S_{11min}=Z_{26min}+A_{6max}=0.15+9.7=9.85$	0.058	$S_{11}=9.85_{-0,058}$	$Z_{26}=9,85_{-0,058} - 9,5^{+0,2}=0,35_{-0,258}$

Розрахунок наступних припусків на бробку операційних розмірів-координат формоутворення торцевих поверхонь вала, проводимо аналогічно.

3.9. Проектування механічних операцій технологічного процесу

3.9.1 Проектування операції зубофрезерування

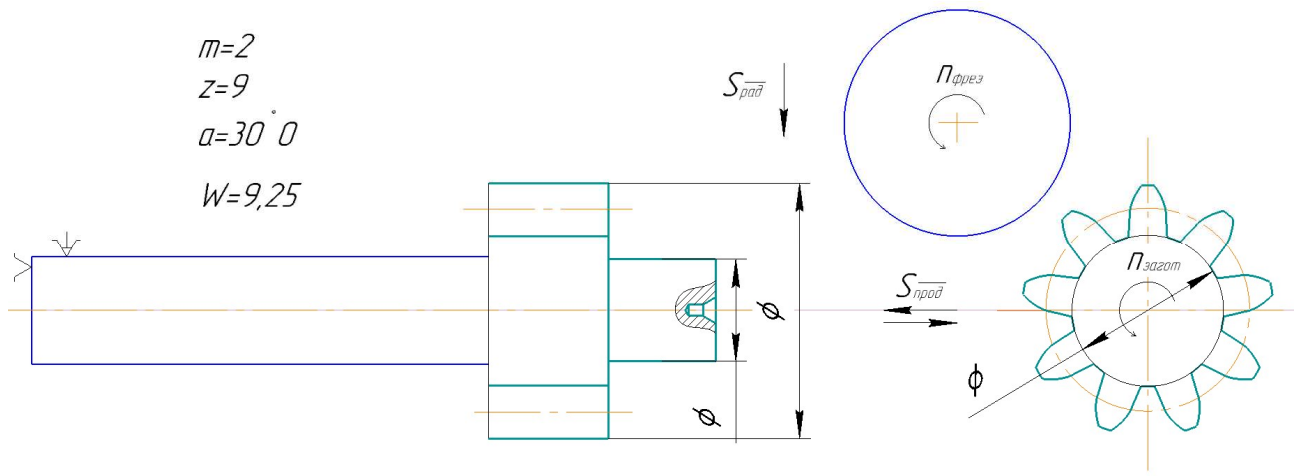


Рисунок 3.5 - Схема обробки при зубофрезеруванні

1. Параметри нарізаємого колеса: $m=2$; $z=38$; $B=6$.
2. Параметри інструменту: фреза черв'ячна модульна ANAJ 2510A ГОСТ 9324-80, $m=2$, $d_a=40$, $d=16$, $d_1=25$, $L=32$ матеріал фрези - HSS Co5, покриття - TiN.

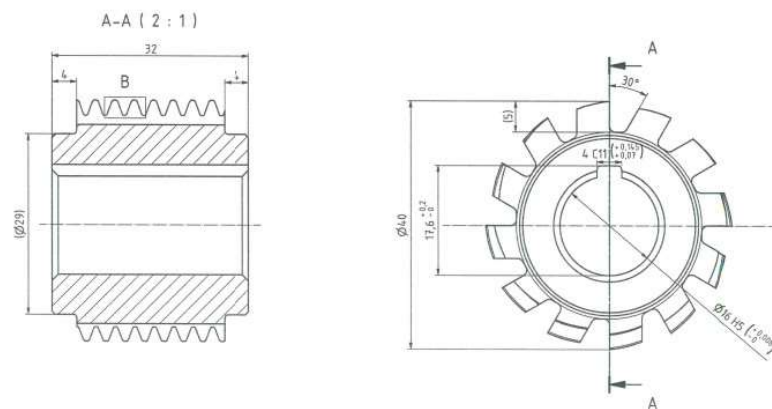


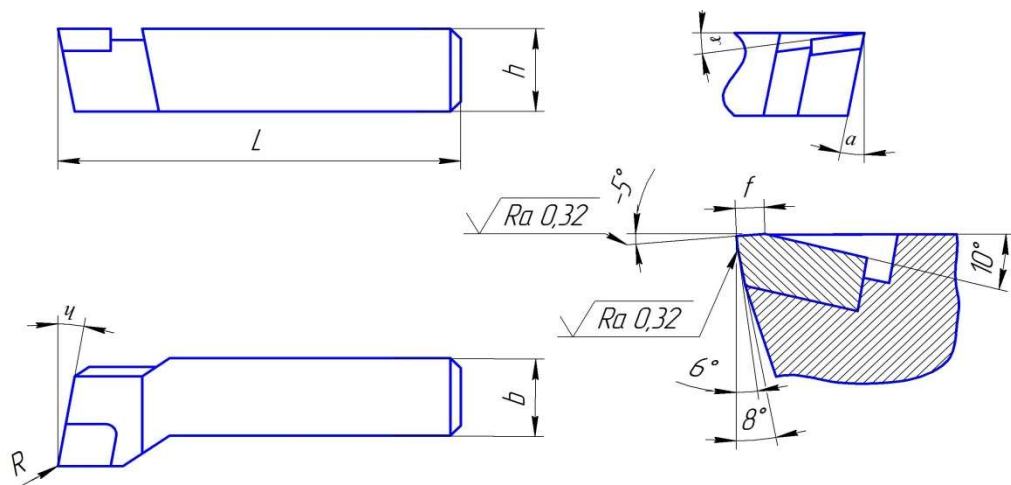
Рисунок 3.6 - Фреза черв'ячна модульна

3. Обираю токарний центр doosan lynx 220 ly з зубофрезерним блоком типу 15-2 410900001-45.
4. Визначаю подачу: табличне значення 2,5 мм/об [4, с. 82, т. 4.8]
Поправочні коефіцієнти [10, с. 82, т. 4.8]: $K_s = 1$, $K_{s1} = 1$, $S_p = S_T \cdot K_s = = 2,5 \cdot 1 = 2,5$ мм/об.
5. Визначаю період стійкості черв'ячної фрези [4, с. 83, т. 4.9] $T = 6$ год
6. Визначаю швидкості різання: $V = 25$ м/хв [4, с. 86, т. 4.14]
7. Визначаю оберти $n = 199$ об/хв, приймаю 200 об/хв.

9. Налаштовую подачу фрезерного блоку: $S = 2.5$ мм/об,
 10. Встановлюю глибину фрезерування, колесо нарізається за два проходи, глибина фрезерування: $h_1 = 1,4 \cdot m = 2,8$ мм., $h_2 = 0,7 \cdot m = 1,54$
 11. Визначити довжину робочого ходу: $L_{px} = 2B + l_{вр1} + l_{вр2} + l_{пер} = 14$ мм.,
 $l_{пер} = 2$ мм.,
 $l_{вр1} \sqrt{h \cdot (D - h)} = 10,2$ мм., $l_{вр2} \sqrt{h \cdot (D - h)} = 7,7$ мм. $L_{px} = 20 + 10,2 + 7,7 + 2 = 39,9$ мм.
 12. Визначити основний час: $T_0 = \frac{L_{px}}{S \cdot n_k}$
- $$n_k = \frac{n \cdot k}{z} = \frac{200 \cdot 1}{9} = 22,22 \text{ об/хв- частота обертання заготовки.}$$
- $$T_0 = \frac{L_{px}}{S \cdot n_k} = \frac{40}{2,5 \cdot 3,2} = 5 \text{ хв.}$$

3.9.2 Проектування чистової токарної операції

Обираю прохідний правий упорний різець з пластинами з твердого сплаву з кутом в плані 90° ГОСТ 18879-73, матеріал різця Т30К4, так як операція чистова. Різець 2101-0057 ГОСТ 18879-73 має такі геометричні параметри кутів: $\alpha = 10^\circ$; $\varphi = 10^\circ$; $\gamma = 0^\circ$; $\varphi_1 = 90^\circ$ Схема різця зображена на малюнку 2.10.2:



Малюнок 3.7 - Схема прохідного упорного різця з пластинами з твердого сплаву з кутом в плані 90° ГОСТ 18879-73

Розраховую поправочний коефіцієнт

$$K_v = K_{mv} \cdot K_{uv} \cdot K_{nv} \cdot K_{\varphi v} \cdot K_{\varphi_1 v} = 0,6 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 0,7 \cdot 1 = 0,588;$$

де:

1. Поправочний коефіцієнт, що враховує вплив фізико-механічних властивостей на швидкість різання:

$$K_{mv} = K_c \left(\frac{750}{\sigma_s} \right)^{n_v} = 0,8 \cdot \left(\frac{750}{1000} \right)^1 = 0,6; \text{ де: } K_c = 0,8; n_v = 1 \text{ [4, с. 262, т. 2]}$$

2. Поправочний коефіцієнт, що враховує вплив стану поверхні заготовки: $K_{nv} = 1$ [4, с. 263, т. 5]

3. Поправочний коефіцієнт, що враховує вплив інструментального матеріалу: $K_{IV} = 1,4$ [4, с. 263, т. 6]; $K_{\phi V} = 0,7$; $K_{\phi IV} = 1$ [4, с. 271, т. 18]

4. Визначаю подачу за формулою Чебишева [11, с. 31, ф. 2.7]:

$$S_{расч} = k_1 * D_{max} + k_2 * RZ + b = 0.00012 * 9,1 + 0.013 * 10 + 0.012 = 0.143 \text{ мм/об}$$

где: $k_1 = 0,00012$; $k_2 = 0,013$; $b = 0,012$ [11, с. 32, т. 2.5]

Приймаємо 0,15

5. Визначаю швидкість різання:

$$V_p = \frac{C_v}{S^y t^x T^m} * K_v = \frac{292}{60^{0.2} 0.25^{0.15} 0.15^{0.2}} 0,588 = 135 \text{ м/мин}$$

де: $C_v = 420$; $X = 0,15$; $y = 0,2$; $m = 0,2$ [4, с. 269, т. 17]; $T = 60$ хв

6. Визначу розрахункову частоту обертання шпинделя верстата:

$$n_p = \frac{1000 V_p}{\pi D} = \frac{1000 * 135}{3.14 * 8.5} = 5056 \text{ об/мин}$$

7. Визначу силу різання:

$$P_{x, y, z} = 10 C_p t^x S^y V^n K_p;$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp};$$

де: значення коефіцієнтів [4, с. 275, т. 23], і значення коефіцієнта C_p і показників ступеня [4, с. 273, т. 22]

Таблиця 3.6

Сила	$K_{\phi p}$	$K_{\gamma p}$	$K_{\lambda p}$	C_p	x	y	n
Pz	1	1	1	300	1,0	0,75	-0,15
Py	1	1	1	243	0,9	0,6	-0,3
Px	1	1	1	339	1,0	0,5	-0,4

$$K_{mp} = \left(\frac{\sigma_b}{750}\right)^n = \left(\frac{1000}{750}\right)^{0,75} = 1,24; \text{ где: } n = 0,75 \text{ [1, с. 264, т. 9]}$$

$$K_p = K_{mp} \cdot K_{\phi p} \cdot K_{\gamma p} \cdot K_{\lambda p} \cdot K_{rp} = 1,24 \cdot 1,17 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1,45$$

$$P_z = 10 \cdot 300 \cdot 0,2^1 \cdot 0,15^{0,75} \cdot 135^{-0,15} \cdot 1,45 = 437 \text{ Н}$$

8. Визначити ефективну потужність різання:

$$N = \frac{P_z V}{1020 * 60} = \frac{437 * 135}{1020 * 60} = 0,97 \text{ кВт}$$

Обираю токарний верстат токарний центр doosan lynx 220 ly [Додаток А]

Приймаю: $S_{nn} = 0,15 \text{ мм/об}$; $n = 2500 \text{ об/хв}$

9. Визначу фактичну швидкість різання:

$$V = \frac{\pi D n}{1000} = \frac{3.14 * 8.5 * 2500}{1000} = 67 \text{ м/мин}$$

10. Визначу основний час обробки:

$$T_0 = \frac{L_{px}}{S_{np} n_{np}};$$

$$T_0 = \frac{35}{0.15 * 2500} = 0.093 \text{ хв.}$$

ВИСНОВОК

У цьому розділі ми вирішували завдання, які пов'язані з розробленням технологічного процесу дрібносерійного виробництва шестерні ведучої, а саме: обрали метод виготовлення заготовки – штампування на КГШП; визначили якісні та кількісні показники технологічності деталі – деталь технологічна за всіма показниками; розробили та розрахували розмірну схему формоутворення поверхонь; спроектували операції обробки деталі та провели для них розрахунки режимів різання двома способами: арифметичним та за допомогою програмного забезпечення, наданого кафедрою технології виробництва авіаційних двигунів.

