

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  $P=73\text{кН}$ »

ХАІ.203.262м.21О.134.1702027.ПЗ

Виконав: здобувач (ка) 2 курсу, групи № 262м

Галузь знань 13 Механічна інженерія

(код та найменування)

Спеціальність 134 Авіаційна та ракетно-космічна техніка

(код та найменування)

Освітня програма Авіаційні двигуни та енергетичні установки

(найменування)

Лук'янов Б.О.

(прізвище та ініціали здобувача (ки))

Керівник: Гусєв Ю.О.

(прізвище та ініціали)

Рецензент: Фадєєв В.А.

(прізвище та ініціали)

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.

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ**

Лук'янову Богдану Олександровичу

(прізвище, ім'я та по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи Розробка ТРДД з тягою  $P=73\text{кН}$

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

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

2. Термін подання здобувачем кваліфікаційної роботи \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до роботи \_\_\_\_\_

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
1	<i>Гусєв Ю.О. к.т.н. професор к.203</i>		
2	<i>Гусєв Ю.О. к.т.н. професор к.203</i>		
3	<i>Шестаков Г.О. к.т.н. доцент к.204</i>		
4	<i>Гусєв Ю.О. к.т.н. професор к.203</i>		
5	<i>Павленко Т.Ю. к.е.н.доцент к.601</i>		

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
1	<i>Термогазодинамічний розрахунок двигуна</i>		
2	<i>Газодинамічний розрахунок компресора</i>		
3	<i>Газодинамічний розрахунок турбіни</i>		
4	<i>Короткий технічний опис двигуна</i>		
5	<i>Креслення повздовжнього розрізу двигуна</i>		
6	<i>Розрахунки на міцність</i>		
7	<i>Лопатка ТВТ у SolidWorks</i>		
8	<i>Диск ТВТ у ANSYS</i>		
9	<i>Креслення заготовки валу</i>		
10	<i>Розробка технологічного процесу виготовлення валу</i>		
11	<i>Спеціальна частина</i>		
12	<i>Економічна частина</i>		
13	<i>Висновки</i>		

**Здобувач**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

*Лук'янов Б.О*

\_\_\_\_\_  
(ініціали та прізвище)

**Керівник кваліфікаційної роботи**

\_\_\_\_\_  
(підпис)

*Гусєв Ю.О.*

\_\_\_\_\_  
(ініціали та прізвище)

## РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка: 173 сторінки, 43 таблиці, 108 рисунків

В теоретичній частині випускної роботи магістра був проведений термогазодинамічний розрахунок, узгодження роботи вузлів, газодинамічний розрахунок компресора та турбіни, а також профілювання лопатки компресора високого тиску та лопатки турбіни високого тиску двухконтурного турбореактивного двигуна з заданими параметрами.

В конструкторській частині виконане креслення повздожнього розрізу ТРДД. За розрахованими геометричними параметрами обраних деталей двигуна проведено перевірочний розрахунок на статичну міцність. Був виконаний розрахунок на динамічну міцність по першій формі згинальних коливань. Також був виконаний розрахунок на статичну міцність кріплення лопатки до диску. Також виконані розрахунки лопатки та диску турбіни високого тиску за допомогою програм ANSYS та SolidWorks. Усі розрахунки показали відмінність міцності деталей висуненим вимогам та наявності достатніх запасів міцності.

В технологічній частині проведений аналіз креслення деталі, визначені показники технологічності. Після розрахунку необхідної кількості операцій та переходів формоутворення поверхонь був розроблений план виготовлення деталі. Розрахунок припусків на обробку та операційних розмірів-координат поверхонь обертання проводився нормативним та розрахунково-аналітичним методами; припуски на операційні розміри-координати на плоскі торцеві поверхні розраховувались з використанням розрахунково-аналітичного методу. За результатами розрахунків припусків було спроектовано креслення заготовки.

В спеціальній частині було проведено аналіз використання широкоходної робочої лопатки вентилятора. Виконано профілювання та також розрахунки на міцність та коливання широкоходної лопатки вентилятора.

В економічній частині було проведено порівнювальний аналіз двигуна прототипу і спроектованого двигуна по питомим параметрам.

ДВУХКОНУТРИЙ ТУРБОРЕАКТИВНИЙ ДВИГУН, КОМПРЕСОР, ТУРБИНА, ТЕРМОГАЗОДИНАМІЧНИЙ РОЗРАХУНОК, ПРОФІЛЮВАННЯ, СТАТИЧНА МІЦНІСТЬ, КОЛИВАННЯ, ДИСК, ЗАМОК ЛОПАТКИ, КОЕФІЦІЄНТ ЗАПАСУ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС, ВАЛ КНД, ЧИСЛО ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПЕРЕХОДІВ, ПРИПУСК, ОПЕРАЦІЯ, ШИРОКОХОДНА ЛОПАТКА, ВЕНТИЛЯТОР.

## ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ	
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН	
РЕФЕРАТ	
ВСТУП	7
1 Теоретична частина	8
1.1 Термогазодинамічний розрахунок двигуна на ЕОМ	
1.2 Узгодження параметрів компресора і турбіни	12
1.3 Газодинамічний розрахунок багатоступеневого осьового компресора	15
1.4 Розрахунок і побудова решіток профілів дозвучового осьового компресора	23
1.5 Термогазодинамічний розрахунок турбіни	30
1.6 Розрахунок і побудова решіток профілей осьової газової турбіни	35
2 Конструкторська частина	42
2.1 Короткий опис конструкції двигуна	
2.2 Розрахунок на міцність лопатки першого ступеня компресора високого тиску	43
2.3 Розрахунок динамічних частот коливань лопатки компресора і побудова частотної діаграми	49
2.4 Розрахунок на міцність замка кріплення лопатки типу «ластівчин хвіст»	52
2.5 Розрахунок на міцність диска компресора	54
2.6 Розрахунок на статичну міцність пера робочої лопатки першого ступеня турбіни високого тиску	60
2.7 Розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань лопатки турбіни високого тиску	66
2.8 Розрахунок на міцність замка лопатки «ялинкового» типу	71
2.9 Розрахунок на міцність диска першого ступеня турбіни	76
2.10 Розрахунок робочої лопатки ТВТ з застосуванням пакета програми SolidWorks	83
2.11 Розрахунок диску ТВТ із застосуванням пакета програми ANSYS	103
3 Технологічна частина	126
3.1 Конструкторсько-технологічний аналіз та виконання робочого креслення, визначення показників технологічності вала	
3.2 Вибір, обґрунтування метода, обладнання та параметрів формоутворення заготовки вала	128
3.3 Розрахунки, оптимізація і обґрунтування потрібної кількості технологічних операцій формоутворення поверхонь вала	129
3.4 Вибір і техніко-економічне обґрунтування етапів технологічного процесу виготовлення, комплектів технологічних баз, методів і послідовності обробки поверхонь вала	133
3.5 Розробка, обґрунтування, оптимізація попереднього плану технологічного процесу виготовлення вала	134

3.6 Розрахунок припусків на обробку та операційних розмірів – діаметрів поверхонь обертання розрахунково-аналітичним методам	135
3.7 Розробка, розрахунки і аналіз розмірної схеми формоутворення і схем розмірних ланцюгів плоских торцевих поверхонь вала	140
3.8 Розрахунок припусків на обробку і операційних розмірів-координат плоских торцевих поверхонь вала	142
3.9 Оформлення остаточного плану технологічного процесу	145
3.10 Проектування типової операції	147
3.11 Висновки	149
4 Спеціальна частина	150
4.1 Введення	
4.2 Профілювання пера робочої лопатки вентилятора і побудова твердотільної моделі	151
4.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки ступені вентилятора	154
4.4 Розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань пера лопатки вентилятора	161
5 Економічна частина	164
5.1 Предмет та об'єкти економічного аналізу	
5.2 Вибір показників порівняння і приведення двигуна в зіставні умови	165
5.3 Визначення собівартості	
5.4 Визначення капітальних вкладень	168
5.5 Визначення наведених витрат	169
5.6 Висновки	170
<b>ВИСНОВКИ</b>	171
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ</b>	172
<b>ВІДОМІСТЬ ДОКУМЕНТІВ</b>	173

## ВСТУП

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.

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. З огляду на важкі умови роботи елементів опор і гарячих частин проточної частини двигуна, його конструкція повинна забезпечувати надійне охолодження і змазування поверхонь тертя.

Дана робота виконується з метою отримання основних параметрів нового двигуна, спроектованого на базі двигуна - прототипу. З огляду на, що повне моделювання двигуна в рамках бакалаврського проекту неможливо, то використовується двигун-прототип Д-36, який служить джерелом основних параметрів і співвідношень.

## 1 Теоретична частина

### 1.1 Термогазодинамічний розрахунок двигуна на ЕОМ

#### 1.1.1 Вибір і обґрунтування параметрів двигуна

Вибір параметрів двигуна здійснюється відповідно до рекомендацій, викладених в методичному посібнику [1,5].

Залежно від призначення і умов, при яких розраховується двигун, обираються параметри вузлів (коефіцієнти відновлення повного тиску в каналах проточної частини, ККД лопаткових машин газогенератора, коефіцієнти повноти згоряння) і відповідні їм режими роботи на характеристиках. В основу оптимізації параметрів закладаються різні критерії (цільові функції): мінімум питомої витрати палива, максимум тяги, забезпечення надійності на надзвичайних режимах роботи і т.п.

Основними параметрами робочого процесу двигуна, які мають значний вплив на його питомі параметри, є температура газу перед турбіною  $T_G^*$ , і ступінь підвищення тиску в компресорі  $\pi_K^*$ .

Вибір основних параметрів двигуна впливає на ефективність його роботи. Основною вимогою до двигуна є висока економічність (малі значення питомої витрати палива) і висока питома тяга, надійність. Паливом для даного двигуна є авіаційний гас.

#### 1.1.2 Вибір сумарною ступеня підвищення повного тиску в компресорі

Прагнення отримати двигун з високими питомими параметрами вимагає посилення ролі ступеня підвищення тиску  $\pi_K^*$  в компресорі. Але великі значення ступеня підвищення тиску обмежуються ускладненням конструкції і, отже, збільшенням маси і габаритів двигуна. Збільшити  $\pi_K^*$ , не збільшуючи кількість ступенів, можна шляхом встановлення надзвучових або широкохордних ступенів. Вибір високих значень  $\pi_K^*$  при проектуванні призводить до отримання малих висот лопаток останнього ступеня компресора і перших ступенів турбіни. Це, в свою чергу, призводить до зростання втрат енергії через збільшення відносних радіальних зазорів і зниження відносної точності виготовлення лопаток.

Оптимальне значення  $\pi_{конт}^*$  – така ступінь підвищення тиску, при якій реалізується максимальна питома тяга двигуна. Зі збільшенням  $T_G^*$  у циклі значення  $\pi_{конт}^*$  збільшується.

При  $T_G^* = 1470$  К оптимальне значення сумарної ступеня підвищення тиску  $\pi_{конт}^* \approx 20$ . Для поліпшення економічності та з урахуванням параметрів прототипу приймаємо  $\pi_K^* = 20,4$ .

#### 1.1.3 Вибір ККД компресора і турбіни

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



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

Для визначення ККД охолоджувальної турбіни в залежності від обраних значення  $T_{Г^*}$ , в термогазодинамічних розрахунку можна використовувати співвідношення:

$$\eta_T^* = 0,9 - 0,000125(1470 - 1250) = 0,8725 \text{ т.к. } T_{Г^*} > 1300\text{К.}$$

#### 1.1.4 Фізичні постійні повітря і продуктів згоряння

Показник ізоентропи (з межею для продуктів згоряння):

$$\kappa = 1,4; \kappa_T = 1,33;$$

Універсальна газова стала:

$$R = 287 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}; R_T = 288 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К};$$

Теплоємність при постійному тиску:

$$C_p = 1005 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}; C_{pT} = 1160 \text{ Дж/кг}\cdot\text{К}.$$

#### 1.1.5 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:

$$\sigma_{ex} = \frac{P_e^*}{P_n^*}.$$

Для вхідних пристроїв ТРДД  $\sigma_{ex}$  складає  $0,97...0,995$ . Приймаємо  $\sigma_{ex} = 0,995$ .

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  $\sigma_{гидр} = 0,93...0,97$ . Приймаємо  $\sigma_{гидр} = 0,96$ .

Тепловий опір виникає внаслідок підведення тепла до рухомого газу. Для основних камер згоряння зазвичай  $\sigma_{тепл} \geq 0,97...0,98$ . Прийmemo величини коефіцієнтів теплового опору  $\sigma_{тепл} = 0,98$ .

Визначаємо величину коефіцієнта втрат повного тиску в камері згоряння:  $\sigma_{кc} = \sigma_{гидр} \cdot \sigma_{тепл} = 0,96 \cdot 0,98 = 0,941$ .

Втрати повного тиску в проточній частині зовнішнього контура від вихода із-зі вентилятора до перерізу перед реактивним соплом характеризується значенням коефіцієнта  $\sigma_{II}=0,975\dots 0,995$ . Приймаємо  $\sigma_{II}=0,995$ .

Втрати повного тиску в переходному каналі між вентилятором та компресором обираються в межах  $\sigma_{BK}=0,985\dots 1$ .

Приймаємо  $\sigma_{BK}=0,995$

Коефіцієнт відновлення повного тиску в камері змішування прийmemo:  $\sigma_{CM}=1$ .

Оскільки в розглянутом двигуні відсутня форсажна камера, коефіцієнт відновлення повного тиску в форсажній камері прийmemo:  $\sigma_{\phi}=1$ .

Втрати тепла в камерах згоряння головним чином пов'язані з неповним згорянням палива і оцінюються коефіцієнтом повноти згоряння  $\eta_{Г}$  для основних. Ці коефіцієнти на розрахунковому режимі досягають значень  $0,97\dots 0,995$ . Приймаємо  $\eta_{Г}=0,995$ .

За допомогою механічного ККД враховують втрати тяги в опорах двигуна, відбір тяги на привід допоміжних агрегатів, які обслуговують двигун. Механічний ККД знаходиться в інтервалі  $\eta_{M}=0,98\dots 0,995$ .

Приймаємо для ротора компресора та турбіни високого тиску  $\eta_{ТВД}=0,99$ , для ротора вентилятора –  $\eta_{ТВ}=0,995$ .

При витіканні газу з сопла, що звужується виникають втрати, обумовленні тертям потоку об стінки сопла, а також внутрішнім тертям в газі. Ці втрати оцінюються коефіцієнтом швидкості  $\phi_c$ .

Для сопла внутрішнього контура прийmemo  $\phi_{c1}=0,995$ .

Для сопла зовнішнього контура прийmemo  $\phi_{c2}=0,995$

Сучасні двигуни мають складну систему охолодження гарячих деталей і вузлів (лопатки турбін, диски). Необхідно також проводити підігрів елементів вхідного пристрою, оскільки потрапляння в проточну частину двигуна льоду може призвести до пошкодження лопаток. Для всіх цих потреб потрібно повітря, що відбирається від компресора або будь-якої його ступені. Відбір стисненого повітря оцінюється відносною величиною  $\Delta \bar{G}_{в.отб.}$ . Для розрахунку прийmemo  $\Delta \bar{G}_{в.отб.}=0,08$ .

При наявності перехідного патрубку між турбіною компресора високого і низького тиску коефіцієнт відновлення повного тиску  $\sigma_{III}=0,99$ .

### 1.1.6 Термогазодинамічний розрахунок двигуна на ЕОМ

Метою термогазодинамічних розрахунку ТРДД є визначення основних питомих параметрів (питомої тяги, питомої витрати палива). Також обчислюють значення параметрів робочого тіла в характерних перетинах вздовж проточної частини двигуна. Ці дані використовують при узгодженні параметрів компресора і турбіни.

Розрахунок виконується за умов  $H=0$ ,  $M_H=0$  і при витраті повітря через двигун  $G_B=1$  кг/с (так як визначаються питомі параметри двигуна). Основні вихідні дані для розрахунку обрані в попередньому розділі і представлені нижче в табл.1.1:

Таблиця 1.1 – Вихідні дані для розрахунку на ЕОМ

1	1	1	1	1				
1.000	.000	.000	0000.0					
.875	.875	.920	0.60	.100				
.995	.990	.950	.995	1.000	1.000	1.000		
.995	1.000	.985	.990	.995	0.995	1.000	1.000	
5.500	9.000	9.000	9.000	9.000				
1470.0	1000.0	1000.0	1000.0	1000.0				
.892	.900	.900	.900	.900				
20.400	09.000	09.000	09.000	09.000				
.833	.897	.897	.897	.897				
0.930	.990	.980	.970	.960				

Термогазодинамічних розрахунків ТРДД виконується за допомогою програми. Результат розрахунку записується в RDD.rez і представлений в таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – Результати термогазодинамічних розрахунку ТРДД:

ТГДР ТРДД NT= 1 1 1 1 1													
ТЕРМОГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ТРДД													
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ: GB= 1.00 TФ= 1800. DGO= .100													
N=	.00	MH=	.000	NB1=	.890	NB2=	.885	LBO=	.600	NTB=	.920	PCO=	1.000
SBO=	.995	SBK=	.995	SK=	.941	S2=	.995	SCM=	1.000	SФ=	1.000	SФH=	1.000
NT=	.995	NФ=	1.000	NMBД=	.985	NMB=	.995	FI=	.995	FI2=	.995	PCO2=	1.000
SB=	.995	TH=	288.15	THO=	288.15	PH=	101325.	PHO=	101325.	PB=	100818.	VH=	.0
СХЕМА ПЕЧАТИ:													
	RY	R	CY	QT	AKC	FK2	RY2	CC2					
	GT	PC2	SC2	LC2	PФH2	PCO2	CPГ	KГ					
	RO	TKB1	TK2	TK	TTBД	TT	PK2	P2					
	NKBД	NTBД	PKB1	PBBД	PK	PT	PTBД	PT					
	PiB2	PiB1	PiKBД	LB2	LB1	LKBД	LTBД	LTB					
	PTBД	PTB	PTO	PC1	SC1	FK1	RY1	CC1					
	LC1	PCO1	PC1	PC2	FC1	FC2							
M=	5.500	TГ=	1470.0	PK1=	20.400	PB20=	1.654	NK1=	.833				
285.	285.	.366E-01	.188E-01	3.23	.257E-02	273.	273.						
10.4	1.52	.996	.820	.154E+06	.154E+06	.123E+04	1.30						
1.00	314.	331.	757.	.106E+04	841.	.155E+06	.154E+06						
.843	.892	.131E+06	.130E+06	.206E+07	.195E+07	.388E+06	.132E+06						
1.54	1.30	15.8	.434E+05	.260E+05	.450E+06	.507E+06	.267E+06						
5.03	2.95	14.8	1.30	.997	.986E-03	350.	350.						
.668	.131E+06	.101E+06	.101E+06	.986E-03	.257E-02.	1.306	287.5						
1036.	1.383	287.0											

### 1.1.7 Висновки по розділу

Вибір параметрів двигуна в кінцевому підсумку впливає на ефективність літального апарату для оцінки якої ми використовували такі критерії як питома тяга  $R_{пит}$  і питома витрата палива  $С_{пит}$ . А основними параметрами робочого процесу двигуна, що впливають на його питомі параметри є температура газу перед турбіною  $T_{г*}$  і ступінь підвищення тиску в компресорі  $P_{к*}$ .

В результаті термогазодинамічних розрахунку двигуна отримали наступні параметри: питома тяга  $R_{пит}=285$  кВт\*с/кг, питома витрата палива  $С_{пит}=0.0366$ кг/кВт\*год. Визначили загальмовані тиск і температуру в характерних перетинах. Таким чином отримані значення основних питомих параметрів проектного двигуна відповідають рівню значень параметрів сучасних двигунів.

## 1.2 Узгодження параметрів компресора і турбіни

### 1.2.1 Вибір і обґрунтування вихідних даних для узгодження

Узгодження роботи турбіни і компресора є найбільш важливим етапом проектування двигуна. Метою узгодження є розподіл роботи між ступенями компресора, ступенями турбіни, визначення основних розмірів двигуна. В ході виконання розрахунку необхідно дотримуватися основних умов, що забезпечують надійну і економічну роботу. Серед них: висота лопаток останніх ступенів компресора і 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 завантаження компресорних і турбінних ступенів.

Після термогазодинамічного розрахунку двигуна [1] відомі його основні параметри (питома тяга, питома витрата палива).

Приймаємо форму проточної частини КВТ  $D_3 = \text{const.}$ , а КНТ та вентилятора –  $D_{cp} = \text{const.}$

Форма проточної частини турбіни вибирається з конструктивних міркувань, а також вимог аеродинаміки. При  $D_{cp} = \text{const}$  кут розкриття проточної частини турбіни зменшується, що сприяє безвідривно течією потоку по проточної частини турбіни і підвищенню ККД. При  $D_{em} = \text{const}$  підвищується  $D_{cp}$ , завдяки чому матиметься можливість знизити завантаження турбіни. Обираємо форму проточної частини ТВТ, ТНТ та ТВ з постійним втулочним діаметром  $D_{вт} = \text{const.}$

Значення середнього коефіцієнта навантаження в турбіні не повинно перевищувати величини  $\mu_z = 1,8$  [2].

Для використання ЕОМ при виконанні цього етапу проектування на кафедрі розроблений комплект програм, що дозволяє здійснити формування образу ГТД різних типів і схем. При розрахунку трьохвального ТРДД використовуємо програму розрахунку SLRD3.

Для можливості перегляду графічного зображення одержуваної проточної частини ГТД в комплект введена і програма графічного супроводу FOGT.exe.

Вихідні дані, необхідні для узгодження параметрів компресорів і турбін, отримані в ході теплового розрахунку двигуна, наведені нижче в табл. 2.1.

Тяга двигуна  $P = 73000$  кг/с ;

Відношення роботи КНТ до роботи всього компресора  $L_{кнд}/L_k = 0.45$  ;

### 1.2.2 Результати розрахунку і формування образу двигуна

Формування образу (проточної частини) ГТД є одним з найбільш важливих початкових етапів проектування ГТД, безпосередньо наступним за виконанням

теплового розрахунку і попереднім газодинамічних розрахунків елементів проточної частини (каскадів компресорів і турбін). При виконанні розрахунків по формуванню вигляду ГТД визначаються: форма проточної частини, частоти обертання роторів і число ступенів каскадів лопаткових машин.

Графічне зображення проточної частини турбокомпресора ТРДД наведено на рисунку 1.1. Результати розрахунку наведені в таблиці 1.3

Таблиця 1.3 – Формування образу ТРДД

Исходные данные:

Руд = 284.8	Суд = .0366	КПДк= .8429	КПДтк= .8920
Лк = 449900.	Лтк*= 507500.	Лтв*= 267200.	КПДтв= .9200
Лв2 = 43370.	Лв1 = 26020.	КПД2= .8750	КПД1 = .8750
Срг =1232.0	Кг =1.3040	Срв =1004.0	Кв =1.4000
Р = 73000.	Гво = 256.32	Гв1 = 39.43	
do = .300	Дсртв/Дк = .550		
дов = .640	Дсртн/Дкн=1.060		
дово= .810	Д1цс/Дкко=1.000	Д2цс/Дко =1.000	
	Д4цс/Д2цс=1.000	Дсртв/Дко=1.180	
Лкн/Лк = .450	КПДкн* = .875	Сркнв = .990	
Лок/Лкв=1.000	КПДок* = .879	Сркоц =1.000	
Срквк = .990	Сртвн = .990	Сртнв =1.000	
Ук = 420.0	Укнд = 365.0	Уквд = 370.0	

Результаты расчета:

* ВЕНТ *	Кф = 3	Зк = 1.	
Лк*= 43370.	Пік*= 1.538	КПД*= .8850	Ук = 420.0
Дк =1.2821	dob = .3000	dok = .3220	Hzc= .2522
	nv = 6257.		
* КНД *	Кф = 2	Зк = 6.	
Лк*= 200430.	Пік*= 4.706	КПД*= .8750	Ук = 365.0
Дк = .6049	dob = .6400	dok = .8615	Hzc= .2780
	ннд =11524.		
* ОК ВД *	Кф = 1	Зк = 7.	
Лк*= 244971.	Пік*= 3.393	КПД*= .8883	Ук = 370.0
Дк = .4677	dob = .8100	dok = .9182	Hzc= .2556
	нвд =15110.		
* ТВД *	Кф = 3	Зт = 1.	
Лт*= 279125.	Піт*= 2.298	КПД*= .8742	(h/D)г= .0767
Уср= 431.8	Mz =1.4974	Дср = .5518	(h/D)т= .0972
Sp = 181.2	Тw* =1319.1		
* ТНД *	Кф = 3	Зт = 1.	
Лт*= 228375.	Піт*= 2.169	КПД*= .9029	(h/D)г= .0832
Уср= 376.6	Mz =1.6698	Дср = .6412	(h/D)т= .1318
Sp = 187.0	Тw* =1115.6		
* ТВ *	Кф = 3	Зт = 3.	
Лт*= 267200.	Піт*= 2.945	КПД*= .9200	(h/D)г= .1321
Уср= 220.4	Mz =5.5007	Дср = .7051	(h/D)т= .2118
Sp = 102.9	Тw* = 861.1		

Сечение\Параметр:	Т*	Р*	С	С/акр	Ф
	: К	: Па	: м/с	: ---	: кв.м
в - в	288.	100800.	225.0	.7244	1.1747
к в1 - к в1	314.	131400.	180.0	.5429	1.0047
в кнд - в кнд	314.	130086.	185.0	.5707	.1697
к кнд - к кнд	513.	612213.	170.0	.4100	.0599
в квд - в квд	513.	606091.	175.0	.4221	.0591
к - к	757.	2057000.	150.0	.2979	.0288
г - г	1470.	1954000.	123.3	.1782	.0701
т твд - т твд	1243.	850341.	185.0	.2908	.0930
г тнд - г тнд	1243.	841837.	180.0	.2830	.0963
т тнд - т тнд	1058.	388200.	190.0	.3238	.1702

## Продовження таблиці 1.3

Г ТВ - Г ТВ	1058.	388200.	190.0	.3238	.1702	
Т - Т	841.	131800.	240.0	.4586	.3308	
	Дн1	Дср1	Двт1	Дн2	Дср2	Двт2
ВЕНТ	1.2821	.9465	.3846	1.1946	.9465	.3846
КНД	.6049	.5078	.3871	.5441	.5078	.4688
ОК ВД	.4677	.4256	.3788	.4677	.4503	.4322
ТВД	.5810	.5396	.4982	.6055	.5518	.4982
ТНД	.6577	.6072	.5567	.7257	.6412	.5558
ТВ	.7250	.6404	.5558	.8545	.7051	.5558

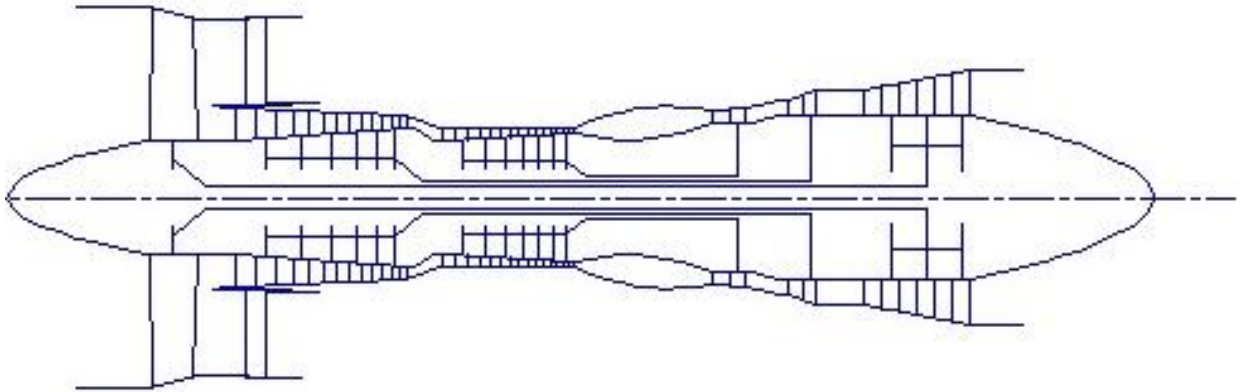


Рисунок 1.1 – Схема проточної частини двигуна

## 1.2.3 Висновки по розділу

Таким чином, основне завдання етапу узгодження - формування образу двигуна виконана. Були отримані приблизні геометричні розміри при вибраних параметрах циклу і основні газодинамічні параметри по перетинах.

Одноступеневий вентилятор – середньонавантажений ( $\bar{H}_Z = 0,2522$ ), має значення коефіцієнта корисної дії  $\eta_{КНД}^* = 0,885$ .

Компресор низького тиску – високонавантажений ( $\bar{H}_Z = 0,2780$ ), складається з шести ступенів і має значення коефіцієнта корисної дії  $\eta_K^* = 0,875$ .

Компресор високого тиску — середньонавантажений ( $\bar{H}_Z = 0,2556$ ), складається з семи ступенів і має значення коефіцієнта корисної дії  $\eta_{КВД}^* = 0,8883$

Турбіна компресора високого тиску - одноступенева середньонавантажена  $\mu_Z = 1,4974$ , має значення коефіцієнта корисної дії  $\eta_{ТВД}^* = 0,8742$ .

Турбіна компресора низького тиску - одноступенева високонавантажена  $\mu_Z = 1,6698$ , має значення коефіцієнта корисної дії  $\eta_{ТНД}^* = 0,9029$ .

Турбіна вентилятора – трьохступенева високонавантажена  $\mu_Z = 5,5007$ , має значення коефіцієнта корисної дії  $\eta_{Тсв}^* = 0,92$

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

## 1.3 Газодинамічний розрахунок багатоступеневого осьового компресора

### 1.3.1 Розрахунок компресора на ЕОМ

При проектуванні газотурбінних двигунів особливе місце виділяється проектуванню компресора. Саме компресор є вузлом, залежно від параметрів якого проектується камера згоряння, і турбіна. Основну частину довжини двигуна часто складає компресор. Це говорить про великий вплив компресора на загальні габаритні розміри двигуна та його масу.

Компресор проектованого ТРДД осьовий трикаскадний (одноступеневий вентилятор, компресор низького тиску, компресор високого тиску). Основною частиною газодинамічного розрахунку осьового компресора є остаточне отримання геометричних розмірів та кількості щаблів при збереженні  $\pi_{к1}^*$ . Необхідно правильно розподілити роботу між ступенями компресора.

Газодинамічний розрахунок осьового компресора є послідовним розрахунком всіх його ступенів на середньому радіусі.

Зміна коефіцієнта витраченого напору  $\overline{H_z}$  по ступеням приймаємо таким, щоб найбільш завантаженими були середні ступені, а до входу та виходу з компресора значення  $\overline{H_z}$  зменшувалося. Для перших ступенів має велике значення подовження лопатки  $h/b$ , вони працюють у погіршених умовах (можлива нерівномірність поля швидкостей, температур та тисків) на вході в компресор. На останніх ступенях значною мірою на ККД ступеня впливає величина відносних радіальних зазорів, що при малій висоті лопаток ступеня істотно знижує ККД через перетікання робочого тіла через радіальний зазор.

Витратна складова швидкості зменшується від входу до виходу, щоб мати помірні швидкості на вході в камеру згоряння. Щоб уникнути падіння ККД зниження  $C_a$  в межах ступеня не має перевищувати 10...15м/с.

При виборі характеру зміни  $\rho_k$  вздовж проточної частини компресора необхідно враховувати, що зростання температури потоку (а, отже, і збільшення швидкості звуку) дозволяє виконати останні щаблі з вищими ступенями реактивності, тобто.  $\rho_k$  можна збільшувати від ступеня до ступеня.

Розрахунок осьового компресора виконуємо відповідно до положень методичного посібника [3].

Исходными данными для газодинамического расчета компрессора на среднем радиусе являются следующие величины (табл.3.1):

Газодинамічний розрахунок компресора виконано за допомогою програми GDROK.exe. Ця програма призначена для газодинамічного розрахунку багатоступінчастого осьового компресора на середньому радіусі. Вихідні дані розрахунку заносяться у файл GDROK.dat, а результати, одержувані з допомогою виконуваного файлу – файл GDROK rez. Програма має підпрограму графічного супроводу GFK.exe, файл вихідних даних якої GFK.dat формується при роботі файлу GRDOK.exe. Використання файлу GFK.exe при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю як вихідного розподілу параметрів за ступенями, так і результатів розрахунку (форми проточної частини

компресора, зміни параметрів потоку по сходах і трикутників швидкостей сходів на середньгеометричному радіусі).

Вихідними даними для газодинамічного розрахунку компресора на середньому радіусі є такі величини:

- $G_B=39,43$  кг/с – розхід повітря через компресор;
- $T_B^*=314$  К – повна температура потоку на вході в компресор;
- $P_B^*=131400$  Па – повний тиск потоку на вході в компресор;
- $k=1,4$  і  $R=287 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – фізичні константи робочого тіла;
- $\pi_K^* = \frac{2057000}{132600} = 15,967$ ,  $\pi_{КНД}^* = 3,93$  – ступінь підвищення повного тиску в компресорі сумарна і в КНТ;
- $U_{КНД} = 370$  м/с,  $U_{КВД} = 365$  м/с – окружні швидкості на зовнішньому діаметрі робочого колеса першого ступеня КНТ и КВТ;
- $C_K = 150$  м/с – швидкість потоку на виході з компресора;
- $Z_{КНД} = 6$ ,  $Z_{КВД} = 7$  – число ступенів компресора;
- $\bar{d}_1 = 0,6260$  – відносний діаметр втулки на вході в робоче колесо першого ступеня;
- $\frac{D_{\text{срКНДк}}}{D_{\text{срКВДе}}} = 0,8867$  - відношення середнього діаметру на виході з КНТ до середнього діаметру на вході в КВТ
- $K_{G1} = 1,02$  – коефіцієнт в рівнянні витрати, враховуючий загромадження прохідного перерізу каналу пограничним шаром на стінках;
- $\sigma_{НА} = 0,995$  – коефіцієнт відновлення повного тиску в направляючому апараті компресора;
- $\sigma_{ВНА} = 0,995$  – коефіцієнт відновлення повного тиску у вхідному направляючому апараті вентилятора;
- $\sigma_{НВ} = 0,99$  – коефіцієнт відновлення повного тиску в перехідному каналі між компресорами;
- $m=0$  – ступінь двоконтурності (оскільки розраховується тільки КНТ і КВТ.

У вигляді масивів значень для всіх ступенів задають величини:

- $C_a$  – витратна швидкість на вході в робоче колесо ступеня, м/с;
- $H_Z$  – витрачений напір (робота) ступеня,  $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$ ;
- $\eta_{\text{СТ}}^*$  – ізоентропійний ККД ступеня за параметрами заторможеного потоку;
- $\rho_K$  – кінематична ступінь реактивності ступеня;
- $i_H = 0$  – кут натікання на робочі лопатки ступеня на середньому радіусі, град;
- $\bar{D}$  – відношення зовнішніх діаметрів ступенів компресора до зовнішнього діаметру першого ступеня

Форма проточної частини КНТ  $D_{\text{ср}} = \text{const}$ , КВТ –  $D_H = \text{const}$ .



### 1.3.2 Результати розрахунку

Результати розрахунку, схема проточної частини і зміна параметрів приведені в таблицях 1.4-1.5 і на рисунках 1.2-1.18.

Таблиця 1.4 – Вихідні дані для газодинамічного розрахунку компресора

09 4 19

2	2	1	6	13	1				
314.15	130086.0	1.400	287.00						
39.43	15.812	4.706	378.16	382.92	150.00				
.6400	0.8381	.9900	.9850	0.9900	1.0200	0.0000			
185.00	183.50	182.00	180.50	179.00	177.50	175.00	171.50	168.00	164.50
161.00	157.50	154.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00	000.00
28.52	34.22	37.48	38.29	34.22	27.70	31.10	36.40	39.44	40.20
37.16	32.61	28.06	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00	00.00
.8590	.8720	.8850	.8870	.8720	.8600	.8660	.8830	.8930	.8960
.8860	.8710	.8640	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500	.5500
.5500	.5500	.5500	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000

Таблиця 1.5 – Результати газодинамічного розрахунку компресора

ГДР МОК  
 Nк= 2 Kф1= 2 Kф2= 1 z1= 6 zk= 13 Kr= 1  
 Pк=15.812 Pк1= 4.706 G= 39.43 n1= 11524.3 n2= 15103.7 k= 1.40 R= 287.00  
 ТВ=314.15 Рв=130086.0 P1o=128785.1 Sвa= .990 Sвa= .985 Sвв= .990 m= .00

Nст	Dк	Dсп	Dвт	Dот	КПД	Mw1	Mc2
1	.6267	.5261	.4011	.6400	.8804	.8388	.7489
2	.6092	.5261	.4271	.7011	.8916	.8177	.7287
3	.5942	.5261	.4477	.7535	.9047	.7868	.7015
4	.5819	.5261	.4637	.7968	.9080	.7501	.6701
5	.5726	.5261	.4751	.8298	.8973	.7029	.6302
6	.5663	.5261	.4826	.8521	.8931	.6563	.5826
7	.4842	.4409	.3930	.8116	.8800	.6685	.5927
8	.4842	.4457	.4036	.8336	.8957	.6620	.5855
9	.4842	.4504	.4139	.8549	.9055	.6469	.5715
10	.4842	.4546	.4229	.8734	.9091	.6255	.5523
11	.4842	.4580	.4301	.8884	.9010	.5959	.5262
12	.4842	.4604	.4354	.8992	.8889	.5660	.4997
13	.4842	.4622	.4390	.9068	.8856	.5395	.4761
Nст	C1a	C2a	C1u	C2u	C1	C2	Uк
1	185.0	184.3	97.40	188.3	209.1	263.5	378.2
2	183.5	182.8	87.64	198.1	203.4	269.5	367.6
3	182.0	181.3	81.63	204.1	199.5	273.0	358.6
4	180.5	179.8	79.52	206.2	197.2	273.6	351.1
5	179.0	178.3	85.53	200.2	198.4	268.1	345.5
6	177.5	171.9	95.85	189.9	201.7	256.1	341.7
7	175.0	173.3	108.3	204.5	205.8	268.0	382.9
8	171.5	169.8	101.5	214.6	199.3	273.6	382.9
9	168.0	166.3	98.81	220.8	194.9	276.4	382.9
10	164.5	162.8	99.67	223.1	192.3	276.1	382.9
11	161.0	159.3	106.0	219.4	192.8	271.1	382.9
12	157.5	155.8	114.1	213.2	194.5	264.0	382.9
13	154.0	152.0	121.8	207.1	196.4	256.9	382.9
Nст	Hз	Rк	a11	a12	be1	be1л	be2
1	.2852E+05	.5500	62.23	44.37	40.05	40.05	54.97
2	.3422E+05	.5500	64.47	42.69	38.60	38.60	56.84
3	.3748E+05	.5500	65.84	41.61	37.66	37.66	57.97
4	.3829E+05	.5500	66.22	41.08	37.18	37.18	58.24
5	.3422E+05	.5500	64.46	41.68	37.66	37.66	56.66

## Продовження Таблиці 1.5

6	.2770E+05	.5500	61.63	42.15	38.69	38.69	53.41
7	.3110E+05	.5500	58.26	40.27	36.04	36.04	49.86
8	.3640E+05	.5500	59.37	38.34	34.34	34.34	50.54
9	.3944E+05	.5500	59.54	36.98	33.13	33.13	50.50
10	.4020E+05	.5500	58.79	36.11	32.34	32.34	49.75
11	.3716E+05	.5500	56.64	35.97	32.15	32.15	47.93
12	.3261E+05	.5500	54.08	36.15	32.21	32.21	45.77
13	.2806E+05	.5500	51.65	36.27	32.29	32.29	43.82
Нст	Пст	Нтк	Сак	Кг	Кн	U1	U2
1	1.307	.2019	.4892	1.020	.9880	317.5	317.5
2	1.346	.2594	.4991	1.022	.9760	317.5	317.5
3	1.350	.3024	.5075	1.024	.9640	317.5	317.5
4	1.325	.3262	.5140	1.026	.9520	317.5	317.5
5	1.257	.3050	.5181	1.028	.9400	317.5	317.5
6	1.189	.2556	.5194	1.031	.9280	317.5	317.5
7	1.198	.2316	.4570	1.033	.9160	348.7	350.6
8	1.225	.2746	.4479	1.035	.9040	352.5	354.4
9	1.231	.2989	.4387	1.037	.9000	356.2	357.9
10	1.221	.3046	.4296	1.039	.9000	359.5	360.8
11	1.188	.2816	.4205	1.041	.9000	362.2	363.2
12	1.153	.2471	.4113	1.043	.9000	364.1	364.8
13	1.124	.2126	.4022	1.046	.9000	365.5	365.5
Нст	T2o	T1	T2	P2o	P3o	P1	P2
1	342.5	292.4	308.0	.1726E+06	.1701E+06	.1002E+06	.1190E+06
2	376.6	322.0	340.5	.2324E+06	.2289E+06	.1369E+06	.1633E+06
3	413.9	356.8	376.8	.3139E+06	.3092E+06	.1895E+06	.2260E+06
4	452.0	394.6	414.8	.4158E+06	.4095E+06	.2614E+06	.3077E+06
5	486.1	432.4	450.3	.5228E+06	.5149E+06	.3507E+06	.4001E+06
6	513.7	465.9	481.0	.6215E+06	.6122E+06	.4437E+06	.4939E+06
7	544.6	492.6	508.9	.7373E+06	.7262E+06	.5234E+06	.5813E+06
8	580.9	524.9	543.6	.9029E+06	.8893E+06	.6381E+06	.7158E+06
9	620.1	562.0	582.1	.1112E+07	.1095E+07	.7921E+06	.8907E+06
10	660.2	601.7	622.2	.1357E+07	.1337E+07	.9852E+06	.1103E+07
11	697.2	641.7	660.6	.1612E+07	.1588E+07	.1210E+07	.1335E+07
12	729.6	678.3	694.9	.1858E+07	.1830E+07	.1443E+07	.1567E+07
13	757.6	710.4	724.7	.2088E+07	.2057E+07	.1667E+07	.1788E+07
	Дкк	Дск	Двк	Док	Тк	Рк	Ск
	.5630	.5261	.4864	.8640	499.9	.5567E+06	166.3
	.4842	.4639	.4428	.9145	746.4	.1952E+07	150.0
	Пк = 15.812	КПД = .8507	Лк = 445400.				
	Пк1= 4.706	КПД1= .8764	Лк1=200430.				
	Пк2= 3.394	КПД2= .8801	Лк2=244970.				