У роботі розроблено маршрутно-операційний технологічний процес виготовлення деталі «шестерня ведуча», підібрані сучасне обладнання та ріжучий інструмент для всіх формоутворювальних операцій.

4 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

4.1 Загальні відомості

Об'єктом дослідження є проточна частина ступеню відцентрового насоса, у складі наступних структурних елементів: лопатковий дифузор, крильчатка.

Відцентрові насоси відносяться до підкласу динамічних осесиметричних механізмів, що амортизують турбомашини. Рідини, що транспортуються відцентровим насосом, використовують гідродинамічну енергію, що перетворюється з обертальної кінетичної енергії потоку рідини. Рідини транспортуються з області низького тиску область більш високого тиску через крильчатку. Відцентрові насоси створюють негативний тиск при тиску на вході, тому атмосферний тиск підштовхує рідину до насоса.

Загальні проблеми, з якими стикаються відцентрові насоси, - це кавітація, надмірна вібрація, надмірний шум, витоку, відмова механічного ущільнення, відмова компонентів та багато іншого. Симптомами кавітації є брязкітний шум і високий рівень вібрації відцентрового насоса.

Джерела проблем можна побачити за характеристиками потоку всередині відцентрового насоса. Коли рідина рухається через робоче колесо, зниження тиску впливає на температуру кипіння рідини. Отже, чим нижчий тиск рідини, тим нижча точка кипіння рідини. Кавітація виникає, якщо тиск рідини падає нижче за тиск пари. Це викликає вібрацію та шум відцентрового насоса.

Кавітація руйнує робоче колесо та створює невеликі отвори. Тиск напорі на виході відцентрового насоса також зменшується. Падіння тиску може бути викликано втратою енергії в рідині, яка рухається від всмоктуючої лінії насоса до робочого колеса, що обертається. Інші фактори, що впливають на падіння тиску, включають кути робочого колеса, лопаті робочого колеса та кут входу, пов'язані зі швидкістю рідини. Одним з варіантів подолання цих проблем є розробка нової крильчатки та равлика відцентрового насоса. Завдяки новій конструкції крильчатки насос може працювати з високою ефективністю.

Мета даного дослідження - надати конструкцію робочого колеса з покращеним розподілом потоку завдяки вивченню впливу числа лопаток крильчатки на ККД та тиск на виході. Розрахунок виконується шляхом виконання CFD-аналізу із різними моделями насоса.

Оптимізація робочих коліс насоса має велике значення для покращення продуктивності відцентрового насоса, особливо з погляду гідравлічного ККД. Є багато параметрів для оптимізації робочого колеса насоса, наприклад, кількість лопат, кут і діаметр лопаток, і т.д., всі вони мають великий вплив на кінцеві характеристики насоса. Отже, кількість лопаток впливає на гідравлічний ККД насоса і він може бути збільшений за рахунок зміни кількості лопаток. У раніше проведених дослідженнях було з'ясовано, що при великій кількості лопаток потік краще спрямовується (рисунок 1), але й втрати через в'язке тертя збільшуються. У цьому дослідженні робочі колеса

з 6, 8 та 12 лопатями були спроектовані без зміни вихідного профілю робочого колеса (робоче колесо з 6 лопатями). За початкові дані використані твердотільні CAD-моделі елементів ступеня насоса.

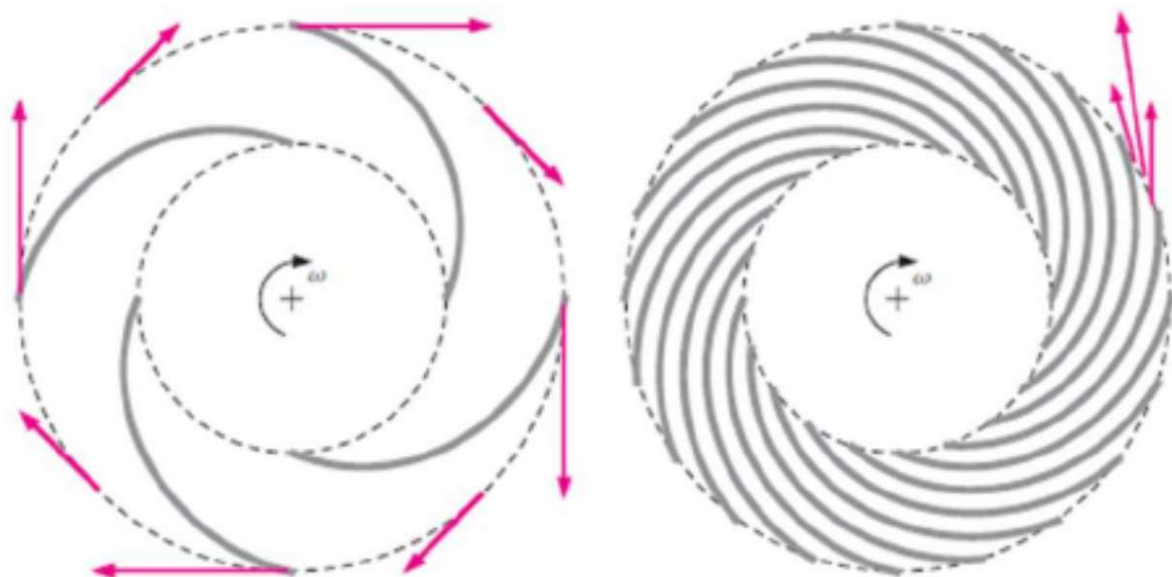


Рисунок 4.1 – Робоче колесо з кількома лопатками та робоче колесо з безліччю лопаток.

4.1.1 Постановка завдань та числова методологія

Обране завдання обумовлене необхідністю підвищення тиску робочого тіла при виході з відцентрової частини блоку насоса БН148, для подальшого підвищення ККД насоса шестерного типу. 3D модель блоку насоса БН148 представлена на рисунку 4.2.

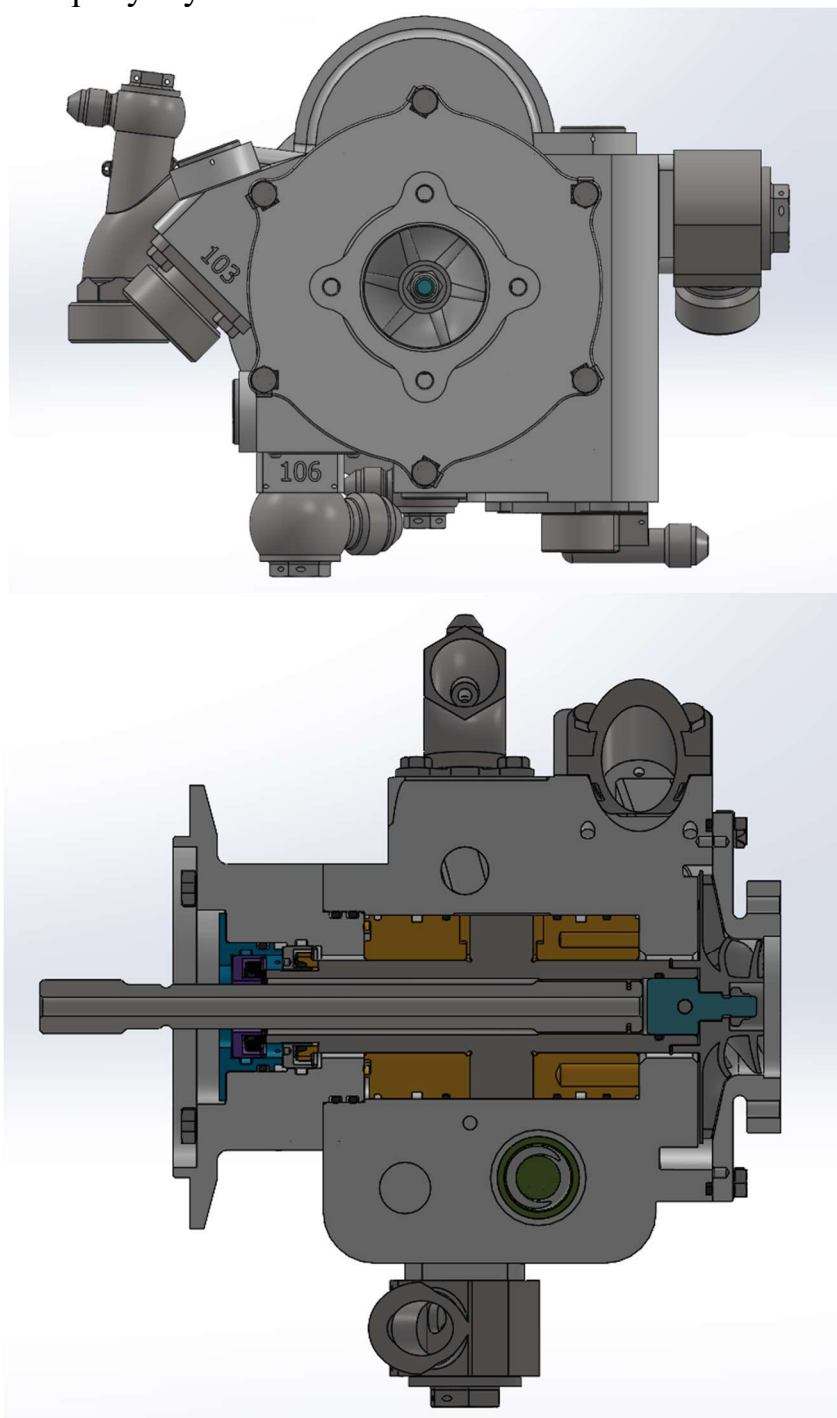


Рисунок 4.2 – Блок насоса БН148 із відцентровою частиною.

Робочі колеса з 6, 8 та 12 лопатями (рисунок 4.3) були створені без зміни вихідного профілю лопаток робочого колеса, діаметрів входу та виходу 80 мм та 39 мм, відповідно. Геометричні характеристики моделі описані в таблиці 4.1. Геометрія старого та нового равлика наведено на рисунку 4.4. У даному дослідженні для спрощення створеної геометрії не враховувалися

балансувальні отвори та втрати від витоку відцентрового насоса. Розрахункова схема насоса з 8 лопатями зображено рисунку 4.5.

Таблиця 4.1

Параметри	Значення
Форма лопатки	Радіальна
Товщина лопатки	1,2
Ширина лопатки на вході	2,5
Ширина лопатки на виході	11
Кількість лопаток	6,8,12
Тип крильчатки	Напівзакрита

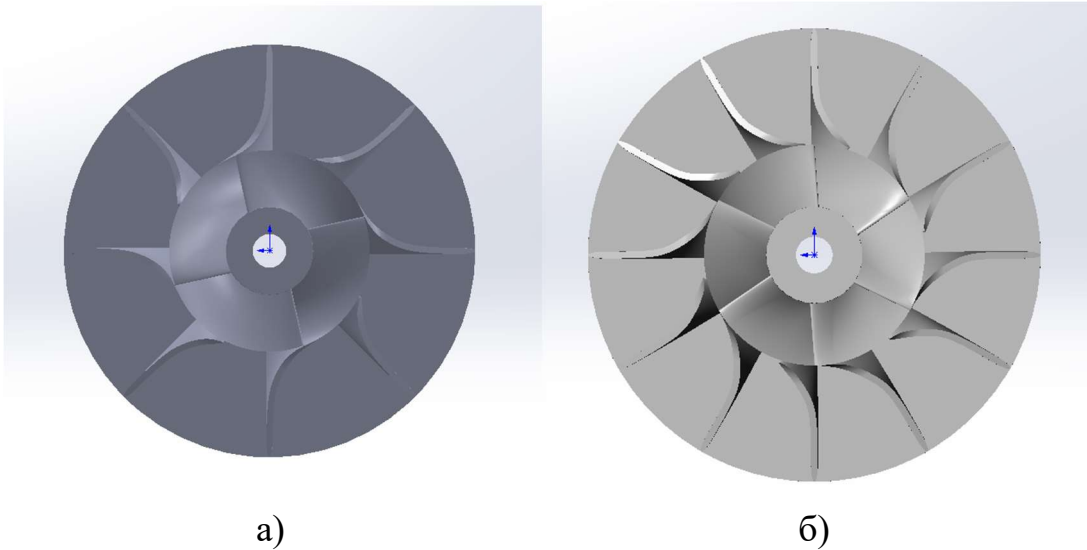
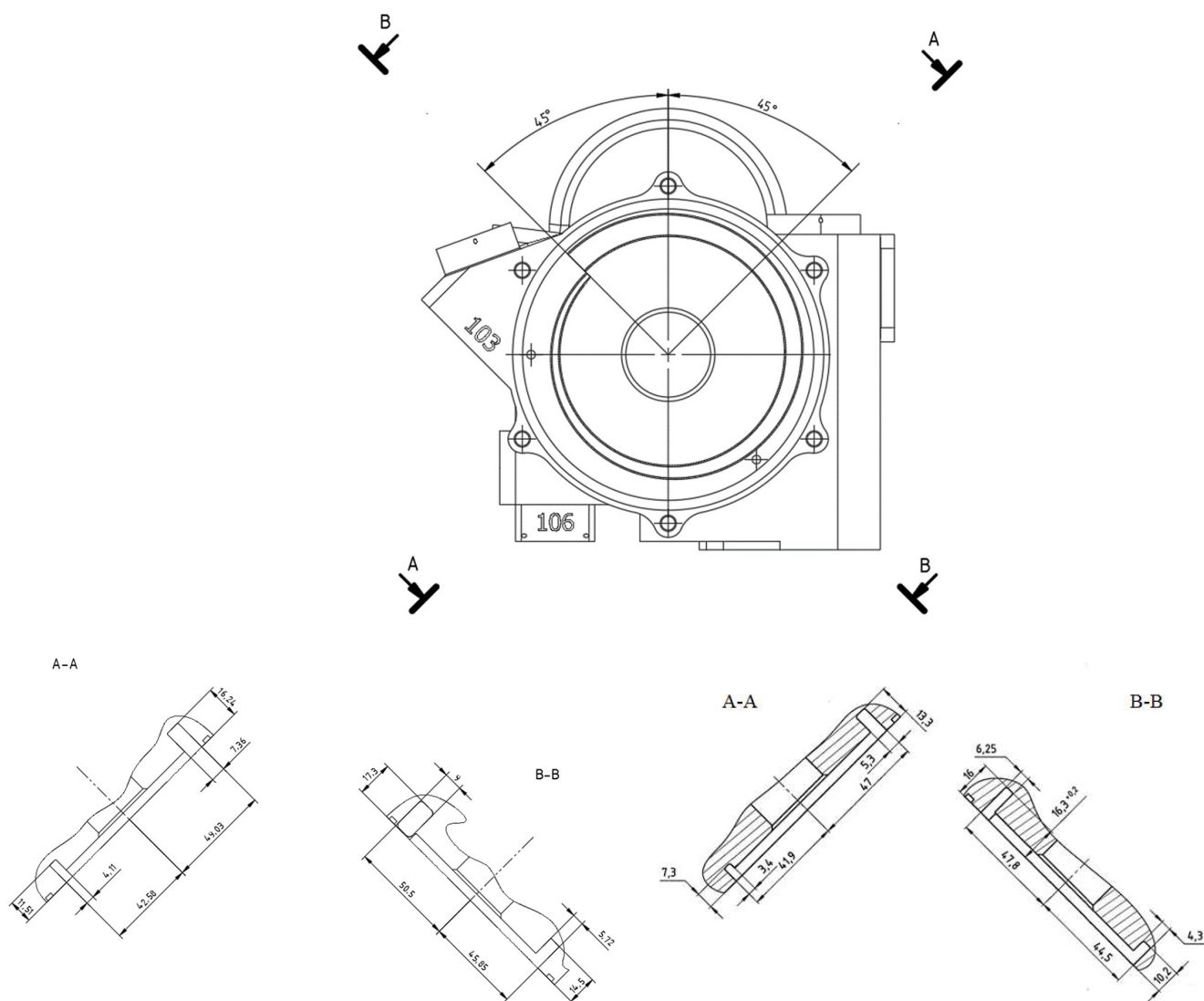


Рисунок 4.3 – Геометричні моделі робочих коліс:
а. робоче колесо з 8 лопатями, б. робоче колесо з 12 лопатями.



а) б)
 Рисунок 4.4 – Геометрія використовуваних равликів при розрахунку:
 а. новий равлик, б. початковий равлик.

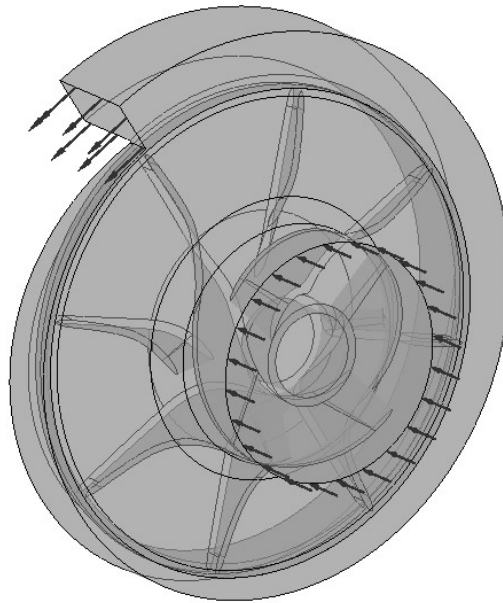


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема відцентрового насоса.

Перед проектуванням робочого колеса необхідно вивчити технічні характеристики насоса, оскільки на характеристики насоса з радіальним потоком значною мірою впливає геометрія робочого колеса. У таблиці 4.2 наведено технічні характеристики насоса.

Таблиця 4.2

№		обозначение	значение		
1	Масовий розхід	Q кг / с	1,1	1,1	1,1
2	Тиск на вході	H бар	0,25	0,25	0,25
3	Частота обертання	N об/мин	4700	4700	4700
4	Діаметр робочого колеса на вході	D1 мм	39	39	39
5	Діаметр виходу	D2 мм	80	80	80
6	Кількість лопаток	Z	6	9	12
7	Товщина лопаток	T мм	1,2	1,2	1,2
8	Кут лопатки на вході	$\beta 1^\circ$			
9	Кут лопатки на виході	$\beta 2^\circ$			

4.2. Побудова геометрії та створення сітки:

Засобами проектування, що використовуються у цьому дослідженні, є програмне забезпечення SolidWorks та ANSYS.

SolidWorks – програмний комплекс САПР для автоматизації робіт промислового підприємства на етапах конструкторської та технологічної підготовки виробництва. Забезпечує розробку виробів будь-якого ступеня складності та призначення.

ANSYS – це програмне забезпечення для інженерного аналізу, призначене для прогнозування широкого спектра аналізів, включаючи аналіз

методом кінцевих елементів, структурний аналіз, обчислювальну гідродинаміку. Це один із добре зарекомендували себе та зручних інструментів аналізу, який успішно застосовується для вирішення інженерних завдань. Ця передова технологія дозволяє проводити розрахунки моделювання швидше, точніше та ефективніше.

Побудова геометрії: Спочатку за допомогою програмного забезпечення Solidworks були спроектовані тривимірні моделі крильчатки з різною кількістю лопаток та новий равлик. Крильчатка сконструйована з 8 лопатками показана на рисунку 4.5 в ізометрії, а на рисунку 4.6 - вид крильчатки спереду. Після цього були виконані складання насоса з використанням оригінального равлика, і нового. Далі відцентровий насос, що складається з вхідної, вихідної, секції крильчатки, був згенерований за допомогою програмного забезпечення Ansys.

Створення сітки: При аналізі потоку рідини в крильчатці потрібна сітка, щоб розділити область потоку на дрібніші частини. Сіткова модель насоса була створена в ANSYS Meshing. Для надійнішого виконання моделювання використовувалася детальна сітка. Однак, якщо сітка надто деталізована, кількість елементів буде величезною, це призводить до більш високих обчислювальних та часових витрат. Тому сітка складається з тетраедричних осередків, кількість вузлів та елементів в різних моделях представлені в таблиці 4.3. На рис. 4.7 показаний ізометричний вигляд сітки конструкції насоса з 8-лопатовим робочим колесом.

Таблиця 4.3

	6 лопаток	8 лопаток	12 лопаток
Кількість вузлів		943818	
Кількість елементів		3453973	