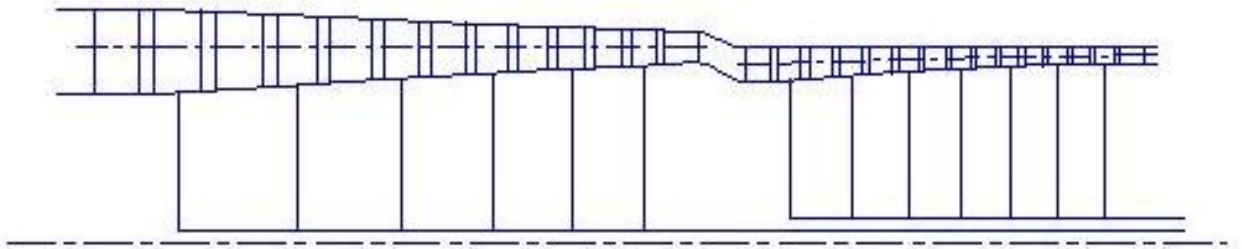


Рисунок 1.2 – Схема проточной части компрессора

Изменение параметров по ступеням

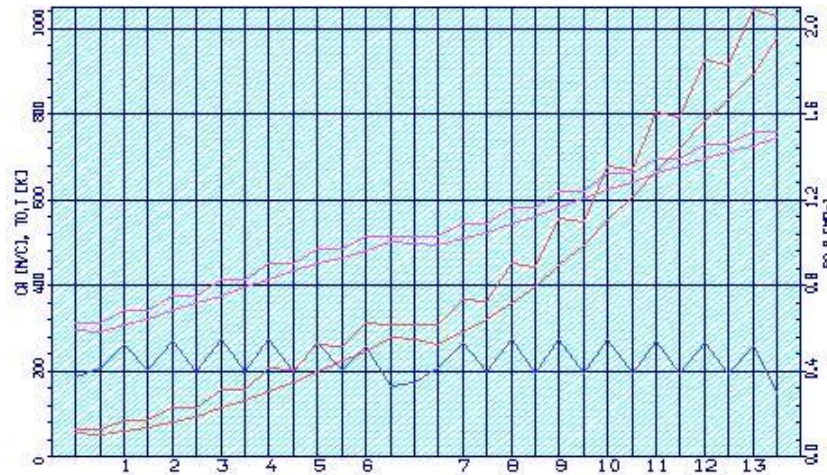


Рисунок 1.3 – Зміна параметрів  $T, T^*, P, P^*, C$  в проточній частині компресора

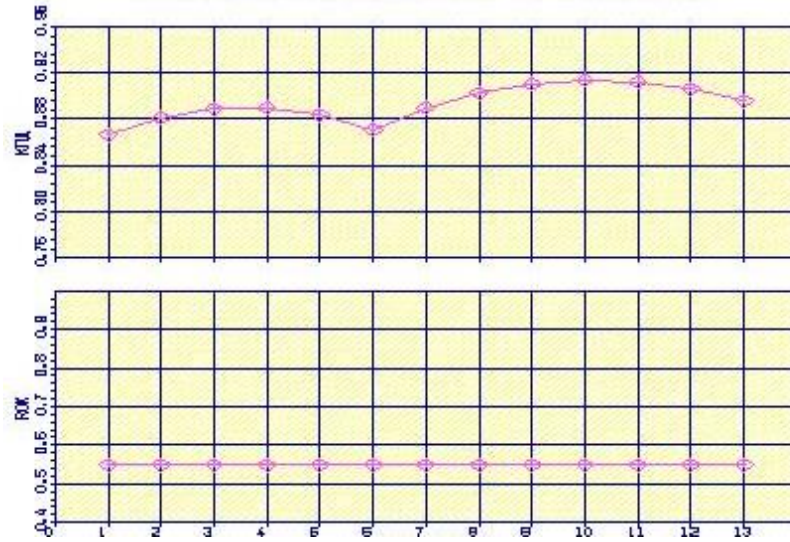


Рисунок 1.4 – Розподіл ККД та ступеня реактивності по ступеням компресора

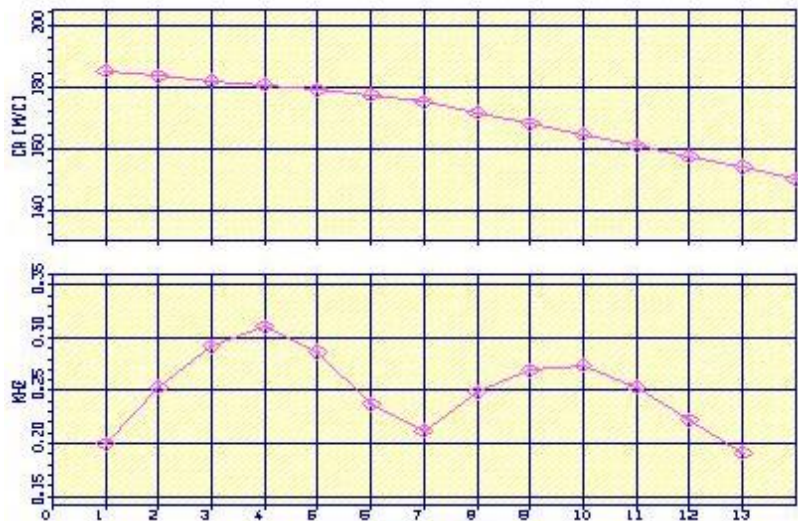


Рисунок 1.5 – Розподіл осьової швидкості  $C_a$  та коефіцієнту теоретичного напору  $\overline{H_z}$  по ступеням компресора

Аналізуючи отримані графіки розподілу витраченого напору ступенями, бачимо, що він відповідає раціональному завантаженню ступенів. При розподілі робіт за ступенями компресора враховано особливості умов роботи перших та останніх ступенів компресора.

Програма GFOK.exe дає можливість автоматичної побудови планів швидкостей у ступені компресора за результатами проведеного розрохунку. Плани швидкостей у кожному ступені компресора наведені нижче (рис. 1.6-1.18)

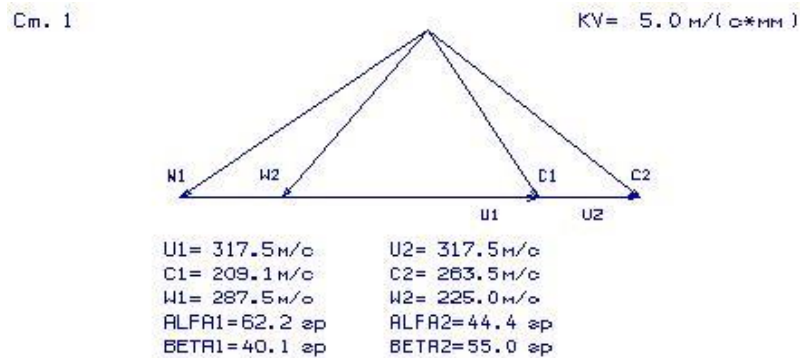


Рисунок 1.6 – Трикутник швидкостей для 1-го ступеня компресора

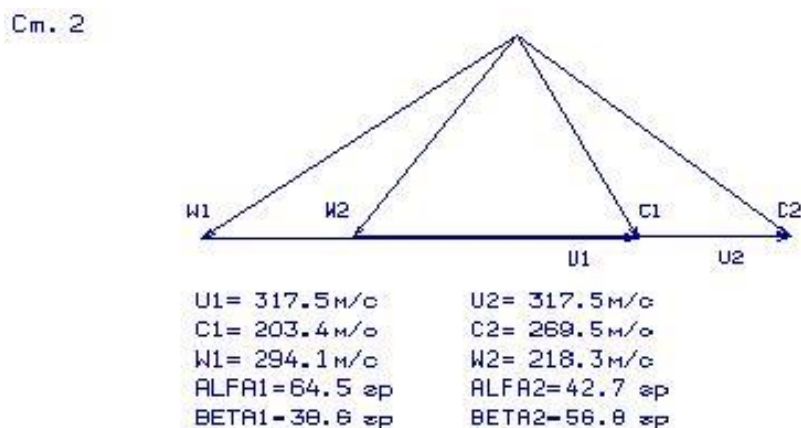


Рисунок 1.7 – Трикутник швидкостей для 2-го ступеня компресора

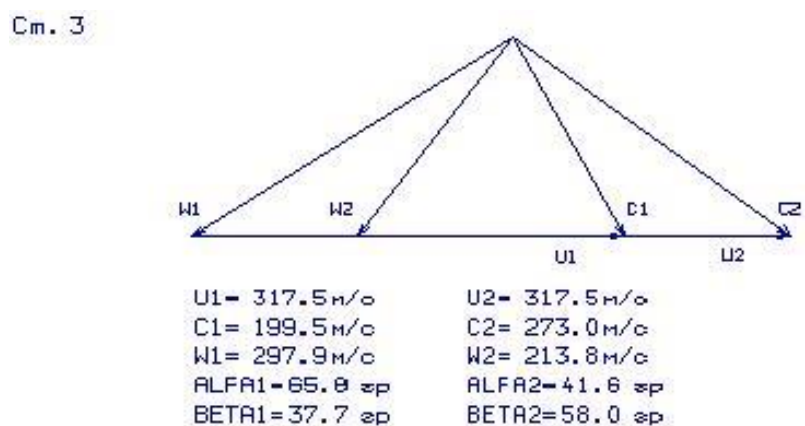


Рисунок 1.8 – Трикутник швидкостей для 3-го ступеня компресора

См. 4

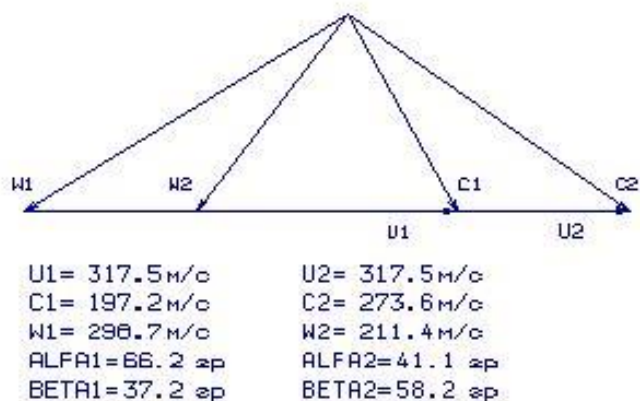


Рисунок 1.9 – Трикутник швидкостей для 4-го ступеня компресора

См. 5

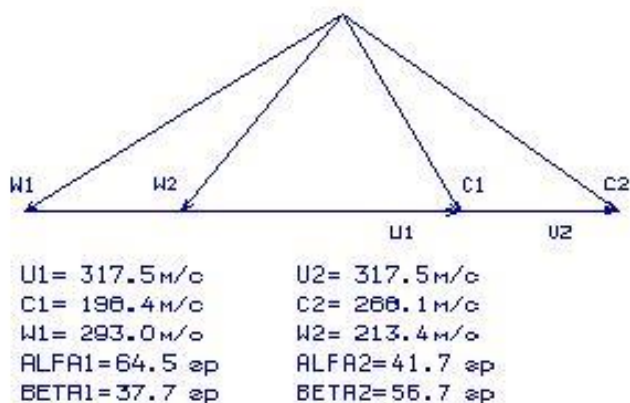


Рисунок 1.10 – Трикутник швидкостей для 5-го ступеня компресора

См. 6



Рисунок 1.11 – Трикутник швидкостей для 6-го ступеня компресора

См. 7

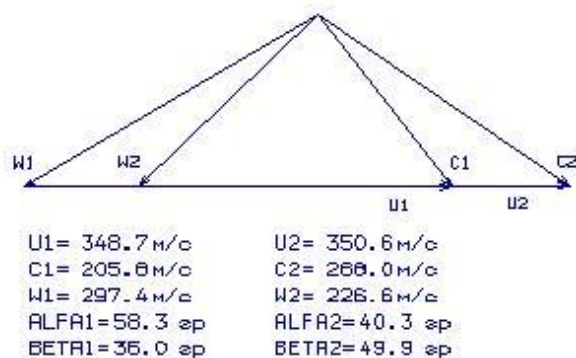


Рисунок 1.12 – Трикутник швидкостей для 7-го ступеня компресора

См. 8



Рисунок 1.13 – Трикутник швидкостей для 8-го ступеня компресора

См. 9

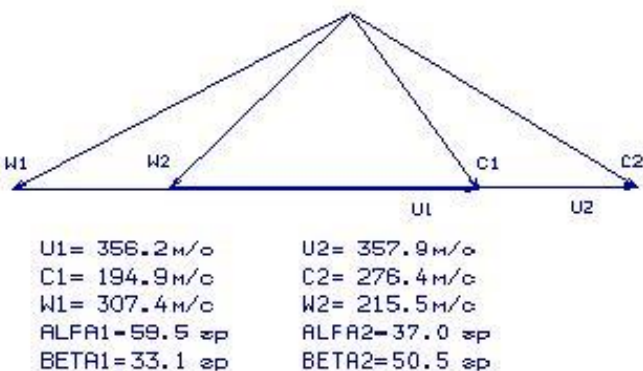


Рисунок 1.14 – Трикутник швидкостей для 9-го ступеня компресора

См. 10

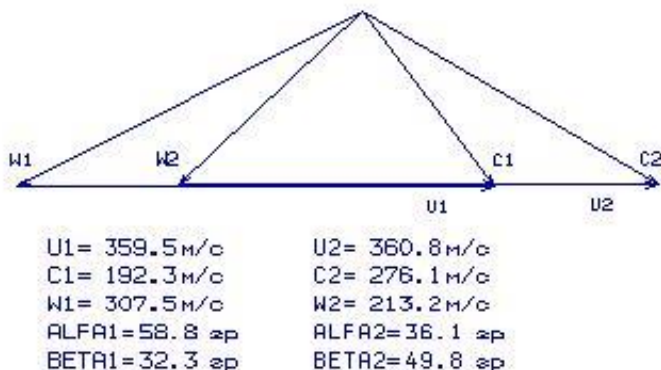


Рисунок 1.15 – Трикутник швидкостей для 10-го ступеня компресора

См. 11

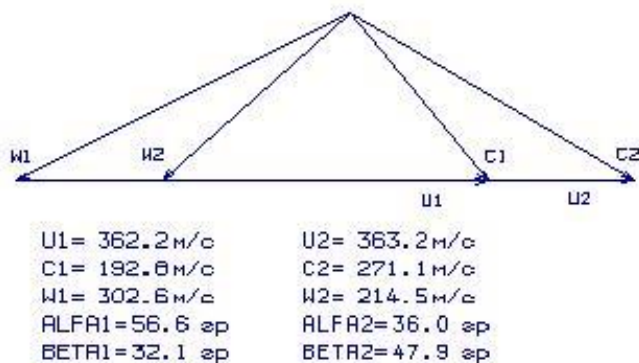


Рисунок 1.16 – Трикутник швидкостей для 11-го ступеня компресора

См. 12

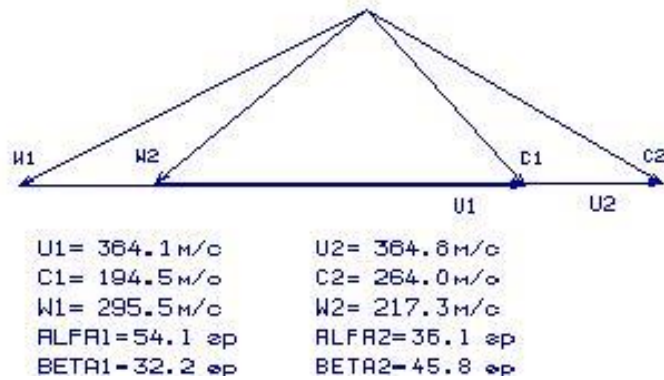


Рисунок 1.17 – Трикутник швидкостей для 12-го ступеня компресора

См. 13



Рисунок 1.18 – Трикутник швидкостей для 13-го ступеня компресора

### 1.3.3 Висновок по розділу

В результаті газодинамічного розрахунку компресора на ЕОМ отримані геометричні параметри проточної частини компресора:  $P, P^*, T, T^*, C$  на середньому радіусі кожного ступеня, а також робота і ступінь підвищення тиску кожного ступеня.

З результатів розрахунку видно, що отриманий осьовий компресор забезпечує заданий  $\pi_{кл}^* = 15,812$  і має сучасний рівень ККД. Рівень значень  $M_{w1}$  на вході в робочі колеса всіх ступенів КНТ не перевищує у величини 0,8388, а КВТ 0,6685. Значення ККД ступенів компресора низького тиску 0,8804...0,9080, а компресора високого тиску 0,8800...0,9091, що відповідає високому рівню значень ККД сучасних осьових компресорів.

Таким чином, компресор відповідає всім вимогам, що висуваються до сучасних авіаційних турбомашин.

### 1.4 Розрахунок і побудова решіток профілів дозвукового осьового компресора

Етапом проектування осьового компресора, наступним за розрахунком компресора на середньому радіусі, є розрахунок та побудова решіток профілів компресора по радіусу.

Вихідним для визначення параметрів потоку по радіусу є розрахунок ступенів компресора на середньому радіусі.





Таблица 1.6 – Результаты профилирования первого ступеня КВТ

M= 1 KR= 4 KГ= 1.400 RГ= 287.00  
 1.211 370.50 .250 .883 .985 1.000 .799 .818  
 .000 175.00 513.70 600001. 100.30 .468 .916  
 .967 1.046 A= .459 B=-.131 D= .000  
 ГАЗОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СТ. ОК  
 P11=1.211 P12=1.211 HZ1=32856. HZ2=32856. T01=546.41 T02=546.41  
 P01= 726601. P02= 726601.  
 ( GB= 39.091 ROK= .5414 HTO= .2613 WC= 15119.7 )

N	U	CU	CA	T0	T	P0	P
ROTH	RO	C	W	LC	LW	AL	BE
11	370.50	121.50	153.19	513.70	494.67	600001.	525747.
1.0000	3.7032	195.52	292.35	.4714	.6893	51.581	31.600
12	351.82	110.36	165.65	513.70	493.98	600001.	523175.
.9496	3.6903	199.05	292.82	.4799	.6908	56.327	34.452
13	333.38	99.09	176.02	513.70	493.39	600001.	520999.
.8998	3.6793	201.99	293.05	.4870	.6916	60.624	36.917
14	314.87	87.44	184.80	513.70	492.90	600001.	519172.
.8498	3.6701	204.44	293.05	.4929	.6920	64.679	39.095
15	296.03	75.17	192.25	513.70	492.49	600001.	517674.
.7990	3.6625	206.43	292.81	.4977	.6917	68.644	41.039
*	*	*	*	*	*	*	*
21	370.50	218.31	138.40	546.41	513.15	737666.	592116.
1.0000	4.0205	258.48	205.71	.6043	.4864	32.373	42.283
22	352.25	212.06	162.87	546.41	510.82	737666.	582758.
.9507	3.9750	267.39	214.90	.6251	.5083	37.527	49.281
23	335.36	205.46	183.21	546.41	508.69	737666.	574287.
.9051	3.9336	275.28	224.59	.6436	.5312	41.724	54.664
24	319.20	198.62	200.90	546.41	506.68	737666.	566397.
.8615	3.8950	282.51	234.31	.6605	.5541	45.328	59.028
25	303.43	191.55	216.74	546.41	504.76	737666.	558919.
.8190	3.8582	289.26	243.92	.6763	.5766	48.531	62.699
*	*	*	*	*	*	*	*
81	370.50	121.50	153.19	513.70	494.67	600001.	525747.
1.0000	3.7032	195.52	292.35	.4714	.6893	51.581	31.600
82	352.25	110.62	165.39	513.70	493.99	600001.	523230.
.9507	3.6905	198.97	292.81	.4798	.6907	56.223	34.391
83	335.36	100.31	174.99	513.70	493.45	600001.	521215.
.9051	3.6804	201.70	293.03	.4863	.6916	60.177	36.668
84	319.20	90.20	182.88	513.70	493.00	600001.	519567.
.8615	3.6721	203.91	293.07	.4917	.6919	63.747	38.610
85	303.43	80.04	189.50	513.70	492.64	600001.	518219.
.8190	3.6653	205.71	292.93	.4960	.6919	67.101	40.308

Профилирование лопатки РК по радиусу

Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
ro	1.000	.9507	.9051	.8615	.8190
b	15.20	15.20	15.20	15.20	15.20
t	18.61	17.69	16.85	16.03	15.24
b/t	.8167	.8590	.9023	.9480	.9973
Cm	.0300	.0400	.0500	.0700	.0800
i	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000
del	6.012	7.535	8.334	8.744	8.925
dbe	10.68	14.89	18.00	20.42	22.39
tet	16.69	22.42	26.33	29.16	31.32
be11	31.60	34.39	36.67	38.61	40.31
be21	48.29	56.82	63.00	67.77	71.62

Число рабочих лопаток - 79. шт.

На підставі отриманих даних будуються п'ять перерізів (втулковий, проміжний між втулковим і середнім, середній, проміжний між середнім і периферійним та периферійний переріз) лопатки решітки профілів РК (рис.1.19-1.26).

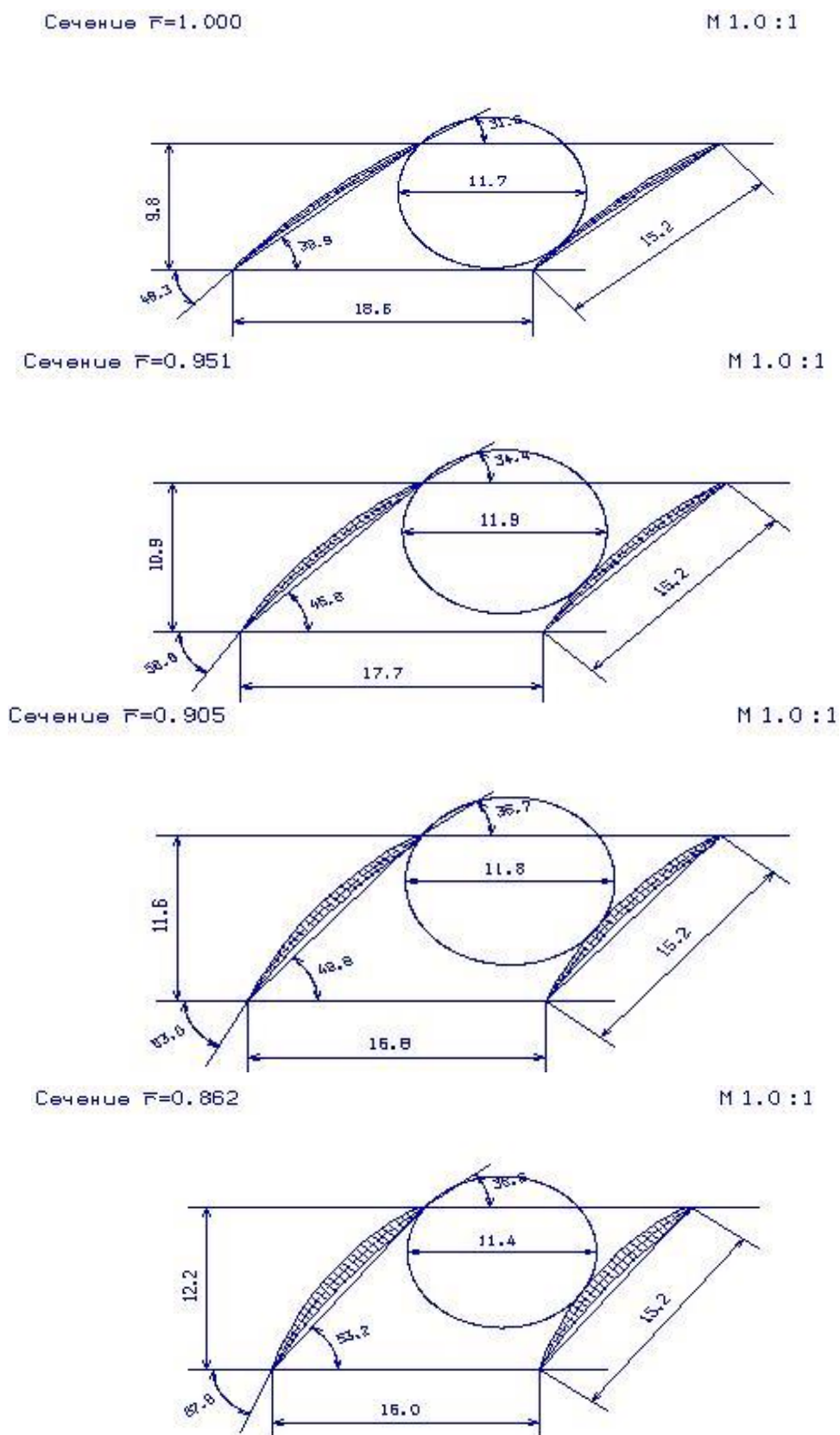


Рисунок 1.19 – 1-4 перерізи решітки профілів РК компрессора

Сечення  $F=0.819$ 

М 1.0 : 1

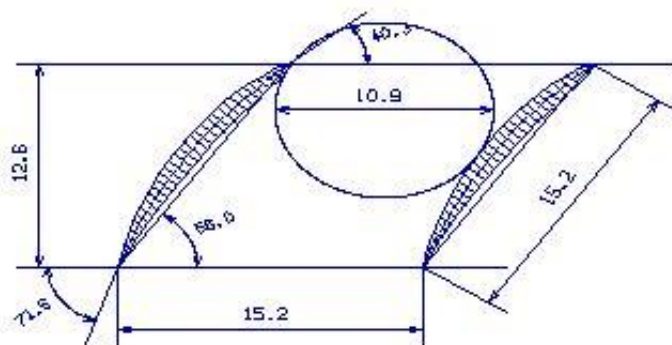
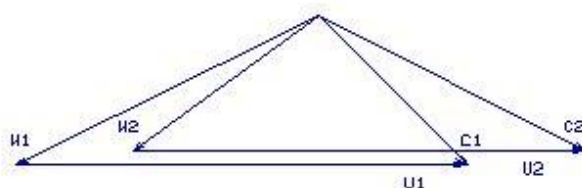


Рисунок 1.20 – 5 переріз решітки профілів РК компресора

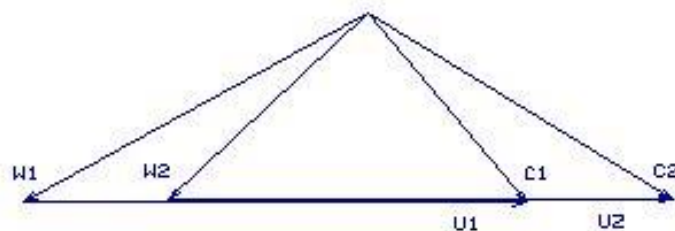
Сеч. 1

KV = 5.0 м/(с\*мм)



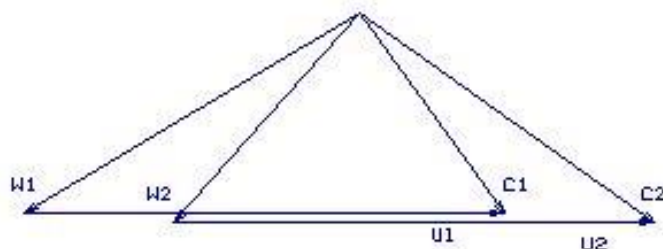
$U1 = 370.5 \text{ м/с}$	$U2 = 370.5 \text{ м/с}$
$C1 = 195.5 \text{ м/с}$	$C2 = 258.5 \text{ м/с}$
$W1 = 292.3 \text{ м/с}$	$W2 = 205.7 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 51.6 \text{ ар}$	$ALFA2 = 32.4 \text{ ар}$
$BETA1 = 31.6 \text{ ар}$	$BETA2 = 42.3 \text{ ар}$

Сеч. 2



$U1 = 352.2 \text{ м/с}$	$U2 = 352.2 \text{ м/с}$
$C1 = 199.0 \text{ м/с}$	$C2 = 267.4 \text{ м/с}$
$W1 = 292.8 \text{ м/с}$	$W2 = 214.9 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 56.2 \text{ ар}$	$ALFA2 = 37.5 \text{ ар}$
$BETA1 = 34.4 \text{ ар}$	$BETA2 = 49.3 \text{ ар}$

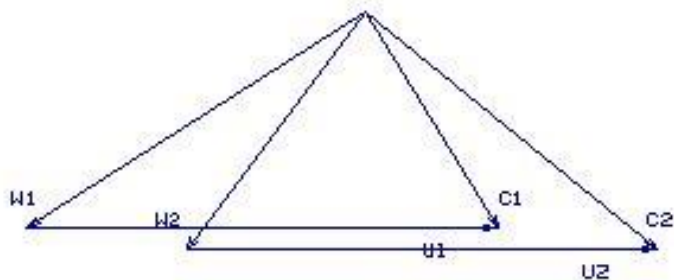
Сеч. 3



$U1 = 335.4 \text{ м/с}$	$U2 = 335.4 \text{ м/с}$
$C1 = 201.7 \text{ м/с}$	$C2 = 275.3 \text{ м/с}$
$W1 = 293.0 \text{ м/с}$	$W2 = 224.6 \text{ м/с}$
$ALFA1 = 60.2 \text{ ар}$	$ALFA2 = 41.7 \text{ ар}$
$BETA1 = 36.7 \text{ ар}$	$BETA2 = 54.7 \text{ ар}$

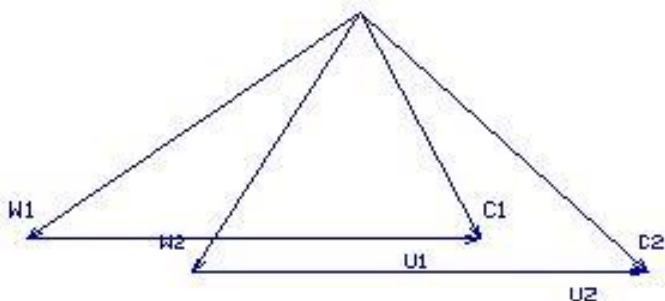
Рисунок 1.21 – Трикутники швидкостей для 1-3-го перерізів лопатки

Сеч. 4



U1= 319.2 м/с	U2= 319.2 м/с
C1= 203.9 м/с	C2= 282.5 м/с
W1= 293.1 м/с	W2= 234.3 м/с
ALFA1= 63.7 град	ALFA2= 45.3 град
BETA1= 38.6 град	BETA2= 59.0 град

Сеч. 5



U1= 303.4 м/с	U2= 303.4 м/с
C1= 205.7 м/с	C2= 289.3 м/с
W1= 292.9 м/с	W2= 243.9 м/с
ALFA1= 67.1 град	ALFA2= 46.5 град
BETA1= 40.3 град	BETA2= 62.7 град

Рисунок 1.22 – Трикутники швидкостей для 4-5-го перерізів лопатки

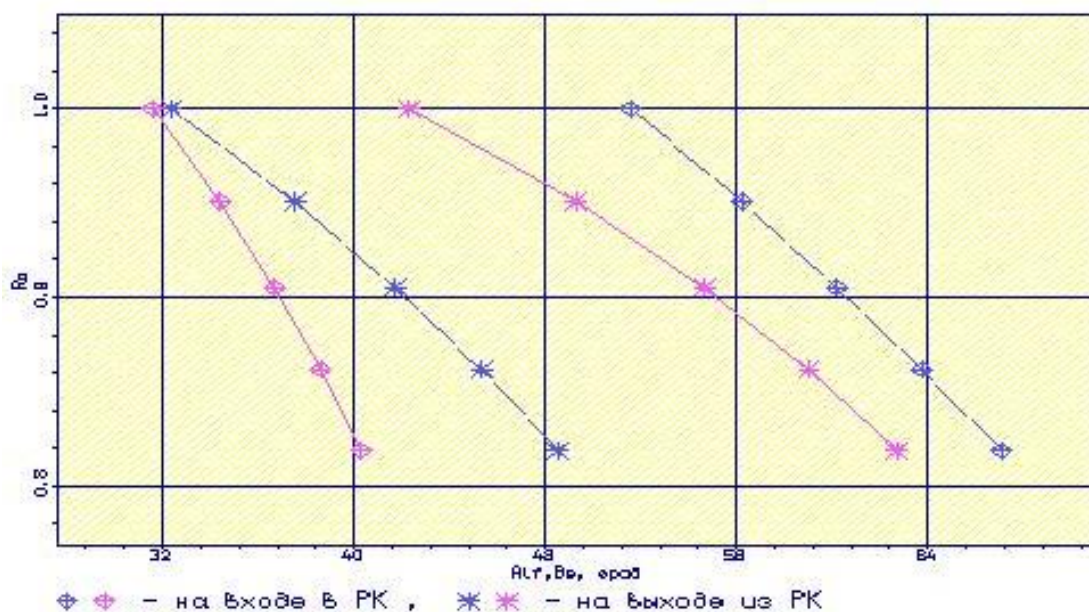


Рисунок 1.23 – Залежність  $\alpha = f(r_0)$ ,  $\beta = f(r_0)$

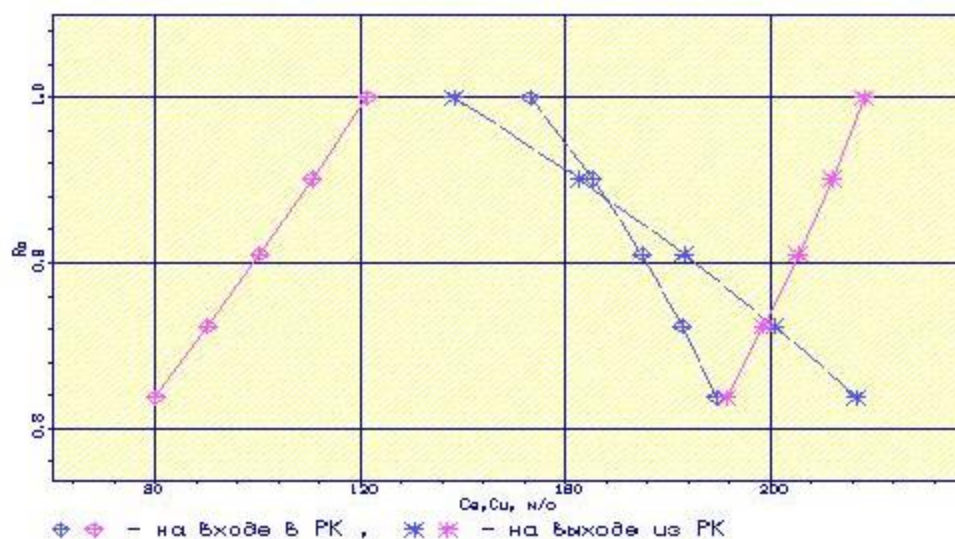
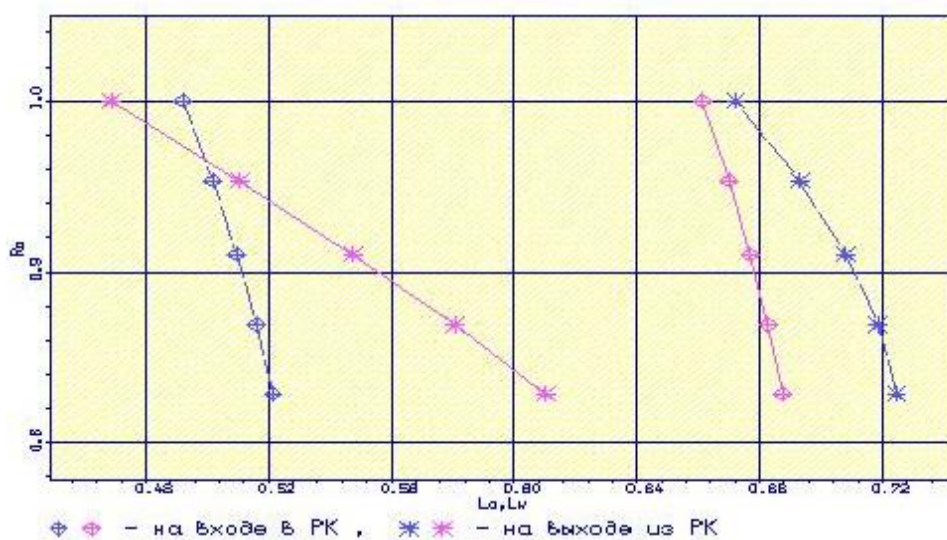
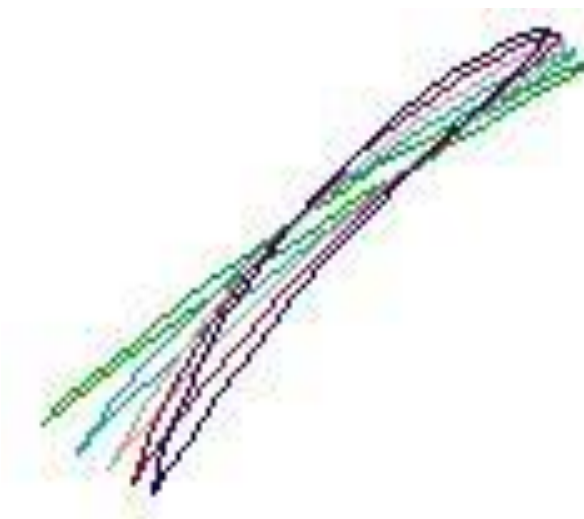
Рисунок 1.24 -  $Ca = f(ro)$ ,  $Cu = f(ro)$ Рисунок 1.25 – Залежність  $L_c = f(ro)$ ,  $L_w = f(ro)$ 

Рисунок 1.26 – Профілі робочої лопатки компресора

### 1.4.2 Висновок за розділом

Густина решітки відповідає допустимим значенням. Значення  $\Delta\beta$  знаходиться в межах  $5 \leq \Delta\beta \leq 25$  по всій висоті лопатки.

Отримані результати та побудована решітка профілів першого ступеня компресора високого тиску задовольняє вимогам та зможе забезпечити необхідні параметри.

Закон крутки - 4 - Рок = const при заданому  $H_t(r)$ .

Відносне подовження лопатки -  $h/b = 2,79$ .

## 1.5 Термогазодинамічний розрахунок турбіни

### 1.5.1 Розрахунок турбіни на ЕОМ

На всіх повнорозмірних сучасних ГТД (як в авіаційній, так і наземній техніці) використовуються, як правило, осьові турбіни. Широке застосування осьових газових турбін в авіаційних газотурбінних двигунах обумовлено, перш за все, їх високою енергоємністю, продуктивністю і економічністю. Саме ці переваги осьових газових турбін поряд з порівняльною простотою і надійністю і визначили домінуюче становище газотурбінних двигунів в авіації.

Сучасні досягнення в теорії і практиці проектування осьових газових турбін забезпечують можливість надійного визначення параметрів турбіни на розрахунковому режимі з достовірним урахуванням всіх видів втрат механічної енергії в її проточній частині. При цьому газодинамічний розрахунок досить складний, тому його реалізація можлива при використанні ЕОМ.

Газодинамічний розрахунок багатоступінчастої турбіни виконуємо при заданій формі проточної частини [5]. Конкретна форма меридионального профілю проточної частини турбіни визначається, перш за все, конструктивними і технологічними міркуваннями.

Оскільки основні вихідні дані для розрахунку турбіни отримують в результаті термогазодинамічного розрахунку двигуна, узгодження параметрів його лопаткових машин, газодинамічного розрахунку компресора, то до початку розрахунку проточна частина і окремі її параметри вже відомі. Розподіл теплоперепада між ступенями тісно пов'язане з формою проточної частини і з співвідношенням частот обертання ступенів. Якщо всі ступені мають однаковий ступінь реактивності, то для досягнення високих ККД вони повинні бути

розраховані на приблизно однакові значення коефіцієнта  $\frac{U}{C_{ad}^*}$ . В останніх ступенях

багатоступеневих турбін відносний діаметр втулки може виявитися значно менше, ніж в перших. В результаті, щоб уникнути отримання негативного ступеня реактивності біля кореня лопаток в цих ступенях доводиться підвищувати значення

ступені реактивності і відповідно підвищувати значення  $\frac{U}{C_{ad}^*}$ , що при даній  $U$

відповідає зниженню  $Cad$ , відносного зменшення теплоперепада в останніх ступенях. Приймаємо форму проточної частини турбіни  $D_{сер} = \text{const}$ .