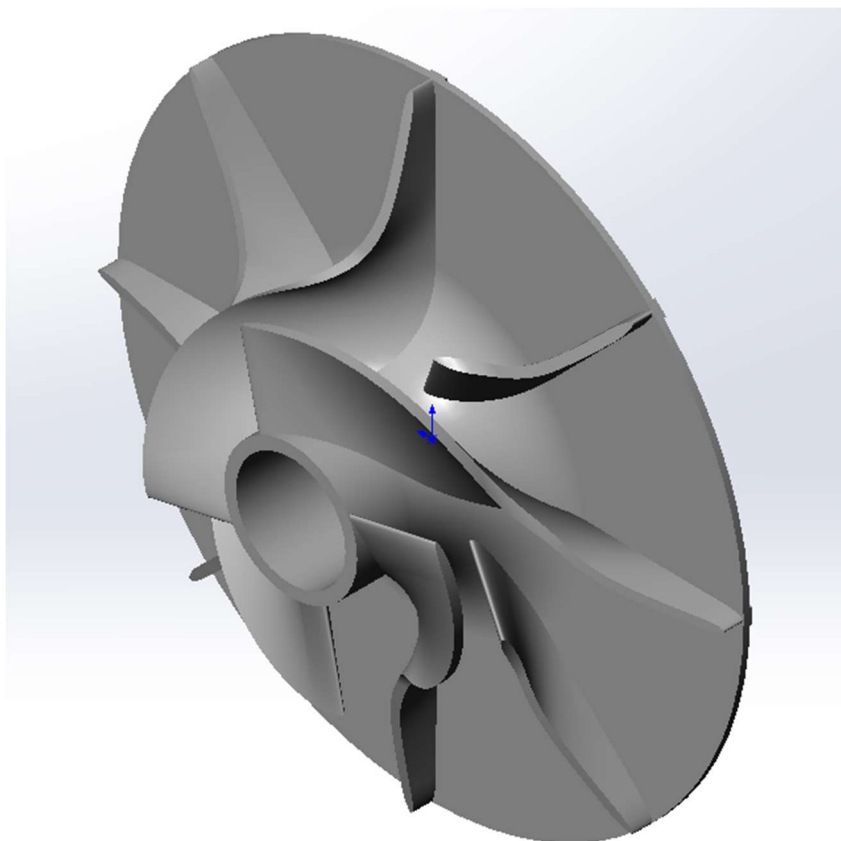


Рисунок 4.5 – Изометричний вид робочого колеса

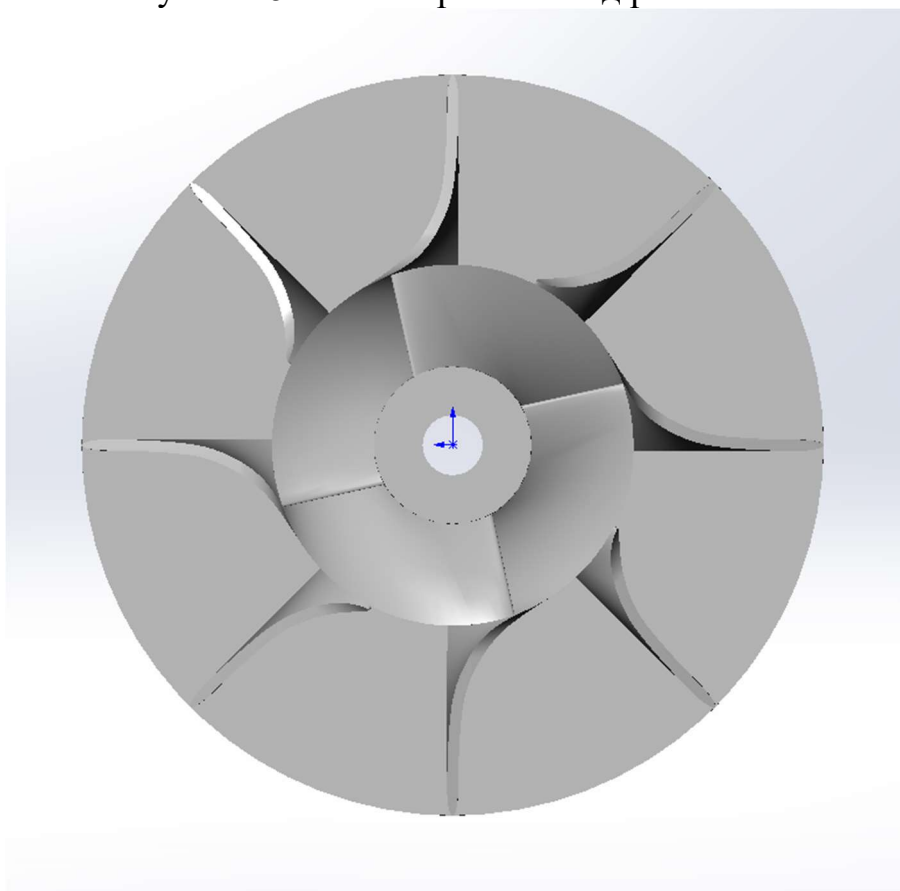
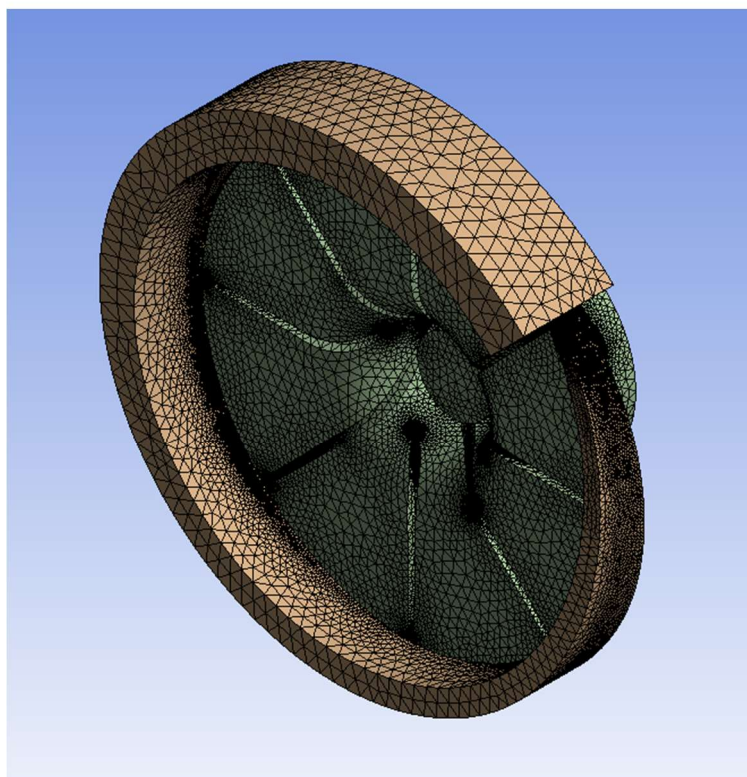


Рисунок 4.6 – Робоче колесо, вид спереду



Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	CFD
Solver Preference	CFX
Element Order	Linear
<input type="checkbox"/> Element Size	2,8e-003 m
Sizing	
Use Adaptive Sizi...	No
<input type="checkbox"/> Growth Rate	Default (1,2)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (5,6e-003 m)
Mesh Defeatureing	Yes
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default (1,4e-005 m)
Capture Curvature	Yes
<input type="checkbox"/> Curvature Mi...	Default (2,8e-005 m)
<input type="checkbox"/> Curvature Nor...	14,°
Capture Proximity	Yes
<input type="checkbox"/> Proximity Min ...	Default (2,8e-005 m)
<input type="checkbox"/> Num Cells Acr...	2
Proximity Size Fu...	Faces and Edges
Bounding Box Di...	0,13493 m
Average Surface ...	3,9478e-004 m ²
Minimum Edge L...	4,1162e-009 m
Quality	
Check Mesh Qua...	Yes, Errors
<input type="checkbox"/> Target Skewn...	Default (0,900000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	None
Inflation	
Use Automatic In...	None
Inflation Option	Smooth Transition
<input type="checkbox"/> Transition Ratio	0,77
<input type="checkbox"/> Maximum Lay...	5
<input type="checkbox"/> Growth Rate	1,2
Inflation Algorit...	Pre
View Advanced ...	No
Advanced	
Number of CPUs ...	Program Controlled
Straight Sided El...	
Rigid Body Behav...	Dimensionally Reduced
Triangle Surface ...	Program Controlled
Topology Checki...	Yes
Pinch Tolerance	Default (2,52e-005 m)
Generate Pinch o...	No
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	943818
<input type="checkbox"/> Elements	3453973

а)

б)

Рисунок 4.7 – а) Ізометричний вид сітки проточної частини відцентрового насоса.

б) значення, що вводяться при створенні сітки.

Після цього створюємо іменні вибірки для зручності прикладення граничних умов та обробки результатів. Назви іменних вибірок та їх розташування представлені на рисунку 4.8.

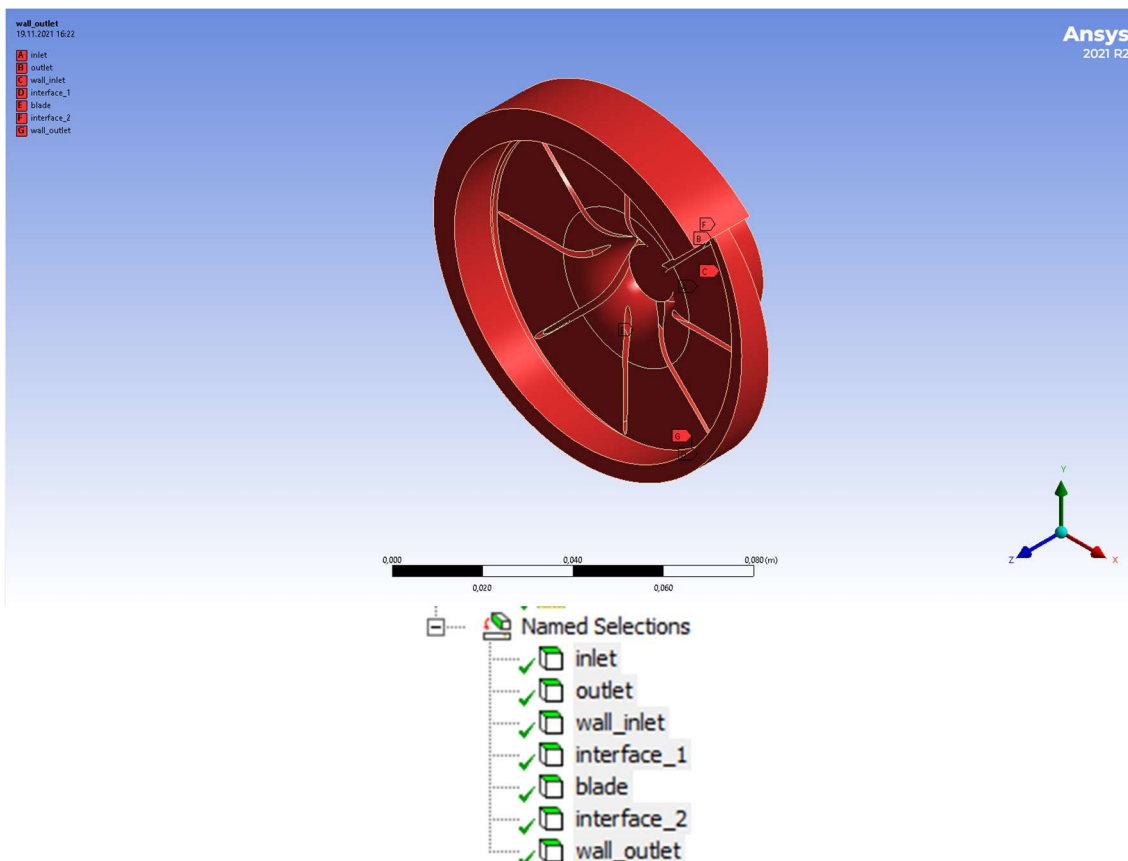


Рисунок 4.8 – Іменні вибірки проточної частини відцентрового насоса

4.3. Прикладення граничних умов

Граничні умови визначаються відповідно до реальних умов експлуатації. Масова витрата та тиск зазначені відповідно на виході та вході насоса. У всіх моделюваннях цього дослідження граничні умови однакові. Отже, будь-які зміни в результатах відбуваються лише через геометричні відмінності між крильчатками та равликами. Умови ковзної стінки були накладені на всі фізичні поверхні ротора – лопаток та стінок крильчатки (рисунок 4.9, 4.10) та стінки статора (рисунок 4.12). На вхід відцентрового насоса прикладений тиск 0,25 атм. (рисунок 4.11).

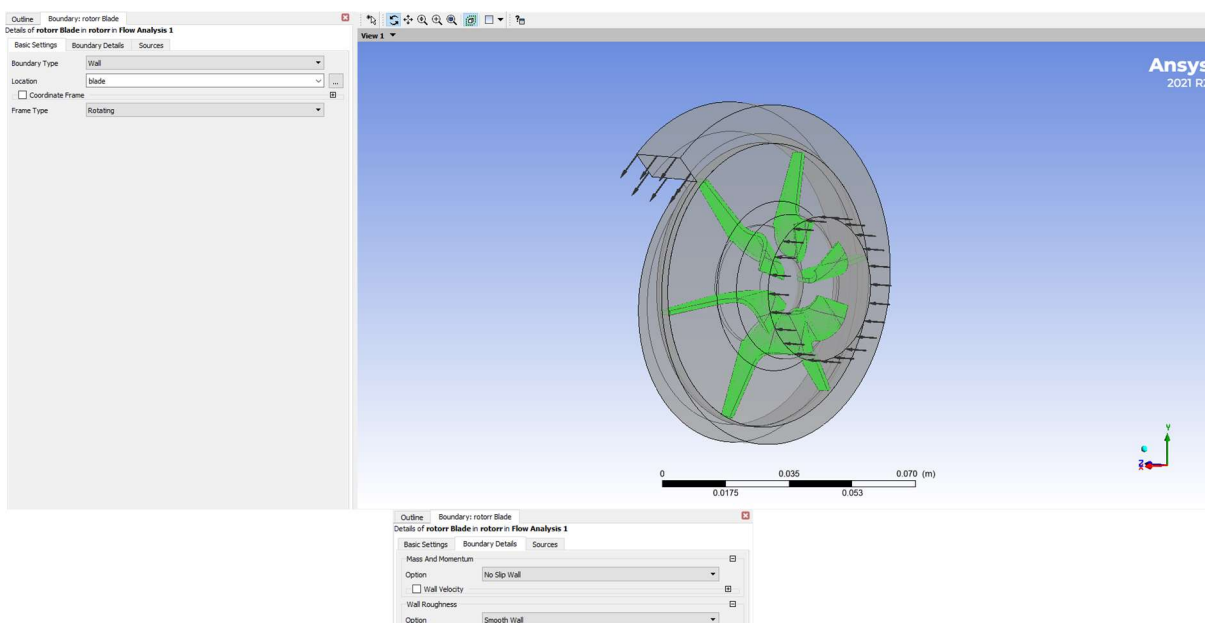


Рисунок 4.9 – прикладення граничних умов на лопатки ротора

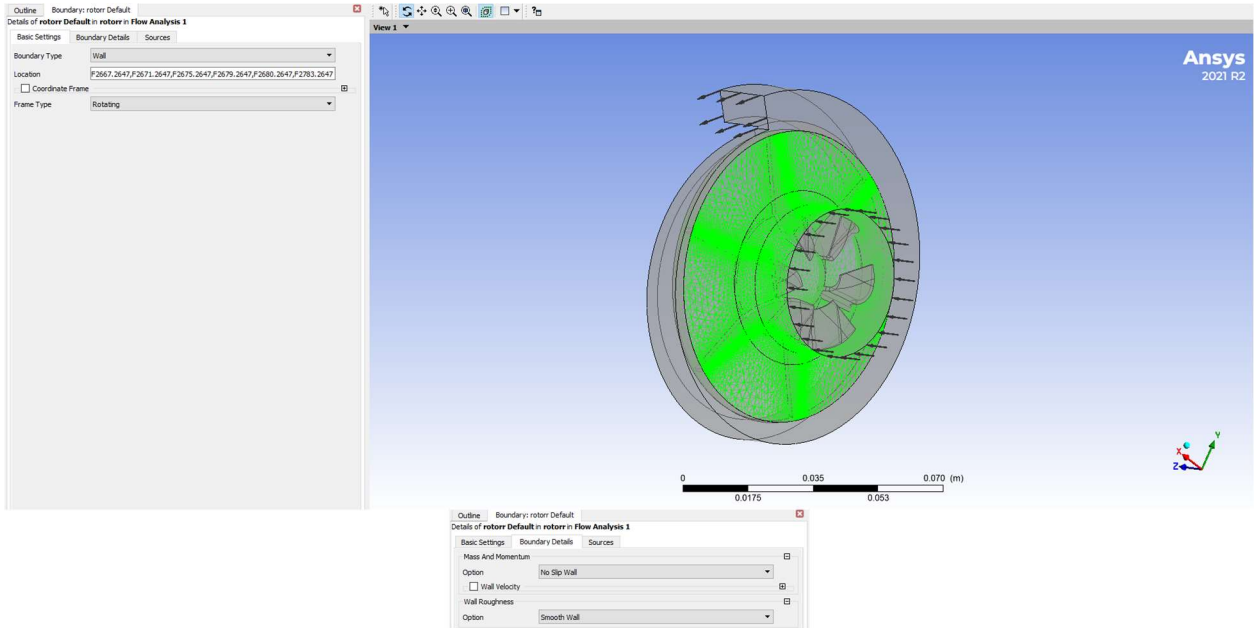


Рисунок 4.10 – прикладення граничних умов на стінки ротора

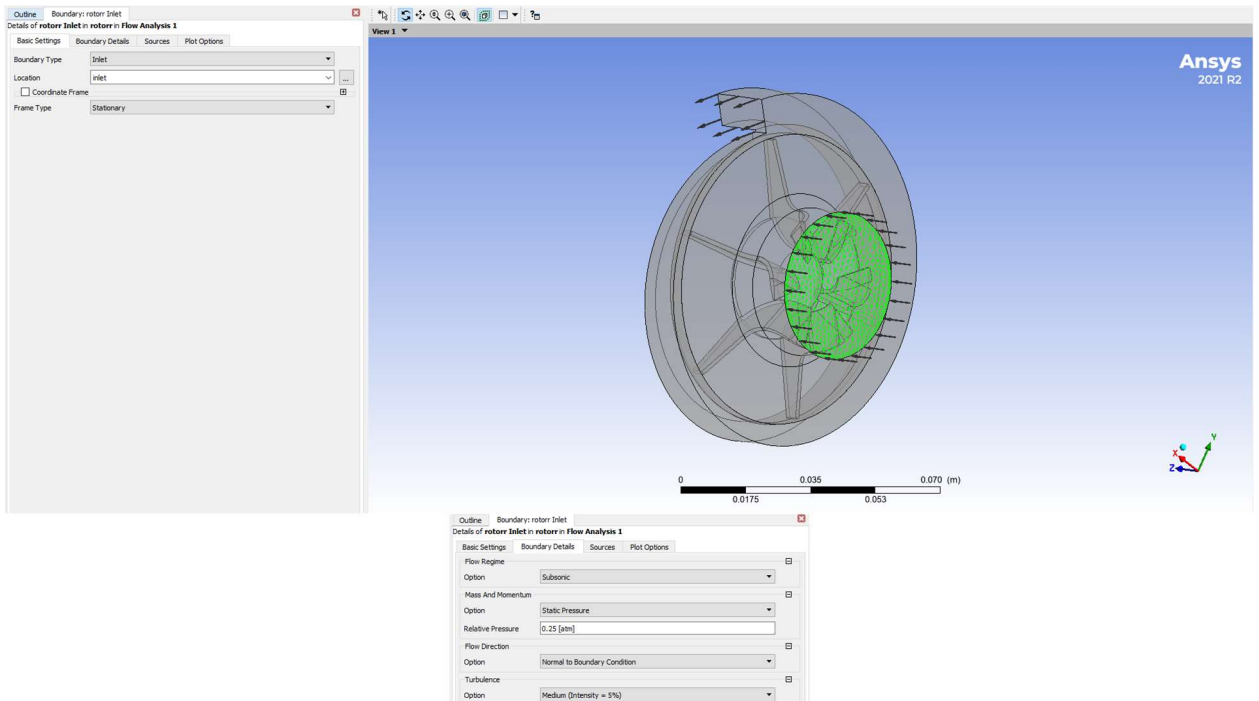
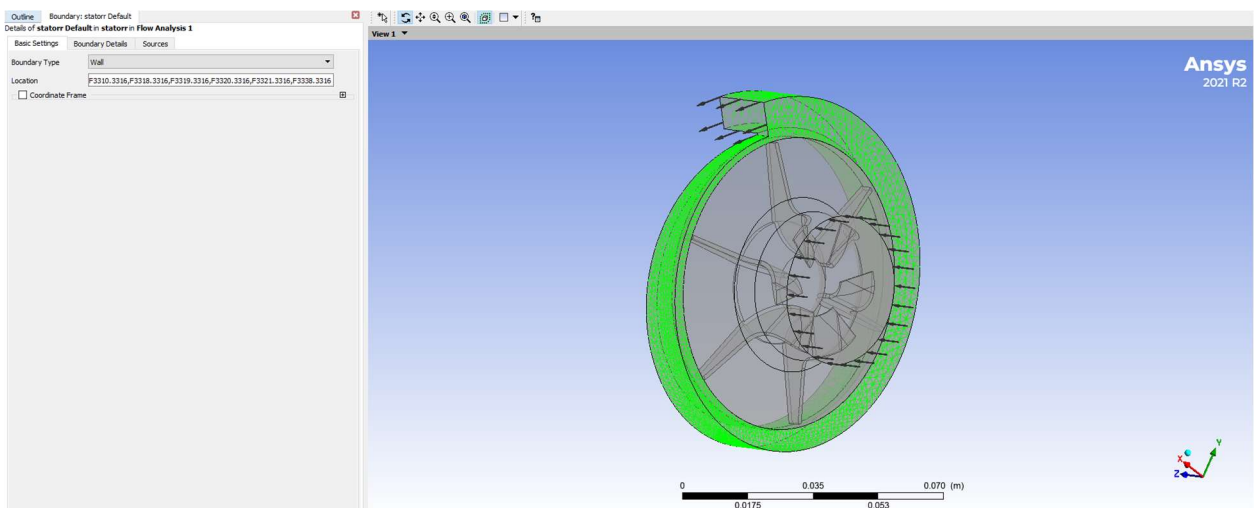


Рисунок 4.11 – прикладення граничних умов на вхід до ротора



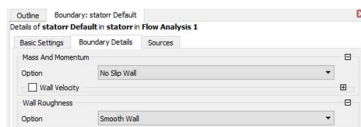


Рисунок 4.12 – прикладення граничних умов на стінки статора

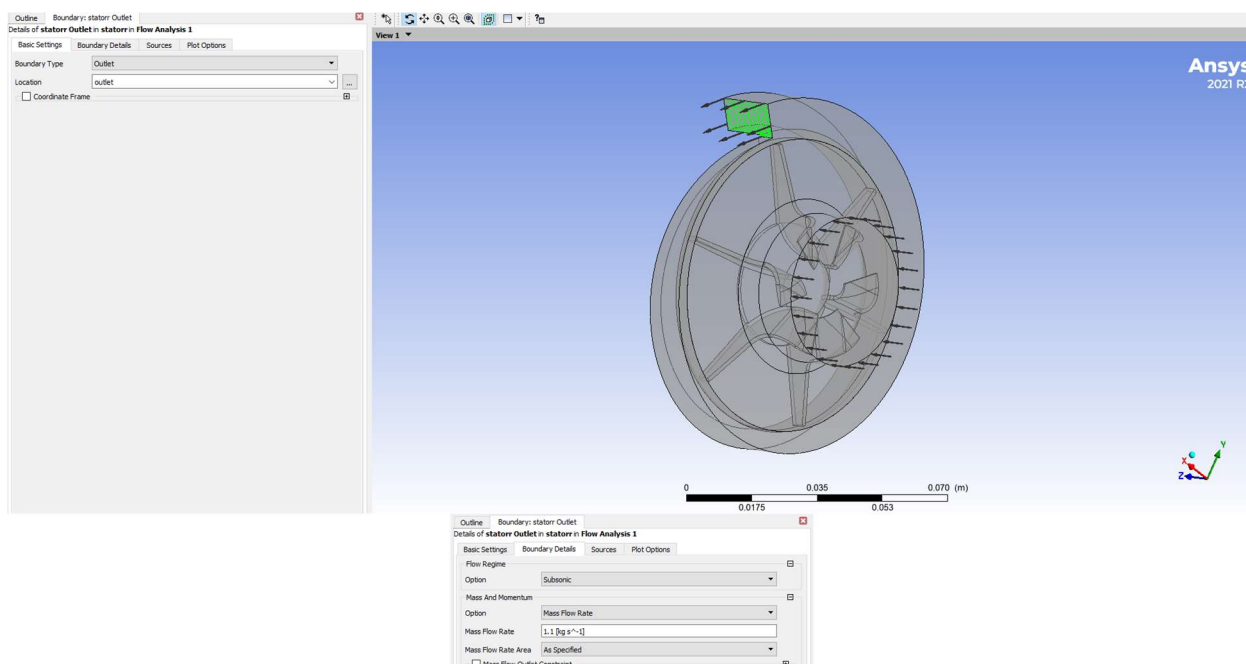


Рисунок 4.13 – прикладення граничних умов на виході зі статора

Фізичні властивості матеріалу, що використовується у CFD розрахунку представлені у таблиці 4.4.