Проводимо розрахунок турбіни за допомогою EOM. В програмі GDRGT.exe використовується поширений метод газодинамічного розрахунку при заданій геометрії проточної частини газової турбіни.

Вихідними даними для газодинамічного розрахунку багатоступінчастої газової турбіни є:

- загальна кількість ступенів турбіни –  $Z_T = 5$ ;
- витрата газу на вході в турбіну (з урахуванням відбору)  $G_2 = 36,476$  кг/с:

$$G_T = G_B - (1 - \Delta \bar{G}_{отб} + q_T - \Delta \bar{G}_{отб\text{охл}})$$

- де  $G_B = 39,43$  кг/с — витрата повітря через тракт двигуна, кг/с;  
 $q_T = 0,0189$  — відносна витрата палива в камері згоряння;  
 $\Delta \bar{G}_{отб} = 0,08$  — величина відносного відбору повітря на потреби літака;

$$G_T = 39,43(1 + 0,0189 - 0,08) = 36,476 \text{ кг/с.}$$

- повні параметри на вході в турбіну  $T_2^* = 1470\text{K}$  и  $P_2^* = 2057000$  Па;
- Далі йде визначення даних, що характеризують роботу кожної ступені турбіни. Для кожної ступені в початкових даних задаються:
- тяга ступені  $N$  в кВт;
  - частота обертання  $n$  об/хв, яка дорівнює частоті обертання компресору (обороти вільної турбіни були визначені в узгодженні параметрів);
  - термодинамічна ступінь реактивності на середньому радіусі  $\rho_T$ ;
  - геометрія проточної частини турбіни — значення середнього діаметру й висоти лопатки на вході і на виході з РК —  $D_{сер1}, D_{сер2}, h_1$  и  $h_2$ , в м;
  - відносна максимальна товщина профілей лопаток СА и РК —  $\bar{C}_{mca}$  и  $\bar{C}_{mrc}$ ;
  - відносна витрата охолоджуючого повітря на плівкове ( $\bar{G}_{B0}$ ) й конвективне ( $\bar{G}_{B1}$ ) охолодження лопаток СА;
  - відносна витрата повітря на конвективне охолодження робочих лопаток ( $\bar{G}_{B2}$ ).

Вихідні дані газодинамічного розрахунку осьової газової турбіни розміщуються у файлі вихідних даних GDRGT.dat (табл. 1.7). Результати розрахунку, одержувані за програмою GDRGT.exe, заносяться в файл GDRGT rez (табл. 1.8). Наведена в таблиці схема друку дає досить повне уявлення про обсяг результатів, одержуваних в ході виконання газодинамічного розрахунку турбіни. Програма графічного супроводу GFT.exe дозволяє представити результати розрахунків в більш наочній графічній формі.

При використанні програми GDRGT.exe слід мати на увазі, що в даній програмі газодинамічний розрахунок турбіни виконується при заданій формі її проточної частини. Попередньому профілюванню проточної частини турбіни слід

приділити належну увагу, тому що при заданих параметрах робочого тіла і невірної заданої формі проточної частини можливі випадки відсутності можливості фізичного вирішення поставленого завдання. Як робоче тіло турбіни продукти згоряння авіаційного гасу і відповідно до цього задаються значення  $k_T$  і  $R_T$ .

Визначаємо потужність ступенів турбіни:

$$N_{Ti} = \frac{L_{Ki}^* \cdot G_{Bi}}{\eta_M}, \quad (5.2)$$

где  $N_{Ti}$  – потужність  $i$ -ої ступені турбіни, кВт;

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

$G_{Bi}$  – витрата повітря через  $i$ -ий компресор, кг/с;

$\eta_M$  – механічний ККД.

$$N_{ТВД} = \frac{L_{ТВД}^* \cdot G_{ВІ}}{\eta_{МВД}} = \frac{244971 \cdot 39,43}{0,995} = 9806322 \text{ Вт} \approx 9806,3 \text{ кВт},$$

$$N_{ТНД} = \frac{L_{КНД}^* \cdot G_{ВІ}}{\eta_{МНД}} = \frac{200430 \cdot 39,43}{0,985} = 8023304 \text{ Вт} \approx 8023,3 \text{ кВт},$$

$$N_{ТВ} = \frac{L_{ВІІ}^* \cdot G_{ВІІ} + L_{ВІ}^* \cdot G_{ВІ}}{\eta_{МВ}} = \frac{43370 \cdot 216,89 + 26020 \cdot 39,43}{0,99} = 11285922 \text{ Вт} \approx 11285,9 \text{ кВт}$$

Таблиця 1.7 – Початкові дані для розрахунку газової турбіни

5 0 131800.									
36.23	1470.	1954000.	780.00	.000	0.500	.800	.500	.050	.120
9806.3	8023.3	4600.0	3900.0	2785.9	0000.0	0000.0	0000.0		
15110.0	11524.0	6257.0	6257.0	6257.0	0000.0	0000.0	0000.0		
.3750	.3250	.2600	.2625	.2650	.0000	.0000	.0000		
.5352	.6170	.6551	.6728	.6955	.0000	.0000	.0000	Дср1	
.5435	.6259	.6611	.6797	.7038	.0000	.0000	.0000	Дср2	
.0370	.0603	.0851	.1028	.1255	.0000	.0000	.0000	h1	
.0453	.0692	.0911	.1097	.1338	.0000	.0000	.0000	h2	
.1800	.1200	.1200	.1200	.1200	.0000	.0000	.0000		
.2200	.1300	.1300	.1300	.1300	.0000	.0000	.0000		
.0060	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
.0110	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000		
1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000					



Таблиця 1.8 – Результати газодинамічного розрахунку газової турбіни

ГДР ГТ							
Исходные данные:							
5	0	131800.					
36.47	1470.	.1954E+07	841.0	.0000	.5000	.8000	
.5000	.5000E-01	.1200					
Kг=1.310 Rг= 290.0 Cгг=1225.0							
Схема печати:							
D1c	D2c	h1	h2	Cmc	Cmp	n	
Мст	Лс*	Пi*	Пi	КПД	Rc	R1c	T1w*
U1	C1	C1a	C1u	alf1	be1	L1	Lw1
U2	C2	C2a	C2u	alf2	be2	L2	Lw2
T1	T1*	P1	P1*	T2	T2*	P2	P2*
G1	G2	sca	bca	alfu	tca	fi	Zca
Pu	Pa	spk	bpk	beu	tpk	psi	Zpk
Тлса	Тлрк	Scум					
Nст= 1							
.535	.544	.370E-01	.453E-01	.180	.220	.151E+05	
.981E+04	.267E+06	2.17	2.30	.884	.375	.298	.134E+04
423.	606.	191.	575.	18.4	51.6	.872	.367
430.	208.	201.	-51.8	75.6	22.7	.325	.786
.132E+04	.147E+04	.118E+07	.186E+07	.123E+04	.125E+04	.849E+06	.902E+06
36.7	37.1	.321E-01	.526E-01	37.6	.410E-01	.951	41
.230E+05	.732E+04	.226E-01	.273E-01	56.1	.216E-01	.947	79
.127E+04	.116E+04	165.					
Nст= 2							
.617	.626	.603E-01	.692E-01	.120	.130	.115E+05	
.802E+04	.216E+06	2.03	2.17	.919	.325	.202	.114E+04
372.	565.	190.	532.	19.6	49.9	.882	.404
378.	206.	201.	-44.7	77.4	25.4	.346	.763
.112E+04	.125E+04	.542E+06	.863E+06	.105E+04	.107E+04	.415E+06	.445E+06
37.1	37.1	.367E-01	.562E-01	40.8	.431E-01	.958	45
.214E+05	.643E+04	.261E-01	.302E-01	59.7	.262E-01	.968	75
.125E+04	.109E+04	180.					
Nст= 3							
.655	.661	.851E-01	.911E-01	.120	.130	.626E+04	
.460E+04	.124E+06	1.59	1.79	.909	.260	.842E-01	.101E+04
215.	483.	206.	437.	25.2	42.7	.814	.525
217.	254.	216.	-134.	58.1	31.6	.450	.713
976.	.107E+04	.292E+06	.432E+06	944.	971.	.249E+06	.280E+06
37.1	37.1	.386E-01	.576E-01	42.2	.457E-01	.967	45
.212E+05	.358E+04	.275E-01	.288E-01	72.7	.233E-01	.961	89
.107E+04	963.	78.6					
Nст= 4							
.673	.680	.103	.110	.120	.130	.626E+04	
.390E+04	.105E+06	1.54	1.77	.907	.262	.745E-01	920.
220.	456.	237.	389.	31.3	54.5	.807	.529
223.	262.	249.	-82.2	71.7	39.2	.486	.715
886.	971.	.185E+06	.272E+06	858.	886.	.158E+06	.181E+06
37.1	37.1	.395E-01	.466E-01	57.8	.306E-01	.969	69
.175E+05	.269E+04	.283E-01	.305E-01	68.4	.264E-01	.966	81
971.	870.	97.7					

Продовження таблиці 1.8

Nст= 5							
.696	.704	.125	.134	.120	.130	.626E+04	
.279E+04	.751E+05	1.39	1.60	.917	.265	.740E-01	848.
228.	402.	250.	316.	38.3	70.6	.745	.501
231.	257.	256.	-11.2	87.5	46.7	.493	.667
820.	886.	.129E+06	.179E+06	798.	825.	.113E+06	.130E+06
37.1	37.1	.405E-01	.509E-01	52.7	.370E-01	.971	59
.121E+05	.160E+04	.293E-01	.338E-01	60.2	.287E-01	.966	77
886.	798.	124.					
TГ*=1470.0	PГ*=	.1954E+07	CГ=128.8	TГ=1463.2	PГ=	.1916E+07	
D1c= .535	h1= .0370						

Отримані за допомогою програми GFT.exe схема проточної частини, графіки зміни параметрів по турбіні, трикутники швидкостей зображені на рис. 1.27–1.28.

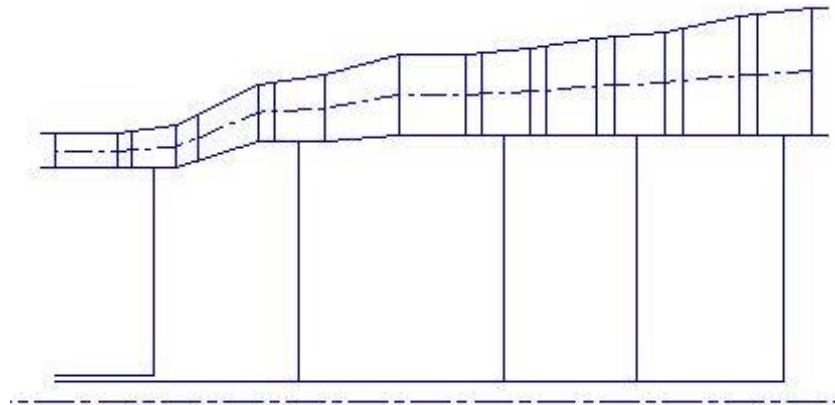


Рисунок 1.27 – Схема проточної частини турбіни

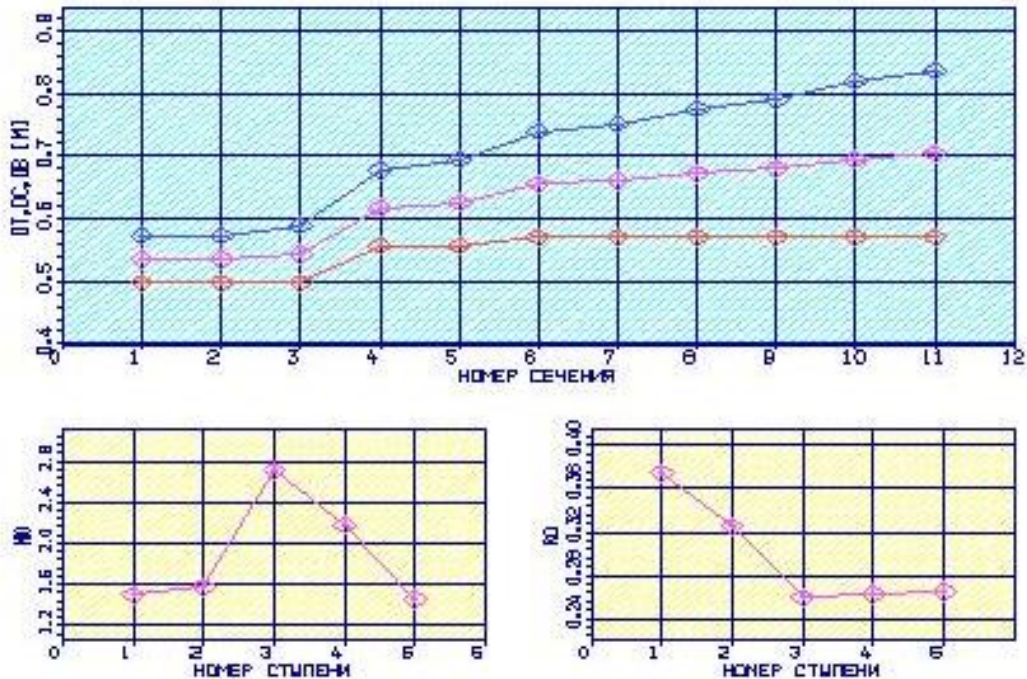


Рисунок 1.28 – Зміна  $\mu_z, \rho_m, D_{вт}, D_{ср}, D_n$  по ступеням турбіни

### 1.3.2 Висновки за розділом

В результаті проведеного газодинамічного розрахунку на ЕОМ отримані параметри які відповідають вимогам, що пред'являються при проектуванні осьових турбін. Спроекована турбіна на розрахунковому режимі роботи забезпечує допустимі кути натікання потоку на робоче колесо першого ступеня  $\alpha_1=17,3$  град; прийнятний кут виходу з останнього ступеня турбіни  $\alpha_2 = 87,4$  град. Характер зміни основних параметрів ( $T^*$ ,  $P^*$ ,  $C$ ) уздовж проточної частини відповідає типовому характеру для газових осьових турбін. Ступінь реактивності ступенів турбіни у втулковому перетині має позитивні значення.

### 1.6 Розрахунок і побудова решіток профілей осьової газової турбіни

Розрахунок і побудова решіток профілей осьової газової турбіни виконується за методичними вказівками [6] на основі газодинамічного розрахунку на середньому радіусі.

#### 1.6.1 Вибір закону профілювання

Застосування закону профілювання  $\alpha_1 = const$  и  $L_r = const$  значно спрощує технологію виготовлення лопаток СА і РК, дозволяє створити гарну конструктивну базу для їх монтажу в статорі і роторі. При  $\alpha_1 = const$  соплові лопатки першого ступеня турбіни є незакручені і мають майже постійний профіль по висоті, що сприяє організації внутрішнього охолодження.

Дані особливості зумовили широке застосування закону закрутки  $\alpha_1 = const$  и  $L = const$  при проектуванні турбін авіаційних ГТД.

#### 1.6.2 Розрахунок параметрів потоку

Вихідним даними для визначення параметрів потоку по радіусу є розрахунок ступенів турбіни на середньому радіусі. Основні вихідні дані для розрахунку потоку в турбінній решітці по радіусу представлені нижче:

- $k_r = 1,31$  и  $R_r = 290 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$  – фізичні постійні робочого тіла;
- $D_{1cep} = 0,535$  м,  $D_{2cep} = 0,544$  м – середні діаметри на вході і виході з РК;
- $h_1 = 0,037$  м,  $h_2 = 0,045$  м – висота лопатки на вході і виході з РК;
- $\varphi = 0,951$  – коефіцієнт швидкості решітки соплового апарату (СА);
- $\psi = 0,947$  – коефіцієнт швидкості решітки РК;
- $\lambda_1 = 0,872$  – приведена швидкість потоку перед РК;
- $\rho_T = 0,375$  – термодинамічна ступінь реактивності на середньому діаметрі;
- $C_{1a} = 191$  м/с,  $C_{2a} = 201$  м/с – осьові складові абсолютної швидкості на вході і виході з РК;
- $C_{1u} = 575$  м/с,  $C_{2u} = -51,8$  м/с – окружні складові абсолютної швидкості на вході і виході з РК;

- $\alpha_1 = 18,4^\circ$  – кут потоку в абсолютному русі на виході з СА;
- $\beta_1 = 51,6^\circ$  – кут потоку у відносному русі на вході в РК;
- $\beta_2 = 22,7^\circ$  – кут потоку у відносному русі на виході з РК;
- $n = 15100$  об/мин – частота обертання ротора;
- $T_2^* = 1250\text{K}$  – температура газу за РК по загальмованим параметрам.

Вихідні дані для газодинамічного розрахунку ступені турбіни заносяться в файл вихідних даних OСТ.DAT (таблиця 1.9). Розрахунок проводиться програмою OСТ.EXE, результати розрахунку знаходяться в файлі OСТ.REZ (таблиця 1.10).

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

Таблиця 1.9 – Вихідні дані для газодинамічного розрахунку ступені турбіни

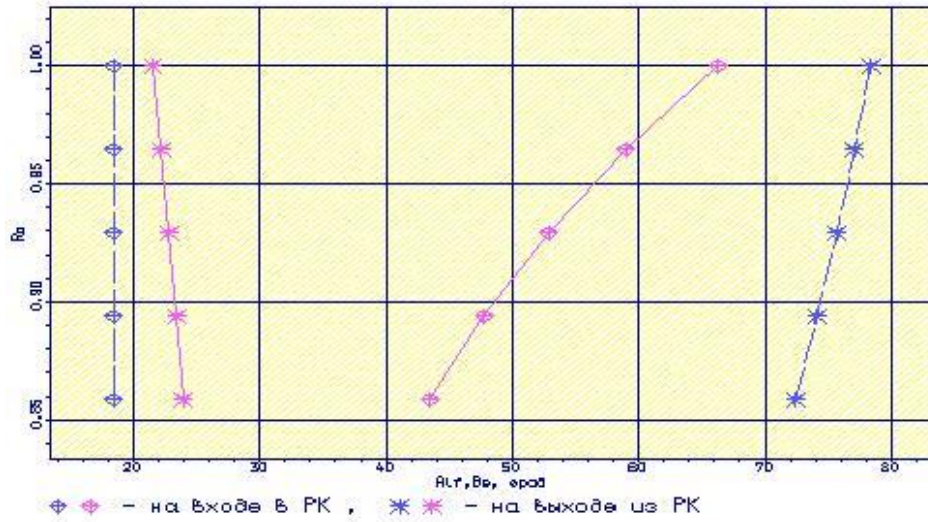
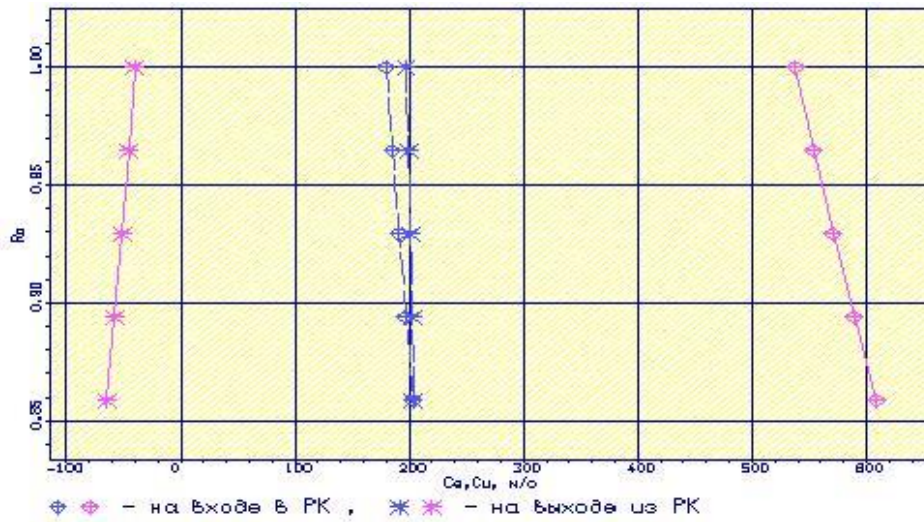
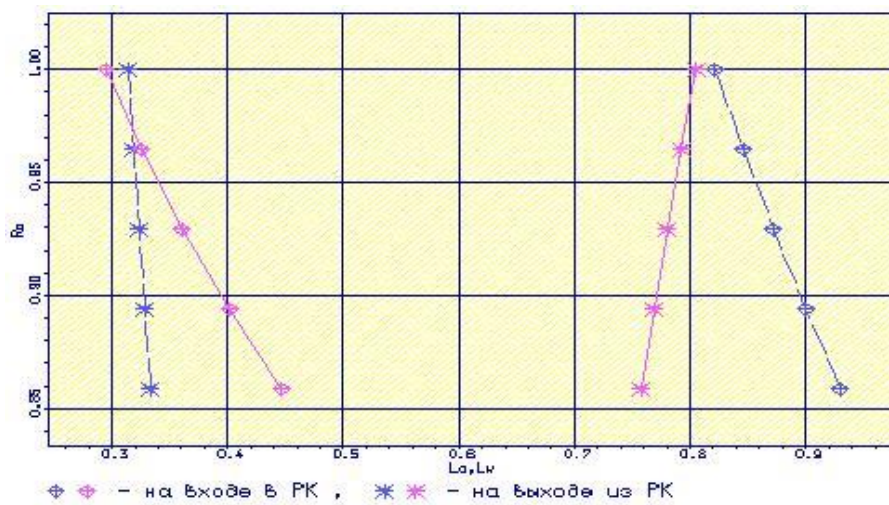
```
NR= 1  KZ= 1  KГ = 1.310  RГ = 290.0
D1cp= .5350  D2cp= .5440  h1 = .0370  h2 = .0450
C1acp=191.00  C2acp=201.00  C1ucp=575.00  C2ucp= -51.80
alf1c= 18.40  be1cp= 51.60  be2cp= 22.70
alf0 = 90.00  90.00  90.00  90.00  90.00
Л1 = .872  Фи = .951  Пси = .947  Rтс = .375
n =15100.0  T2* = 1250.0
```

Таблиця 1.10 – Результати газодинамічного розрахунку ступені турбіни

Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
r	.2903	.2800	.2697	.2595	.2493
ro	1.000	.9647	.9294	.8941	.8587
U	459.0	442.8	426.5	410.3	394.1
C1u	538.0	554.0	571.1	589.4	609.1
C1a	180.1	185.3	191.0	197.1	203.6
alf1	18.40	18.40	18.40	18.40	18.40
C1	567.4	584.2	602.2	621.5	642.2
be1	66.29	59.03	52.88	47.74	43.45
C2u	-40.54	-45.69	-51.35	-57.59	-64.49
W2u	499.5	488.4	477.9	467.9	458.6
C2a	197.1	199.3	201.1	202.6	203.7
be2	21.53	22.19	22.82	23.41	23.94
Л1	.8216	.8459	.8720	.8999	.9299
Rт	.4452	.4118	.3750	.3343	.2892
T2w	1351.	1346.	1342.	1338.	1334.
Л2w	.8055	.7927	.7804	.7686	.7575
Л1w	.2950	.3248	.3605	.4014	.4469
Л2	.3138	.3188	.3237	.3284	.3332
dbe	92.17	98.78	104.3	108.9	112.6
alf2	78.38	77.09	75.67	74.13	72.43

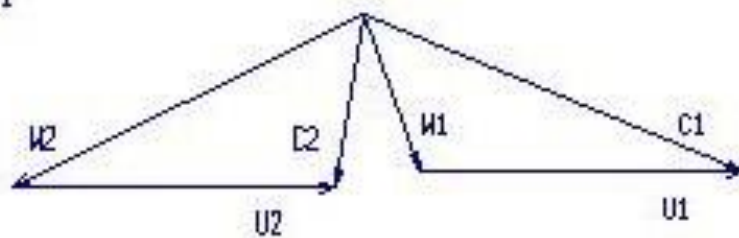
За допомогою програми OСТ.EXE отримані плани швидкостей для п'яти циліндричних перетинів по висоті лопатки, а також залежності  $\alpha = f(ro)$ ,

$\beta = f(ro)$ ;  $L_c = f(ro)$ ,  $L_w = f(ro)$ ;  $C_a = f(ro)$ ,  $C_u = f(ro)$ , які зображені на малюнках 1.29– 1.32.

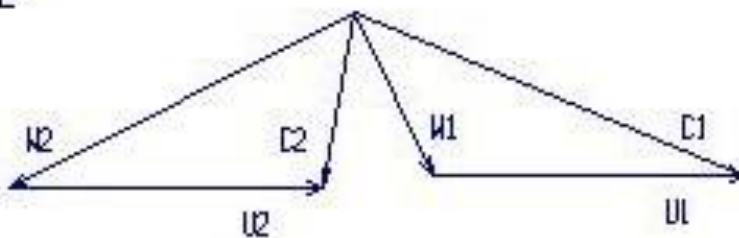
Рисунок 1.29 - Залежність  $\alpha = f(\gamma_0)$ ,  $\beta = f(\gamma_0)$ Рисунок 1.30 - Залежність  $Ca = f(\gamma_0)$ ,  $Cu = f(\gamma_0)$ Рисунок 1.31- Залежність  $Lc = f(\gamma_0)$ ,  $Lw = f(\gamma_0)$

$$KV = 11.1 \text{ м/(с*мм)}$$

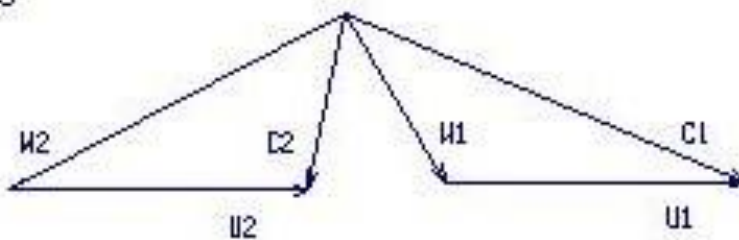
Сеч. 1



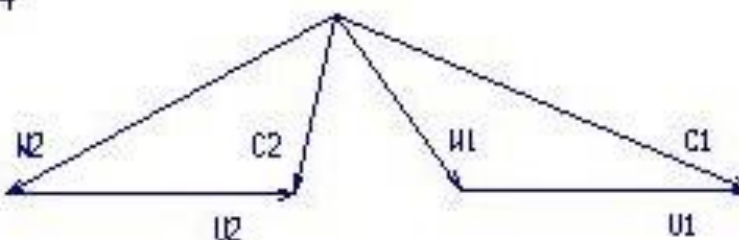
Сеч. 2



Сеч. 3



Сеч. 4



Сеч. 5

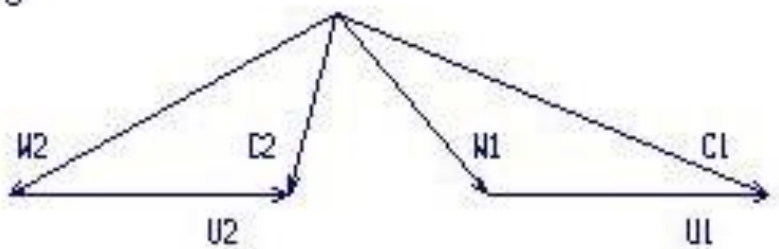


Рисунок 1.32 – Плани швидкостей для перетинів 1-5 турбінної решітки

### 1.6.3 Визначення геометричних параметрів решіток профілей

Вихідними даними для визначення геометричних параметрів решіток профілів є трикутники швидкостей на трьох радіусах і конструктивні параметри (рекомендовані величини хорди і кроку решітки), отримані в результаті газодинамічного розрахунку турбіни на середньому радіусі. Профілювання лопатки турбіни виконано за допомогою програми OСТ.exe. Вихідні дані розрахунку заносяться в файл OСТ.dat, а результати, одержані за допомогою виконуваного файлу - в файл OСТ.rez. Програма має і підпрограму графічного супроводу GFRT.exe, файл вихідних даних якої GFRT.dat формується при роботі файлу OСТ.exe. Використання файлу GFRT.exe при виконанні розрахунків забезпечує можливість наочного графічного контролю профілю лопатки в п'яти перетинах

Результати розрахунку геометричних параметрів решіток профілів занесемо в таблицю 1.11.

Таблиця 1.11 – Геометричні параметри решіток профілів ступені турбіни

Профилирование лопатки РК по радиусу					
Параметр	Сечение по высоте лопатки				
	1 (пер)	2	3 (ср)	4	5 (вт)
ro	1.000	.9647	.9294	.8941	.8587
b	27.33	27.33	27.33	27.33	27.33
t	23.08	22.27	21.45	20.64	19.82
t/b	.8447	.8148	.7850	.7552	.7254
i	6.705	5.974	3.118	6.260	3.555
delt	.2530	.3059	.3631	.4231	.4844
Cm	.2000	.2100	.2200	.2300	.2400
xcm	.2974	.2935	.2885	.2905	.2872
be1l	73.00	65.00	56.00	54.00	47.00
be2l	21.28	21.89	22.46	22.99	23.46
bey	42.37	46.51	52.57	54.43	60.54
r1	1.093	1.148	1.203	1.257	1.312
r2	.6000	.6000	.6000	.6000	.6000
Число рабочих лопаток - 80. шт.					

На основі отриманих даних будується п'ять перетинів (втулочий, проміжний між втулочним и середнім, середній, проміжний між середнім та периферійним та периферійний перетин) лопатки решітки профілей РК (рисунки 1.33 – 1.35).

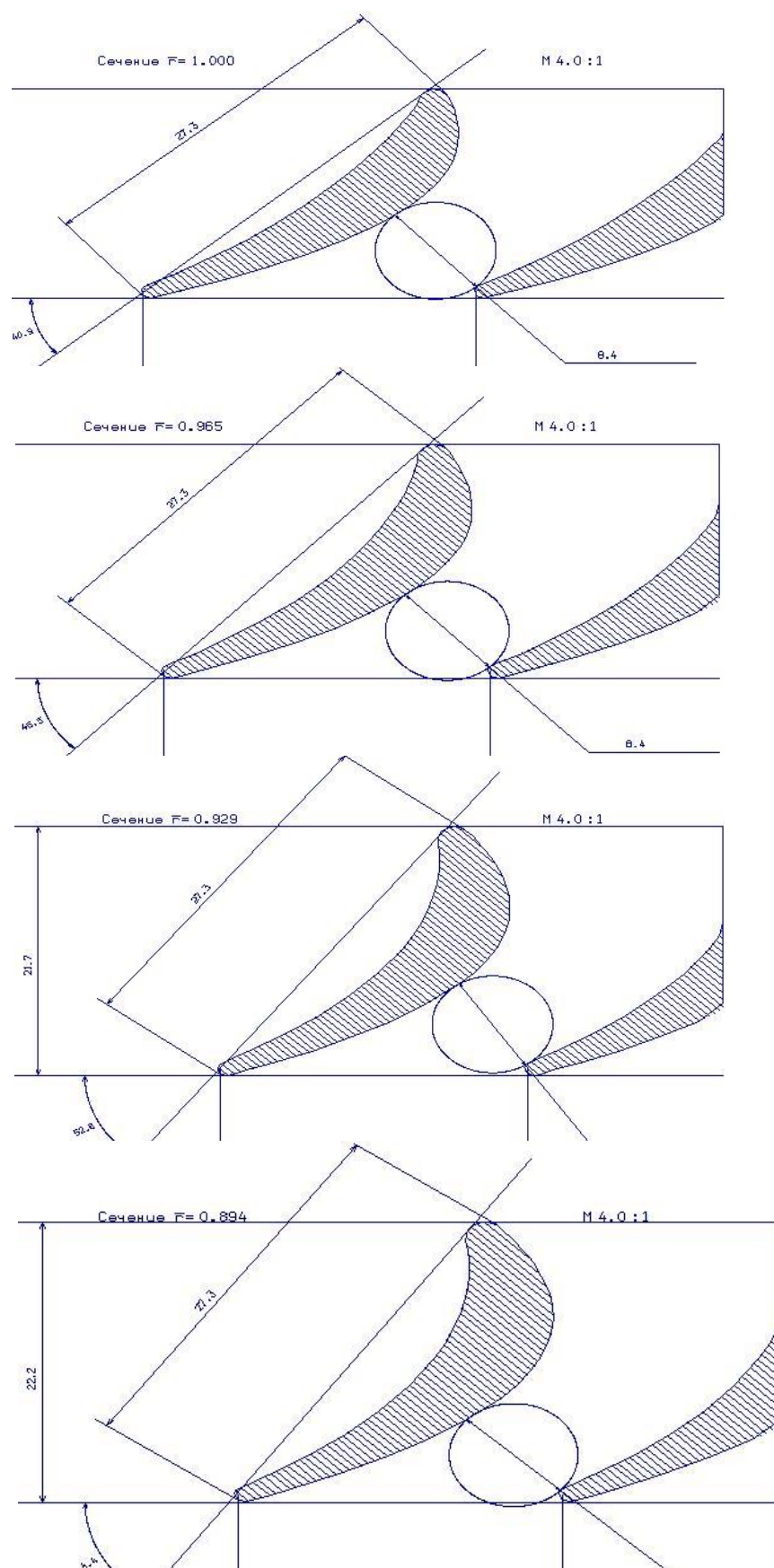


Рисунок 1.33 – Перетин 1-4, решітки профілів РК турбіни



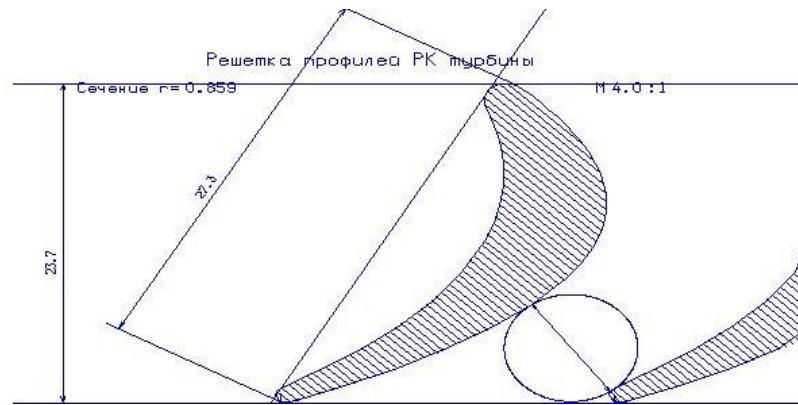


Рисунок 1.34 – 5 перетин решітки профілей РК турбіни.

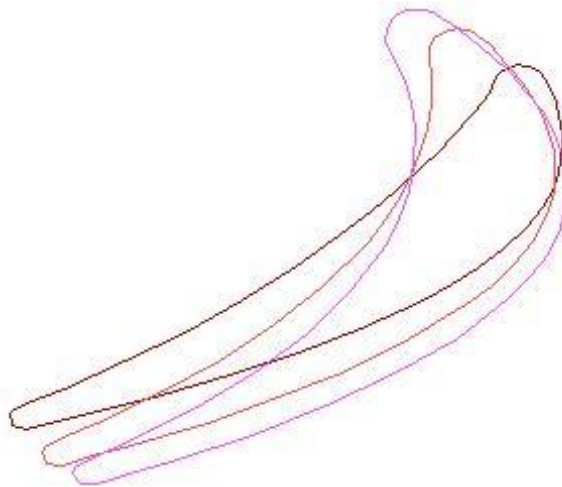


Рисунок 1.35 - Профілі робочої лопатки турбіни

#### 1.6.4 Висновки по розділу

При розрахунку турбіни остаточно визначили розміри проточної частини. Геометричні кути входу в турбіну і виходу з неї відповідають вимогам, що забезпечується витримуванням необхідних коефіцієнтів завантаження ступенів.

Були побудовані трикутники швидкостей і решітки профілів лопаток першого ступеня робочого колеса турбіни в усіх перетинах по висоті лопатки.

В результаті профілювання забезпечуються розрахункові параметри потоку на вході і виході з решітки, зменшується можливість відриву потоку від поверхні профілю, а форма лопатки задовольняє вимогам міцності і технологічності.

Застосування законів  $\alpha_1 = const$  й  $L = const$  значно спрощує технологію виготовлення лопаток СА і РК, а також дозволяє створити гарну конструктивну базу для їх монтажу в статорі і роторі.

## 2 Конструкторська частина

### 2.1 Короткий опис конструкції двигуна

В якості прототипу прийнято двухконтурний турбореактивний двигун Д-36. Двигун виконаний за трьохвальною схемою з осьовим 14-ти ступеневим компресором, проміжним корпусом, кільцевою камерою згоряння, 5-ти ступеневою турбіною і роздільними нерегульованими вихідними соплами зовнішнього і внутрішнього контурів.

Особливість трьохвальної схеми - поділ ротора компресора на три самостійних ротора, кожен з яких приводиться в обертання своєї турбіною.

При цьому ротори мають різні оптимальні для них частоти обертання і пов'язані між собою тільки газодинамічним зв'язком.

Виконання двигуна за трьохвальною схемою дозволило:

- застосувати в компресорі ступені, які мають високий коефіцієнт корисної дії;
- забезпечити необхідні запаси газодинамічної стійкості компресора;
- використовувати для запуску двигуна пусковий пристрій малої потужності, так як при запуску стартер розкручує тільки ротор високого тиску.

Велика ступінь двоконтурності двигуна і високі параметри газодинамічного циклу забезпечили його високу економічність.

Турбіна - трьохвальна, реактивна. Одноступінчаті турбіни приводять в обертання компресори високого і низького тиску, триступенева турбіна - вентилятор. Турбіна високого тиску складається з соплового апарату і робочого колеса.

Диск ТВД - охолоджуваний, по ободу має пази «ялинкового типу» для установки робочих лопаток.

Робоча лопатка - охолоджувана, складається з хвостової частини, ніжки, пера і бандажної полиці з гребінцями. Повітря на охолодження підводиться до хвостовика, проходить по радіальних каналах в тілі пера лопатки і виходить через отвори на бандажної полиці в тракт. У кожному пазу диска ТВД встановлюється по дві лопатки.

Конструкція двигуна виконана з урахуванням забезпечення принципу модульної (блокової) збірки. Конструкція двигуна виконана з урахуванням забезпечення принципу модульності. Кожен, з модулів є закінченим конструктивно-технологічним вузлом і може бути демонтований і замінений на двигуні без розбирання сусідніх модулів.

Модульність конструкції двигуна забезпечує можливість відновлення його в експлуатації заміною деталей і вузлів, а висока контролепридатність дозволяє вести обслуговування за фактичним станом.

Параметри двигуна контролюються штатними бортовими приладами. Результати контролю виводяться на світлові сигналізатори в кабіні. Двигун обладнаний засобами раннього виявлення несправностей (сигналізаторами вібрацій, перепаду тисків на паливному і масляному фільтрах, термостружкосигналізаторами, сигналізатором мінімального тиску і рівня масла в

баку). Крім того, на двигуні передбачені місця для встановлення датчиків, що видають сигнал про перевищення температури в масляних порожнинах (ці сигналізатори встановлюються при монтажі двигуна на лытаку), і спеціальні отвори з заглушками в корпусних деталях для огляду проточної частини двигуна.

Система змащення двигуна - циркуляційна, під тиском.

Система паливопостачання забезпечує подачу палива в двигун відповідно до режиму його роботи і захист двигуна від перевищення частоти обертання роторів, температури газу і розвитку помпажа.

Запуск двигуна – автоматичний. Розкрутка ротора високого тиску здійснюється повітряним турбостартером, встановленим на верхньому коробчатому проміжному корпусі.

## **2.2 Розрахунок на міцність лопатки першого ступеня компресора високого тиску**

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

### **2.2.1 Навантаження, що діють на лопатки**

При роботі газотурбінного двигуна на робочі лопатки діють статичні, динамічні і температурні навантаження, викликаючи складну картину напружень.

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

Відцентрові сили викликають деформації розтягування, вигину і крутіння, газові - деформації вигину і крутіння.

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

Напруги розтягнення від відцентрових сил є найбільш вагомими.

Напруження згину зазвичай менше напружень розтягу, причому 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.

### **2.2.2 Допущення, прийняті при розрахунку**

При розрахунку лопатки на міцність приймаємо наступні допущення:

- лопатки розглядаємо як консольну балку, жорстко закріплену в ободі диска;
- напруги визначаємо за кожним видом деформації окремо;

Температуру в перерізі пера лопатки вважаємо однаковою, тобто температурні напруження відсутні;

-лопатку вважаємо жорсткою, а деформацією лопатки під дією сил і моментів нехтуємо;

-припускаємо, що деформації лопатки протікають в пружній зоні, тобто напруги в пері лопатки не перевищують межу пропорційності.

### 2.2.3 Мета розрахунку

Мета розрахунку на міцність лопатки РК першої ступені компресора визначення напружень і запасів міцності в різних перерізах по довжині пера лопатки.