Таблиця 4.4

Властивості	Паливо ТС-1 ГОСТ 10227-86
Густина кг/м ³	780
Питома теплоємність Дж/кг*К	2000
Теплопровідність	-
В'язкість мм ² /с	1,3

Розрахунок проводився без урахування теплообміну та стисливості. Для визначення властивостей середовища було встановлено такі умови: температура 20°C, щільність 780 кг/м³, в'язкість 1666,6 Пас. На виході з равлика задається масова витрата 1,1 кг/с, у перерахунку на 5,08 м³/год (рисунок 4.13). На виході задається опорний тиск 101325 Па. Частота обертання колеса – 4700 об/хв.

4.3 Результати дослідження

На рисунках 4.14, 4.16, 4.18, 4.20 показано розподіл ліній швидкостей, на рисунках 4.15, 4.17, 4.19, 4.21 – розподіл тиску на виході при різних конфігураціях насоса.

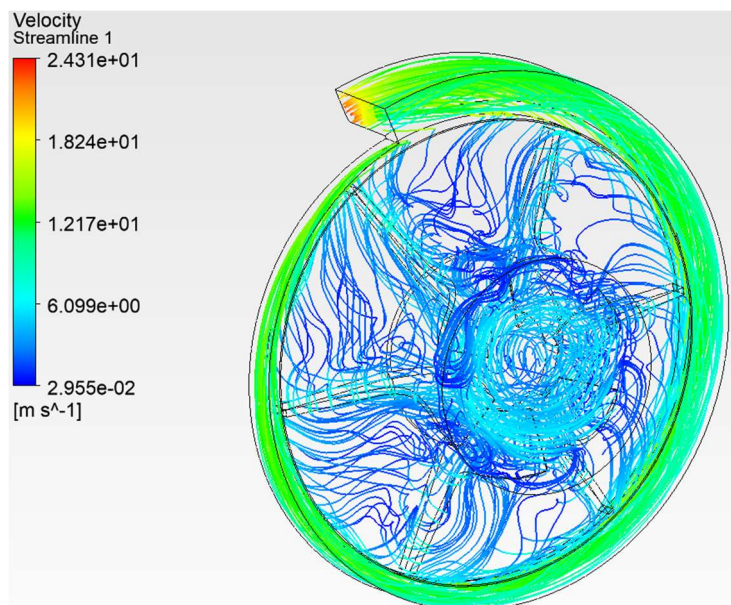


Рисунок 4.14 – Розподіл ліній швидкостей у початковому равлику з початковою крильчаткою

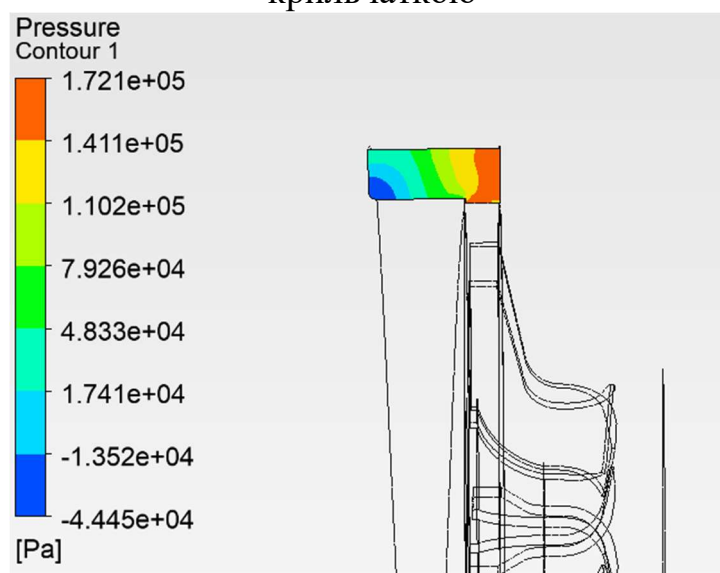


Рисунок 4.15 – Розподіл тиску на виході з початкового равлика з початковою крильчаткою.

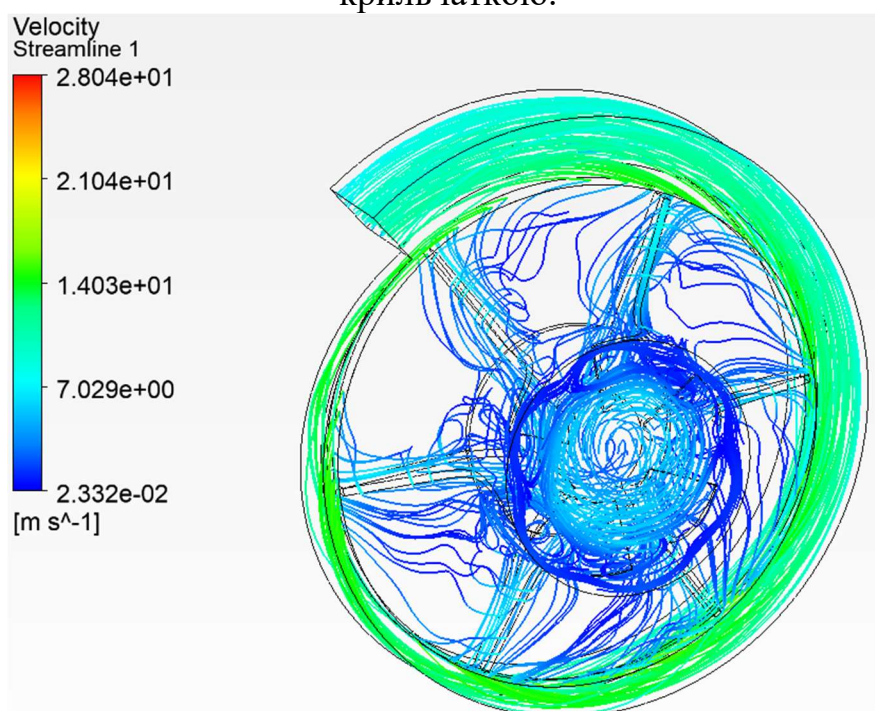


Рисунок 4.16 – Розподіл ліній швидкостей у новому равлику з початковою крильчаткою

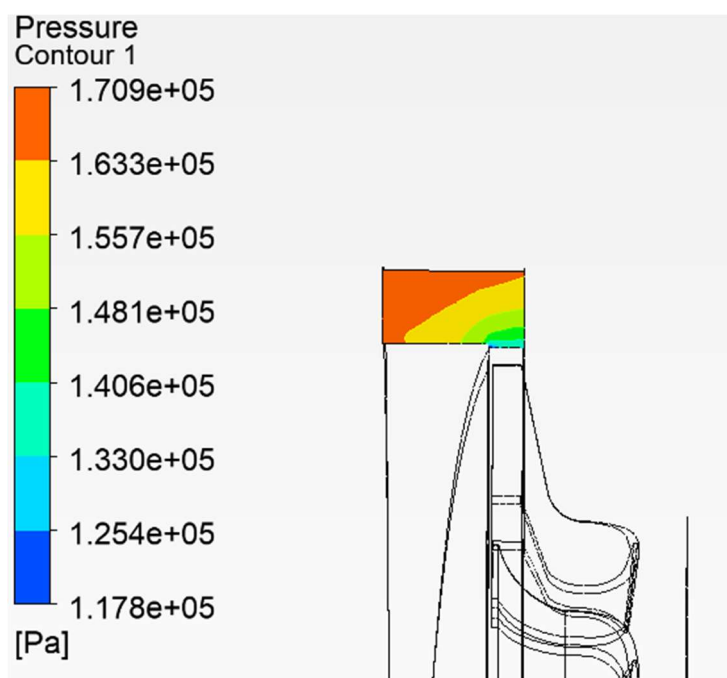


Рисунок 4.17 – Розподіл тиску на виході з нового равлика з початковою крильчаткою

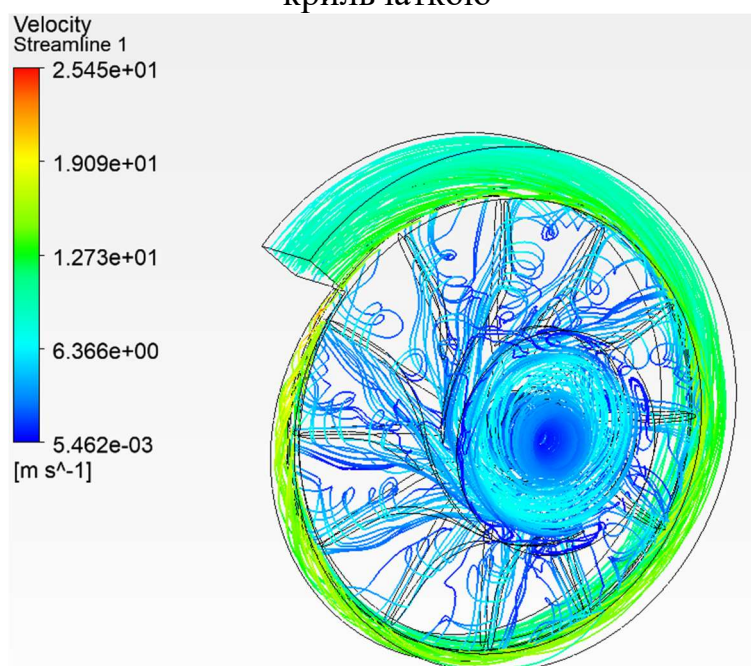


Рисунок 4.18 – Розподіл ліній швидкостей у новому равлику з новою крильчаткою (12 лопаток).

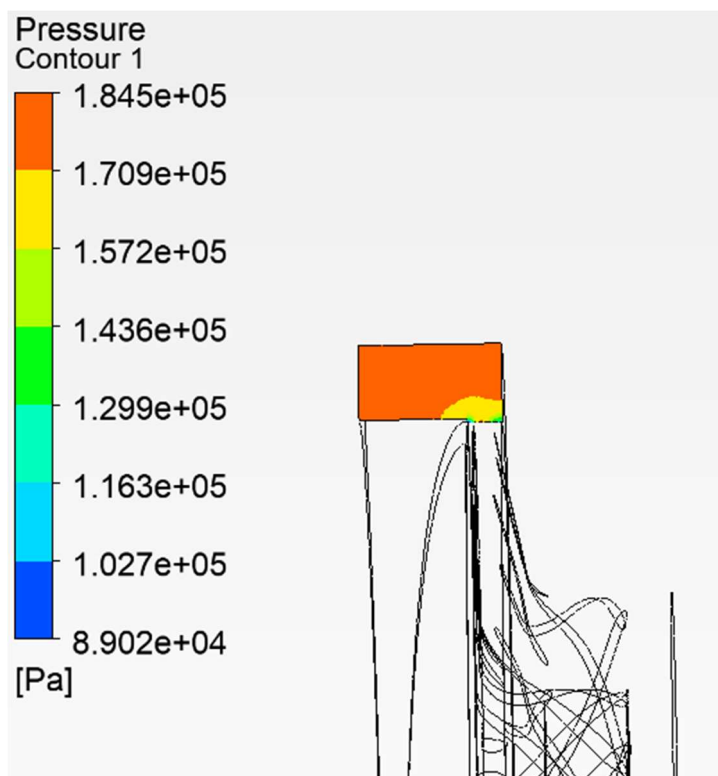


Рисунок 4.19 – Розподіл тиску на виході з нового равлика з новою крильчаткою (12 лопаток).

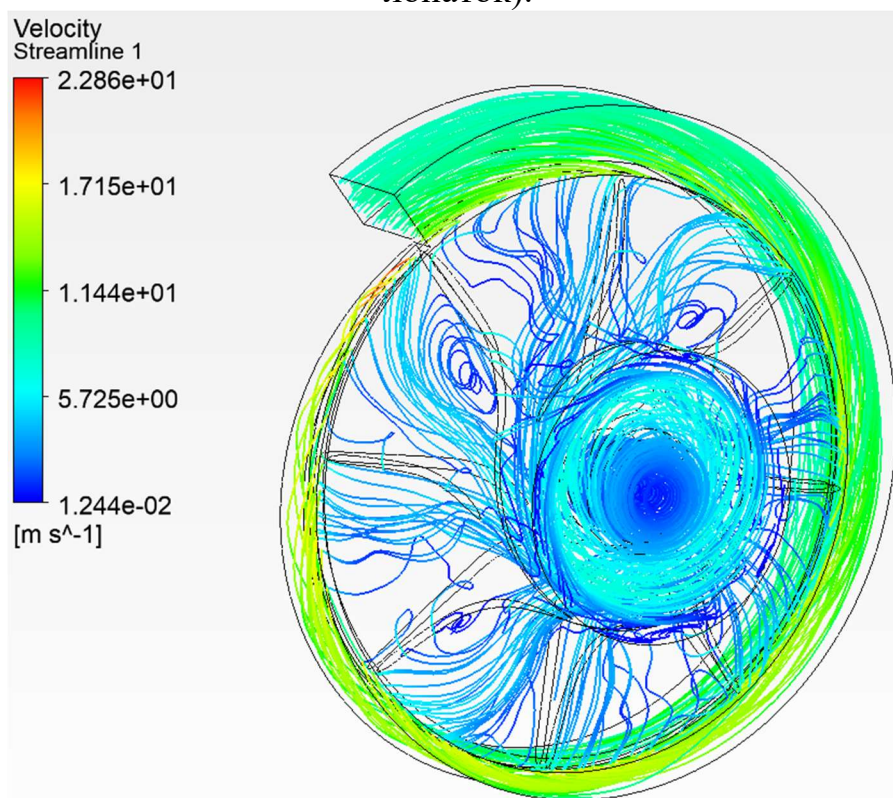


Рисунок 4.20 – Розподіл ліній швидкостей у новому равлику з новою крильчаткою (8 лопаток).

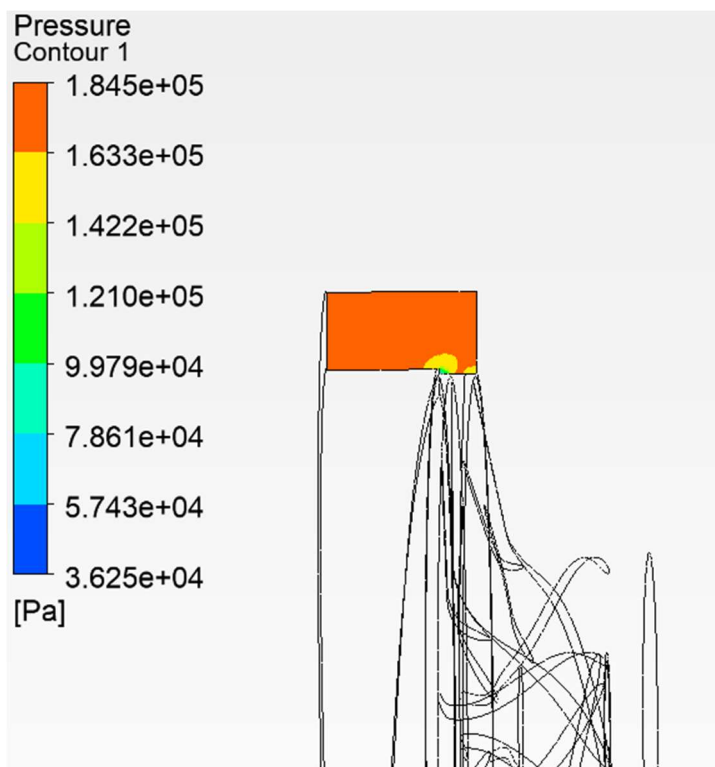


Рисунок 4.21 – Розподіл тиску на виході з нового равлика з новою крильчаткою (8 лопаток).

На рисунках 4.15, 4.17, 4.19, 4.21 показано розподіл тиску на виході з равлика при різних розрахункових моделях та однаковою масовою витратою 1,1 кг/с. Найкращі результати показує розрахункова модель нового равлика з новою крильчаткою, у якій 12 лопаток. Ця модель забезпечують найбільш рівномірний розподіл тиску, що є наслідком ефекту поліпшення напрямку потоку, що викликає кращий розподіл швидкості. Залежність тиску на виході з равлика від кількості лопаток крильчатки, при однаковій геометрії, наведено рисунку 4.22.

Результати розрахунку тиску робочого тіла на виході з равлика в залежності від розрахункової моделі представлені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5

Розрахункова модель	Тиск на виході з равлика, бар
Початковий равлик та крильчатка	0,74
Новий равлик, початкова крильчатка	1,61
Новий равлик, нова крильчатка (12 лопаток)	1,77
Новий равлик, нова крильчатка (8 лопаток)	1,76

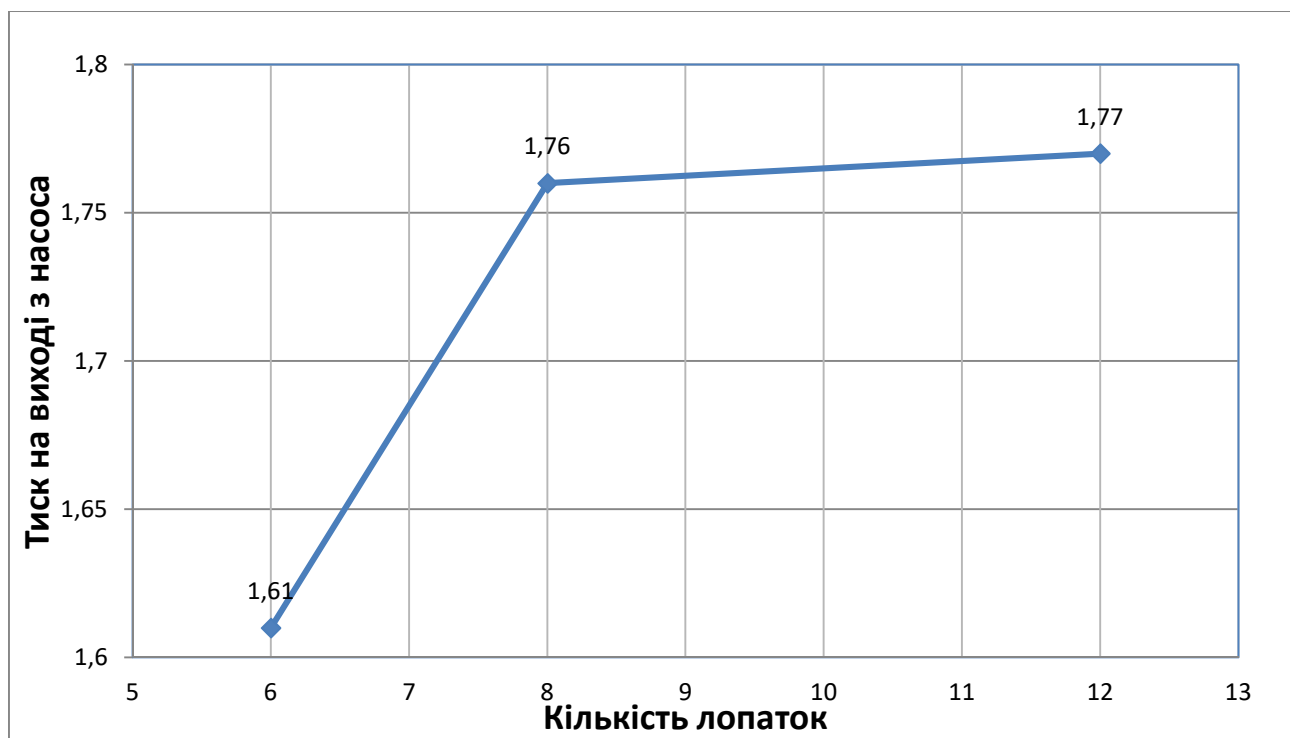


Рисунок 4.22 – графік залежності тиску на виході з равлика від кількості лопаток крильчатки

ВИСНОВКИ

У цьому розділі було реалізовано кілька симуляцій із використанням підходу CFD. Основна мета полягала в тому, щоб проаналізувати та визначити за допомогою характеристик крильчатки та равлика, яка з конфігурацій відцентрового насоса, створює більший тиск на виході. Порівняння характеристик 4 конфігурацій відцентрових насосів показало, що модель з 12 лопатками та новою геометрією равлика має найбільший тиск на виході з насоса.

При номінальній витраті тиск, який створює насос із 12 лопатками на 9,94% більше, ніж насос із 6 лопатками. Це вказує на те, що для цієї крильчатки ефект кращого напрямку потоку має позитивний вплив і є більшим, ніж ефект в'язкого тертя. Однак, найбільше підвищення тиску на виході з равлика виникає при заміні вихідного равлика на новий. Тиск, що створюється вихідним насосом на 139,19% нижче ніж тиск, що створюється новим насосом з 12 лопатками. Даний результат розрахунку викликаний зміною геометрії проточної частини вихідного равлика. При проектуванні нового равлика зазор між лопатками і стінкою равлика був мінімізований, отже зменшуються втрати.

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 вибирався двигун AI-222, 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 пальне 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.

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 проектуються:

- 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 5.1.

Таблиця 5.1- Параметри базового і проектного двигунів

Параметр	Варіант двигуна	
	Спроекований двигун	Прототип
$T^*_{г, К}$	1490	1470
P_k	16,52	15,3
$C_{уд, кг / Н*год}$	0,6235	0,64
$P, Н$	28439	24673

Визначимо відсоткове підвищення економічності спроекованого двигуна в порівнянні з прототипом.

$$\Delta C_{уд} = \frac{C_{уд,прот} - C_{уд,спроэк}}{C_{уд,прот}} * 100\% \quad (5.1)$$

$$\Delta C_{уд} = \frac{0,64 - 0,6235}{0,64} * 100\% = -2,578\%$$

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:

$$Z^N = C_{техн.}^N + K \quad (5.2)$$

$$Z_{уд.}^N = C_{техн.изд}^N + E_n * K_{уд} \quad (5.3)$$

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:

$$C = C_{дв.ам.ч} + C_{дв.то.ч} + C_{т.ч.} \quad (5.4)$$

Розрахунок 1-ої години роботи двигуна ведемо за формулою:

де: $C_{дв.ам.ч}$ - амортизація одного двигуна;

С_{дв.то.ч} витрата по технічному обслуговуванню одного двигуна;

С_{тч} - затрати на витрату палива.