Як розрахунковий режим вибираємо режим максимальної частоти обертання ротора і максимальної витрати повітря через двигун. Цим умовам відповідає злітний режим роботи двигуна, тобто з частотою обертання 15043 об/хв.

### 2.2.4 Розрахунок

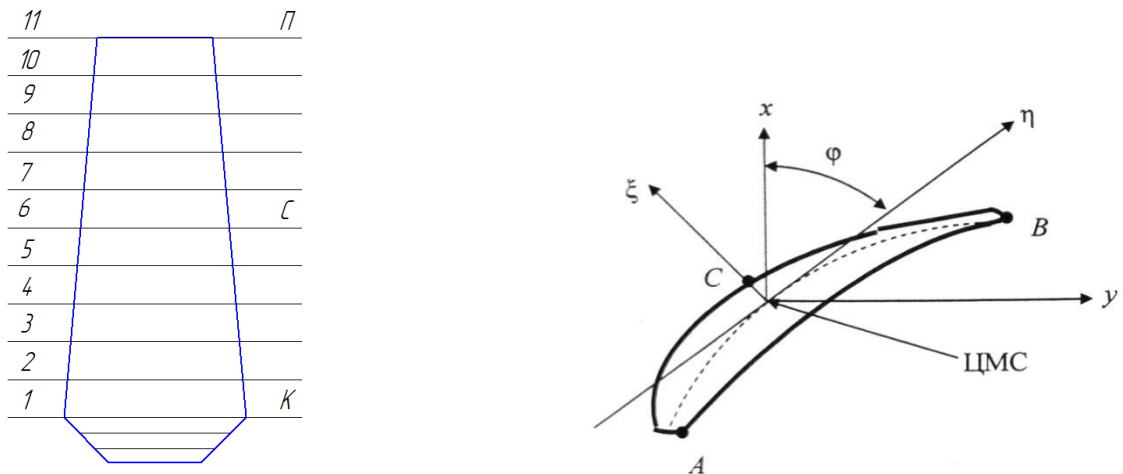


Рисунок 2.1 - Розрахункова схема.

$\xi, \eta$  - головні центральні осі інерції перерізу,

$y$  - вісь обертання ротора.

$x$  - овись, яка лежить в площині обертання (радіальна складова).

#### Розрахунок робочих лопаток на розтягнення від відцентрових сил.

Напруження розтягнення в розрахунковому перетині  $F_n$  пера лопатки визначається за формулою:

$$\sigma_{pn} = \frac{P_{u_{n-1}} + P_{u_n}}{F_n} = \frac{1}{F_n} \left( \sigma_{pn-1} \cdot F_n + \frac{\rho \omega^2}{4} (F_{n-1} + F_n)(R_{n-1} + R_n)(R_{n-1} + R_n) \right),$$

де  $R_c$  - відцентрова сила частини пера лопатки, яка знаходиться вище розрахункового перерізу;  $\omega$  - кутова швидкість обертання ротора.

#### Визначення напружень згину.

Напруження згину в кожній точці розрахункового перетину визначаються за

формулою: 
$$\sigma_{Ui} = \pm \frac{|M_\xi|}{|W_\xi|} \pm \frac{|M_\eta|}{|W_\eta|}$$

З метою спрощення розрахунку значення згинаючих моментів і моментів опору беруть без обліку знаків (по модулю).

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

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

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

Разом з тим знак при визначенні напруження згину характеризує вид деформації волокон лопатки. Так, якщо волокна лопатки растягнуті, то напруження згину має знак "+", якщо ж вони стиснуті, то "-". Звуважимо, що від дії газових навантажень на кромках профілю (в точках А і В) завжди з'являються напруження розтягу, а на спинці профілю (в точці С)- напруження стиснення.

### 2.2.5 Визначення запасів міцності лопаток.

При визначенні запасів міцності слід враховувати напруження як розтягу, так і згину лопатки. Сумарне напруження в кожній точці розрахункового перерізу профільної частини лопатки

$$\sigma_{\Sigma i} = \sigma_{pi} + \sigma_{\eta i}$$

Для компресорних лопаток запас статичної міцності в кожній точці розрахункового перерізу:  $K_i = \frac{\sigma_e}{\sigma_{\Sigma i}}$

де  $\sigma_e$  - межа міцності.

Для компресорних лопаток останніх ступенів запас міцності визначають за формулою:  $K_{Ti} = \frac{\sigma_{di}}{\sigma_{\Sigma i}}$

де  $\sigma_{di}$  - межа тривалої міцності матеріалу лопатки з урахуванням температури в даному перерізі та тривалість роботи.

Згідно нормам міцності мінімальний запас по статичній міцності профільної частини робочої лопатки компресора повинен бути не менше 1,5.

Розрахунок проводимо за методикою [7]. Обчислення робимо в програмі кафедри 203 Statlop.exe.

Результати розрахунку на ЕОМ приведені в таблиці 2.2 . Після виконання розрахунків на ЕОМ будемо графіки зміни напружень, межі тривалої міцності і запасів міцності та коефіцієнтів запасу міцності по довжині лопатки, які наведені нижче.

## 2.2.6 Вихідні дані

Таблиця 2.1- Вихідні дані

Вузол двигуна:	Компресор
Матеріал:	ВТ 8
<b>ГЕОМЕТРИЧНІ ПАРАМЕТРИ ПЕРА ЛОПАТКИ:</b>	
Тип лопатки	Суцільна
Довжина лопатки, м:	0,0437
Радіус корньового перерізу, м:	0,1861
Радіус центра мас бандажної полиці, м:	0
Об'єм бандажної полиці, м <sup>3</sup> :	0
Хорда профілю, м:	
корньовий переріз:	0,021
середній переріз:	0,021
периферійний переріз:	0,021
Максимальна товщина профілю, м:	
корньовий переріз:	0,0025
середній переріз:	0,0018
периферійний переріз:	0,0011
Максимальний прогин середньої лінії, м:	
корньовий переріз:	0,0027
середній переріз:	0,0017
периферійний переріз:	0,0010
Кут установки профілю, рад:	
корньовий переріз:	1,13
середній переріз:	0,89
периферійний переріз:	0,78
Винос ц.м. бандажної полиці в окружному напрямку, м:	0
Винос ц.м. бандажної полиці 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
<b>НАВАНТАЖЕННЯ</b>	
Інтенсивність газових сил, Н/м:	
В окружному напрямку (середній переріз):	475
В осьовому напрямку(корньовий переріз):	570
В осьовому напрямку (периферійний переріз):	790

## Продовження Таблиці 2.1

Частота обертання ротора, об/хв:											15110
ВЛАСТИВОСТІ МАТЕРІАЛУ											
Щільність, кг/м <sup>3</sup>											4280
Межа тривалої міцності (масив з 11 значень):											
N	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\sigma_{lg}$	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960	960

Таблиця 2.2 – Розрахунок на міцність пера робочої лопатки компресора

## Результати расчета на прочность пера лопатки

N	X m	F м <sup>2</sup>	Jmin м <sup>4</sup>	Сраст МПа	СизгА МПа	СизгВ МПа	СизгС МПа
1	0.00000	0.364E-04	0.291E-10	71.624	45.529	55.760	-43.756
2	0.00437	0.343E-04	0.198E-10	66.472	47.069	54.482	-46.181
3	0.00874	0.323E-04	0.163E-10	61.027	43.591	49.321	-43.026
4	0.01311	0.303E-04	0.136E-10	55.259	38.703	43.073	-38.358
5	0.01748	0.282E-04	0.114E-10	49.128	32.964	36.199	-32.772
6	0.02185	0.262E-04	0.950E-11	42.583	26.679	28.963	-26.590
7	0.02622	0.242E-04	0.778E-11	35.555	20.100	21.598	-20.074
8	0.03059	0.221E-04	0.620E-11	27.949	13.515	14.386	-13.521
9	0.03496	0.201E-04	0.474E-11	19.633	7.343	7.747	-7.356
10	0.03933	0.180E-04	0.338E-11	10.414	2.320	2.427	-2.326
11	0.04370	0.160E-04	0.209E-11	0.000	0.000	0.000	0.000

N	СсумА [МПа]	СсумВ [МПа]	СсумС [МПа]	Ka	Kb	Kc
1	117.154	127.384	27.868	8.203	7.544	34.484
2	113.541	120.954	20.291	8.464	7.945	47.360
3	104.618	110.348	18.001	9.186	8.709	53.387
4	93.962	98.332	16.901	10.228	9.773	56.860
5	82.093	85.327	16.356	11.706	11.263	58.756
6	69.262	71.546	15.993	13.875	13.432	60.089
7	55.655	57.153	15.481	17.267	16.814	62.076
8	41.464	42.336	14.429	23.176	22.699	66.602
9	26.976	27.380	12.277	35.624	35.098	78.274
10	12.734	12.840	8.087	75.468	74.842	118.828
11	0.000	0.000	0.000	*****	*****	*****

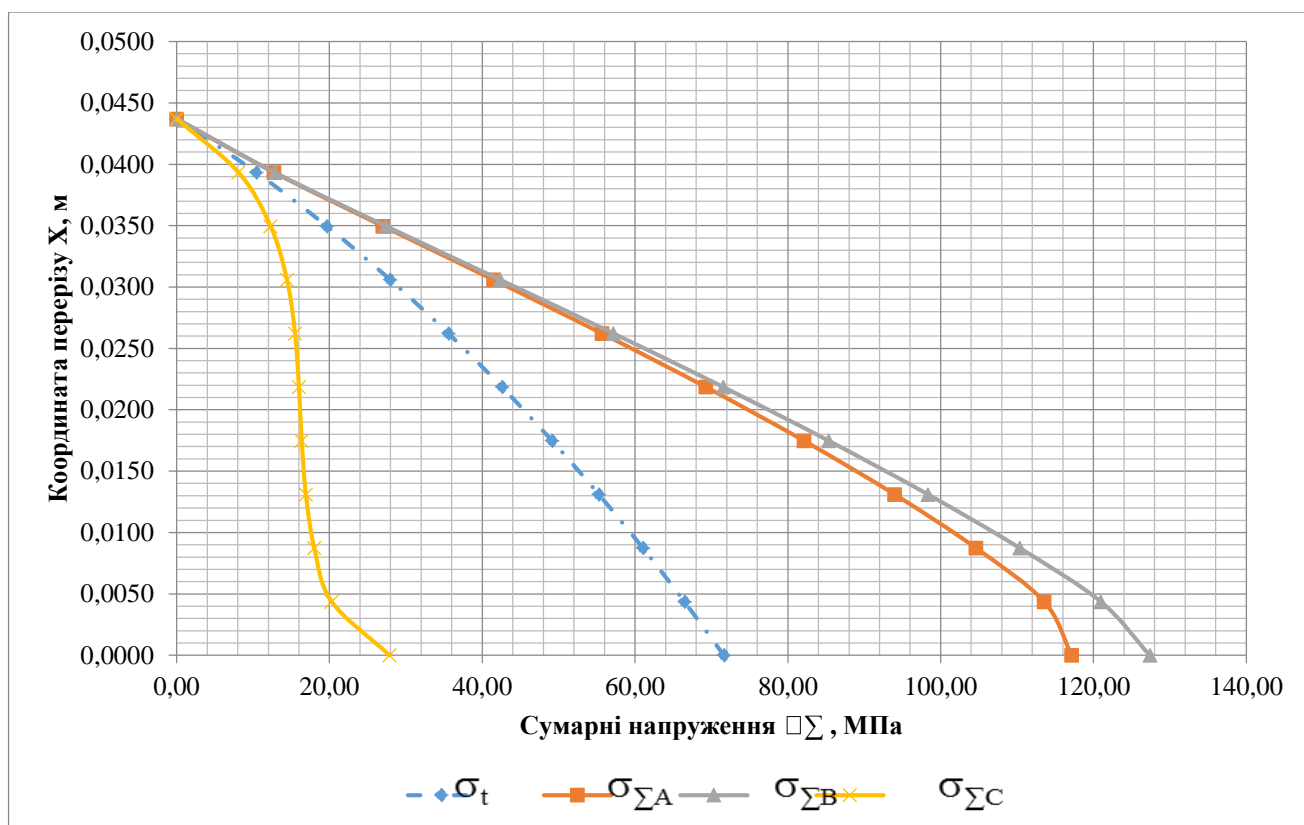


Рисунок 2.2 - Зміна напруження по висоті лопатки в критичних точках

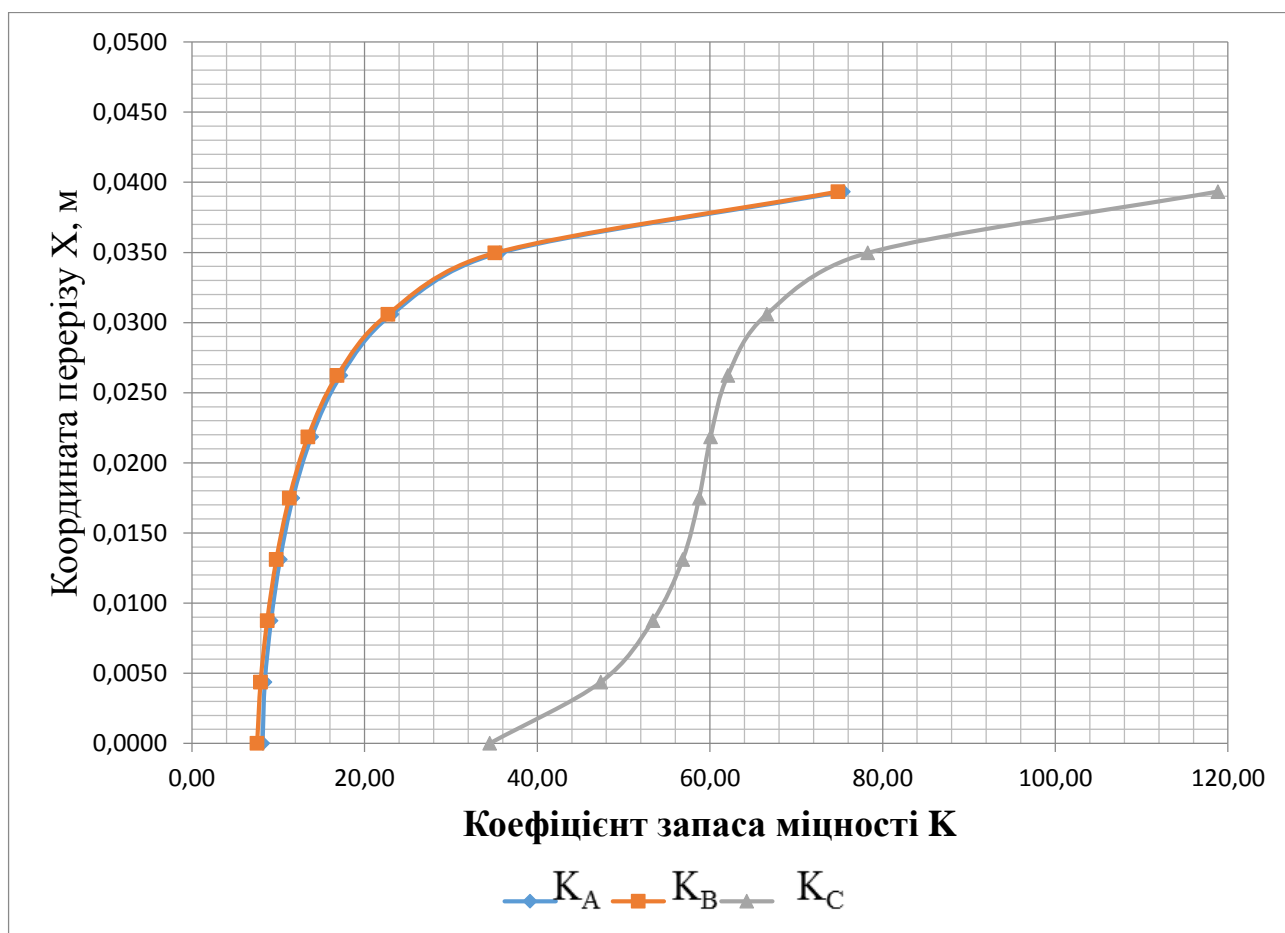


Рисунок 2.3 - Зміна коефіцієнта запаса міцності по висоті лопатки



**Висновок:** Зроблено розрахунок на статичну міцність пера робочої лопатки першої ступені компресора високого тиску. Матеріалом був використаний титановий сплав ВТ8. Характер зміни коефіцієнтів запасу в точках А і В полоогопадаючий від периферії до втулки, як видно з малюнка 2.3, що пов'язано зі значним зменшенням величини відцентрових сил і незначною зміною газодинамічних. Коефіцієнти ж запасу в точці С в порівнянні з іншими дуже великі і характер їх зміна по висоті змінний. В цілому, отримані значення запасів у всіх перетинах відповідають нормам міцності.

### 2.3 Розрахунок динамічних частот коливань лопатки компресора і побудова частотної діаграми

Мета розрахунку - визначення частоти власних коливань робочої лопатки осьового компресора, і аналіз частотної діаграми для перевірки відсутності резонансних режимів в робочій області частот обертання.

#### 2.3.1 Вихідні дані

Вихідні дані для розрахунку:

- геометрія робочої лопатки;
- характеристики конструкційного матеріалу ВТ8: щільність  $\rho=4280$  кг/м<sup>3</sup>, коефіцієнт Пуассона  $\mu=0,3$ , межа тривалої міцності  $\sigma_{дл} = 960$ МПа, модуль пружності  $E = 105880$  МПа;
- діапазон робочих частот обертання ротора двигуна.

#### 2.3.2 Визначення динамічних частот коливань робочої лопатки компресора

Обертання лопатки спільно з диском, на якому вона закріплена, впливає на її коливання, так як відцентрова сила прагнути повернути коливається лопатку в положення рівноваги. Дія відцентрової сили лопатки призводить до того ж результату, що і збільшення її жорсткості, тому частота власних коливань обертається лопатки (так звана динамічна частота) підвищується зі збільшенням частоти обертання ротора.

Динамічну частоту власних коливань обертається лопатки обчислюємо за формулою:  $f_{дин} = \sqrt{f_c^2 + Bn_c^2}$

де  $n_c$  - частота обертання ротора, об / с;

$B$  - коефіцієнт пропорційності, що залежить від геометрії лопатки і форми пружної лінії, який можна розрахувати за наступною формулою:

$$B = \frac{q^2 \left[ F_k \cdot \left( \frac{R_k}{2q} + \frac{l}{2q+1} \right) - (F_k - F_n) \cdot \left( \frac{R_k}{2q+m} + \frac{l}{2q+m+1} \right) \right]}{(2q-1) \cdot \left( \frac{F_k}{2q+1} - \frac{F_k - F_n}{2q+m+1} \right)}$$

$f_c$  - частота власних згинальних коливань лопатки за 1-ю формою, визначена енергетичним методом Релея, котрий заснований на законі збереження енергії вільноколиваючоїся пружної системи, розрахована за формулою:

$$f_c = \frac{P_c^2}{2\pi} = \frac{E}{4\pi\rho l^4} \cdot \frac{q^2 \cdot (q-1)^2 \cdot \left( \frac{l_k}{2q-3} - \frac{l_k - l_n}{2q+s-3} \right)}{\frac{F_k}{2q+1} - \frac{F_k - F_n}{2q+m+1}}$$

Для обчислення значення по заданим формулам скористаємось кафедральною програмою DinLop.exe.

### 2.3.3 Вихідні дані:

Матеріал лопатки: ВТ-8;

Модуль пружності матеріалу в робочих умовах: 105880 МПа;

Щільність матеріалу: 4280 кг / м<sup>3</sup>;

Обсяг бандажної полиці: 0;

Відстань від центра ваги бандажної полиці до осі обертання: 0;

Відстань від центра ваги бандажної полиці до кореневого перетину лопатки: 0;

Радіус кореневого перетину: 0,1861 м;

Довжина пера лопатки: 0,0437м;

Площі лопатки:

- в кореновому перерізі  $F_k = 3,64 \cdot 10^{-5}$  м;

- в середньому перетині  $F_{cp} = 2,62 \cdot 10^{-5}$  м;

- в периферійному перетині  $F_p = 1,60 \cdot 10^{-5}$  м;

Мінімальні моменти інерції лопатки:

- в кореновому перерізі  $J_k = 2,91 \cdot 10^{-11}$  М<sup>4</sup>;

- в середньому перетині  $J_{cp} = 9,50 \cdot 10^{-12}$  М<sup>4</sup>;

- в периферійному перетині  $J_p = 2,09 \cdot 10^{-12}$  М<sup>4</sup>;

Максимальна секундна частота обертання: 256,283 об / с.

Результати розрахунку наведені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Розрахунок динамічної частоти 1 форми згинних коливань лопатки компресора енергетичним методом Релея

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

```

E= 105880.000000 105880.000000 105880.000000 105880.000000
105880.000000 105880.000000 105880.000000 105880.000000
105880.000000 105880.000000 105880.000000
PO= 4280.000000 VP= 0.000000E+00 RP= 0.000000E+00
XP= 0.000000E+00 RK= 1.861000E-01 L= 4.370000E-02
FK= 3.640000E-05 FC= 2.620000E-05 FP= 1.600000E-05 JK= 2.910000E-11
JC= 9.500000E-12 JP= 2.090000E-12 NSM= 256.280000EPS= 1.000000E-03
Q0= 1.600000 Q1= 2.500000

```

## Продовження Таблиці 2.3

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:			
	Q	NS [об/с]	F1 [1/с]
1	1.91029000	.0	1360.4870
2	1.91016700	25.6	1362.5380
3	1.90967300	51.3	1368.6730
4	1.90912400	76.9	1378.8360
5	1.90791600	102.5	1392.9380
6	1.90703700	128.1	1410.8570
7	1.90561000	153.8	1432.4470
8	1.90401800	179.4	1457.5430
9	1.90209600	205.0	1485.9610
10	1.90001000	230.7	1517.5110
11	1.89737500	256.3	1551.9980

За результатами розрахунку побудована частотна діаграма (див. Рис.2.4). З початку координат проведені промені, що представляють собою частоти збуджуючих сил, кратні частоті обертання ротора:

$$f_g = k \cdot n_c$$

де  $k$  - число кратності, що визначає порядок гармонік збудливою сили ( $k_1 = 8$ , тому що поперек перехідного каналу проходить 8 стійок проміжного корпусу,  $k_2 = 40$ , так як перед робочим колесом знаходиться ВНА, що містить 40 лопаток). Перетин ліній показує резонансні частоти (див. Рис.2.4). Зона робочих режимів починається з зони малого газу, що становить 75% від  $n_{max}$ , тобто  $n_{c1} = 192,213$  (об/с), і закінчується максимальним режимом -  $n_{c1} = 256,283$  (об/с).

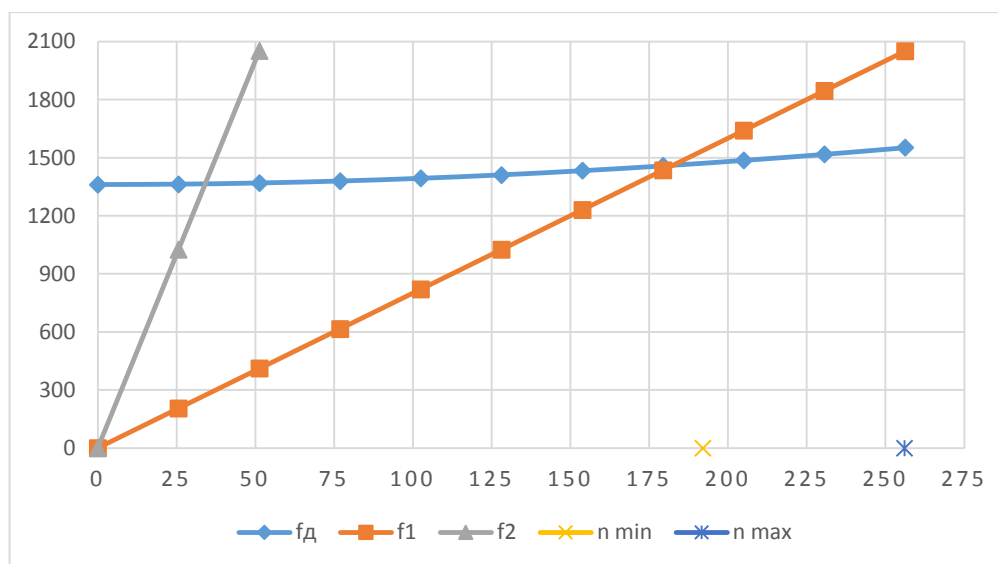


Рисунок 2.4 – Частотна діаграма

**Висновок:** за результатами розрахунку побудована залежність  $f_{динам} = f_{nc}$  і частотна діаграма Рис.2.4. У робочому діапазоні резонансів немає, резонанс при  $n_{p1} = 35$ ,  $n_{p2} = 180$ , вони не є небезпечними, тому що не потрапляють робочу зону частот обертання ротора.

## 2.4 Розрахунок на міцність замка кріплення лопатки типу «ластівчин хвіст»

В даному розрахунку визначається міцність замка лопатки проектованого двигуна. Кріплення лопатки трапецевидное типу "ластівчин хвіст".

### 2.4.1 Сили, що діють на ніжку лопатки і замок.

На лопатку діють відцентрова сила  $P_{цл}$ , окружна складова газовой сили  $P_{ц}$ , осьова складова газовой сили  $P_a$ . Сила  $P_{цл}$  викликає розтягнення, сили  $P_{ц}$  і  $P_a$  - вигин ніжки лопатки. Крім того, ніжка лопатки відчуває напруження згину від відцентрових сил (так як центри тяжкості пера лопатки і ніжки не лежать на напрямку одного радіуса) і напруження кручення - від відцентрових і газових сил. Величини напружень в замку лопатки залежать від величин діючих сил, від конструкції замка і від характеру посадки ніжки лопатки в пазу диска. Розрахунок замку лопатки ведемо на відцентрову силу  $P_{цл}$ , складові від газових сил опускаємо.

### 2.4.2 Мета розрахунку.

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

Розрахункова схема замку представлена на малюнку 2.5.

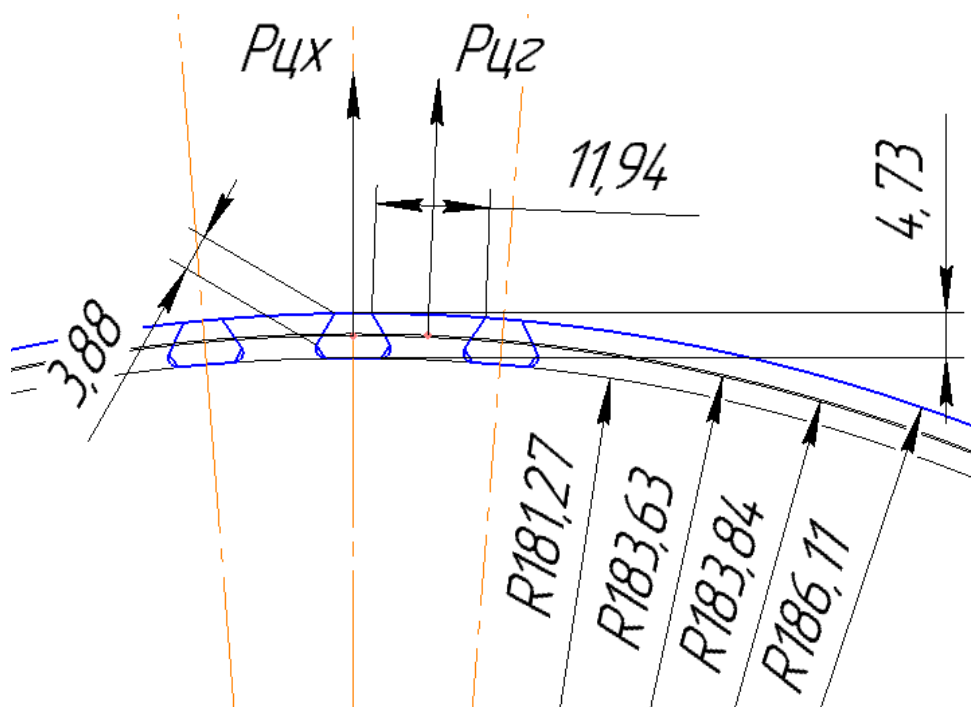


Рисунок 2.5 - Розрахункова схема замка

### 2.4.3 Розрахунок на міцність.

#### Вихідні дані:

Число оборотів диска  $n = 15110$  об / хв

Напруги розтягнення в кореновому перерізі лопатки 71,624 МПа

Площа коренового перетину лопатки  $F_k = 3,64 \cdot 10^{-5}$  (м<sup>2</sup>)

Число лопаток  $Z = 79$  штук

За кресленням хвостовика лопатки і гребеня диска визначаємо наступні дані:

Кут нахилу межі замка = 60 Град

Ширина контактної площадки  $\alpha = 0,00388$  м

Довжина грані  $b = 0,021$  м

Радіус центру ваги ніжки  $R_{цхвн} = 0,18363$  м

Радіус центру ваги гребеня  $R_{цхгн} = 0,18384$  м

Частота обертання ротора  $\omega = 1610,27(c^{-1})$

### Ручний розрахунок

1. Визначається відцентрова сила пера лопатки за виразом:

$$P_{цп} = \sigma_{рк} \cdot F_k = 71,624 \cdot 3,64 \cdot 10^{-5} = 2607,1136 \text{ (Н)}$$

2. Визначається відцентрова сила хвостовика лопатки за виразом:

$$P_{цх} = V_x \cdot \rho \cdot R_{цх} \cdot \omega^2 = 5,9598 \cdot 10^{-7} \cdot 4280 \cdot 0,18363 \cdot 1610,276^2 = 1214,5616 \text{ (Н)}$$

3. Визначається повна відцентрова сила лопатки за виразом:

$$P_{ц\sum} = P_{цп} + P_{цх} = 2607,1136 + 1214,5616 = 3821,6752 \text{ (Н)}$$

4. Визначається сила, що діє на межі замка за виразом:

$$N = \frac{P_{ц\sum} \cdot \cos \psi}{2(\cos \alpha + f \cos \alpha)} = \frac{3821,6752 \cdot \cos 8^\circ}{2(\cos 60 + 0,5 \cdot \cos 60)} = 3027,5864 \text{ (Н)}$$

5. Визначається напруження зминання межі за виразом:

$$\sigma_{см} = \frac{N}{c \cdot b} = \frac{3027,5864}{3,88 \cdot 21} \cdot 10^6 = 37,16 \text{ (МПа)}$$

Запас міцності гребеня диска на зминання визначаємо за виразом:

$$K_{см} = \frac{\sigma}{\sigma_{см}} = \frac{250}{37,16} = 6,728$$

6. Визначається відцентрова сила гребеня за виразом:

$$P_{цг} = V_r \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot R_{цг} = 9,615 \cdot 10^{-7} \cdot 4280 \cdot 1610,2757 \cdot 0,18384 = 1961,704 \text{ (Н)}$$

7. Визначається напруження розтягнення в основі гребеня за виразом:

$$\sigma_p = \frac{Q}{a \cdot b} = \frac{5200,664}{7,42 \cdot 21} \cdot 10^6 = 33,376 \text{ (МПа)}$$

$$Q = 2N \cdot \cos(\alpha - \beta/2) + P_{цг} = 2 \cdot 3027,5864 \cdot \cos(60 - 4,675/2) + 1961,7 = 5200,664 \text{ (Н)}$$

$$\beta = \frac{360}{77} = 4,675^\circ$$

8. Знаходимо дійсне напруження  $\sigma_{p \max}$  з урахуванням коефіцієнта концентрації напружень

$$\sigma_{p \max} = \sigma_p \cdot a_k = 2,4 \cdot 33,376 = 80,103 \text{ (МПа)}$$

Запас міцності гребеня диска по растяжениям напруженням за виразом:

$$K_p = \frac{\sigma}{\sigma_{p \max}} = \frac{780}{80,103} = 9,73$$

де  $\sigma$ -межа тривалої міцності матеріалу.

9. Визначається напруга зрізу в хвостовику лопатки за виразом:

$$T_{ср2} = \frac{P_{цл}}{2 \cdot h_2 \cdot b} = \frac{3821,675}{2 \cdot 4,73 \cdot 21} \cdot 10^6 = 19,237 \text{ (МПа)}$$

10. Визначається напруга зрізу в межпазовом виступі диска за виразом:

$$T_{ср3} = \frac{P_{цл}}{2 \cdot h_3 \cdot b} = \frac{3821,675}{2 \cdot 5,72 \cdot 21} \cdot 10^6 = 15,907 \text{ (МПа)}$$

11. Визначаємо запаси міцності для напружень зрізу за виразом:

$$K_{\text{ср2}} = \frac{\sigma}{T_{\text{ср2}}} = \frac{780}{19,237} = 40,55$$

$$K_{\text{ср3}} = \frac{\sigma}{T_{\text{ср3}}} = \frac{780}{15,907} = 49,033$$

**Висновок:** замок лопатки відповідає нормам міцності на зминання, отримане значення:  $k_{\text{см}}=6,73$ . Коефіцієнт запасу міцності по растяжениям напруженням склав  $k_p = 9,73$ . Коефіцієнт запасу міцності на зріз в хвостовику лопатки склав  $K_{\text{ср2}} = 40,55$ . Коефіцієнт запасу міцності на зріз в межпазовом виступі диска  $K_{\text{ср3}} = 49,033$ , це означає, що даний замок має підвищений коефіцієнт запасу, хоча і задовольняє вимогам.

## 2.5 Розрахунок на міцність диска компресора

Диски компресора - це найбільш відповідальні елементи конструкцій газотурбінних двигунів. Від досконалості конструкцій дисків залежить надійність, легкість конструкцій авіаційних двигунів в цілому.

### 2.5.1 Навантаження, що діють на диски.

Диски знаходяться під впливом інерційних відцентрових сил, які з'являються при обертанні від маси робочих лопаток і власної маси дисків. Ці сили викликають в дисках напруження розтягу. Від нерівномірного нагріву дисків турбін виникають температурні напруги, які можуть викликати як розтягування, так і стиснення елементів диска.

Крім напружень розтягування і стиснення, в дисках можуть виникати напруження крутіння і вигину. Напруження кручення з'являються, якщо диски передають крутячий момент, а згинання - виникають під дією різниці тисків і температур на бічних поверхнях дисків, від осьових газодинамічних сил, що діють на робочі лопатки, від вібрації лопаток і самих дисків, під дією гіроскопічних моментів, що виникають при еволюціях літака.

З перерахованих напружень найбільш істотними є напруження від відцентрових сил власної маси диска і лопаточного вінця, а також температурні (в разі нерівномірного нагрівання диска). Напруження згину залежать від товщини диска і способу з'єднання дисків між собою і з валом і можуть бути значними лише в тонких дисках. Напруження крутіння зазвичай невеликі і в розрахунках в більшості випадків не враховуються.

### 2.5.2 Допущення, прийняті при розрахунку

При розрахунку приймаємо такі припущення:

- диск вважається симетричним щодо серединної площини, яка перпендикулярна до осі обертання;

- диск знаходиться в плосконапруженому стані;  $S$  температура диска змінюється тільки по його радіусу і рівномірна по товщині;

- напруження на будь-якому радіусі не змінюються по товщині; С наявність отворів і бобишок на полотні диска, окремих виступів і проточек на його частинах не береться до уваги.

### 2.5.3 Мета розрахунку.

Метою розрахунку є визначення напружень і запасів міцності в різних перетинах по радіусу диска.

### 2.5.4 Вихідні дані.

1. Частота обертання диска  $n = 15110$  (об / хв)
2. Геометричні розміри диска в розрахункових перетинах (зазначених на малюнку 2.6)
3. Матеріал диска - Титановий сплав ВТ-8
4. Щільність матеріалу  $\rho = 4280$  кг/м<sup>3</sup>
5. Напруження на кореновому перерізі пера лопатки від розтягування відцентровими силами на розрахунковому режимі  $\sigma_{рк} = 71,624$  (МПа)
6. Площа коренового перерізу лопатки  $F_k = 3,64 \cdot 10^{-5}$  (м<sup>2</sup>)
7. Число лопаток на робоче колесо  $z = 79$
8. Радіус центру ваги замку  $R_f = 0,18363$  (м)

### 2.5.5 Основні розрахункові рівняння для визначення пружних напружень в диску від відцентрових сил і нерівномірного нагрівання.

Для розрахунку диска на міцність використовуємо два диференціальних рівняння:

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

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

де  $\sigma_r$  і  $\sigma_\tau$  - радіальні і окружні нормальні напруження;

$b, R$  - поточні значення товщини і радіусу диска;

$\omega$  - кутова швидкість обертання диска;

$\rho$  - щільність матеріалу диска;

$E$  - модуль пружності матеріалу диска;

$\mu$  - коефіцієнт Пуассона;

$\alpha$  - коефіцієнт лінійного розширення матеріалу диска;

$t$  - температура елемента диска на радіусі.

Точні рішення диференціальних рівнянь можуть бути отримані тільки для обмеженого числа профілів. Застосовуємо наближений метод визначення напружень в диску - метод кінцевих різниць. Розрахунок диска цим методом заснований на наближеному вирішенні системи диференціальних рівнянь шляхом заміни диференціалів, які в них входять кінцевими різницями. Для розрахунку диск

розбиваємо на перерізи. При виборі розрахункових перерізів будемо дотримуватися таких умов:

$$\frac{R_n}{R_{n-1}} \leq 1,4 \dots 1,5; 0,8 \leq \frac{b_n}{b_{n-1}} \leq 1,2$$

Заміна диференціалів на кінцеві різниці проводиться за наступними формулами:

$$d\sigma_r \approx \Delta\sigma_r = \sigma_{r_n} - \sigma_{r_{n-1}}; d\sigma_\tau \approx \Delta\sigma_\tau = \sigma_{\tau_n} - \sigma_{\tau_{n-1}};$$

$$dR \approx \Delta R = R_n - R_{n-1}; db \approx \Delta b = b_n - b_{n-1};$$

де індекси n вказують номер кільцевого перерізу диска.

Остаточні розрахункові формули мають вигляд:

$$\sigma_{r_n} = A_n \cdot \sigma_0 + B_n; \sigma_{\tau_n} = N_n \cdot \sigma_0 + Q_n$$

де

$$A_n = A_{n-1} \cdot \xi_n + N_{n-1} \cdot \vartheta_n$$

$$B_n = B_{n-1} \cdot \xi_n + Q_{n-1} \cdot \vartheta_n - C_n \cdot \vartheta_n;$$

$$N_n = N_{n-1} \cdot \varphi_n + A_{n-1} \cdot \lambda_n;$$

$$Q_n = Q_{n-1} \cdot \varphi_n + B_{n-1} \cdot \lambda_{n-1} - \mu \cdot C_n \cdot \vartheta_n - \psi_n;$$

Величини коефіцієнтів  $A_n$ ,  $N_n$ , залежать від геометричних розмірів і матеріалу диска. Величини коефіцієнтів  $B_n$  і  $Q_n$  разом з геометричними розмірами і матеріалом диска залежать також від відцентрових і температурних навантажень, що діють в диску.

Значення коефіцієнтів  $\xi_n; \vartheta_n; \varphi_n; C_n; \psi_n$  визначаються так:

$$\xi_n = 3 - \frac{R_n}{R_{n-1}} - \frac{b_n}{b_{n-1}}; \vartheta_n = \frac{R_n}{R_{n-1}} - 1;$$

$$\varphi_n = 1 - \frac{R_n}{R_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}}; \lambda_n = \frac{R_n}{R_{n-1}} - 1 - \mu \cdot \left( \frac{b_n}{b_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}} - 2 \right);$$

$$C_n = \rho \omega^2 R_{n-1}^2; \psi_n = \frac{E_n + E_{n-1}}{2} \cdot [(\alpha t)_n - (\alpha t)_{n-1}];$$

Для нульового перерізу в разі диска з вільним центральним отвором:

$$A_0 = 0, B_0 = 0, N_0 = 1, Q_0 = 0;$$

Невідоме напруження в нульовому перерізі обчислюється за відомому радіальному напруженню, що виникає від відцентрових сил лопаточного вінця:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{r0} - B_k}{A_k}$$

Напряга  $\sigma_{r0}$  від відцентрових сил лопаток і замкової частини обода може бути визначено для випадку, коли лопатки і диск виготовлені з матеріалу з однаковою щільністю, по формулі:

$$\sigma_{r0} = \frac{z \cdot \sigma_p \cdot F_k + b_k \cdot \sin \gamma_k \cdot h_z \cdot 2 \cdot \pi \cdot R_f^2 \cdot \rho \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot R_d \cdot b_k \cdot \sin \gamma_k} = \frac{79 \cdot 3,64 \cdot 10^{-4} \cdot 71624000 + 0,021 \cdot \sin 71,938 \cdot 0,00433 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,18363^2 \cdot 4280 \cdot 1610,276^2}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,181265 \cdot 0,021 \cdot \sin 71,938} = 19,0025 \text{ (МПа)}$$

де  $R_d$  - зовнішній радіус нерозрізної обода диска;



$R_f$  - радіус центра ваги замку;  
 $b_k$  - ширина обода диска на радіусі  $R_d$ ;  
 $\gamma_k$  - кут установки лопатки;  
 $h_z$  - висота замкової частини диска.