Визначимо собівартість роботи базового і проектного двигуна. Для цього спочатку визначимо амортизацію одного двигуна

$$C_{\text{дв.ам.ч}} = \frac{C_{\text{дв}} * (1 + \gamma_{\text{к.р.дв}} * \eta_{\text{к.р.дв}})}{T_{\text{ам.дв}}} \quad (5.5)$$

де: $T_{\text{амлв}} = 1800$ часів - амортизаційний ресурс двигуна;

$\text{Кк.р.дв} = 0.3$ коефіцієнт відношення одного капітального ремонту до ціни двигуна;

$\eta_{\text{к.р.дв}} = 2$ - кількість капітальних ремонтів двигуна

$$C_{\text{б.дв.ч}} = \frac{823170 * (1 + 0,3 * 2)}{1800} = 731,7 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}}$$

$$C_{\text{н.дв.ч}} = \frac{922239 * (1 + 0,3 * 2)}{1800} = 891,78 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}}$$

Визначимо витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна

$$C_{\text{дв.то.ч}} = \frac{4 * N}{(N + 0,6)^{0.834}} \quad (5.6)$$

$$C_{\text{б.дв.то.ч}} = \frac{4 * 24,67}{(24,67 + 0,6)^{0.834}} = 6,67 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}}$$

$$C_{\text{н.дв.то.ч}} = \frac{4 * 28,44}{(28,44 + 0,6)^{0.834}} = 6,85 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}}$$

$$\Delta C_{\text{дв.то.ч}} = \frac{6,85 - 6,67}{6,85} * 100\% = 2,5\%$$

Визначимо витрати на годинну витрату палива:

$$C_{\text{тч}} = C_{\text{м}} * C_{\text{уд}} * P_{\text{дв}} \quad (5.7)$$

де: $C_{\text{м}}$ вартість 1 кг палива (гас марки ТС 1 на ринку нафтопродуктів складає близько 1,4 USD/кг середньопоясная ціна авіагасу (керосину));

Суд - витрата палива одного двигуна;

$$C_{\text{б}} = C_{\text{уд.прот}} * P_{\text{прот}} \quad (5.8)$$

$$C_{\text{б}} = 0,64 * 24,67 = 15791 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

$$C_{\text{н}} = 0,6235 * 28,44 = 17731 \frac{\text{кг}}{\text{год}}$$

$$C_{\text{тч}} = C * C_{\text{м}} \quad (5.9)$$

$$C_{\text{б.тч}} = 15791 * 1,4 = 22107 \text{ у. о./год}$$

$$C_{\text{н.тч}} = 17731 * 1,4 = 24824,4 \text{ у. о./год}$$

Тоді остаточно отримуємо:

$$C_{\text{б}} = C_{\text{б.дв.ч}} + C_{\text{б.дв.то.ч}} + C_{\text{тч}} \quad (5.10)$$

$$C_6 = 731,7 + 6,67 + 22107 = 22860,15 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}}$$

$$C_H = 819,77 + 6,85 + 24824 = 25654 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}}$$

Визначення собівартості.

Розрахунок питомої собівартості ведемо за формулою;

$$C_{\text{уд}} = \frac{C_{\text{уд.ам.ч}} + C_{\text{дв.то.ч}} + C_{\text{тч}}}{P_{\text{дв}}} \quad (5.11)$$

$$C_{6,\text{уд}} = \frac{731,7 + 6,67 + 22107}{24,673} = 925,927 \frac{\text{у. о.}}{\text{год} * H}$$

$$C_{H,\text{уд}} = \frac{819,77 + 6,85 + 24824,4}{28,439} = 901,966 \frac{\text{у. о.}}{\text{год} * H}$$

$$K = \frac{1}{T_r} * \left(\frac{Z_{p,\text{дв}}}{N_{\text{дв}}} * (1 + E)^{\text{тр.дв}} + C_{\text{дв}} * (1 + K_{\text{об}}) \right) \quad (5.12)$$

де: T_r – річне напрацювання двигуна даного типу;

$Z_{p,\text{дв}}$ - витрати на дослідно-конструкторські розробки зі створення двигуна;

$Z_{p,\text{дв}}$ - період випередження витрат на дослідно-конструкторські розробки по відношенню до року освоєння,

T_r дв = 5 років;

$C_{\text{дв}}$ ціна двигуна;

Γ - нормативний коефіцієнт приведення різночасних витрат, $E=0.1$;

$K_{\text{об}}$ - 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:

$$C_{6,\text{дв}} = 823170 \text{ у.о.}$$

Ціна нового визначається за формулою:

$$C_{H,\text{дв}} = C_{6,\text{дв}} * \left(\frac{P_H}{P_6} \right)^{0.8} \quad (5.13)$$

$$C_{H,\text{дв}} = 823170 * \left(\frac{28439}{24673} \right)^{0.8} = 922239 \text{ у.о.}$$

де: P_H - значення тяги нового двигуна;

P_6 - 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:

$$\begin{aligned} Z_{\text{б.р.дв}} &= 0 \text{ у. е.} \\ Z_{\text{н.р.дв}} &= \frac{\alpha * C_{\text{р.дв}}}{\eta_{\Gamma} * \lambda} \end{aligned} \quad (5.14)$$

де: α коефіцієнт що враховує ступінь новизни двигуна;

η_{Γ} = кількість двигателів на самолете;

$\lambda = 1$ коефіцієнт показує відношення суми числа встановлених на літаку і знаходять в обороті двигунів, до числа встановлених двигунів,

$C_{\text{р.дв}}$ - витрати на створення двигуна;

$$C_{\text{р.дв}} = \text{УСР}_{\text{д}} * P_{\text{н}} * a_f \quad (5.15)$$

де: a_f - коефіцієнт що враховує ступінь прийнятності конструкції;

$$a_f = 1,841 - 2,557 * f + 3,794 * f^2 - f^3 \quad (5.16)$$

$$a_f = 1,814 - 2,557 * 0,5 + 3,794 * 0,5^2 - 0,5^3 = 1,359$$

де: $f = 0.5$ - ступінь прийнятності

$$\text{УСР}_{\text{д}} = 22,086 - 2,055 * P_{\text{н}} + 1,1453 * P^2 - 0,0002943 * P^3, \quad (5.17)$$

$$\text{УСР}_{\text{д}} = 22,086 - 2,055 * 28,439 + 1,1453 * 28,439^2 - 0,0002943 * 28,439^3$$

$$\text{УСР}_{\text{д}} = 822,25 \text{ у.о.};$$

де: $\text{УСР}_{\text{д}}$ - стандартна питома вартість розробки.

Визначимо:

$$C_{\text{р.дв}} = 822,25 * 28,439 * 1,359 = 31778,6 \text{ у. о.}$$

$$Z_{\text{н.р.дв}} = \frac{0,5 * 31778,6}{1 * 1} = 15889,3 \text{ у. о.}$$

Коефіцієнт оборотних коштів розраховується за формулою:

$$K_{\text{об}} = 0,17 + 0,29 * \frac{T_{\Gamma}}{T_{\text{рм}}} \quad (5.18)$$

де: $K_{\text{об}}$ - 0.2...0.3 приймаємо 0.25

Визначимо капітальні додаткові вкладення, що припадають на одну годину роботи двигуна:

$$\begin{aligned} K_{\text{б}} &= \frac{1}{1000} * (823170 * (1 + 0,25)) = 1028,96 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}} \\ K_{\text{н}} &= \frac{1}{1000} * \left(\frac{15889,3}{500} (1 + 0,1)^5 + 922238,9 * (1 + 0,25) \right) \\ K_{\text{н}} &= 1152,85 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}} \end{aligned}$$

Визначення капітальних вкладень. Розрахунок питомих капітальних вкладень ведемо за формулою:

$$K_{\text{уд}} = \frac{K_{\text{б}}}{P_{\text{уд}}} \quad (5.19)$$

$$K_{б.уд} = \frac{1028,96}{24,673} = 41,707 \frac{\text{у. о.}}{\text{год} * \text{кН}}$$

$$K_{н.уд} = \frac{1152,85}{28,439} = 40,538 \frac{\text{у. о.}}{\text{год} * \text{кН}}$$

Визначимо питомі приведені витрати:

$$З_{б.уд} = 925,927 + 0,15 * 41,707 = 932,182 \frac{\text{у. е.}}{\text{год}} \text{кН}$$

$$З_{н.уд} = 901,966 + 0,15 * 40,538 = 908,047 \frac{\text{у. о.}}{\text{год}} \text{кН}$$

$$\Delta Z_{уд} = \frac{Z_{уд.б} - Z_{уд.н}}{Z_{уд.б}} * 100\%$$

$$\Delta Z_{уд} = \frac{932,182 - 908,047}{932,182} * 100\% = 2,589\%$$

(5.20)

Таблиця 5.2- Параметри базового і проектованого двигунів

Параметр	Спроекований двигун	Прототип
$T_r^*, \text{К}$	1490	1470
P_k	16,52	15,3
$C_{уд}, \text{кг/Н} * \text{год}$	0,6235	0,64
$P, \text{кН}$	28,439	24,673
Ціна двигуна, у.о.	922239	823170
Питомі приведені затрати у.е./год кН	908,047	932,182
Питома собівартість, у.о./год кН	901,966	925,927
Витрати пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна, у.о./год	6,85	6,67

ВИСНОВКИ

В результаті економічного розрахунку, було отримано:

- ціна проєктованого двигуна - збільшилася на 12,035%;
- витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна - збільшились на 2,5%;
- вартість капітальних вкладень - зменшилася на 2,8%.

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 навчально-бойового літального апарата.

Двигун доведений до своїх максимальних економічних і технологічних показників вузлів і агрегатів.

БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. А.Ф.Брехов, Г.В.Павленко, А.Е.Поляков. Выбор параметров и термогазодинамический расчет двухконтурных турбореактивных двигателей: Учебное пособие.— Харьков: Харьк. авиац. Ин – т, 1984 г.
2. А.Н.Анютин. Согласование компрессоров и турбин авиационного газотурбинного двигателя: Учебное пособие.— Харьков: Харьк. авиац. Ин – т, 1985г.
3. Формирование облика ГТД и ГТУ / Г.В. Павленко. – Учеб. пособие. – Харьков: Нац. аэрокосмический университет «Харьковский авиационный институт», 2007. – 39с.
4. Газодинамический расчет осевой газовой турбины / Г.В. Павленко.- Учеб. пособие. – Харьков: Нац. аэрокосмический университет «Харьковский авиационный институт», 2006. – 62с.
5. В.А.Коваль. Профилирование лопаток авиационных турбин: Учебное пособие - Х.: Харьк. авиац. ин-т, 1986 – 48 с.
6. Шошин Ю.С., Расчет на прочность рабочих лопаток компрессоров и турбин. – Учеб. Пособие/ Шошин Ю.С., Епифанов С.В., Зеленский Р.Л/ Х.: Нац.аэрокосм.ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2006. – 28 с.
7. Расчет замков лопаток / Ф.М. Филахтов. - Учеб. пособие. - Х.: «ХАИ», 1972. – 39 с.
8. Расчет на прочность дисков компрессоров и турбин / Ю.С. Шошин, С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. - Учеб. пособие. - Харьков: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2007. - 28 с.
9. Расчет динамической частоты первой формы изгибных колебаний лопатки компрессоров и турбин: учеб. пособие / Ю.С. Шошин, С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. - Х.: Нац. аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2009. - 29 с..
10. Справочник технолога-машиностроителя под редакцией А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова, т.2, Москва, “Машиностроение”, 1986 г.-642с.
11. Анурьев В. И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3-х т. Т.1 – 5-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980.
12. Справочник технолога-машиностроителя под редакцией А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова, т.1, Москва, “Машиностроение”, 1986 г.-656с.
13. Скубачевский Г.С., Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей. - 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Машиностроение, 1981. - 550 с.
14. Гранин В.Ю. Определение припусков на механическую обработку и технологические размерные цепи: учебн. пособие / В.Ю. Гранин, А.И. Долматов, Э.И. Лимберг.–Х.: Харьк. авиац. ин–т, 1993.–120 с.
15. Техничко-економическое обоснование конструкции двигателей в дипломных проектах / Бабушкин А.И., Кравченко В.Д. - Учеб. пособие 2005-28 с.