### 2.5.6 Розрахунковий режим. Розрахунок запасів міцності.

Розрахунковим режимом для перевірконого розрахунку на міцність диска являється режим максимальної частоти обертання диска. В цьому випадку найбільшої величини досягають напруги від відцентрових сил власної маси диска і лопаточного вінця.

Так як диск знаходиться в плосконапруженому стані, то за критерій міцності зазвичай приймається еквівалентне напруження

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\tau^2 - \sigma_r \sigma_\tau}$$

Запас міцності

$$K = \frac{\sigma_{\text{дл}}}{\sigma_{\text{екв}}}$$

де  $\sigma_{\text{дл}}$  - межа тривалої міцності матеріалу.

Згідно з нормами міцності запас міцності повинен бути не менше 1,3.

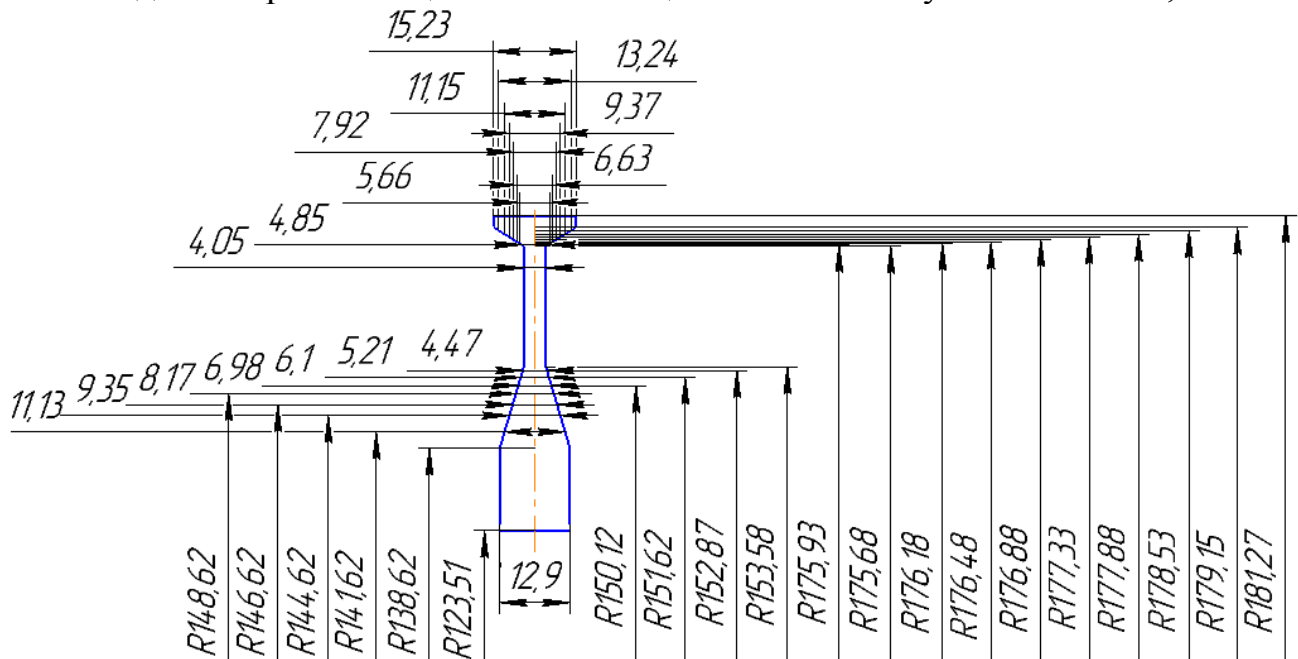


Рисунок 2.6-Розрахункова схема

Розрахунок проводимо по методиці [9]. Обчислення робимо по програмі кафедри 203 Disk\_erf.exe. Результати розрахунку представлені в таблиці 2.4

Таблица 2.4 – Розрахунок на міцність диска компресора

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ДИСКОВ  
КОМПРЕССОРОВ И ТУРБИН

\*\*\*\*\*

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

DP=            Ø DT=            Ø

Частота вращения            = 15110.0 об/мин

Количество расчетных сечений    = 20

Количество скачков на контуре    = 0

Контурная нагрузка            = 19.003 МПа

AZ=            Ø BZ=            Ø NZ=            1 QZ=            Ø

Коэффициент Пуассона            = .30

R( 1)= .1235 R( 2)= .1386 R( 3)= .1416 R( 4)= .1446

R( 5)= .1466 R( 6)= .1486 R( 7)= .1501 R( 8)= .1516

R( 9)= .1529 R(10)= .1536 R(11)= .1757 R(12)= .1759

R(13)= .1762 R(14)= .1765 R(15)= .1769 R(16)= .1773

R(17)= .1779 R(18)= .1785 R(19)= .1792 R(20)= .1813

B( 1)= .0129 B( 2)= .0129 B( 3)= .0111 B( 4)= .0093

B( 5)= .0082 B( 6)= .0070 B( 7)= .0061 B( 8)= .0052

B( 9)= .0045 B(10)= .0041 B(11)= .0041 B(12)= .0049

B(13)= .0057 B(14)= .0066 B(15)= .0079 B(16)= .0094

B(17)= .0111 B(18)= .0132 B(19)= .0152 B(20)= .0152

Плотность материала            = 4280.00

Предел длит. прочности материала= 961.0

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

I	R(I),M	B(I),M	SR,МПА	ST,МПА	SEK,МПА	ZAP
1	.1235	.0129	.00	448.18	448.18	2.1
2	.1386	.0129	32.85	386.76	371.42	2.6
3	.1416	.0111	40.35	379.05	360.57	2.7
4	.1446	.0093	49.22	372.38	350.37	2.7
5	.1466	.0082	56.66	368.81	343.99	2.8
6	.1486	.0070	65.90	366.04	337.94	2.8
7	.1501	.0061	74.75	364.76	333.72	2.9
8	.1516	.0052	86.04	364.38	329.88	2.9
9	.1529	.0045	98.44	365.12	327.20	2.9
10	.1536	.0041	107.73	366.29	326.06	2.9
11	.1757	.0041	104.55	316.97	279.75	3.4
12	.1759	.0049	83.72	310.33	278.08	3.5
13	.1762	.0057	69.57	305.66	277.50	3.5
14	.1765	.0066	57.46	301.51	277.28	3.5
15	.1769	.0079	46.05	297.36	277.22	3.5
16	.1773	.0094	37.37	293.93	277.14	3.5
17	.1779	.0111	29.99	290.68	276.91	3.5
18	.1785	.0132	24.03	287.66	276.42	3.5
19	.1792	.0152	20.10	285.29	275.78	3.5
20	.1813	.0152	19.00	280.88	271.87	3.5

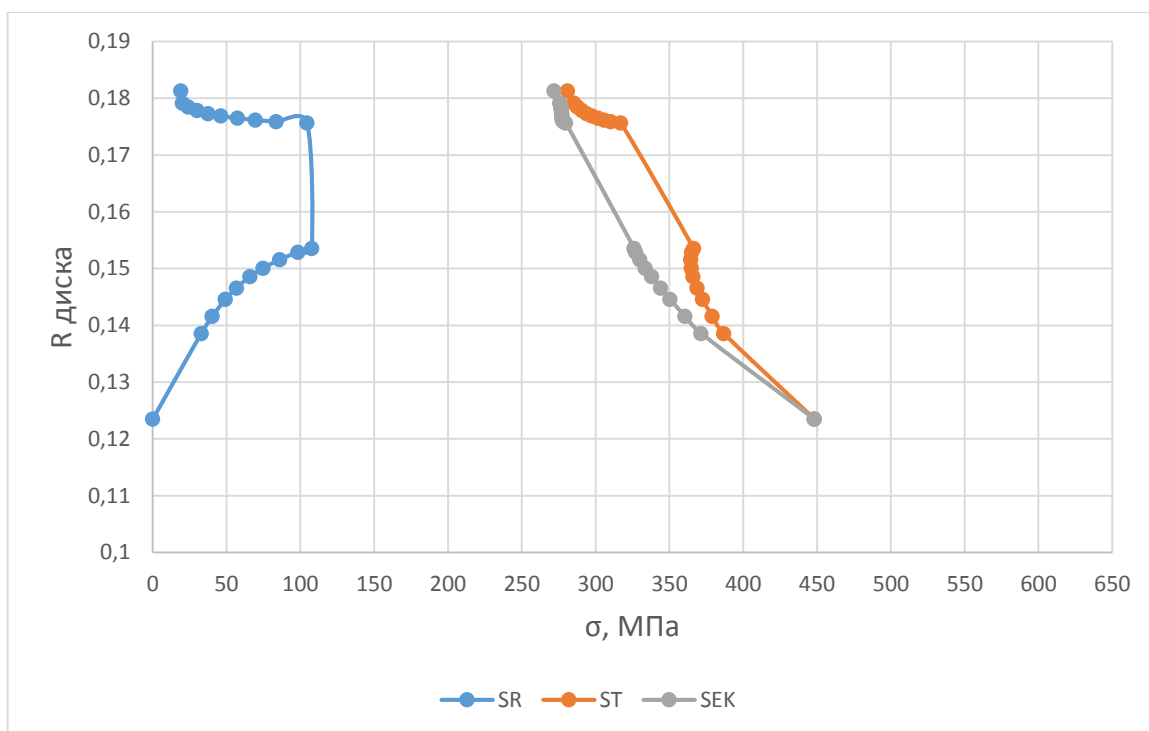


Рисунок 2.7 - Зміна напруження по радіусу диска

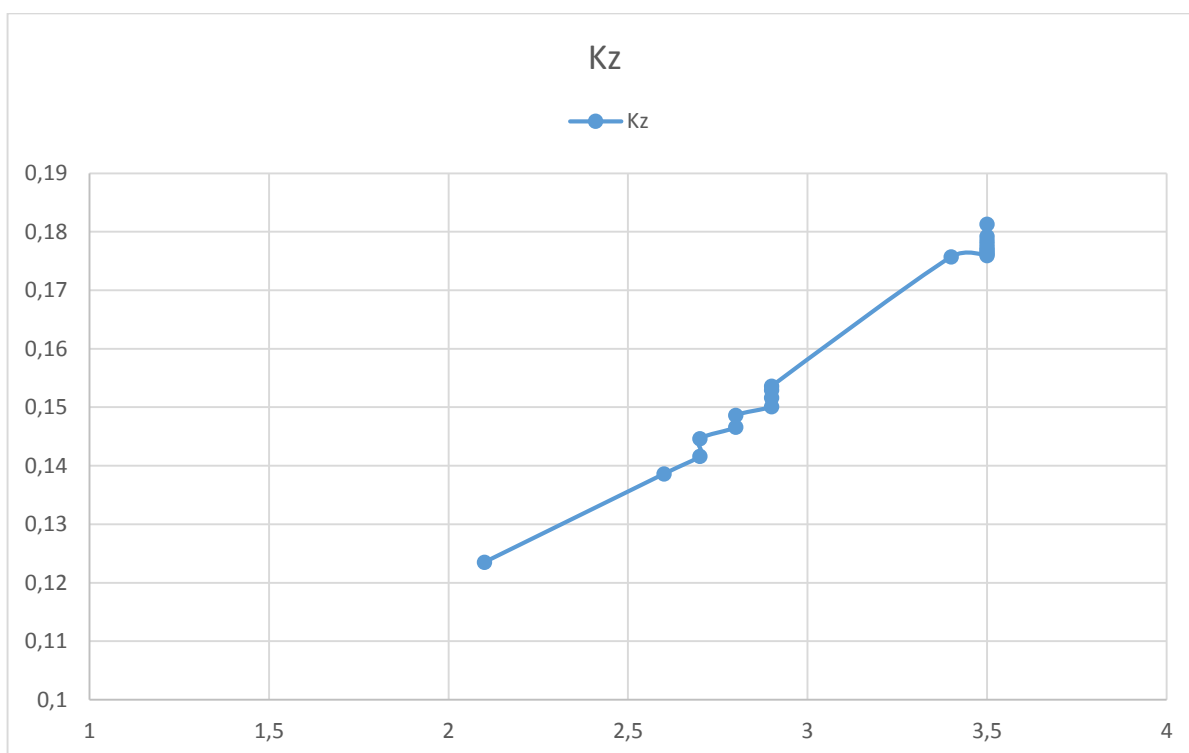


Рисунок 2.8 - Зміна запасу міцності по радіусу диска

**Висновок:** Було проведено розрахунок диска першої ступені компресора турбореактивного двигуна. Були отримані значення радіального, окружного і еквівалентного напружень в різних радіальних перерізах диска. Також були пораховані значення запасів міцності в радіальних перерізах диска.

Були побудовані графічні ілюстрації зміни цих параметрів по перерізах диска (Рис. 2.7 і рис. 2.8). З графіків видно, що значення запасів міцності по перерізах диска відповідають нормам міцності, за якими запас міцності повинен бути не менше 1,2 ... 1,5. У нашому випадку мінімальний запас міцності 1,6, а максимальний 2,7.

## **2.6 Розрахунок на статичну міцність пера робочої лопатки першого ступеня турбіни високого тиску**

Робочі лопатки компресора і турбіни є відповідальними деталями ГТД і від їх надійної роботи залежить надійність роботи всього двигуна.

Профіль лопатки повинен задовольняти великому числу газодинамічних вимог та вимогам міцності.

У загальному випадку при роботі двигуна в лопатках осьової турбіни виникають напруги:

- розтягування від відцентрових сил;
- вигину від дії на лопатку газу при русі його по міжлопатковому каналі;
- вигину від відцентрових сил мас лопатки внаслідок того, що центри тяжкості не лежать на одному радіусі;
- кручення від відцентрових сил мас лопатки;
- кручення від газодинамічних сил, що діють на лопатку.

Всі ці напруги статичні. При коливаннях лопатки додатково виникають вібраційні напруги вигину і кручення.

Мета розрахунку на статичну міцність лопатки - визначення напруження, коефіцієнтів запасу міцності в різних перетинах по довжині пера лопатки.

### **2.6.1 Вихідні дані для розрахунку**

Розглянемо розрахунок на міцність пера лопатки згідно з методикою [8] під дією статичних навантажень. До них відносяться відцентрові сили маси лопатки, які виникають при обертанні ротора, і газові сили, що виникають при обтіканні газом профілю пера лопатки і в зв'язку з наявністю різниці тисків газу перед і за лопаткою.

Оскільки розглянута лопатка конструктивно виконана без виносів центрів мас перетинів, то відцентрові сили викликають тільки розтягуючі напруження. Газові сили викликають тільки вигин пера. Крутильними напруженнями від відцентрових і газових сил нехтуємо, тому що вони малі в порівнянні з розтягують і згинальними.

Розрахунок проводиться в наступній послідовності: лопатка розбивається по висоті на 11 перетинів, знаходиться площа і момент інерції кожного перетину, що необхідно для знаходження напружень розтягування і вигину. Напруження

розтягування постійні по перетину лопатки і збільшуються від периферії до кореня. Так як лопатка з бандажною полицею, розтягуючі напруження на кінці пера лопатки будуть ненульовими. Згинальні напруження розраховуються для трьох точок, найбільш віддалених від нейтральної осі (рисунок 2.1). Слід сказати, що вигин розглядається тільки щодо осі «у», оскільки щодо неї лопатку набагато легше зігнути.

Сила, що згинає лопатку, спрямована уздовж осі  $\zeta$ , тому в точках А і В маємо розтягнення, а в точці С стиснення. Оскільки у всіх точках перетину діють розтягуючі напруги, найбільші сумарні напруги будуть виникати в точках А і В.

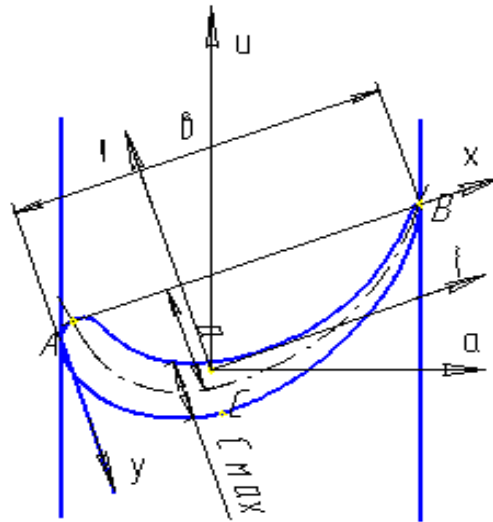


Рисунок 2.9 – Розрахункова схема для визначення сумарних напруг

При розрахунку лопатки приймаємо такі допущення:

- лопатка - консольна балка, жорстко закладена в диску;
- напруження визначається окремо по кожному виду деформації;
- температура в розглянутому перетині пера лопатки постійна, тобто температурні напруження відсутні;
- деформації лопатки протікають в пружній зоні, тобто напруження у пері лопатки не перевищують межу пропорційності;
- температура лопатки турбіни змінюється тільки по довжині пера лопатки.

Вихідні дані - це геометрія пера і газодинамічні параметри потоку, які визначаються при профілюванні пера лопатки. Основні вихідні дані представлені нижче (всі виноси центрів мас дорівнюють нулю):

- $R_{корен} = 0,2493$  м,  $R_{пер} = 0,2903$  м – кореневий і периферійний радіуси;
- $R_{сер} = 0,2697$  м – середній радіус профілю;
- $z = 79$  – число лопаток;
- $n = 15100$  об/хв – частота обертання ротора;
- $P_1 = 1180000$  Па,  $T_1 = 1320$  К,  $P_2 = 894000$  Па,  $T_2 = 1230$  К – статичні параметри потоку перед і за робочим колесом;

- $C_{1a} = 119$  м/с,  $C_{2a} = 201,1$  м/с – осьова складова абсолютної швидкості на вході і виході з робочого колеса;
- $W_{1u} = C_{1u} - U = 556,6 - 412 = 144,6$  м/с,  $W_{2u} = 477,9$  м/с – окружна складова відносної швидкості на вході і виході з робочого колеса;
- $b = \text{const} = 0,02733$  м – хорда профілю;
- $C_{\text{см}} = 0,00656$  м,  $C_{\text{сер}} = 0,00601$  м,  $C_{\text{пер}} = 0,00547$  м – максимальні товщини профілю в характерних перетинах;
- $h_{\text{см}} = 0,00642$  м,  $h_{\text{сер}} = 0,00475$  м,  $h_{\text{пер}} = 0,003297$  м – максимальні стріли прогину профілю в характерних перетинах;
- $\gamma_{\text{см}} = 1,056$  рад,  $\gamma_{\text{сер}} = 0,918$  рад,  $\gamma_{\text{пер}} = 0,739$  рад – кути установки профілю в характерних перетинах;
- $\rho = 8200$  кг/м<sup>3</sup> – щільність жароміцного сплаву ЖС-6К;
- інтенсивності газових сил (окружна і осьові):

$$\begin{aligned}
 P_u &= \frac{2\pi R_{\text{сер}}}{z} (W_{1u} + W_{2u}) = \\
 &= \frac{2\pi \cdot 0,2697}{79} (144,6 + 477,9) = 6989,4 \text{ Н/м}, \\
 P_{\text{акорен}} &= \frac{2\pi R_{\text{корен}}}{z} (P_2 - P_1) + \frac{2\pi \cdot R_{\text{сер}}}{h_1 \cdot z} (C_{1a} - C_{2a}) = \\
 &= \frac{2\pi \cdot 0,2493}{79} (1180000 - 894000) + \frac{2\pi \cdot 0,2697}{0,041 \cdot 79} (191 - 201,1) = 5887,79 \text{ Н/м}, \\
 P_{\text{апер}} &= \frac{2\pi R_{\text{пер}}}{z} (P_2 - P_1) + \frac{2\pi \cdot R_{\text{сер}}}{h_1 \cdot z} (C_{1a} - C_{2a}) = \\
 &= \frac{2\pi \cdot 0,2903}{79} (1180000 - 894000) + \frac{2\pi \cdot 0,2697}{0,041 \cdot 79} (191 - 201,1) = 68,56,1 \text{ Н/м}.
 \end{aligned}$$

## 2.6.2 Визначення температури лопатки турбіни

Знати температуру лопатки турбіни в різних її перетинах необхідно для встановлення межі тривалої міцності.

У зв'язку з передачею тепла від лопатки в диск, теплопровідністю температура її приблизно на одному третині довжини біля кореня істотно зменшується.

Наближено можна вважати, що на двох третинах довжини лопатки температура постійна, а на одній третині (біля кореня) змінюється за законом кубічної параболи:

$$t_L = t_{LC} - \frac{(t_{LC} - t_{LK})}{(L/3)^3} \left( \frac{L}{3} - X \right)^3,$$

де  $t_L$  – температура лопатки і-му перетині, °С;

$t_{LC} = 1160 \text{ К} = 887 \text{ °С}$  – температура лопатки в середньому перетині;

$t_{ЛК} = t_{ЛС} - 150^{\circ} = 887 - 150 = 887^{\circ} \text{C}$  – температура лопатки в кореновому перетині;

$L$  – довжина профільної частини пера лопатки;

$X$  – відстань від коренового перетину лопатки до розрахункового

Розбиваємо перо лопатки на 10 рівних частин і отримуємо 11 перетинів – від першого (коренового) до одинадцятого (периферійного).

Для кожного перетину лопатки визначаємо температуру. Знаючи температуру в перетині лопатки, визначаємо межу тривалої міцності в кожному перерізі. Результати заносимо в таблицю 2.5.

Таблиця 2.5 – Параметри матеріалу по перетинам лопатки

№ пер	1-1	2-2	3-3	4-4	5-5	6-6	7-7	8-8	9-9	10-10	11-11
R, мм	0	3,73	3,73	3,73	3,74	3,74	3,75	3,75	3,75	3,76	3,76
T, °C	567	604,5	642	679,5	717	717	717	717	717	717	717
$\sigma_{тр}$ , МПа	730,2	697,1	662,2	625,7	587,5	587,5	587,5	587,5	587,5	587,5	587,5

### 2.6.3 Статичний розрахунок лопатки турбіни

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

Отримані результати занесені в таблицю 2.6. Також представлені графіки зміни сумарних напруг і коефіцієнтів запасу міцності по довжині пера лопатки (рисунки 2.10 – 2.12).

Таблица 2.6 – Статичний розрахунок лопатки

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЕРА  
РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА (ТУРБИНЫ)

ВЫПОЛНИЛ(А) : ЛУКЪЯНОВ

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: ТУРБИНА МАТЕРИАЛ: ЖС-6К

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

GT= 2.000000 CL= 4.1000001E-02 RK= 0.2493000 RP= 0.2903000  
 VP= 5.0000000E-07 UPP= 0.0000000E+00 APP= 0.0000000E+00  
 EN= 15100.00 AA= 0.0000000E+00 AU= 0.0000000E+00 PU= 6989.400  
 PAK= 5887.800 PAP= 6856.100 RO= 8200.000  
 B= 2.7330000E-02 2.7330000E-02 2.7330000E-02  
 D= 6.5600001E-03 6.0100001E-03 5.4700002E-03  
 AP= 6.4200000E-03 4.7499998E-03 3.2970000E-03  
 AL= 1.057000 0.9180000 0.7400000  
 SPT= 566.4300 525.6300 483.1400 438.9700 393.1000  
 393.1000 393.1000 393.1000 393.1000 393.1000  
 393.1000

Лопатка поляя

Результаты расчета на прочность пера лопатки

N	X m	F m <sup>2</sup>	Jmin m <sup>4</sup>	Spact МПа	СизгА МПа	СизгВ МПа	СизгС МПа
1	0.00000	0.694E-04	0.260E-09	250.253	154.023	143.769	-140.321
2	0.00410	0.682E-04	0.231E-09	233.302	131.723	123.884	-123.385
3	0.00820	0.670E-04	0.211E-09	215.703	107.672	102.030	-104.226
4	0.01230	0.659E-04	0.195E-09	197.488	84.885	81.070	-85.057
5	0.01640	0.647E-04	0.180E-09	178.648	64.030	61.647	-66.528
6	0.02050	0.636E-04	0.166E-09	159.168	45.549	44.218	-49.165
7	0.02460	0.624E-04	0.153E-09	139.030	29.803	29.178	-33.487
8	0.02870	0.613E-04	0.140E-09	118.213	17.108	16.894	-20.054
9	0.03280	0.601E-04	0.128E-09	96.693	7.746	7.717	-9.496
10	0.03690	0.590E-04	0.116E-09	74.445	1.969	1.980	-2.532
11	0.04100	0.579E-04	0.105E-09	51.440	0.000	0.000	0.000

N	ScyMA [МПа]	ScyMB [МПа]	ScyMC [МПа]	Ka	Kb	Kc
1	404.276	394.022	109.932	1.401	1.438	5.153
2	365.025	357.186	109.917	1.440	1.472	4.782
3	323.375	317.733	111.477	1.494	1.521	4.334
4	282.373	278.557	112.431	1.555	1.576	3.904
5	242.678	240.295	112.119	1.620	1.636	3.506
6	204.717	203.386	110.003	1.920	1.933	3.574
7	168.833	168.208	105.543	2.328	2.337	3.725
8	135.321	135.107	98.158	2.905	2.910	4.005
9	104.438	104.410	87.196	3.764	3.765	4.508
10	76.414	76.424	71.912	5.144	5.144	5.466
11	51.440	51.440	51.440	7.642	7.642	7.642



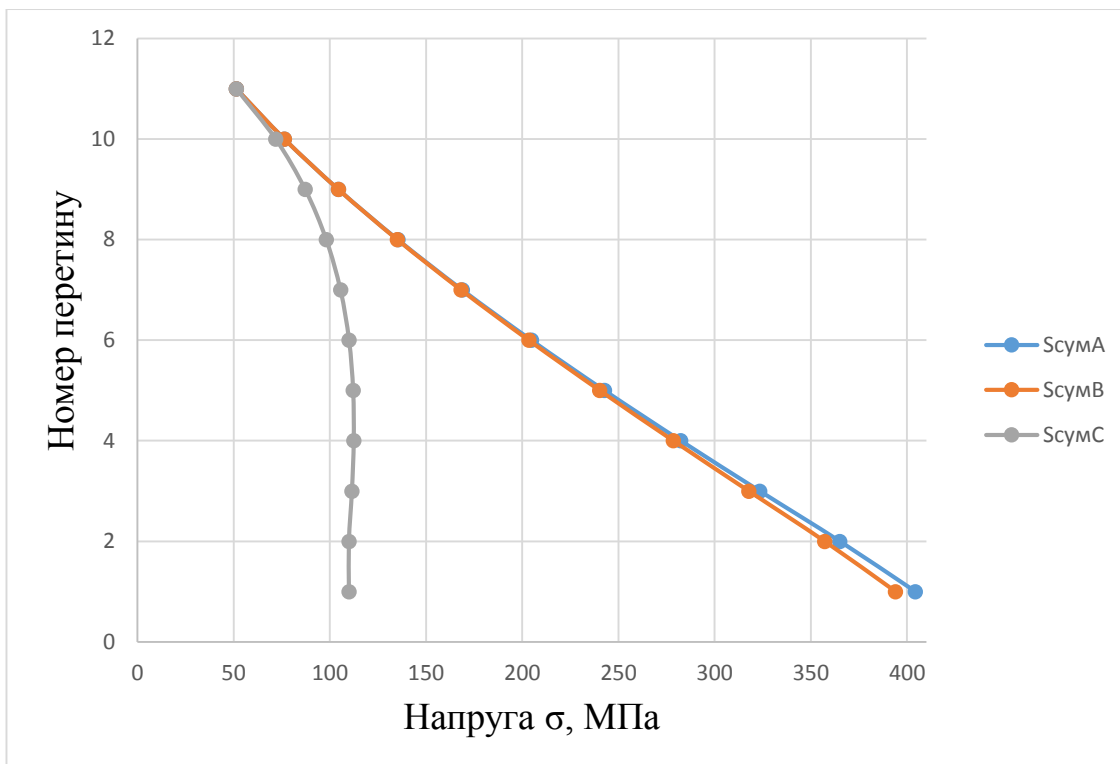


Рисунок 2.10 – Зміна сумарних напруг по довжині пера лопатки

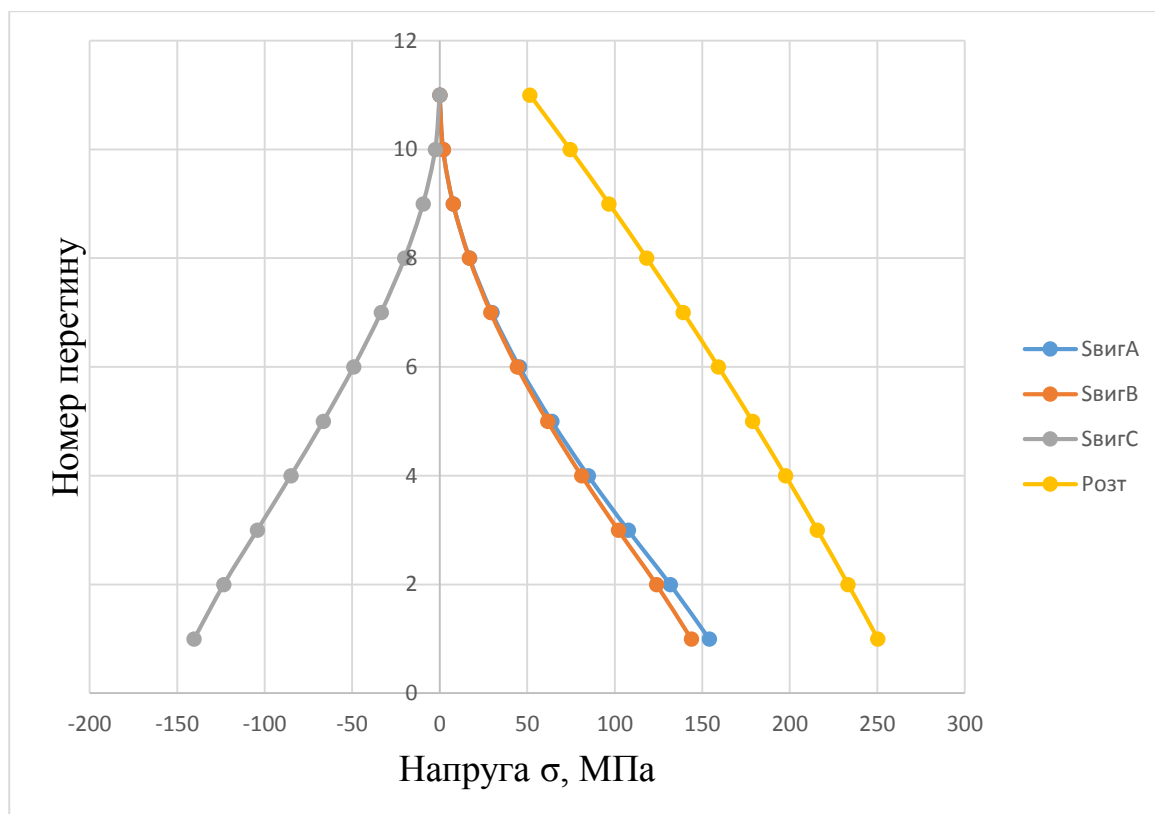


Рисунок 2.11 – Зміна напруг розтягування і вигину по довжині пера лопатки

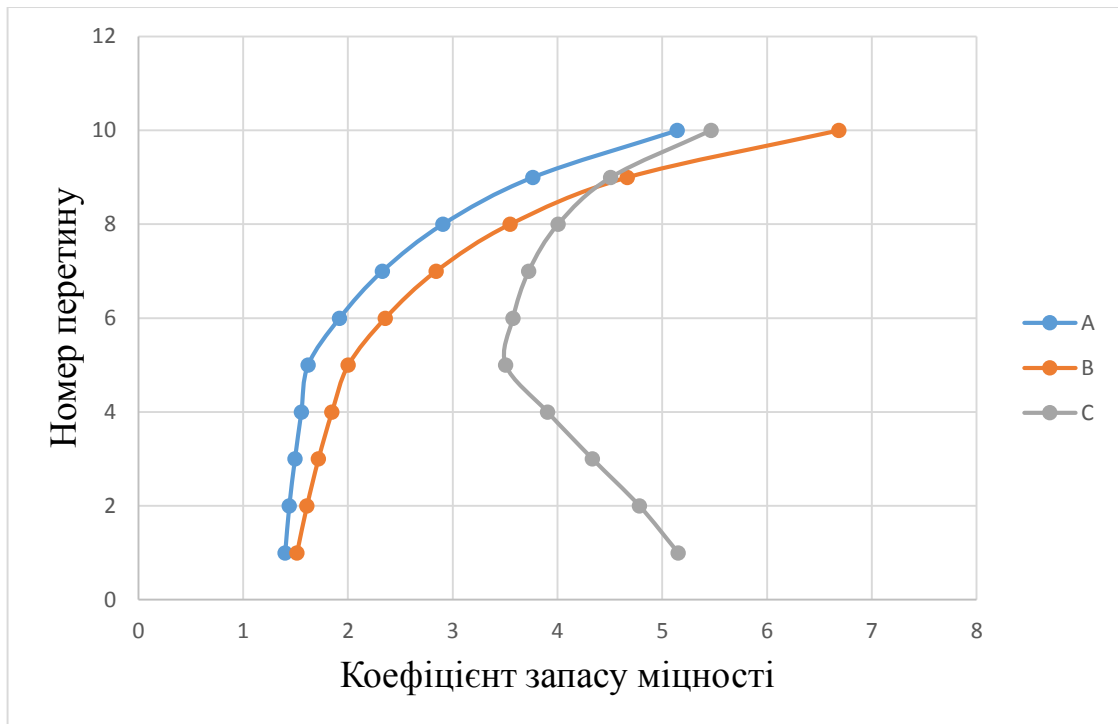


Рисунок 2.12 – Зміна коефіцієнтів запасу міцності по довжині пера лопатки

**Висновок:** в результаті розрахунку максимальна сумарна напруга  $\sigma_{\Sigma}=394,02$  МПа отримано в т. А перетину 1, а мінімальний коефіцієнт запасу міцності  $k = 1,401$  – в т. А перетину 1, що викликано підсумовуванням напруг розтягування від відцентрових і газових сил.

Таким чином, лопатка має необхідний запас міцності ( $K_{\text{зап}} > 1,3$ ) і задовольняє вимоги, що ставляться до неї.

## 2.7 Розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань лопатки турбіни виского тиску

### 2.7.1 Розрахункові залежності

При роботі авіаційного газотурбінного двигуна на робочі лопатки турбіни діють періодично змінювані газові сили, що пов'язані з нерівномірністю газоповітряного потоку по колу в проточній частині двигуна. Ці сили викликають вимушені коливання лопаток. При збігу частот власних коливань лопатки з частотами вимушених коливань наступають резонансні коливання, при яких амплітуда коливань різко зростає, що може привести до руйнування лопатки. Небезпечних резонансних коливань можна уникнути шляхом зміни частоти власних коливань лопатки або частоти і величини збурюючої сили.

Коливання лопаток можуть бути згинальними, крутильними, складними (згинально-крутильними) і високочастотними пластинковими.

Особливо легко збуджуються коливання по першій (основній) згинальній формі. Хоча нерідко виникають коливання по другій або третій згинальній, першій або другій крутильній формам.

Метою даного розрахунку є визначення частоти власних згинальних коливань лопатки по першій формі, побудова частотної діаграми і знаходження резонансних режимів роботи двигуна.

Для визначення частоти власних згинальних коливань лопаток за першою формою скористаємося енергетичним методом Релея [8], який заснований на законі збереження енергії пружної системи, що вільно коливається. Сутність методу полягає в тому, що обчислюються максимальні значення потенційної енергії лопатки в її крайньому положенні, а кінетичної енергії – в середньому. Прирівнюючи ці енергії, отримують формулу для визначення частоти.

$$P_c^2 = \frac{\frac{1}{\rho} \cdot \int_0^l EI \left(\frac{d^2y}{dx^2}\right)^2 dx}{\int_0^l Fy_0^2 dx + V_n y_{0n}^2}$$

де  $E, \rho$  – модуль пружності і щільність матеріалу;

$F, I$  – площа і момент інерції перетину лопатки при вигині її в площині найменшої жорсткості;

$\omega$  – кутова швидкість обертання;

$V_n$  – об'єм бандажної полиці;

$R_n$  – відстань від центру ваги полиці до осі обертання робочого колеса;

$X_n$  – відстань від центру ваги полиці до кореневого перетину;

$l$  – довжина пера лопатки;

$R_k$  – відстань від центру ваги кореневого перетину пера лопатки до осі обертання робочого колеса;

$X$  – поточне значення координати;

$y_0$  – функція прогину лопатки при коливаннях,  $y_0 = cx^q$ ;

$c$  – може бути призначений будь-яким;

$q$  – показник ступіня, що вибирається з умови отримання мінімального значення частоти першої форми коливання лопатки.

Тоді частота власних коливань буде розраховується за формулою:

$$f_c^2 = \frac{P_c^2}{2\pi}$$

Динамічна частота власних коливань з урахуванням температури визначається за формулою:

$$f_{\text{дин}} = \sqrt{f_c^2 \cdot \frac{E_T}{E_0} + B \cdot n^2},$$

де  $n$  – частота обертання ротору, об/с;

$E_0, E_T$  – модулі пружності матеріалу лопатки при нормальній і робочій температурі;

$B$  – коефіцієнт пропорційності, що залежить від геометрії лопатки.

### 2.7.2 Вихідні дані

Для виконання розрахунку турбінної лопатки з бандажною полицею на коливання необхідно мати наступні вихідні дані:

1. Геометричні розміри:

–  $R_{корен} = 0,2493$  м – радіус кореневого перетину;

–  $l = 0,041$  м – довжина пера лопатки;

–  $F_{корен} = 0,694 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $F_{сер} = 0,636 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup>,  $F_{пер} = 0,579 \cdot 10^{-4}$  м<sup>2</sup> – площі перетинів пера;

–  $I_{корен} = 0,260 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup>,  $I_{сер} = 0,166 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup>,  $I_{пер} = 0,105 \cdot 10^{-9}$  м<sup>2</sup> – мінімальні моменти інерції перетинів пера;

2. Характеристики конструкційного матеріалу лопатки-жароміцного сплаву ЖС6К:

–  $\rho = 8200$  кг/м<sup>3</sup> – щільність сплаву;

–  $E$  – модуль пружності матеріалу лопатки в робочих умовах: не постійний, тому що температура лопатки уздовж режимів роботи змінюється в широкому діапазоні.

3.  $n_c = 15100/60 = 251,67$  об/с – максимальна частота обертів ротора в секунду.

Для визначення модуля пружності визначимо температури лопатки для характерних наведених частот обертання ротора (0; 0,1; 0,2 ... 1,0).

Температуру на різних режимах визначимо за формулою:  $t_l = t_{l \max} \frac{t_{cm}^*}{t_{cm \max}^*}$ ,

де  $t_{l \max} = 882$  °С – максимальна температура охолоджуваної лопатки;

$\frac{t_{cm}^*}{t_{cm \max}^*}$  – відношення температури на даному режимі до температури на

максимальному режимі, визначимо з рисунка 2.4

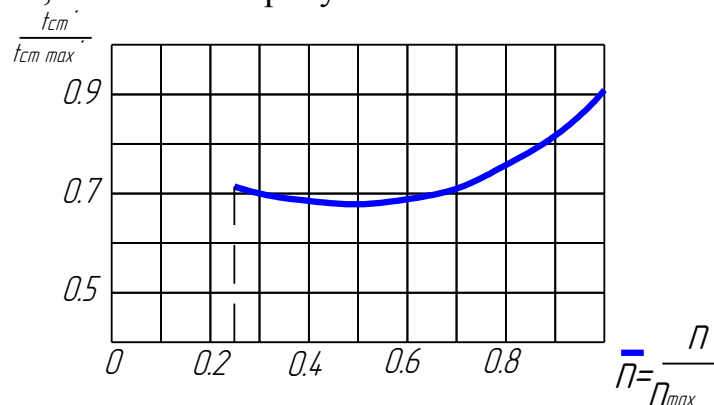


Рисунок 2.13 – Залежність температури від частоти обертання ротора  
Знаючи модуль пружності в заданому інтервалі температур:

$$E^{20^\circ} = 220000 \text{ МПа}, E^{800^\circ} = 169000 \text{ МПа},$$

Шляхом інтерполювання отримаємо його для необхідних температур.

Результати підрахунку температур пера лопатки і відповідного модуля пружності занесені в табл. 2.7

Таблица 2.7 - Зміна температури і модуля пружності за наведеною частотою обертання

№	$\bar{n}_1$	$\bar{n}_2$	$\bar{n}_3$	$\bar{n}_4$	$\bar{n}_5$	$\bar{n}_6$	$\bar{n}_7$	$\bar{n}_8$	$\bar{n}_9$	$\bar{n}_{10}$	$\bar{n}_{11}$
Знач.	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\frac{t_{cm}^*}{t_{cm \max}^*}$	0,02	0,13	0,24	0,35	0,46	0,57	0,68	0,72	0,76	0,84	1,0
$t_{л}, ^\circ\text{C}$	177,4	177,4	177,4	620,9	558,81	532,2	541,07	576,55	638,64	753,95	887
$E, \text{МПа}$	212837,6	212837,6	212837,6	199508,1	205760,1	208002,4	207284,1	204119,5	197459,5	181302,6	156540,1

### 2.7.3 Розрахунок динамічної частоти

На підставі вихідних дані за допомогою програми DINLOR.EXE проводиться розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань лопатки турбіни. Результати розрахунку наведені в табл. 2.8.

Таблица 2.8 - Розрахунок першої форми згинальних коливань лопатки першого ступеня турбіни

РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЧАСТОТЫ - 1 ФОРМЫ  
ИЗГИБНЫХ КОЛЕБАНИЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА (ТУРБИНЫ)  
ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМ МЕТОДОМ РЕЛЕЯ

-----  
УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: турбина МАТЕРИАЛ: ЖС-6К  
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  
E= 212837.6 212837.6 212837.6 199508.1 205760.1  
208002.4 207284.1 204119.5 197459.5 181302.6  
156540.1  
PO= 8200.000 VP= 5.000000E-07 RP= 0.000000E+00  
XP= 0.000000E+00 RK= 0.2493000 L= 4.100000E-02  
FK= 6.9399997E-05 FC= 6.3599997E-05 FP= 5.7900001E-05 JK= 2.5999999E-10  
JC= 1.6600001E-10 JP= 1.0500000E-10 NSM= 251.6700 EPS=  
1.0000000E-03  
Q0= 1.600000 Q1= 2.500000  
-----

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТА:

	Q	NS [об/с]	F1 [5/с]
1	1.79460001	0.0	3420.7810
2	1.79460001	25.2	3421.7979
3	1.79460001	50.3	3424.8469
4	1.79437006	75.5	3321.3721
5	1.79429793	100.7	3379.9338
6	1.79405093	125.8	3407.3235
7	1.79405093	151.0	3412.7544
8	1.79372168	176.2	3400.4919
9	1.79350066	201.3	3361.7751
10	1.79317260	226.5	3245.2249
11	1.79245877	251.7	3049.9482

-----

## 2.7.4 Побудова частотної діаграми

Таким чином, отримана залежність динамічної частоти лопатки від частоти обертання ротора. Для побудови частотної діаграми необхідно нанести на графік  $A_d = a(\omega)$  діапазон робочих частот обертання двигуна. За частоту обертання ротора на режимі малого газу для даного двигуна приймаємо

$$n_{M.G.} = 0,7n_{MAX} = 0,6 \cdot 251,67 = 151,02 \text{ об/с.}$$

Для визначення резонансних режимів роботи двигуна слід з урахуванням прийнятих масштабів нанести на цей же графік пучок прямих ліній, що виходять з початку координат, які представляють собою частоти коливання гармонік збуджуючих сил, описуваних рівнянням:

$$f_B = kn_C,$$

де  $k$  – порядок гармонік збуджуючих сил, який на графіку дорівнює тангенсу кута нахилу прямої.

Для турбінної лопатки найбільш небезпечні гармоніки з порядком, рівним числу форсунок камери згоряння і числу лопаток соплового апарату (СА):  $k_{фор} = 24$ ,  $k_{лон} = 41$ .

Частотна діаграма наведена на рисунку 2.14.

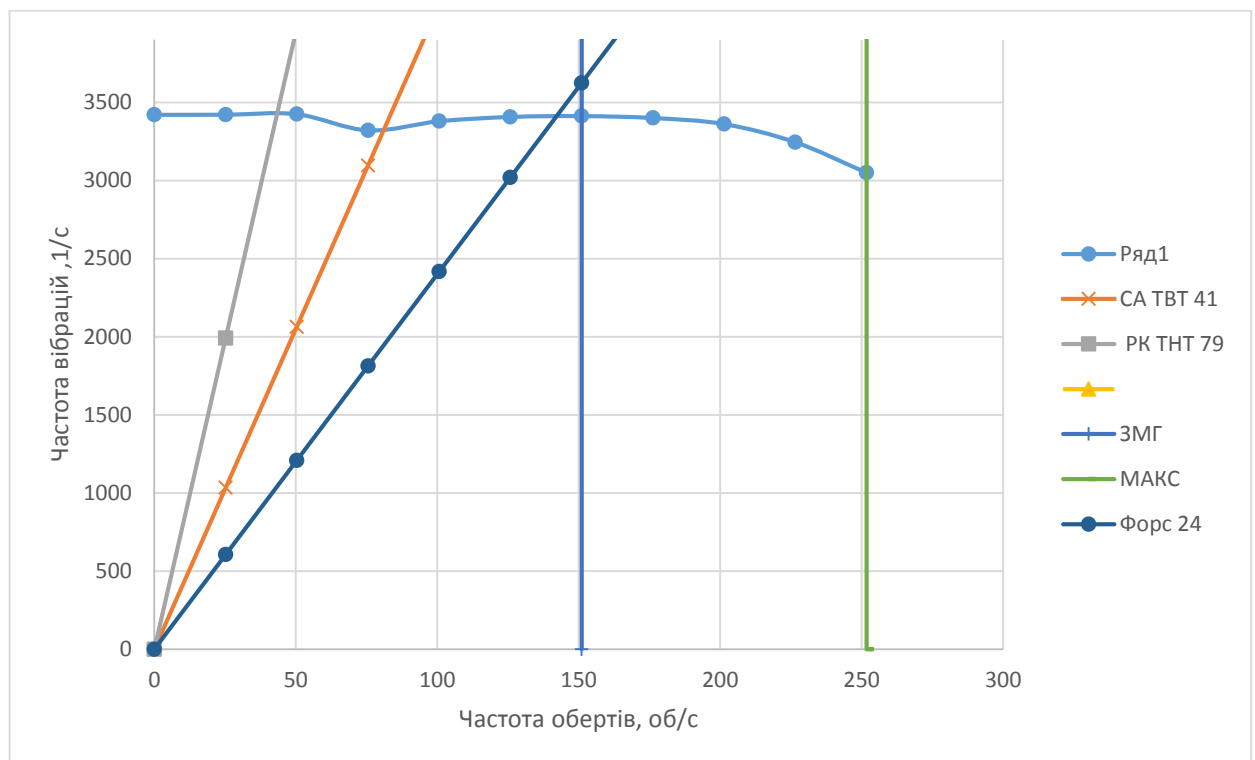


Рисунок 2.14 – Частотна діаграма лопатки турбіни

**Висновок:** в результаті розрахунку динамічної частоти коливань лопатки по першій формі і побудови частотної діаграми не виявлено резонансних режимів роботи в робочому діапазоні частот обертання ротора 151,02 – 251,7 об/с. Можливі резонансні режими по першій формі згинальних коливань знаходяться для гармонік по числу лопаток СА і числу форсунок на частоті обертання нижче частоти малого газу  $n_{ML}$ .

## 2.8 Розрахунок на міцність замка лопатки «ялинкового» типу

Розрахунок на міцність замку складається з розрахунку замкової частини лопатки і замкової частини обода диска.

Розрахунки будемо проводити за методикою описаною в посібнику [9].

Методика спрощених розрахунків дає можливість провести порівняльний аналіз міцності замків. За розрахунковий випадок зазвичай приймають режим максимального числа обертів ротора двигуна при максимальній витраті повітря (на землі).

Складність розрахунку пов'язана зі складністю їх конфігурації, що викликає нерівномірність розподілу напруг, і зі складним характером навантаження замка статичними і динамічними силами і моментами сил.

Допустимі напруги для кожного типу замка встановлюються на підставі статистики за вказаними напруг в раніше виготовлених і успішно відпрацьованих заданих ресурс ГТД.

При спрощених розрахунках замків зазвичай беруть до уваги лише навантаження елементів відцентровими силами мас пера і хвостовика лопатки. Дією на лопатку газового потоку, інерційними силами пера, тертям хвостовика в пазі – нехтують.

Таким чином, методика спрощених розрахунків замкових з'єднань має наступні допущення:

- 1) на замок діє тільки відцентрова сила лопатки;
- 2) відцентрова сила лопатки і відцентрова сила хвостовика лопатки спрямовані по одному радіусу, що проходить через центр ваги лопатки;
- 3) відцентрова сила лопатки розподіляється між опорними майданчиками замкового з'єднання пропорційно величинам їх контактуючих поверхонь.

### 2.8.1 Вихідні дані

Для розрахунку необхідні наступні дані:

- матеріал: ЖСБК;
- щільність матеріалу:  $8100 \text{ кг/м}^3$ ;
- число обертів турбіни: 15100 об/хв;
- кут нахилу контактної площадки:  $\varphi = 55^\circ$ ;
- кут клина замку:  $2\alpha = 40^\circ$ ;
- напруга розтягування в лопатці біля кореня:  $\sigma_{pk} = 250,25 \text{ МПа}$ ;
- площа кореневого перетину лопатки:  $F_k = 0,694 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

У правильно спроектованого замку напруги зминання, згину і зрізу на всіх зубах повинні бути однаковими.

З огляду на те, що метою перевірного розрахунку є перевірка правильності створення замка лопатки, розрахунок слід виконувати для всіх зубів.

Напруги розтягування в різних перетинах хвостовика лопатки і гребеня диска відрізняється за своїми значеннями.

Ескізи суміщених хвостовиків лопаток, гребеня диска і зуба хвостовика наведені на рисунку 2.15.

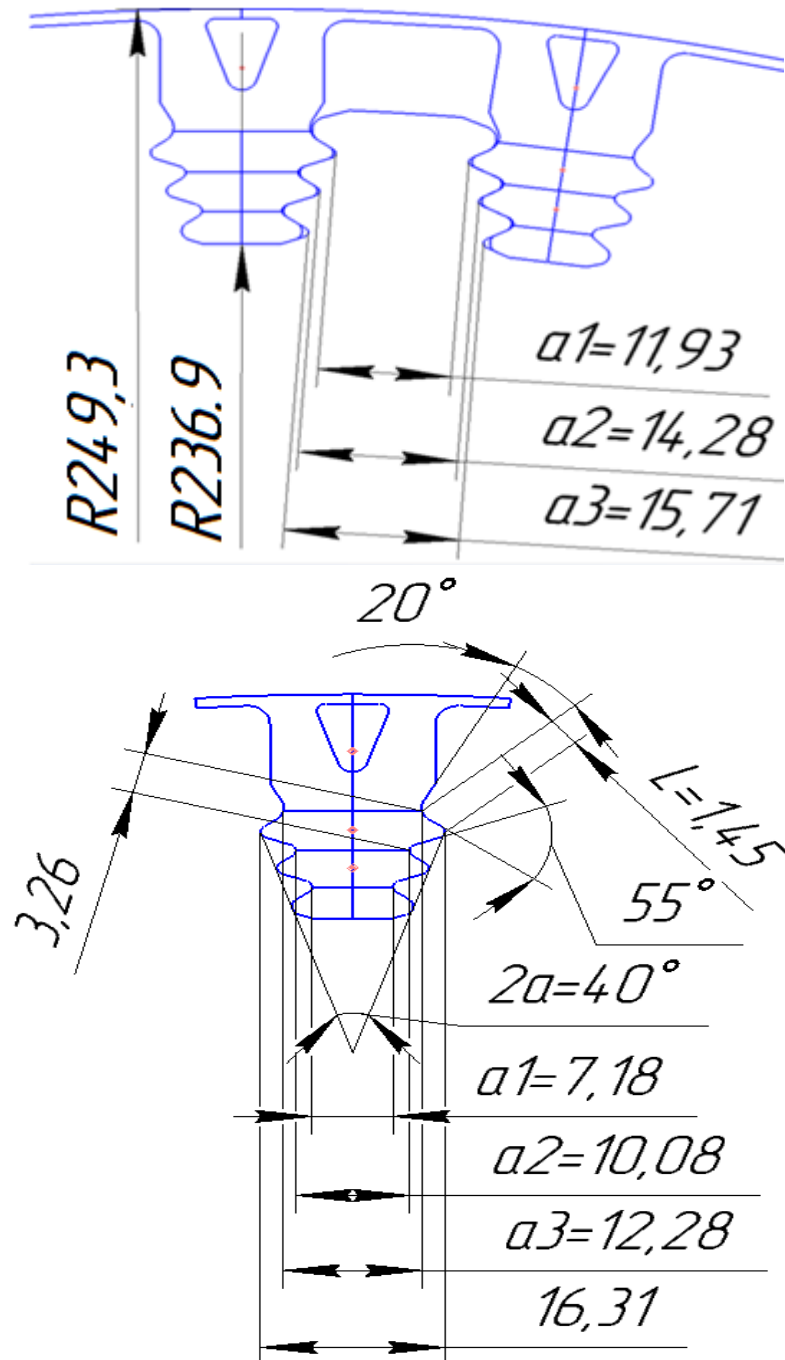


Рисунок 2.15 – Розрахункова схема замка лопатки



## 2.8.2 Порядок виконання розрахунку

1. Визначення додаткових вихідних даних:

- кутової частоти обертання ротора:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2\pi \cdot 15100}{60} = 1581,27 \text{ рад/с};$$

- центрального кута між площинами симетрії двох сусідніх пазів:

$$\alpha = \frac{360^\circ}{z} = \frac{360^\circ}{79} = 4,56^\circ;$$

- кута нахилу контактної площадки зуба:

$$\theta = \frac{\varphi}{2} + (\beta - 90^\circ) = \frac{40^\circ}{2} + (105^\circ - 90^\circ) = 35^\circ.$$

2. Обчислення зусиль, що діють на елементи замку ялинкового типу:

- відцентрової сили пера лопатки:

$$P_{ц,л} = \sigma_{р,к} F_k = 250,25 \cdot 6,94 \cdot 10^{-5} \cdot 10^6 = 17367,35 \text{ Н};$$

- відцентрової сили бандажної полиці:

$$P_{ц,б} = m_б R_{ц,б} \omega^2 = 4,1 \cdot 10^{-3} \cdot 0,232 \cdot 1581,27^2 = 2378,4 \text{ Н};$$

- відцентрових сил ділянок хвостовика лопатки, які навантажують перетин між западинами зубів в кожній парі (порожнину лопатки врахована при визначенні маси):

$$P_{цI} = m_I R_{цI} \omega^2 = 0,028 \cdot 0,246 \cdot 1581,27^2 = 17222,9 \text{ Н};$$

$$P_{цII} = m_{II} R_{цII} \omega^2 = 0,0111 \cdot 0,242 \cdot 1581,27^2 = 6716,6 \text{ Н};$$

$$P_{цIII} = m_{III} R_{цIII} \omega^2 = 0,0094 \cdot 0,239 \cdot 1581,27^2 = 5617,4 \text{ Н};$$

- відцентрових сил елементів гребеня, навантажують перетину між западинами зубів в кожній парі обода диска:

$$P'_{цI} = m'_I R'_{цI} \omega^2 = 0,0097 \cdot 0,242 \cdot 1581,27^2 = 5869,5 \text{ Н};$$

$$P'_{цII} = m'_{II} R'_{цII} \omega^2 = 0,01 \cdot 0,239 \cdot 1581,27^2 = 5976 \text{ Н};$$

$$P'_{цIII} = m'_{III} R'_{цIII} \omega^2 = 0,012 \cdot 0,237 \cdot 1581,27^2 = 7111,2 \text{ Н};$$

- повної відцентрової сили лопатки:

$$P_{ц.л} = P_{ц.п} + P_{ц.б} + P_{ц.л} + P_{ц.л} + P_{ц.л} = 17367,35 + 2378,4 + 17222,9 + 6716,6 + 5617,4 = 49302,7 \text{ Н.}$$

3. Розрахунок нормального навантаження на зубець замка:

$$N_1 = \frac{P_{ц.л} b_i}{\cos\theta \sum_{i=1}^n b_i} = \frac{49302,7}{\cos 35} \cdot \frac{0,02436}{(0,02436 \cdot 0,02546 \cdot 0,02558)} = 19445 \text{ Н.}$$

$$N_2 = \frac{P_{ц.л} b_i}{\cos\theta \sum_{i=1}^n b_i} = \frac{49302,7}{\cos 35} \cdot \frac{0,02546}{(0,02436 \cdot 0,02546 \cdot 0,02558)} = 20323 \text{ Н.}$$

$$N_3 = \frac{P_{ц.л} b_i}{\cos\theta \sum_{i=1}^n b_i} = \frac{449302,7}{\cos 35} \cdot \frac{0,02558}{(0,02436 \cdot 0,02546 \cdot 0,02558)} = 20419 \text{ Н.}$$

4. Визначення напруження зминання по контактному майданчику зубця:

$$\sigma_{зм1} = \frac{N_1}{cb_1} = \frac{19445}{0,00145 \cdot 0,02436} = 578,2 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{зм2} = \frac{N_2}{cb_2} = \frac{20323}{0,00145 \cdot 0,02546} = 578,4 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{зм3} = \frac{N_3}{cb_3} = \frac{20419}{0,00145 \cdot 0,02558} = 578,1 \text{ МПа.}$$

5. Знаходження напруження вигину біля основи зубця:

$$\sigma_{u1} = \frac{6N_1 e \cos(\beta - 90^\circ)}{b_1 h_u} = \frac{6 \cdot 19445 \cdot 0,00056 \cdot \cos 15}{0,02436 \cdot 0,00326^2} = 243,5 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{u2} = \frac{6N_2 e \cos(\beta - 90^\circ)}{b_2 h_u} = \frac{6 \cdot 20323 \cdot 0,00056 \cdot \cos 15}{0,02546 \cdot 0,00326^2} = 243,7 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{u3} = \frac{6N_3 e \cos(\beta - 90^\circ)}{b_3 h_u} = \frac{6 \cdot 20419 \cdot 0,00056 \cdot \cos 15}{0,02558 \cdot 0,00326^2} = 243,3 \text{ МПа.}$$

6. Обчислення максимального напруження зрізу в основі зубця:

$$T_{ср1} = \frac{N_1 \cos(\beta - 90^\circ)}{b_1 h_{ср}} = \frac{19445 \cdot \cos 15}{0,02436 \cdot 0,00241} = 320 \text{ МПа.}$$

$$T_{ср2} = \frac{N_2 \cos(\beta - 90^\circ)}{b_2 h_{ср}} = \frac{20323 \cdot \cos 15}{0,02546 \cdot 0,00241} = 319,9 \text{ МПа.}$$

$$T_{ср3} = \frac{N_3 \cos(\beta - 90^\circ)}{b_3 h_{ср}} = \frac{20419 \cdot \cos 15}{0,02558 \cdot 0,00241} = 319,7 \text{ МПа.}$$

7. Визначення напруження розтягування в перетинах хвостовика між парами зубів для парних лопаток:

$$\sigma_{pI(2)} = 2 \frac{P_{цл} + P_{цб} + P_{цI}}{f_I l_I} = 2 \cdot \frac{17367,3 + 2378,4 + 17222,9}{0,02436 \cdot 0,01128} = 269 \text{ МПа};$$

$$\begin{aligned} \sigma_{pII(2)} &= 2 \frac{P_{цл} + P_{цб} + P_{цI} + P_{цII} - N \cos \theta}{b_{II} l_{II}} = \\ &= 2 \cdot \frac{17367,3 + 2378,4 + 17222,9 + 6716,2 - 19445 \cdot \cos 35}{0,02546 \cdot 0,00797} = 273,6 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{pIII(2)} &= 2 \frac{P_{цл} + P_{цб} + P_{цI} + P_{цII} + P_{цIII} - 2N \cos \theta}{b_{III} l_{III}} = \\ &= 2 \cdot \frac{17367,3 + 2378,4 + 17222,9 + 6716,2 + 7111,2 - (19445 + 20323) \cdot \cos 35}{0,02558 \cdot 0,00445} = 319,9 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

8. Обчислення напруг розтягування в перетинах гребеня обода диска між парами зубів:

$$\sigma_{p1} = \frac{2N \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{цI}}{a_1 b_1} = \frac{2 \cdot 19445 \cdot \cos\left(35^\circ + \frac{4,56^\circ}{2}\right) + 5869,5}{0,02436 \cdot 0,01193} = 146,8 \text{ МПа};$$

$$\begin{aligned} \sigma_{p2} &= \frac{2 \cdot 2N \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{цI} + P'_{цII}}{a_2 b_2} = \\ &= \frac{2 \cdot (19445 + 20323) \cdot \cos\left(35^\circ + \frac{4,56^\circ}{2}\right) + 5869,5 + 5976}{0,02546 \cdot 0,01428} = 206,6 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{p3} &= \frac{2 \cdot 3N \cos\left(\theta + \frac{\alpha}{2}\right) + P'_{цI} + P'_{цII} + P'_{цIII}}{a_3 b_3} = \\ &= \frac{2 \cdot (19445 + 20323 + 20419) \cdot \cos\left(35^\circ + \frac{4,56^\circ}{2}\right) + 5869,5 + 5976 + 7111,2}{0,02558 \cdot 0,01571} = 285,5 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

де  $m_{zi} = F_{zi} \cdot b \cdot \rho$  – маса частин гребеня диска-визначається за допомогою програми SOLIDWORKS;

$R_{ц,mg i}$  – радіус центру ваги частин гребеня диска.

9. Визначення коефіцієнтів запасу міцності в самих навантажених перетинах:  
- по напруженню змінання по контактному майданчику зубця замка:

$$k_{зм} = \frac{[\sigma_{0,2}]}{\sigma_{зм}} = \frac{890}{578,4} = 1,54$$

- по напруженню згину біля основи зубця замка:

$$k_u = \frac{[\sigma_{0.2}]}{\sigma_u} = \frac{890}{243.7} = 3.65$$

- по напруженню зрізу в основі зубця:

$$k_{cp} = \frac{[\sigma_{0.2}]}{\sigma_{cp}} = \frac{890}{320} = 2.78$$

- по напруженню розтягування в перетинах хвостовика між парами зубів для парних лопаток:

$$k_{pIII(2)} = \frac{[\sigma_{0.2}]}{\sigma_{pIII(2)}} = \frac{890}{319.9} = 2.78$$

- по напруженню розтягування в перетинах гребеня ободу диска між парами зубів:

$$k_{p4} = \frac{[\sigma_{0.2}]}{\sigma_{p4}} = \frac{890}{285.5} = 3.12$$

**Висновок:** в результаті розрахунку "ялинкового" замка лопатки на міцність напруження за всіма видами навантаження менше допустимих з урахуванням необхідних коефіцієнтів запасу ( $k > 1,5$ ). Мінімальний коефіцієнт запасу міцності отриманий по напруженню зминання по контактному майданчику зубця замка, і дорівнює 1,54. Таким чином, замок має необхідний запас міцності і задовольняє вимогам, що ставляться до нього.

## 2.9 Розрахунок на міцність диска першого ступеня турбіни

Диски турбіни - це найбільш відповідальний елемент конструкцій газотурбінних двигунів. Від досконалості конструкцій дисків залежить надійність, легкість конструкцій авіаційних двигунів в цілому.

Диски знаходяться під впливом інерційних відцентрових сил, що виникають при обертанні від маси робочих лопаток і власної маси дисків. Ці сили викликають в дисках розтягуючі напруження. Від нерівномірного нагріву дисків турбін виникають температурні напруження, які можуть викликати як розтягування, так і стиснення елементів диска.

Крім напружень розтягування і стиснення, в дисках можуть виникати напруження кручення і вигину. Напруження кручення з'являються, якщо диски передають крутний момент, а згинальні – виникають під дією різниці тисків і температур на бічних поверхнях дисків, від осьових газодинамічних сил, що діють

на робочі лопатки, від вібрації лопаток і самих дисків, під дією гіроскопічних моментів, що виникають при еволюціях літака.

З перерахованих напружень найбільш істотними є від відцентрових сил власної маси диска і лопаткового вінця, а також температурні (в разі нерівномірного прогріву диска). Напруження вигину залежать від товщини диска і способу з'єднання дисків між собою і з валом і можуть бути значними лише в тонких дисках. Напруження кручення зазвичай невеликі і в розрахунках в більшості випадків не враховуються.

Метою розрахунку є визначення напружень і запасів міцності в різних перетинах по радіусу диска.

Розрахункова схема представлена на рисунку 2.7. Методика розрахунку представлена в [9].

Припущення:

- диск вважається симетричним щодо серединної площини, перпендикулярної осі обертання;
- температура диска змінюється тільки по його радіусу і рівномірна по товщині;
- напруження на будь-якому радіусі не змінюються по товщині;
- наявність отворів і бобишек на полотні диска, окремих виступів і проточок на його частинах не береться до уваги.

### 2.9.1 Вихідні дані

#### 1. Розрахункова схема диска (рисунок 2.16).

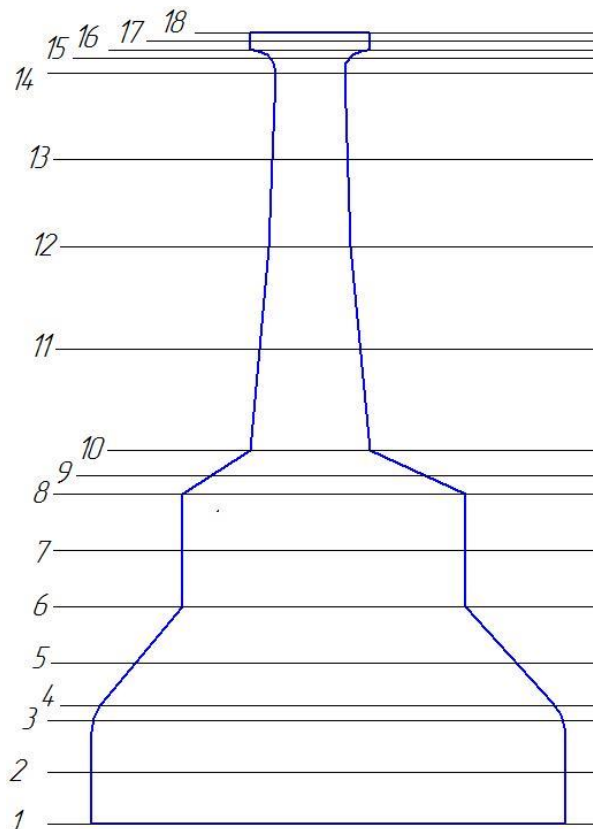


Рисунок 2.16 – Розрахункова схема диска.

2. Частота обертання диска  $n = 15110$  об/хв.
3. Геометричні розміри диска в розрахункових перетинах.
4. Матеріал диска – ЖС6К.
5. Щільність матеріалу  $\rho = 8100$  кг/м<sup>3</sup>.
6. Висота замкової частини  $h_3 = 0,0346$  м.
7. Число лопаток на робочому колесі  $Z = 80$ .

### 2.9.2 Порядок виконання розрахунку

Для розрахунку на міцність використовуємо два диференціальних рівняння:

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

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

де  $\sigma_r$  і  $\sigma_\tau$  – радіальні та окружні нормальні напруги;  $b$ ,  $R$  – поточні значення товщини і радіуса диска;  $\omega$  – кутова швидкість обертання диска;  $\rho$  – щільність матеріалу диска;  $E$  – модуль пружності матеріалу диска;  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;  $\alpha$  – коефіцієнт лінійного розширення матеріалу диска;  $t$  – температура елемента диска на радіусі.

Точні рішення диференціальних рівнянь можуть бути отримані тільки для обмеженого числа профілів. Застосовуємо наближений метод визначення напруження в диску - метод кінцевих різниць. Розрахунок диска цим методом заснований на наближеному рішенні системи диференціальних рівнянь шляхом заміни вхідних в них диференціалів кінцевими різницями. Для розрахунку диск розбиваємо на перетини. При виборі розрахункових перетинів будемо дотримуватися таких умов:

$$\frac{R_n}{R_{n-1}} \leq 1.4 \dots 1.5; 0.8 \leq \frac{b_n}{b_{n-1}} \leq 1.2$$

Заміна диференціалів на кінцеві різниці проводиться за такими формулами:

$$d\sigma_r \approx \Delta \sigma_r = \sigma_{rn} - \sigma_{rn-1}; d\sigma_\tau \approx \Delta \sigma_\tau = \sigma_{\tau n} - \sigma_{\tau n-1};$$

$$dR \approx \Delta R = R_n - R_{n-1}; db \approx \Delta b = b_n - b_{n-1};$$

де індекси  $n$  вказують номер кільцевого перетину диска.

Остаточні розрахункові формули мають вигляд:

$$\sigma_{rn} = A_n \sigma_o + B_n; \sigma_{\tau n} = N_n \sigma_o + Q_n$$

$$\begin{aligned} \text{де, } A_n &= A_{n-1} \xi_n + N_{n-1} \mathcal{G}_n; \\ B_n &= B_{n-1} \xi_n + Q_{n-1} \mathcal{G}_n - C_{n-1} \mathcal{G}_n; \\ N_n &= N_{n-1} \varphi_n + A_{n-1} \lambda_n; \\ Q_n &= Q_{n-1} \varphi_n + B_{n-1} \lambda_n - \mu C_n \mathcal{G}_n - \psi_n; \end{aligned}$$

Величини коефіцієнтів  $A_n, N_n$  залежать від геометричних розмірів і матеріалу диска. Величини коефіцієнтів  $B_n, Q_n$  поряд з геометричними розмірами і матеріалом диска залежать також від відцентрових і температурних навантажень, що діють в диску.

Значення коефіцієнтів  $\xi_n, \mathcal{G}_n, \varphi_n, C_n, \psi_n$  визначаються так:

$$\begin{aligned} \xi_n &= 3 - \frac{R_n}{R_{n-1}} - \frac{b_n}{b_{n-1}}; \mathcal{G}_n = \frac{R_n}{R_{n-1}} - 1; \\ \varphi_n &= 1 - \frac{R_n}{R_{n-1}} - \frac{E_n}{E_{n-1}}; \lambda_n = \frac{R_n}{R_{n-1}} - 1 - \mu \left( \frac{b_n}{b_{n-1}} + \frac{E_n}{E_{n-1}} - 2 \right); \\ C_n &= \rho \omega^2 R_{n-1}^2; \psi_n = \frac{E_n + E_{n-1}}{2} \left[ (\alpha t)_n - (\alpha t)_{n-1} \right]; \end{aligned}$$

Для нульового перетину в разі диска з вільним центральним отвором:

$$A_0 = 0, B_0 = 0, N_0 = 1, Q_0 = 0;$$

Невідоме напруження в нульовому перерізі  $\sigma_n$  обчислюється за відомим радіального напруження  $\sigma_{Rl}$ , що виникає від відцентрових сил лопаткового вінця:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{Rl} - B_k}{A_k}$$

Напруження  $\sigma_{Rl}$  від відцентрових сил лопатки і замкової частини ободку може бути визначено для випадку, коли лопатки й диск виготовлені з матеріалу з однаковою щільністю, по формулі:

$$\sigma_{Rl} = \frac{z_l \sigma_{рк} F_k + \rho 2\pi R_f^2 w^2}{2\pi R_k b_k} =$$

$$= \frac{80 \cdot 250.25 \cdot 0.0000694 + 8200 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.232^2 \cdot 1581.67^2}{2 \cdot \pi \cdot 0.2147 \cdot 0.0275} = 17.78 \text{ Мпа}$$

де:  $z_l$  – кількість лопаток, шт;

$\sigma_{рк}$  – напруга в кореновому перерізі лопаток від розтягування відцентровими силами;

$F_k$  – площа кореневого перетину лопатки;

$\rho$  – щільність матеріалу диска і лопатки;

$R_f$  – радіус центра ваги площі  $f$ , м;

$R_k$  – зовнішній радіус нерозрізного ободу диска, м;

$b_k$  – ширина ободу диска на радіусі  $R_k$ , м.

Розрахунковим режимом для перевірконого розрахунку на міцність диска є режим максимальної частоти обертання диска. В цьому випадку найбільшої величини досягають напруги від відцентрових сил власної маси диска і лопаткового вінця. Диск знаходиться в плосконапруженному стані, тому за критерій напруженості зазвичай приймаються еквівалентна напруга:

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_R^2 + \sigma_T^2 - \sigma_R \sigma_T}$$

Запас міцності:

$$K = \frac{\sigma_{тр}}{\sigma_{екв}}$$

де  $\sigma_{тр}$  – межа тривалої міцності матеріалу.

Згідно з нормами міцності, запас міцності повинен бути не менше 1,3.

Диску турбіни передається тепло від робочих лопаток. Тому він має найбільшу температуру на периферії і найменшу в центрі. Зміна температури по радіусу залежить від інтенсивності охолодження, коефіцієнта теплопровідності матеріалу, конструктивних особливостей диска.

Температура диска на зовнішньому діаметрі  $t_k$  визначається через температуру лопатки в кореновому перерізі  $t_{лк}$  і теплового опору в замку  $\Delta t$ :

$$t_k = t_{лк} + \Delta t$$

Величина  $\Delta t$  залежить від конструкції замку і для "ялинкових" замків становить 50 ... 100С. Враховуючи особливості охолодження замкової частини лопатки приймаємо  $\Delta t = 100^\circ\text{C}$ , тоді  $t_k = 537^\circ\text{C}$ .

Зміна температури диска по радіусу наближено підпорядковується закону зміни квадратної параболи і для диска з центральним отвором визначається за формулою:



$$t_r = t_0 + (t_k - t_0) \cdot \left( \frac{R - R_0}{R_k - R_0} \right)^2,$$

де  $R_k$ ,  $R$ ,  $R_0$  – зовнішній, поточний радіуси і радіус центрального отвору відповідно;  $t_0$  – температура диска на радіусі  $R_0$ .

Різниця температур обода і центру диска ( $t_k - t_0$ ) у стаціонарному тепловому стані диска на режимі  $n_{\text{макс}}$  складає  $100 \dots 150^\circ\text{C}$  залежно від умов охолодження диска. Вибравши для проєктованого диска турбіни значення різниці температур і знаючи температуру  $t_k$ , можна знайти температуру центру диска. Приймаємо ( $t_k - t_0$ ) =  $150^\circ\text{C}$ , тоді  $t_0 = 387^\circ\text{C}$ .

Обчисливши розподіл температур по радіусу диска можна визначити розподіл наступних величин  $\sigma$ ,  $E$ ,  $\alpha=f(t)$ .

Розрахунок проводимо за методикою [9]. Обчислення проводимо за програмою кафедри 203 DISK\_CN.exe. Результати розрахунку представлені в таблиці 2.9 – Розподіл напруг по радіусу диска зображено на рисунку 2.17. Зміну коефіцієнта запасу міцності показано на рисунку 2.18.

Таблиця 2.9 – Результати розрахунку

Частота вращения =	15100.00	об/мин		
Количество расчетных сечений =		18		
Количество скачков =	0			
Контурная нагрузка =	17.00000	МПа		
DP=	0	DT=	1	
AZ=	0.000000E+00	BZ=	0.000000E+00	NZ=
				1 QZ=
				0.000000E+00
Коэффициент Пуассона =	0.3000000			
R(K)=	5.500000E-02	6.4999998E-02	7.6800004E-02	8.0300003E-02
	9.0200000E-02	0.1030000	0.1160000	0.1290000
	0.1390000	0.1624000	0.1859000	0.2205900
	0.2293000	0.2311000	0.2331000	0.2351000
B(K)=	0.1090000	0.1090000	0.1082000	0.1042000
	8.7399997E-02	6.4999998E-02	6.4999998E-02	6.4999998E-02
	2.7500000E-02	2.3200000E-02	1.8800000E-02	1.7400000E-02
	1.8200001E-02	2.7500000E-02	2.7500000E-02	2.7500000E-02
T(I)=	387.0000	388.0000	389.0000	390.0000
	392.0000	393.0000	395.0000	396.0000
	403.0000	414.0000	424.0000	439.0000
	469.0000	484.0000	501.0000	504.0000
E(I)=	215606.0	215591.0	215568.0	215533.0
	215476.0	215466.0	215408.0	215373.0
	215155.0	214788.0	214408.0	213773.0
	212285.0	211382.0	210298.0	210105.0
AL(I)=	1.8799999E-05	1.8799999E-05	1.8799999E-05	1.8799999E-05
	1.8900000E-05	1.8900000E-05	1.8900000E-05	1.9100000E-05
	1.9700001E-05	2.0100000E-05	2.0500000E-05	2.0500000E-05
	2.0699999E-05	2.0800000E-05	2.0900001E-05	2.1000000E-05
SDL(I)=	953.0000	950.0000	955.0000	940.0000
	929.0000	927.0000	918.0000	911.0000
	876.0000	823.0000	773.0000	699.0000
	551.0000	473.0000	387.0000	373.0000
Плотность материала PL =	8200.000	кг/куб.м		
Предел длит. прочности материала SDC =	0.000000E+00	Мпа		

## Продовження таблиці 2.9

## РЕЗУЛЬТАТИ РАСЧЕТА

I	R(I),М	B(I),М	SR,МПА	ST,МПА	SEK,МПА	ZAP
1	0.5500E-01	0.1090	0.000	666.7	666.7	1.429
2	0.6500E-01	0.1090	108.9	537.7	492.4	1.929
3	0.7680E-01	0.1082	170.4	450.9	394.3	2.422
4	0.8030E-01	0.1042	183.9	434.2	377.5	2.490
5	0.9020E-01	0.8740E-01	227.1	390.4	339.6	2.736
6	0.1030	0.6500E-01	283.1	372.9	337.1	2.750
7	0.1160	0.6500E-01	265.2	344.6	312.6	2.937
8	0.1290	0.6500E-01	241.5	304.8	278.6	3.270
9	0.1330	0.3110E-01	358.6	303.4	334.4	2.703
10	0.1390	0.2750E-01	380.9	266.2	338.5	2.588
11	0.1624	0.2320E-01	348.9	199.3	303.2	2.715
12	0.1859	0.1880E-01	309.5	135.9	268.7	2.877
13	0.2206	0.1740E-01	155.6	65.88	135.3	5.168
14	0.2259	0.1590E-01	142.5	-10.61	148.1	4.220
15	0.2293	0.1820E-01	103.7	-94.74	171.9	3.204
16	0.2311	0.2750E-01	40.67	-187.1	210.4	2.248
17	0.2331	0.2750E-01	29.18	-272.1	287.8	1.702
18	0.2351	0.2750E-01	17.00	-295.9	304.8	1.314

Масса диска = 13.227 кг

Момент инерции диска = 0.45372 кг\*кв.м

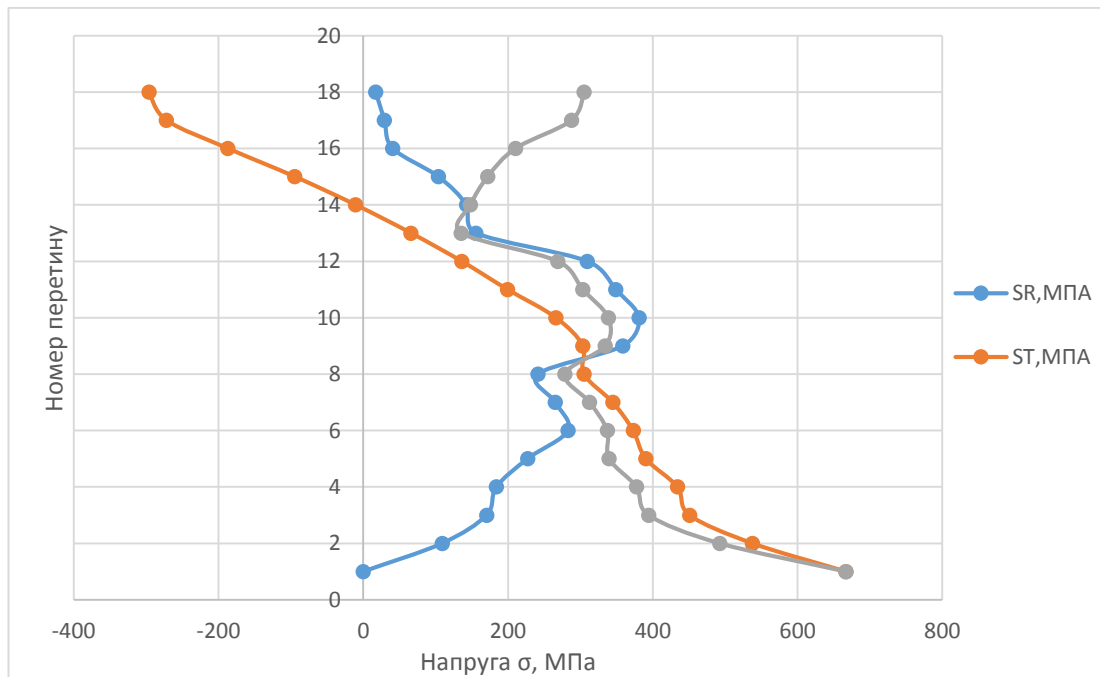


Рисунок 2.17 – Розподіл напружень по радіусу диска

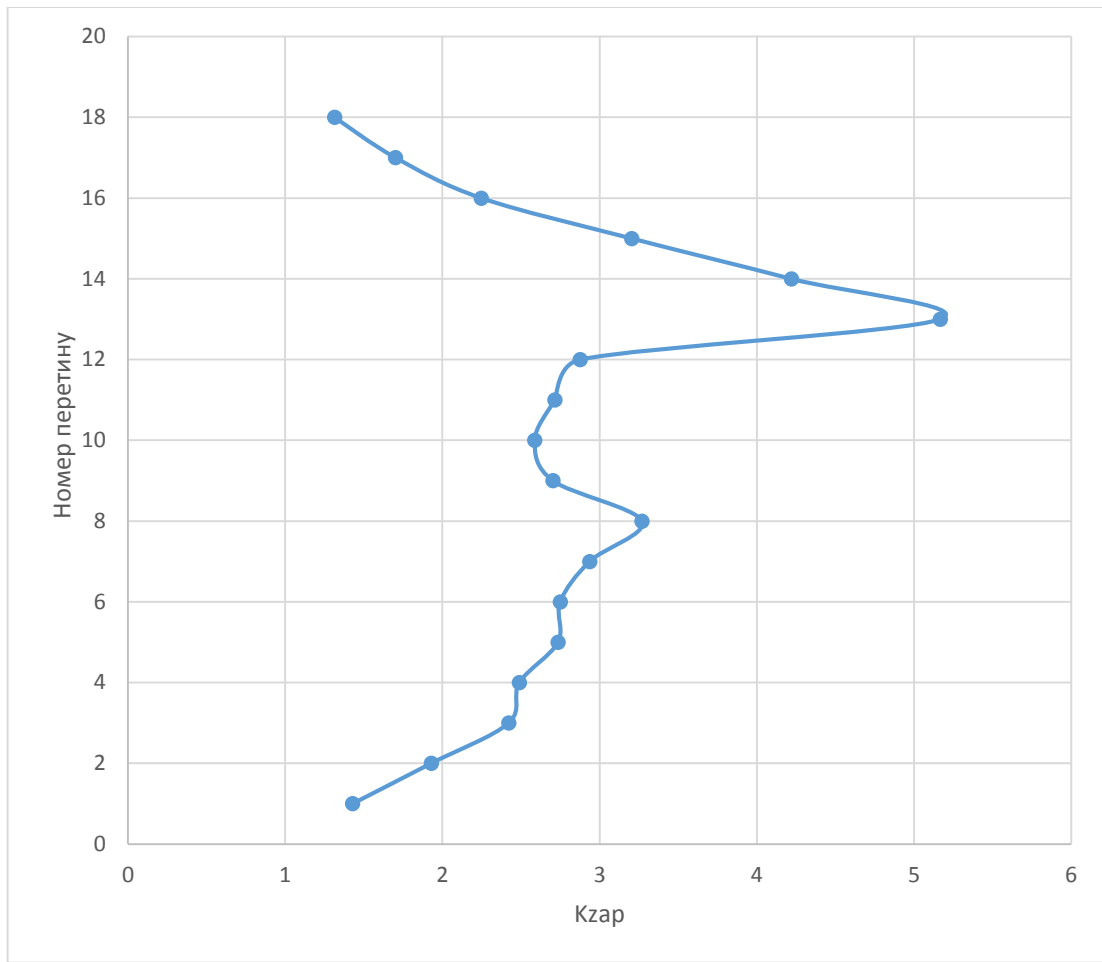


Рисунок 2.18 – Зміна коефіцієнта запасу міцності по радіусу диска

**Висновок:** в результаті розрахунку диска на міцність отримані значення напружень і коефіцієнта запасу міцності по висоті диска. При розрахунку враховувалася зміна температури по висоті диска. Мінімальний запас міцності  $k = 2.151$  на поверхні центрального отвору. Отримані запаси міцності задовольняють нормам міцності.

## 2.10 Розрахунок робочої лопатки ТВТ з застосуванням пакета програми SolidWorks

### 2.10.1 Вихідні дані:

Вихідні данні наведені у таблиці 2.10

Таблиця 2.10 – Вихідні данні

температура гальмування у відносному русі	<u>1340</u>	К;
тиск на вході до РК	<u>1,118</u>	МПа;
тиск на виході з РК	<u>0,849</u>	МПа;
відносна швидкість на вході до РК	<u>300,9/252,6/211,4</u>	м/с;
відносна швидкість на виході из РК	<u>533,3/546,9/562,3</u>	м/с;
температура гальмування за компресором (у ступені відбору)	<u>711</u>	К;
повний тиск за компресором (у ступені відбору)	<u>1,7339</u>	МПа;
витрати газу через газогенератор	<u>36,47</u>	кг/с;
відбір повітря на охолодження	<u>5</u>	%;
хорда профілю в середньому перерізі	<u>27,33</u>	мм;
радіус вхідної кромки	<u>1,31/1,2/1,09</u>	мм;
радіус вихідний кромки	<u>0,6/0,6/0,6</u>	мм;
висота лопатки	<u>0,037/0,045</u>	мм;
кут входу лопатковий	<u>73/56/47</u>	град.;
кут входу потоку	<u>69,47/53,86/43,18</u>	град.;
кут виходу лопатковий	<u>19,35</u>	град.;
кут виходу потоку	<u>19,43</u>	град.;
кут установки профілю	<u>42,37/52,57/60,54</u>	град.;
частота обертів	<u>15100</u>	об/хв;
середній діаметр	<u>0,535/0,544</u>	мм;
<i>інтенсивність газових сил:</i>		
в окружному напрямку		<u>2108,52</u> Н/м;
в осьовому напрямку		<u>3678,41/4507,47</u> Н/м;
радіус підведення повітря		<u>0,46</u> мм;
кількість лопаток		<u>80</u> шт;
шаг решітки		<u>17,47</u> мм;

### 2.10.2 Розрахунок граничних умов

Розрахунку піддається 1-а ступінь ТВТ на злітному (максимальному з погляду навантаження) режимі.

Всі необхідні для подальших розрахунків дані прийняті на основі раніше проведених термогазодинамічного розрахунку двигуна, його турбіни, профілювання робочого колеса (РК) турбіни та узгодження параметрів компресора та турбіни

Найважливішими параметрами для проектування лопатки, що охолоджується, є "тріюча" температура  $T_{гр.}$ , а також "охолоджувальна" температура повітря на вході в лопатку  $T_{охл.}$

Як тріюча температура вибираємо температуру гальмування потоку в відносному русі з урахуванням радіальної нерівномірності потоку в трьох перерізах лопатки - кореневому, середньому і периферійному. Визначимо її за формулою:

$$T_{гр.корн.} = T_{см} + k_1 \cdot (T_{см} - T_k);$$

$$T_{гр.ср.} = T_{см} + k_2 \cdot (T_{см} - T_k);$$

$$T_{гр.периф.} = T_{см} + k_3 \cdot (T_{см} - T_k).$$

де  $T_{см}$  – температура гальмування потоку у відносному русі;

$T_k$  – температура гальмування потоку за компресором;

$k_1, k_2, k_3$  – коефіцієнт нерівномірності потоку для кореневого, середнього та периферійного перерізу відповідно.

$$T_{\text{гр.корн.}} = 1340 + (-0,15) * (1340 - 711) = 1245,65 \text{ К}$$

$$T_{\text{гр.ср.}} = 1340 + 0,05 * (1340 - 711) = 1371,45 \text{ К}$$

$$T_{\text{гр.периф.}} = 1340 + (-0,08) * (1340 - 711) = 1289,68 \text{ К}$$

Розрахунок охолодженої температури:

$$T_{\text{охл}} = T_k + T_{\text{вр}} + (-T_{\text{закр.}}) + T_{\text{центр.}} + T_{\text{конв.}};$$

де  $T_{\text{вр}}$  - підвищення температури через обертання турбіни.

$T_{\text{закр.}}$  - зменшення температури за рахунок супутньої закрутки.

Приймаємо,  $T_{\text{закр.}} = 75 \text{ К}$ .

$T_{\text{центр.}}$  - збільшення температури за рахунок роботи відцентрових сил.

$$T_{\text{центр.}} = \frac{U^2 \cdot L}{1100 \cdot r};$$

де  $L=0.05638 \text{ мм}$  – довжина каналу охолодження;

$r = 0.0996 \text{ мм}$  – радіус підведення охолоджуючого повітря.

$$T_{\text{центр.}} = \frac{423,1^2 \cdot 0,0563}{1150 \cdot 0,0996} = 87,9 \text{ К}.$$

$T_{\text{конв.}}$  - підігрів охолодного повітря за рахунок конвективного теплообміну.

Приймаємо,  $T_{\text{конв.}} = 25 \text{ К}$ .

Отже:  $T_{\text{охл}} = 711 + (-75) + 87,9 + 25 = 748,9 \text{ К}$ .

Оскільки  $T_{\text{гр.ср.}} = 1371,45 \approx 1371 \text{ К}$ , то система охолодження конвективна

Виходячи з ресурсу двигуна, вибираємо температуру лопатки:  $T_l = 1100 \text{ К}$ .

Розраховуємо потрібну глибину охолодження:

$$\theta = \frac{T_{\text{гр.ср.}} - T_l}{T_{\text{гр.ср.}} - T_{\text{охл}}} = \frac{1371 - 1100}{1371 - 748,9} = 0,435;$$

За графіком (Рисунок 2.18) визначаємо витрату охолоджуючого повітря.

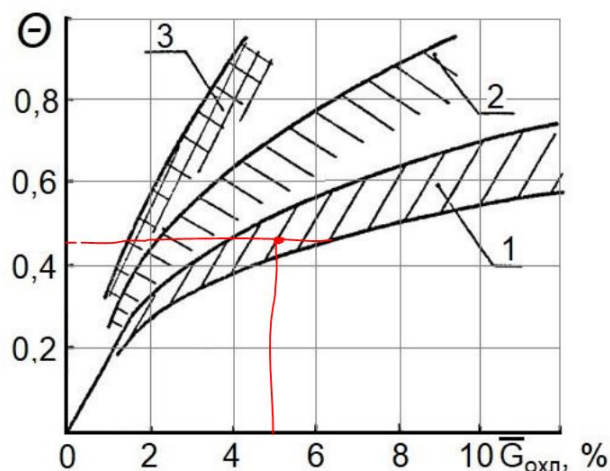


Рисунок 2.18– Визначення необхідної кількості повітря для охолодження

Отже, витрата охолоджуючого повітря  $\overline{G_{\text{охл}}} = 5\%$ .

### 2.10.3 Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішній поверхні лопатки

Еюра зміни коефіцієнта тепловіддачі з обведення профілю наведено на рисунку 2.19. Максимум тепловіддачі знаходиться в точці розгалуження струму на вхідній кромці. Далі по обидва боки профілю принаймні формування ламінарного прикордонного шару коефіцієнт тепловіддачі зменшується, досягаючи мінімуму на відстані  $X_n$  від вхідної кромки в точках початку переходу ламінарної течії в турбулентну.

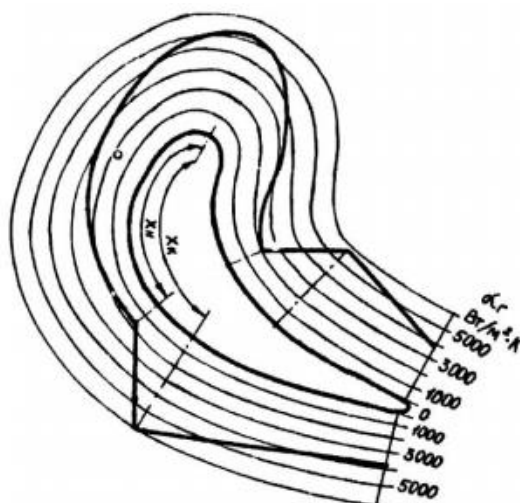


Рисунок 2.19 – Еюра коефіцієнтів тепловіддачі на профілі лопатки.

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі проводиться зазвичай для п'яти ділянок профілю, позначених на рисунку 2.20 цифрами I...V.

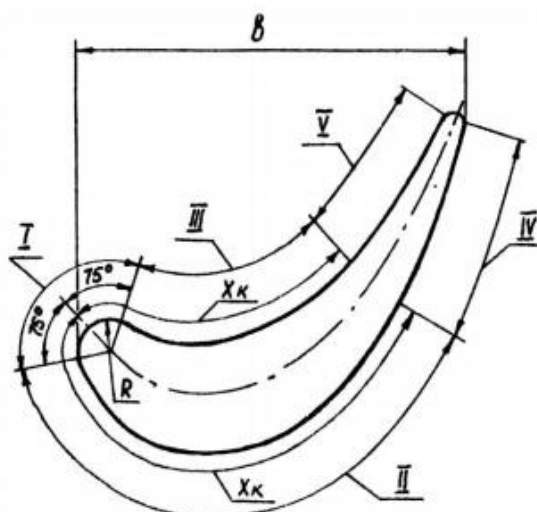


Рисунок 2.20 – Розрахункові ділянки теплообміну.

На кожній ділянці  $\alpha_r$  знаходиться з критеріального рівняння

$$Nu_r = A Re_r^n K_{вр};$$

$$\text{де } Nu_r = L \cdot \alpha_r / \lambda_r; Re_r = \rho_r \cdot W_r \cdot \frac{L}{\mu_r}.$$

Тут  $L$  – характерний розмір ділянки;

$A, n$  – коефіцієнти;

$K_{вр}$  – коефіцієнт, що враховує обертання лопатки;

$D$  – розрахунковий діаметр;

$U$  – окружна швидкість на розрахунковому діаметрі;

$h$  – довжина пера лопатки;

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі на зовнішньому контурі здійснюється в програмі GRU.exe.

В результаті розрахунку автоматично генерується файл (таблицях 2.11 – 2.13) GRUrez.txt.

Таблиця 2.11 – Розрахунок коефіцієнтів зовнішнього теплообміну для втулкового перерізу:

#### РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄТІВ ЗОВНІШНЬОГО ТЕПЛОБМІНУ

Геометричні характеристики профілю:

діаметр вхідної кромки	мм	2.620000
хорда лопатки	мм	27.330000
кут потоку на вході	Град	47.000000
кут потоку на виході	Град	23.460000
довжина лопатки	мм	52.000000
середній діаметр	мм	538.000000

Параметри робочого тіла :

температура	К	T1=	1250.000000	T2=	1250.000000
тиск	МПа	P1=	1.118000	P2=	8.490000E-01
швидкість	м/с	W1=	211.400000	W2=	562.300000
розрахунковий радіус	мм		249.000000		
обороти турбіни	об/мин		15100.000000		

#### РЕЗУЛЬТАТ РОЗРАХУНКУ

коефіцієнтів тепловіддачі по ділянках		
вхідна кромка	7669.531000	Вт/м**2*K
середня частина профілю		
корито	3868.293000	Вт/м**2*K
спинка	3094.634000	Вт/м**2*K
вихідна кромка профілю		
корито	4112.647000	Вт/м**2*K
спинка	3505.445000	Вт/м**2*K

Таблиця 2.12 – Розрахунок коефіцієнтів зовнішнього теплообміну для середнього перерізу:

РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄТІВ ЗОВНІШНЬОГО ТЕПЛООБМІНУ					
Геометричні характеристики профілю:					
діаметр вхідної кромки	мм		2.400000		
хорда лопатки	мм		27.330000		
кут потоку на вході	Град		56.000000		
кут потоку на виході	Град		22.460000		
довжина лопатки	мм		52.000000		
середній діаметр	мм		538.000000		
Параметри робочого тіла :					
температура	К	T1=	1371.450000	T2=	1371.450000
тиск	МПа	P1=	1.118000	P2=	8.490000E-01
швидкість	м/с	W1=	252.600000	W2=	546.900000
		розрахунковий радіус	мм		269.000000
		обороти турбіни	об/хв		15100.000000

РЕЗУЛЬТАТ РОЗРАХУНКУ		
коефіцієнтів тепловіддачі по ділянках		
вхідна кромка	8670.043000	Вт/м**2*K
середня частина профілю		
корито	3570.647000	Вт/м**2*K
спинка	2856.518000	Вт/м**2*K
вихідна кромка профілю		
корито	3964.801000	Вт/м**2*K
спинка	3391.481000	Вт/м**2*K

Таблиця 2.13 – Розрахунок коефіцієнтів зовнішнього теплообміну для периферійного перетину:

РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄТІВ ЗОВНІШНЬОГО ТЕПЛООБМІНУ					
Геометричні характеристики профілю:					
діаметр вхідної кромки	мм		2.180000		
хорда лопатки	мм		27.330000		
кут потоку на вході	Град		73.000000		
кут потоку на виході	Град		21.280000		
довжина лопатки	мм		52.000000		
середній діаметр	мм		538.000000		
Параметри робочого тіла :					
температура	К	T1=	1289.680000	T2=	1289.680000
тиск	МПа	P1=	1.118000	P2=	8.490000E-01
швидкість	м/с	W1=	300.900000	W2=	533.300000
		розрахунковий радіус	мм		290.000000
		обороти турбіни	об/хв		15100.000000

РЕЗУЛЬТАТИ РОЗРАХУНКУ		
коефіцієнтів тепловіддачі по ділянках		
вхідна кромка	9977.782000	Вт/м**2*K
середня частина профілю		
корито	3298.575000	Вт/м**2*K
спинка	2638.860000	Вт/м**2*K
вихідна кромка профілю		
корито	3994.808000	Вт/м**2*K
спинка	3412.089000	Вт/м**2*K



## 2.10.4 Визначення точок переходу ламінарного прикордонного шару в турбулентний

Максимум тепловіддачі знаходиться у точці розгалуження потоку на вхідній кромці. Далі по обидва боки профілю в міру формування ламінарного прикордонного шару коефіцієнт тепловіддачі зменшується, досягаючи мінімуму на відстані  $X_k$  (рисунок 2.21) від вхідної кромки в точках початку переходу ламінарного перебігу в турбулентне. Початок переходу пов'язаний з досягненням критичного значення числа Рейнольдса  $Re_{кр}$ .

Другий максимум тепловіддачі з відривом  $X_k$  від вхідної кромки пов'язані з виникненням турбулентного прикордонного шару.

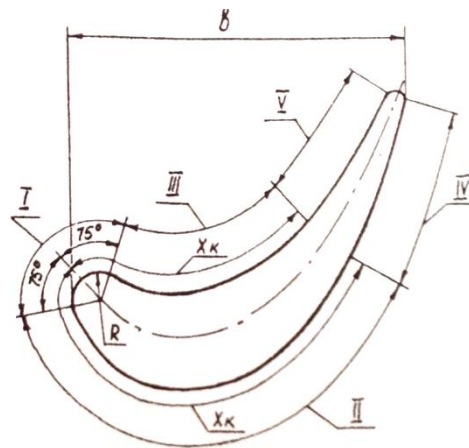


Рисунок 2.21 – Розрахункові ділянки теплообміну

Для визначення точки переходу потоку з ламінарного в турбулентний на профілі лопатки, використовуємо залежність по Рейнольдсу, для  $Re_{кр} = 10^5$ :

$$1,5 \cdot Re_{кр} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma}}{\mu_{\Gamma}} \cdot X_k \cdot$$

Знаходимо  $X_k$ :

$$X_k = 1,5 \cdot Re_{кр} \cdot \frac{\mu_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma} \cdot W_{\Gamma}} \text{ м,}$$

$$X_{k_{\text{вн}}} = 1,5 \cdot 10^5 \frac{50,13}{2,42 \cdot 300,9} = 0,0103 \text{ м,}$$

$$X_{k_{\text{ср}}} = 1,5 \cdot 10^5 \frac{50,13}{2,42 \cdot 252,6} = 0,0123 \text{ м,}$$

$$X_{k_{\text{пер}}} = 1,5 \cdot 10^5 \frac{50,13}{2,42 \cdot 211,4} = 0,0147 \text{ м.}$$

де  $Re_{кр} = 10^5$  – критичне значення числа Рейнольдса, яке відповідає переходу ламінарного перебігу газів турбулентне;

$\mu_r = 50,13 \cdot 10^{-6} \text{ Па} \cdot \text{с}$  – динамічна в'язкість газу. Значення динамічної в'язкості, що залежить від статичної температури на вході в РК  $T_1 = 1360,95 \text{ К}$ , визначаємо на підставі табличних даних.

$W_r$  – відносна швидкість;

$\rho$  – щільність газу.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T};$$

$p_1$  – тиск на вході до РК;

$T_1$  – температура гальмування у відносному русі;

$R = 288 \text{ кг/м}^3$  – питома газова постійна;

$$\rho = \frac{111800}{288 \cdot 1340} = 2,89 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}.$$

### 2.10.5 Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі у каналах охолодження

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі в каналах здійснюється у програмі Grydef.exe.

У порожнині пера лопатки виконано 3 канали, які йдуть по висоті вздовж усієї лопатки.

Величина коефіцієнта тепловіддачі від лопатки до охолоджуючого повітря опрацьовується формою і розмірами каналів системи охолодження і характером течії в них. Перебіг повітря, обумовлений перепадом тиску між входом і виходом з каналів, як правило, турбулентний. Канали в більшості лопаток, у тому числі і в лопатках з дефектом, мають відносну довжину, достатню для того, щоб можна було користуватися критеріальними співвідношеннями для довгих труб.

Коефіцієнт тепловіддачі в каналі  $\alpha_k$  визначається з критеріального рівняння

$$Nu_B = 0.018 Re_B^{0,8} k_\Sigma.$$

В котрому  $Nu_B = \alpha_k \cdot D_k / \lambda_B$ ;  $Re_B = \frac{4G_B}{\mu_B \cdot \Pi_k}$ .

де  $D_k = 4F_k / \Pi_k$ ;

$k_\Sigma = k_1 k_2 k_3 \dots$  – поправки на вплив різних факторів:

$k_1$  – температурний;

$k_2$  – радіус кривизни осі каналу  $R$ ;

$k_3$  – довжина каналу  $L_k$ ;

$k_4$  – поверхня ребер  $F_p$ ;

$k_5$  – наявність турбулізаторів;

$k_6$  – несиметричне знімання тепла;

$k_7$  – обертання каналу.

Вихідними даними для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі у каналах є наступні величини:



## Продовження таблиці 2.15

## РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄТІВ ВНУТРІШНЬОГО ТЕПЛООБМІНУ

характерний розмір каналу	мм	2.950000
площа перерізу каналу	мм**2	8.690000
радіус кривизни каналу	мм	99999.000000
частота обертання	об/хв	15100
Параметри охолоджувача :		
витрата повітря	кг/с	7.000000E-03
температура повітря	К	748.900000
температура стінки	К	1100.000000
тиск у каналі	Па	2050000.000000

КОЕФІЦІЄНТ РЕЗУЛЬТАТ РОЗРАХУНКУ

Г коефіцієнт тепловіддачі 5586.452000 Г

НОМЕР КАНАЛУ = 3

## РОЗРАХУНОК КОЕФІЦІЄТІВ ВНУТРІШНЬОГО ТЕПЛООБМІНУ

характерний розмір каналу	мм	1.680000
площа перерізу каналу	мм**2	6.000000
радіус кривизни каналу	мм	99999.000000
частота обертів	об/хв	15100
Параметри охолоджувача :		
витрата повітря	кг/с	5.000000E-03
температура повітря	К	748.900000
температура стінки	К	1100.000000
тиск у каналі	Па	2050000.000000

КОЕФІЦІЄНТ РЕЗУЛЬТАТ РОЗРАХУНКУ

Г коефіцієнт тепловіддачі 6164.896000 Г

НОМЕР КАНАЛУ = 3

**2.10.6 Побудова моделі лопатки**

Як дані для побудови лопатки взяті з газодинамічного розрахунку турбіни проектуваного двигуна, а також розрахунку та побудови решіток профілів лопатки РК ТВТ.

Основні дані для побудови робочої лопатки 1-го ступеня турбіни ротора високого тиску з хвостовиком: хорда профілю; висота лопатки; лопаткові кути входу та виходу; кут установки профілю; діаметри кореневого, середнього та периферійного перерізів;

Ескізи побудови (периферійний перетин, втулковий переріз і кореневий перетин) та розрахункова модель лопатки показана на рисунках 2.21 – 2.25

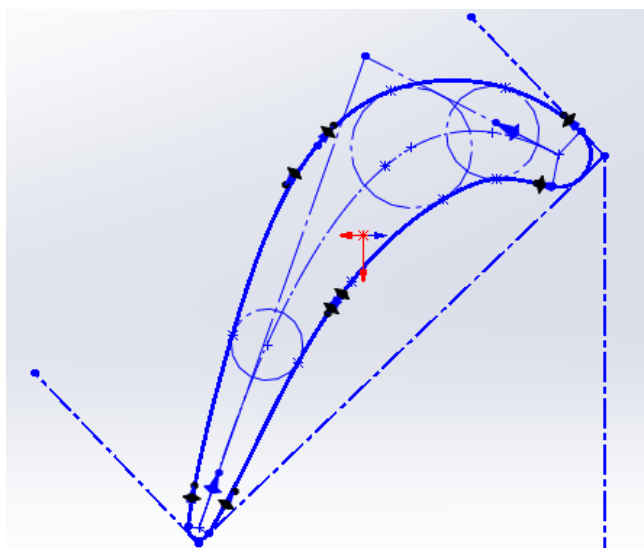


Рисунок 2.22 – Ескіз периферійного перетину.

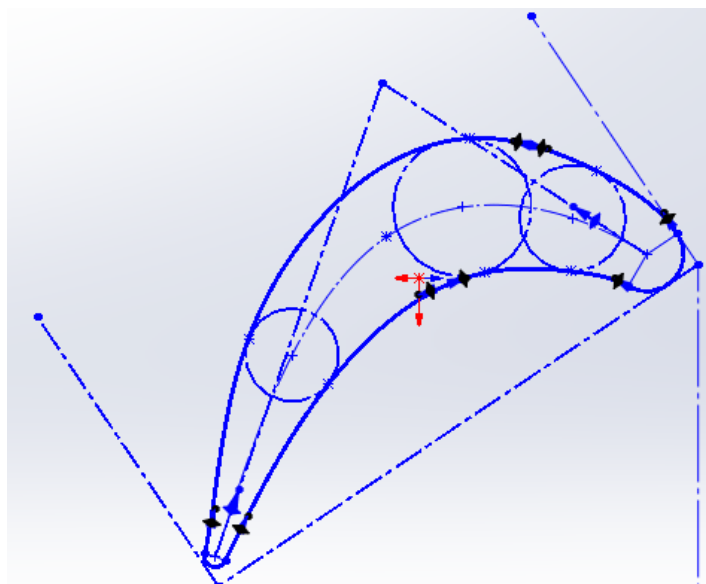


Рисунок 2.23 – Ескіз середнього перерізу.

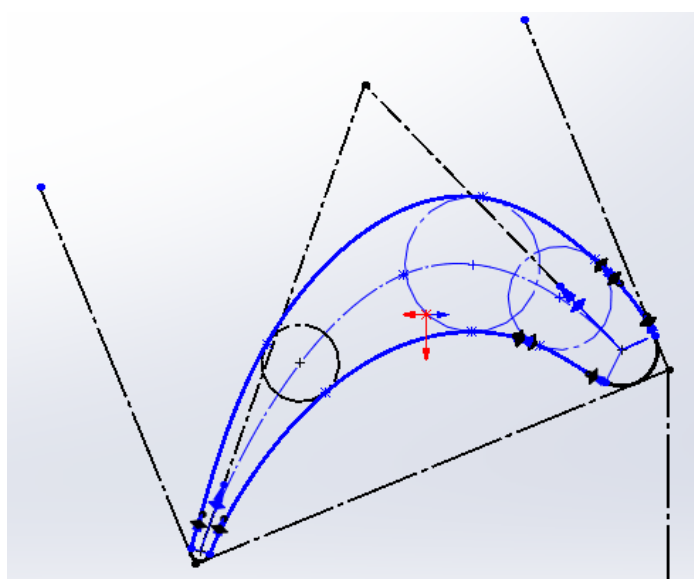


Рисунок 2.24 – Ескіз втулкового перерізу.

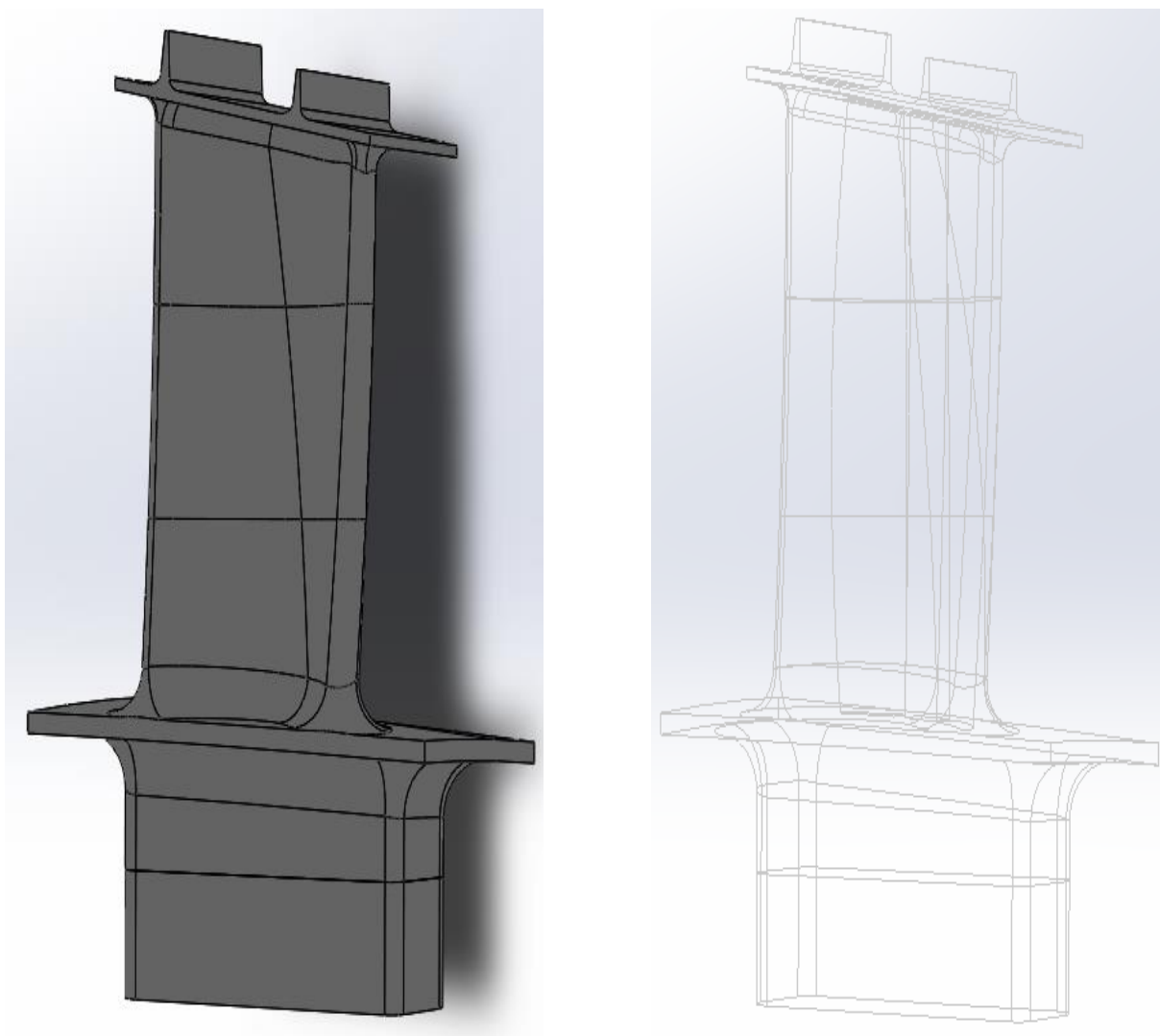


Рисунок 2.25 – Розрахункова модель лопатки

Після побудови розрахункової моделі, лопатка була розділена на 3 ділянки за висотою та на 5 ділянок за профілем лопатки (включаючи вхідну кромку).

Як матеріал був прийнятий матеріал ЖС-6К, властивості даного матеріалу представлені на рисунку 2.26.

Свойство	Значение	Единицы измерения
Модуль упругости	Температурно-зависимый	Н/м <sup>2</sup>
Коэффициент Пуассона	0.34	Не применимо
Модуль сдвига	6.7e+10	Н/м <sup>2</sup>
Массовая плотность	8800	кг/м <sup>3</sup>
Предел прочности при растяжении	448081000	Н/м <sup>2</sup>
Предел прочности при сжатии		Н/м <sup>2</sup>
Предел текучести	263	Н/м <sup>2</sup>
Коэффициент теплового расширения	Температурно-зависимый	/К
Теплопроводность	26	W/(м·К)

Рисунок 2.26 – Властивості матеріалу ЖС-6К.

### 2.10.7 Визначення теплового стану деталі

Знаючи всі коефіцієнти тепловіддачі та температури, які впливають на різні ділянки лопатки, порахуємо тепловий стан деталі.

На рисунку 2.27 показана модель лопатки з прикладеними до неї коефіцієнтами тепловіддачі та температурами.

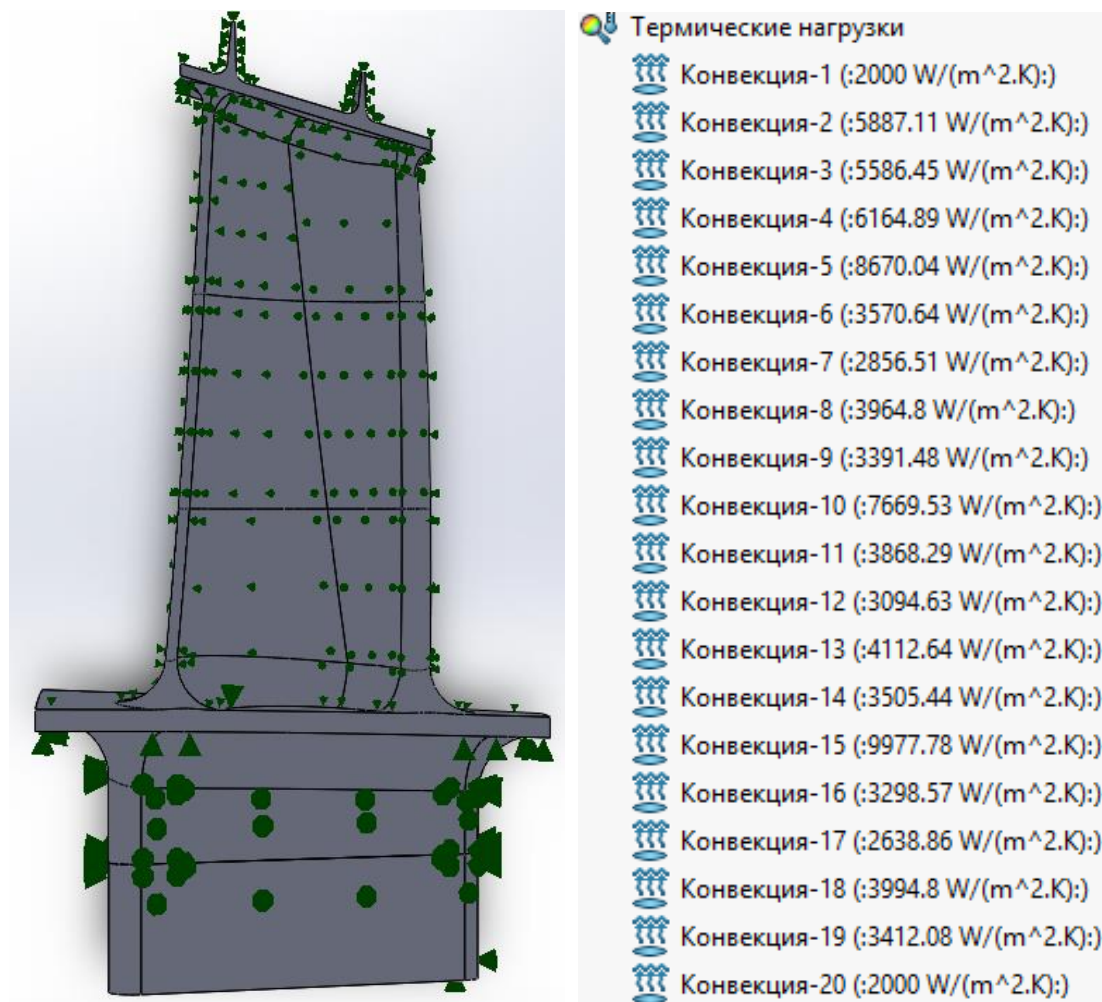


Рисунок 2.27 – Термічні навантаження.

Далі для виконання термічного розрахунку, потрібно побудувати сітку на розрахунковій моделі. Сітка показана на рисунку 2.28, та її параметри показані на рисунку 2.29.

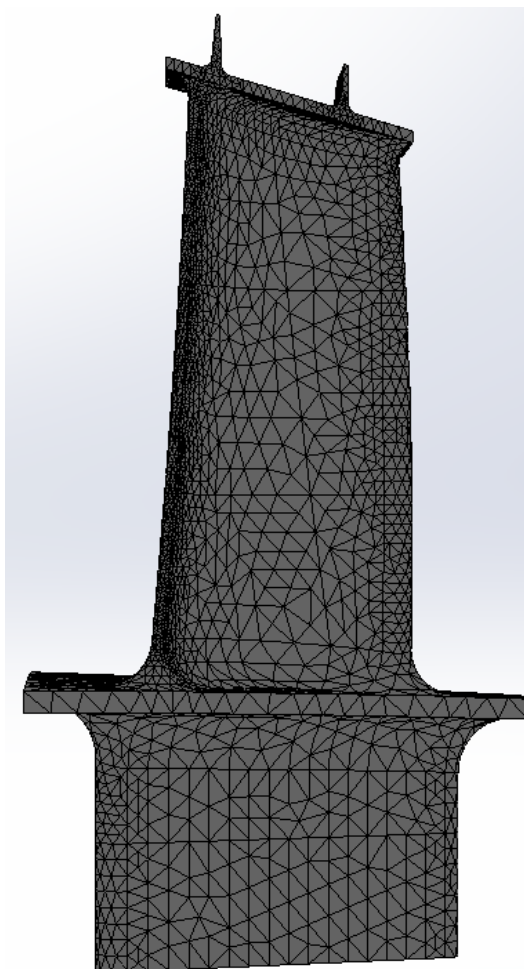


Рисунок 2.28 – Розрахункова сітка.

Сетка Детализация	
Имя исследования	Термическая 1 (-По умолчанию-)
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение	Сетка на основе кривизны
Точки Якобиана	4 точек
Макс. размер элемента	2.42412 mm
Мин. размер элемента	0.484824 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	138247
Всего элементов	83597
Максимальное соотношение сторон	17.818
Процент элементов с соотношением сторон < 3	88.3
Процент элементов с соотношением сторон > 10	0.0502
% искаженных элементов (якобиан)	0
Заново создать сетку из неудавшихся деталей с несовместимой сеткой	Выкл
Время для завершения сетки (hh:mm:ss)	00:00:11

Рисунок 2.29 – Параметры сетки.



Результатом розрахунку є отримання температурного поля. Найбільш гаряча точка знаходиться в середньому перерізі на вихідній кромці. Зв'язано це з тим, що в середньому перерізі температури лопатки, що гріють, вище ніж у кореновому і периферійному, а також те, що вихідна кромка недостатньо ефективно охолоджується потоком повітря, так як охолодні канали знаходяться на відстані від неї. Розподіл полів температур по лопатці показано на рисунку 2.30.

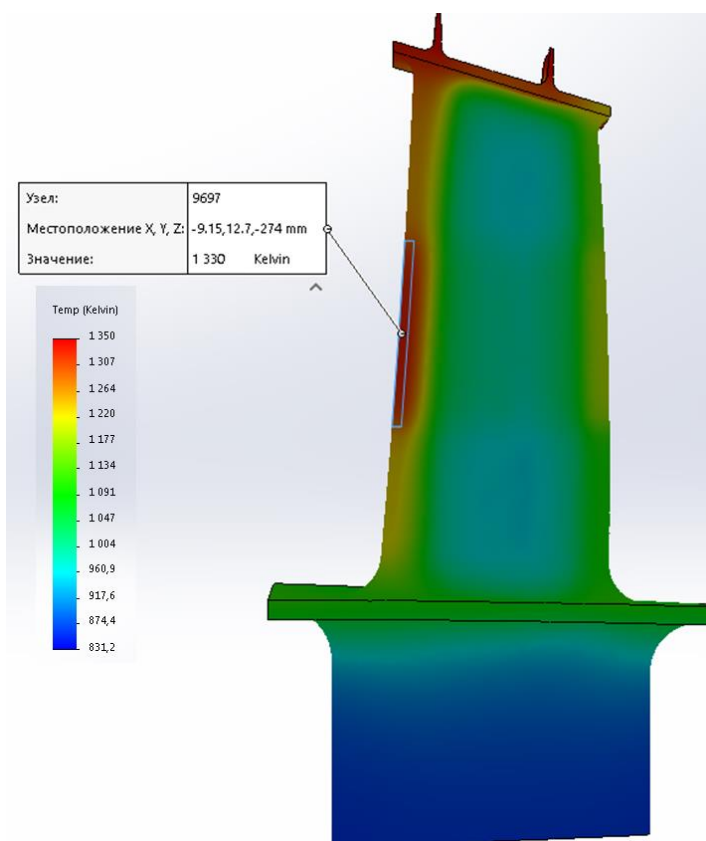


Рисунок 2.30 – Розподіл полів температури по лопатці.

### 2.10.8 Аналіз міцності лопатки з урахуванням її теплового стану

Основними зовнішніми навантаженнями при аналізі міцності деталі є відцентрова сила (задана обертами ротора) і тиском на корите лопатки.

Закріплення лопатки відбувається по плоских поверхнях хвостовика, а також по кількох його точках. Це дозволяє зафіксувати лопатку при проведенні аналізу міцності лопатки з урахуванням її теплового стану.

Сітку, матеріал і температурне поле переносимо з попереднього розрахунку, так як при розрахунку на міцність потрібно врахувати термічні навантаження, що діють на лопатку. Дані щодо кріплення лопатки показані на рисунку 2.31

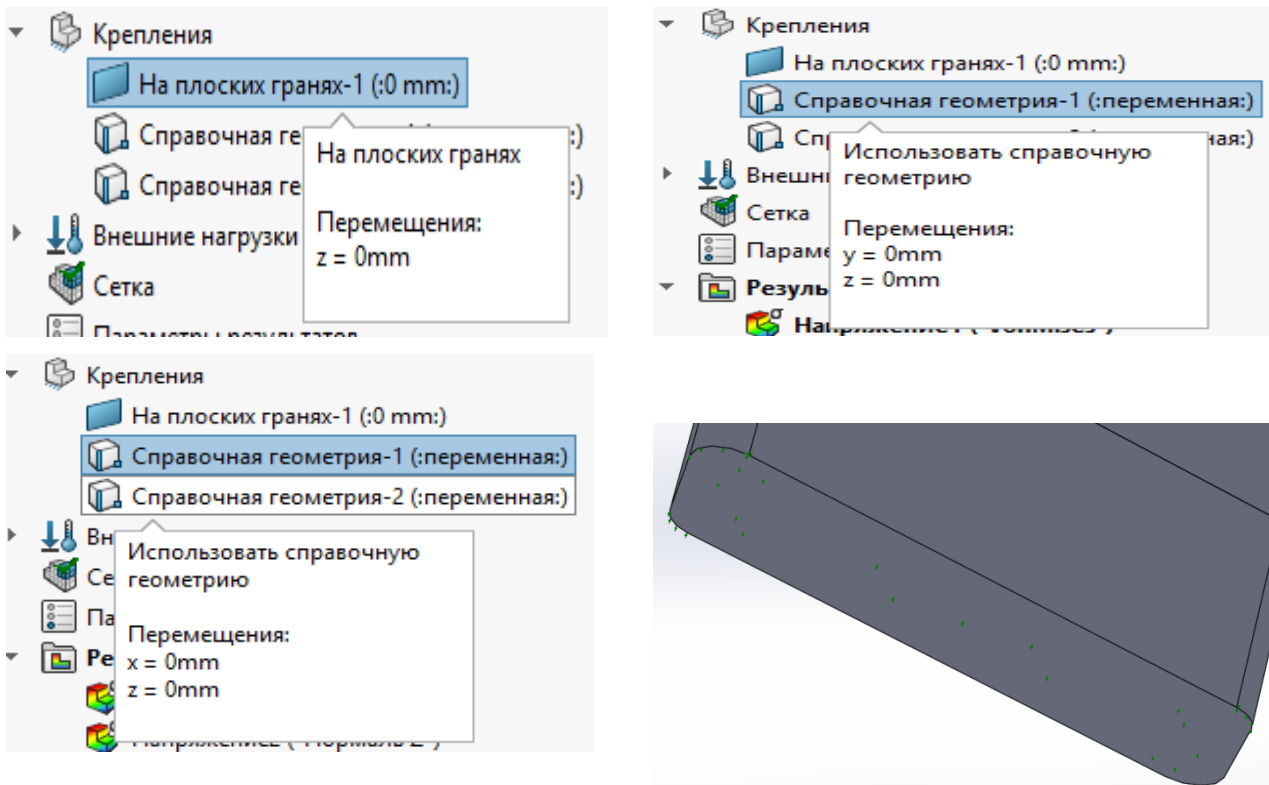


Рисунок 2.31 – Дані по кріпленням лопатки.

Результатом розрахунку міцності є отримання трьох епюр - напруги, переміщення і деформації. По цих епюр можна визначити найбільш слабкий ділянку в конструкції лопатки а також визначити чи оптимальний спосіб охолодження був обраний спочатку. На рисунку 2.32 показана епюра напруг.

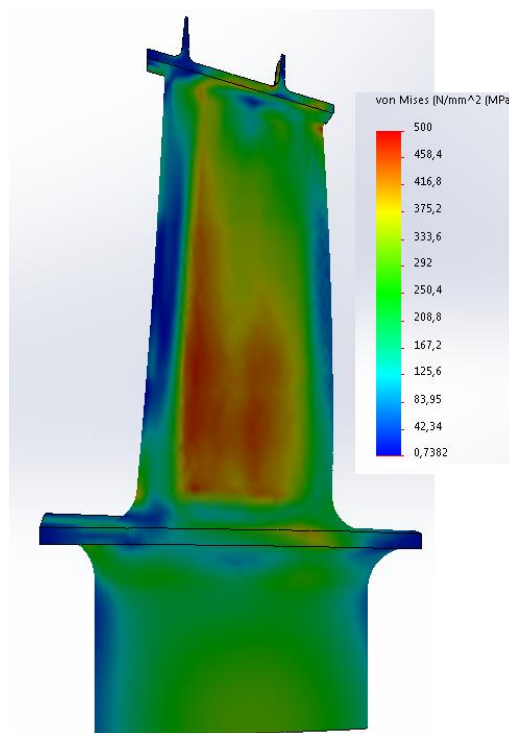


Рисунок 2.32 – Напруги, що виникають у лопатці.

### 2.10.9 Аналіз термонапруженого стану лопатки

Для проведення аналізу термонапруженого стану лопатки необхідно порівняти розподіл напруг у найбільш небезпечній кореневій частині лопатки з гранично допустимим матеріалом.

Для цього із програми Solidworks були експортовані файли з цікавими даними у вузлах звичайно - елементної моделі:

- $T$  [К] – температура вузла;
- $\bar{\sigma}_{\text{ekv}}$  – еквівалентна напруга у вузлі;
- $\bar{\sigma}_N$  – нормальні напруження у вузлі.

Після цього використовуючи табличні дані про матеріал ЖС-6К (рисунок 2.33), використовуємо сто годинну межу міцності матеріалу. Описуємо криву допустимої напруги через дві функції. Перша - лінійно описує характер зміни міцності матеріалу від температури від 293 К до 1073 К. Друга – поліномінальна, що характеризує матеріал на ділянці від 1073 К до 1323 К. Після – порівнюємо отримані результати з допустимими напругами (Рисунок 2.34-2.35).

Марка	T, К	$E \cdot 10^{-5}$ , МПа	$\sigma_{100}$ , МПа	$\sigma_{200}$ , МПа	$\sigma_{500}$ , МПа	$\lambda$ , Вт/(м·К)	$\beta \cdot 10^5$ , 1/К
ЖС6-К	1000	1,57	670	635	580	21,9	14,3
	1100	1,42	455	435	355	23,7	14,8
	1200	1,25	275	263	180	26,0	15,5
	1300	1,13	128	113	-	28,2	16,4
	1350	1,05	65	50	-	-	-

Рисунок 2.33 – Табличні дані матеріалу ЖС-6К.

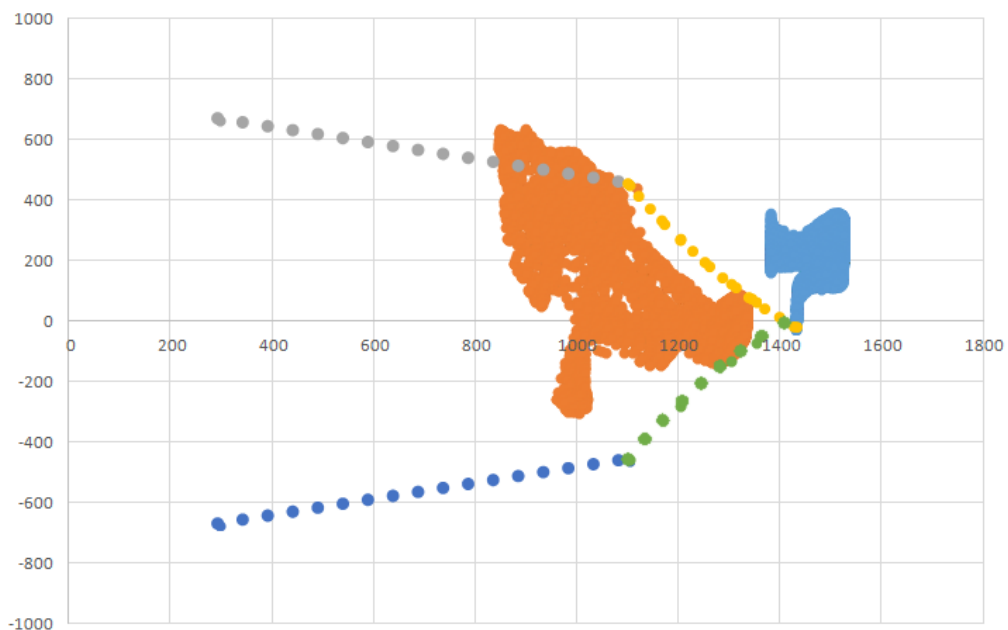


Рисунок 2.34 – Порівняння отриманої напруги з допустимими у матеріала ЖС-6К.

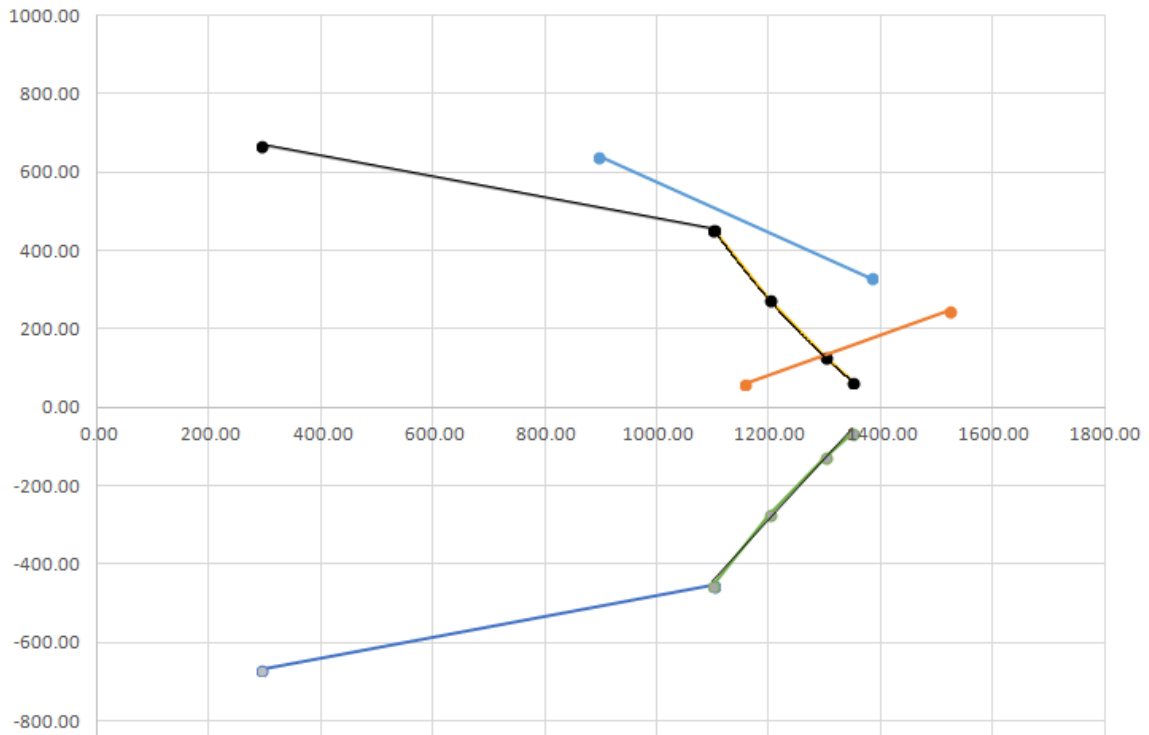


Рисунок 2.35 – Порівняння отриманої напруги з допустимими у матеріала ЖС-6К.

На рисунку 2.34-2.35 показані розподілу температур і напруг для охолоджуваного варіанта лопатки і неохолоджуваного щодо меж допустимої міцності. Після побудови ліній «помаранчева» (охолоджуваний варіант) і «синя» (неохолоджуваний варіант) можна оцінити вплив температурних напружень на найбільш небезпечні точки охолоджуваного та неохолоджуваного варіантів лопатки. Так як велика кількість точок знаходяться за межами міцності прийнятого матеріалу, з цього можна зробити висновок, що потрібно або змінювати тип охолодження лопатки з конвективного на конвективно-загороджувальне, або на пористе охолодження, або змінювати матеріал з якого виготовляються лопатка. Змінюємо матеріал лопатки із ЖС-6К, на ЖС-30. Характеристики міцності матеріалу ЖС-30 представлені на рисунку 2.36.

Марка сплава или стали	$\rho$ , кг/м <sup>3</sup>	Тем- пература, t °C	$\sigma_s$ , МПа	$\sigma_{0.2}$ , МПа	$\sigma_{0.2/100}$ , МПа	$\sigma_{s/100}$ , МПа	$\sigma_{-1}$ , МПа	$E \cdot 10^{-5}$ , МПа	$\alpha \cdot 10^6$ , 1/K
ЖС30	8650	20	980			-		1,40	11,6
		700	-			900		-	-
		900	1060			750		1,00	13,9
		1000	765			600		0,91	14,6
		1050	610					0,85	15,2
		1100	435					0,80	15,8

Рисунок 2.36 – Характеристики міцності матеріалу ЖС-30.

Далі, щоб мати можливість оцінити доцільність внесених змін, повторюємо побудову попередніх графіків, але вже з урахуванням зміненого матеріалу. Графіки показані на рисунку 2.37

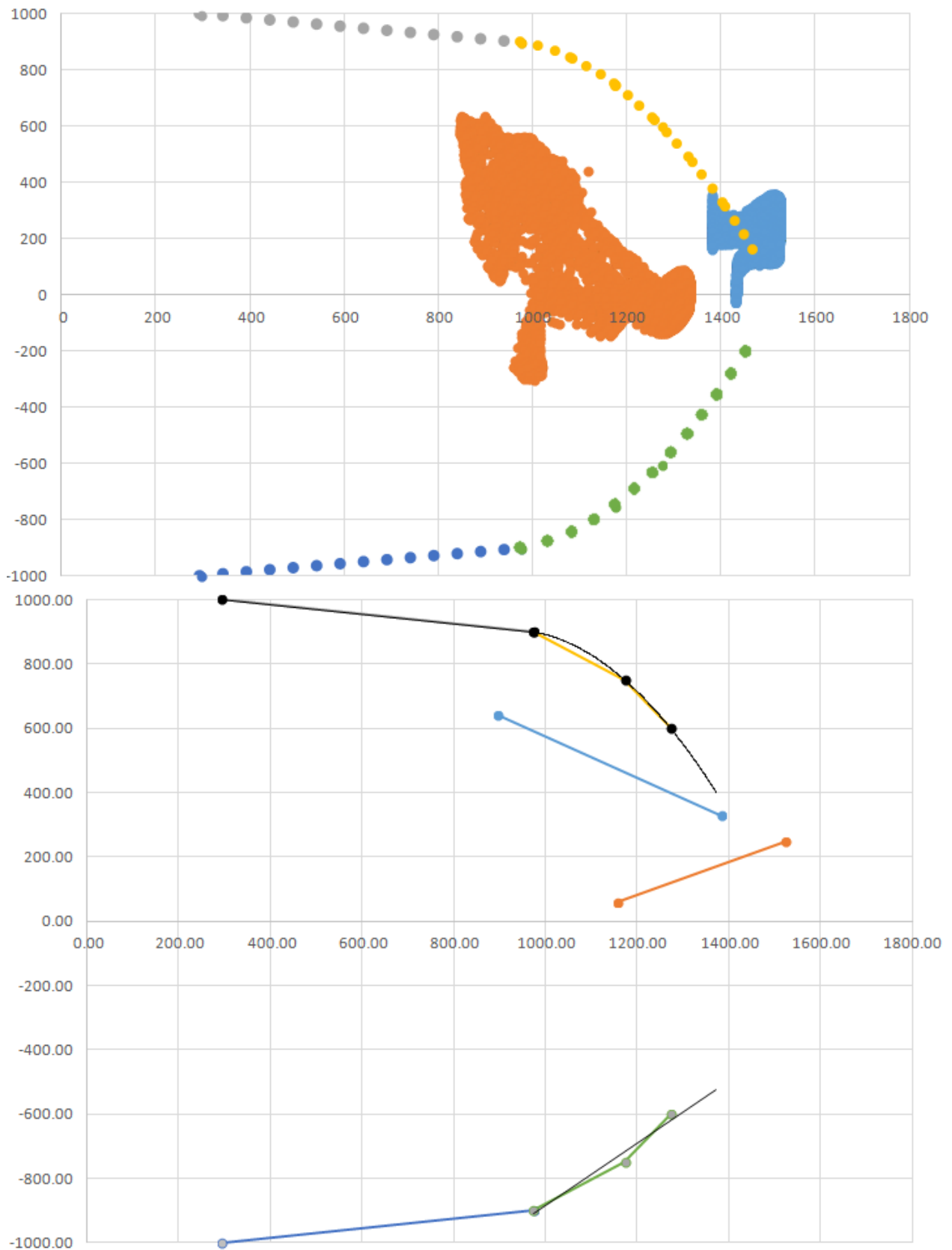


Рисунок 2.37 – Порівняння отриманих напруг з допустимими у матеріалі ЖС-30.

Далі в таблиці 2.16 наведено параметри найбільш навантажених вузлів в охолоджуваному та неохолоджуваному варіантах лопатки.

Таблиця 2.16 – Таблиця параметрів найбільш навантажених вузлів в охолоджуваному та неохолоджуваному варіантах лопатки.

Охолоджуваний варіант лопатки					
Номер вузла	T, К	$\sigma_{ekv}$ , МПа	$\sigma_n$ , МПа	$\sigma_{100}$ , (ЖС-30), МПа	k, запас міцності
11928	1382	242,98	328,7	379,12	1,37
11928	895,8	533,5	640,8	911,23	1,42
Неохолоджуваний варіант лопатки					
Номер вузла	T, К	$\sigma_{ekv}$ , МПа	$\sigma_n$ , МПа	$\sigma_{100}$ , (ЖС-30), МПа	k, запас міцності
33389	1525	267,93	248,6	135,1	1,17
33389	1159	109,8	60,08	766,58	12,76

З рисунка 2.37 видно, що зміна матеріалу лопатки призвела до того, що лопатка витримає потрібні напруги. При застосуванні матеріалу ЖС-6К мінімальний запас міцності дорівнював  $k=0,79$ , що не відповідає нормам, що пред'являються ( $k \geq 1,3$ ). Після заміни матеріалу лопатки на ЖС-30 мінімальний запас міцності став дорівнювати  $k=1,37$ , що відповідає нормам, що пред'являються до коефіцієнта запасу міцності.

**Висновок:** виходячи з температурного розрахунку задня кромка лопатки має недостатнє охолодження, тому її температура 1330К, а максимально допустимою є температура 1350К. Це говорить про те, що температура лопатки в допустимих межах, проте температуру роботи лопатки переважно було б знизити. Було проведено аналіз напруг лопатки у таких випадках: за відсутності охолодження; за наявності охолодження та використання матеріалу ЖС-6К; за наявності охолодження та використання матеріалу ЖС-30. При використанні матеріалу ЖС-6К не вдалося досягти забезпечення необхідних коефіцієнтів запасу міцності ( $k = 0,79$ ), проаналізувавши розподіл напруг по лопатці, були зроблені висновки, що в даній моделі товщина стінок є не достатньою, що знижує її жорсткість і відповідно підвищує напругу. Також це може бути пов'язано з відсутністю поздовжніх ребер охолодження в каналах, як у прототипі, що додатково знижує температуру і підвищує жорсткість. У зв'язку з перерахованим вище був проведений аналіз напруг лопатки з використанням охолодження і з використанням матеріалу ЖС-30. Аналіз показав, що в розрахунковій точці мінімальний запас коефіцієнта міцності становить  $k=1,37$ , що відповідає вимогам, що висуваються.

## 2.11 Розрахунок диску ТВТ із застосуванням пакета програми ANSYS

### 2.11.1 Створення геометричної моделі диска трдд і його оточення

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

При створенні геометричної моделі необхідно враховувати, що віссю симетрії диска повинна бути вісь ОУ. Виконання цієї умови необхідно для того, щоб в подальшому не вдаватися до завдання додаткових умов, так як в програмному комплексі Ansys при завданні властивості осьосиметрії за замовчуванням віссю симетрії прийнята ОУ.

З початку в програмі КОМПАС-3D готуємо ескіз кожної плоскої деталі з урахуванням умов і припущень. При цьому слід переконатися, що немає дублювання ліній або їх накладення. Кожен ескіз слід зберегти у форматі .igs, попередньо скоординувавши їх взаємне розташування для спрощення складання.

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

Для створення плоскої поверхні, використовуючи контекстне меню програми, виконуються наступні дії: insert – surface – Planar, після чого необхідно вибрати ескіз деталі.

Перед імпортуванням геометрії в програмний комплекс ANSYS виконується складання плоских деталей у програмі SolidWorks.

Для імпортування геометрії в програмний комплекс Ansys створену геометричну модель необхідно зберегти у форматі x\_t.

Геометрична модель диска і його оточення, перетворених з урахуванням описаних вище вимог, зображена на рис. 2.38.

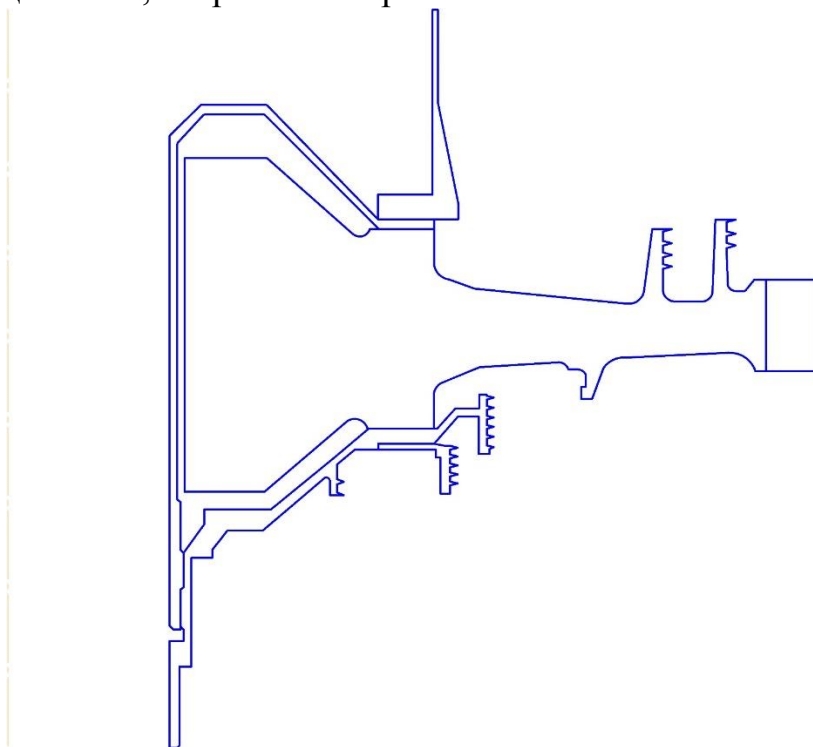


Рисунок 2.38 – Геометрична модель диска і оточення

### 2.11.2 Призначення матеріалів диска і прилеглих деталей

Диск, покривний диск і фіксатор лопаток виготовлені з матеріалу ЭИ742ИД, прилегли деталі виготовлені з матеріалу ЭИ-961.

Для розрахунку термонапряженого стану в нестационарній постановці диска необхідно задати фізичні властивості матеріалів. Основні властивості, необхідні для проведення розрахунку, представлені в таблицях 2.17 та 2.18.

Призначення властивостей матеріалів виробляємо з допомогою модуля Engineering data.

Для замкової частини лопатки призначення властивостей ортотропного матеріалу необхідний попередній розрахунок. Приймаємо модуль пружності уздовж осі  $Oz$  (в окружному напрямку) в 1000 разів менше, ніж модуль пружності в інших напрямку, а коефіцієнти Пуассона  $\mu_{yz}$  і  $\mu_{xz}$  рівними 0.

Розрахуємо модулі зсуву для даного матеріалу за формулами:

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

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

$E_x$ ,  $E_z$  – модулі пружності за різними напрямками,

$\mu$  – коефіцієнт Пуассона, у даному розрахунку для всіх напрямів приймається 0,3.

Таблиця 2.17 – Властивості матеріалу 40ХНМА

ei 961: Elasticity				
Temperature [K]	Young'S Modulus [M Pa]	Poisson'S Ratio	Bulk Modulus [M Pa]	Shear Modulus [M Pa]
293,15	20000	0,30000	16667	7692,3
573,15	17500	0,30000	14583	6730,8
673,15	16500	0,30000	13750	6346,2
723,15	15700	0,30000	13083	6038,5
773,15	14500	0,30000	12083	5576,9
823,15	12500	0,30000	10417	4807,7

ei 961: Coefficient of Thermal Expansion	
Temperature [K]	Coefficient Of Thermal Expansion [1/K]
293,15	1,1e-05
373,15	1,17e-05
473,15	1,22e-05
573,15	1,33e-05
673,15	1,33e-05
773,15	1,33e-05

ei 961: Specific Heat	
Temperature [K]	Specific Heat [M J/Kg·K]
293,15	4,19e+05
373,15	4,19e+05
473,15	4,61e+05
573,15	5,08e+05
673,15	5,87e+05
773,15	6,71e+05



Продовження Таблиці 2.17

ei 961: Thermal Conductivity	
Temperature [K]	Thermal Conductivity [W/Mm-K]
298,15	0,021000
373,15	0,022200
473,15	0,023900
573,15	0,025600
673,15	0,027200
773,15	0,028100
873,15	0,028500
973,15	0,028900

Таблиця 2.18 – Властивості матеріалу EI-742ИД

EP742ID: Elasticity				
Temperature [°C]	Young'S Modulus [M Pa]	Poisson'S Ratio	Bulk Modulus [M Pa]	Shear Modulus [M Pa]
20,000	2e+05	0,30000	1,6667e+05	76923
400,00	1,9e+05	0,30000	1,5833e+05	73077
500,00	1,84e+05	0,30000	1,5333e+05	70769
600,00	1,73e+05	0,30000	1,4417e+05	66538
700,00	1,55e+05	0,30000	1,2917e+05	59615
800,00	1,46e+05	0,30000	1,2167e+05	56154

EP742ID: Coefficient of Thermal Expansion		EP742ID: Specific Heat	
Temperature [°C]	Coefficient Of Thermal Expansion [1/°C]	Temperature [°C]	Specific Heat [M J/Kg-°C]
20,000	1,25e-05	20,000	4,25e+05
400,00	1,37e-05	100,00	4,5e+05
500,00	1,4e-05	200,00	4,75e+05
600,00	1,44e-05	300,00	5e+05
700,00	1,48e-05	400,00	5,25e+05
800,00	1,54e-05	500,00	5,5e+05
		600,00	5,75e+05
		700,00	5,9e+05

Продовження таблиці 2.18

EP742ID: Thermal Conductivity	
Temperature [°C]	Thermal Conductivity [W/Mm·°C]
20,00	0,010500
100,00	0,011300
200,00	0,012600
300,00	0,013800
400,00	0,015100
500,00	0,016700
600,00	0,018000
700,00	0,019300

Виконуємо перерахунок ортотропних властивостей, данні заносимо в таблицю 2.19:

$$E := \begin{pmatrix} 200000000000 \\ 190000000000 \\ 184000000000 \\ 173000000000 \\ 155000000000 \\ 146000000000 \end{pmatrix}$$

$$E_x := E \quad E_y := E \quad E_z := E \cdot 10^{-3} \quad \mu := 0.3 \quad \mu_{xy} := \mu \quad \mu_{yz} := 0 \quad \mu_{zx} := 0$$

$$G_{xy} := \frac{E_x}{2 + 2\mu_{xy}} \quad G_{yz} := \frac{E_z}{2 + 2\mu_{yz}} \quad G_{zx} := G_{yz} \quad +$$

$$E_z = \begin{pmatrix} 2 \times 10^8 \\ 1.9 \times 10^8 \\ 1.84 \times 10^8 \\ 1.73 \times 10^8 \\ 1.55 \times 10^8 \\ 1.46 \times 10^8 \end{pmatrix} \quad G_{xy} = \begin{pmatrix} 7.692 \times 10^{10} \\ 7.308 \times 10^{10} \\ 7.077 \times 10^{10} \\ 6.654 \times 10^{10} \\ 5.962 \times 10^{10} \\ 5.615 \times 10^{10} \end{pmatrix} \quad G_{yz} = \begin{pmatrix} 1 \times 10^8 \\ 9.5 \times 10^7 \\ 9.2 \times 10^7 \\ 8.65 \times 10^7 \\ 7.75 \times 10^7 \\ 7.3 \times 10^7 \end{pmatrix}$$

Таблица 2.19 – Ортоотропные влаивости материалу диска

EP742IDforlockpart: Elasticity						
Temperatu...	Young'S Modulus X...	Young'S Modulus Y...	Young'S Modulus Z...	Poisson'S Ratio X...	Poisson'S Ratio Y...	Poisson'S Ratio X Z
20,000	2e+05	2e+05	200,00	0,30000	0	0
400,00	1,9e+05	1,9e+05	190,00	0,30000	0	0
500,00	1,84e+05	1,84e+05	184,00	0,30000	0	0
600,00	1,73e+05	1,73e+05	173,00	0,30000	0	0
700,00	1,55e+05	1,55e+05	155,00	0,30000	0	0
800,00	1,46e+05	1,46e+05	146,00	0,30000	0	0

Shear Modulus X Y [M Pa]	Shear Modulus Y Z [M Pa]	Shear Modulus X Z [M Pa]
76920	100,00	100,00
73080	95,000	95,000
70770	92,000	92,000
66540	86,500	86,500
59620	77,500	77,500
56150	73,000	73,000

### 2.11.3 Визначення кроків навантаження, часових кроків і залежності відносної частоти обертання від коефіцієнта тяги згідно опц

Двигуни типу Д-36 применяются на середньомагістральних транспортних і пасажирських літаках. Узагальнений польотний цикл для таких літаків має вигляд, представлений на рис. 2.39.

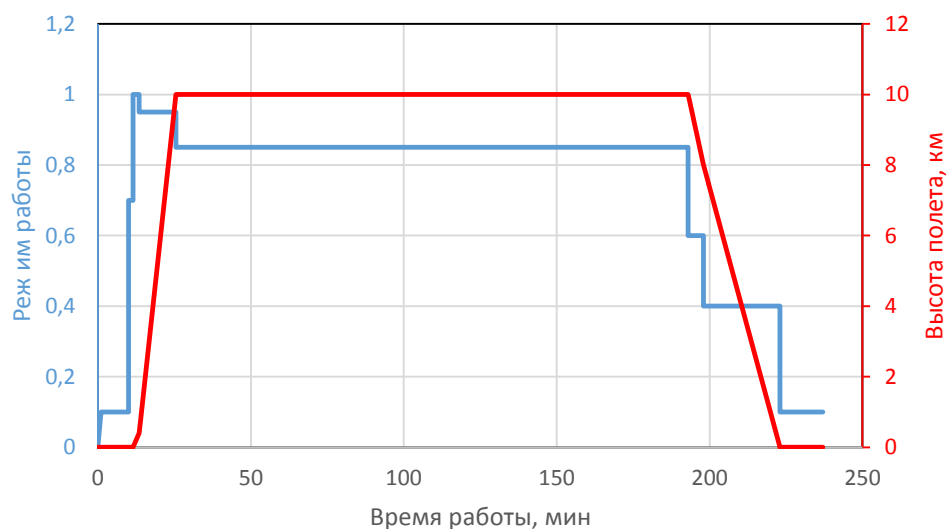


Рисунок 2.39 – Узагальнений польотний цикл для транспортного літака (вказаний режим по тязі двигуна)

Кожна точка, що відповідає зміні режиму роботи, є підставою для вибору її як то навантаження. Для ділянок між кроками навантаження необхідно позначити часовий кр

Також для зменшення часу розрахунку в ANSYS тривалі ділянки між кроками навантаження можна розбити на кілька більш менших з позначенням порівняно невеликих часових кроків для неустановившогося режиму і великих - де температурне поле більш змінюється з меншим градієнтом.

Як видно з рисунку 2.39, двигун працює на 6-ти режимах, серед яких малий газ (МГ), 0.4 ном, 0,7 ном, максимальний крейсерський (МК), максимальні тривалий (МП) зліт (тах). Для двигуна-прототипу Д-36 встановлені наступні значення частот обертання ротора для кожного режиму занесені Таблицю 2.20 :

Таблиця 2.20 – Частоти обертання для режимів роботи

<b>Режим</b>	<b>Вал (Б/с)</b>	<b>МП</b>	<b>Макс. Крейс</b>	<b>0,7 НОМ</b>	<b>0.4 НОМ</b>	<b>МГ</b>
<b>Вал / Валовий %</b>	<b>100</b>	<b>95</b>	<b>93</b>	<b>92</b>	<b>90</b>	<b>67</b>

#### 2.11.4 Розрахунок граничних умов теплообміну

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

Розбиваємо збірку диска і прилеглих деталей на ділянки для моделювання граничних умов теплообміну з метою визначити тепловий стан даного сайту. Схема поділу диска і прилеглих деталей на ділянки із зазначенням середнього радіусу кожної ділянки показана на рис. 2.40.

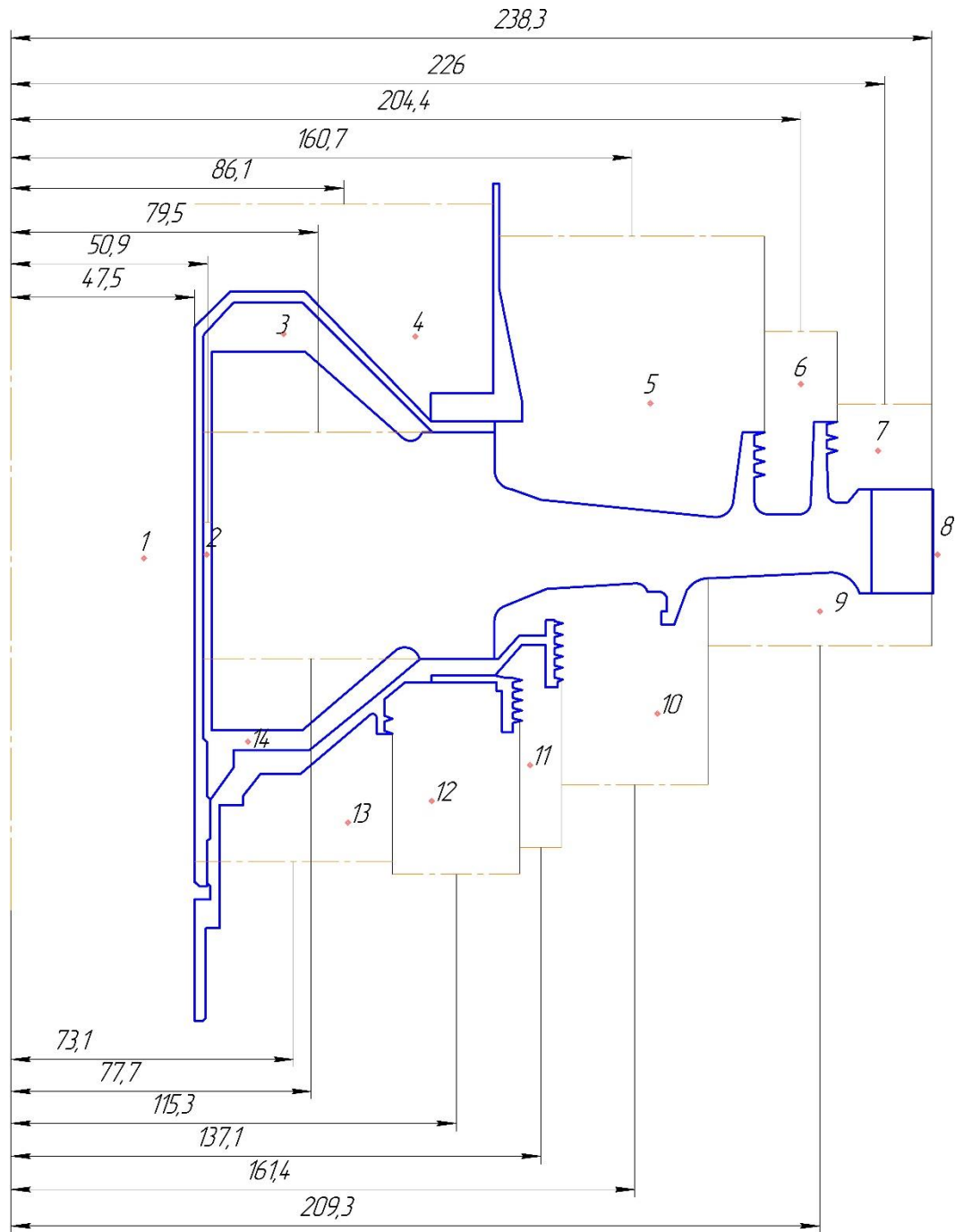


Рисунок 2.40– Схема теплового навантаження диска турбіни

### 2.11.5 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;

$n_{\text{ВД}}$  – оберти турбіни високого тиску, про/хв;

$R_c$  – середній радіус і-го ділянки, на які був розбитий диск, м

$Z_p = -1,7287 \cdot 10^{-7} T_{\text{КВД}}^3 + 4,1509 \cdot 10^{-4} T_{\text{КВД}}^2 - 1,0764 \cdot 10^{-1} T_{\text{КВД}} + 1004,6$  – теплоємність повітря, [Дж/(кг·К)].

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

## 2. Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі.

Коефіцієнти тепловіддачі розраховують для кожного перерізу по співвідношенню:

$$\alpha = \frac{Nu}{R_3} \lambda, (4)$$

де  $Nu = 0,0207 \cdot Re_{\omega}^{0.8}$  – число Нуссельта;

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

$\rho = \frac{P}{R T_c}$  – щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$P, T_c$  – тиск і температура повітря в розрахунковому перерізі, Па, До;

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

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

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

## 3. Отримані результати зводимо в таблицю 2.21

Таблиця 2.21 - результат аналізу кровітаты розрахунку граничних умов теплообміну на базовому режимі роботи

$N_{\text{січ}}$	$R, \text{ м}$	$U, \text{ м/с}$	$T_3, \text{ До}$	$\mu, \text{ Па}\cdot\text{с}$	$\lambda, \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$	$\rho, \text{ кг/м}^3$	$Re$	$Nu$	$\alpha, \text{ Вт/(м}^2 \text{ град)}$	$T_3, \text{ }^\circ\text{C}$
1	0,0475	75	760	3,40 E-05	0,0512	9,44	9,91 E+05	1,30 E+03	1397	487
2	0,0509	80	760	3,40 E-05	0,0512	9,43	1,14 E+06	1,45 E+03	1456	487
3	0,0794	126	764	3,41 E-05	0,0514	9,38	2,74 E+06	2,93 E+03	1895	491
4	0,08613	136	766	3,41 E-05	0,0514	9,36	3,22 E+06	3,33 E+03	1988	493
5	0,1607	254	787	3,47 E-05	0,0524	9,11	1,07 E+07	8,71 E+03	2843	514
6	0,2044	323	805	3,52 E-05	0,0533	8,90	1,67 E+07	1,24 E+04	3239	532
7	0,226	357	816	3,55 E-05	0,0538	8,79	2,00 E+07	1,43 E+04	3414	543
8	0,2383	377	877	3,73 E-05	0,0569	8,17	1,97 E+07	1,42 E+04	3380	604
9	0,2093	331	807	3,53 E-05	0,0534	8,88	1,74 E+07	1,29 E+04	3280	534
10	0,1614	255	787	3,47 E-05	0,0524	9,11	1,08 E+07	8,77 E+03	2850	514
11	0,1371	217	779	3,45 E-05	0,0521	9,20	7,93 E+06	6,85 E+03	2600	506
12	0,11525	182	772	3,43 E-05	0,0518	9,28	5,68 E+06	5,24 E+03	2355	499
13	0,0731	116	763	3,41 E-05	0,0513	9,39	2,33 E+06	2,57 E+03	1805	490
14	0,07775	123	764	3,41 E-05	0,0514	9,38	2,63 E+06	2,83 E+03	1871	491

### 2.11.6 Розрахунок граничних умов теплообміну для всіх режимів роботи двигуна

Розрахунок граничних умов для кожного з режимів роботи двигелю проводимо аналогічно пункту 5.1, при цьому відмінності у висоті, на якій працює двигун, враховуємо за допомогою зміни температури і тиску за компресором.

Так для температури слід виконати наступні дії:

З приведеної відносної частоти обертання ротора встановити значення коефіцієнта, користуючись рисунком 2.41.

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

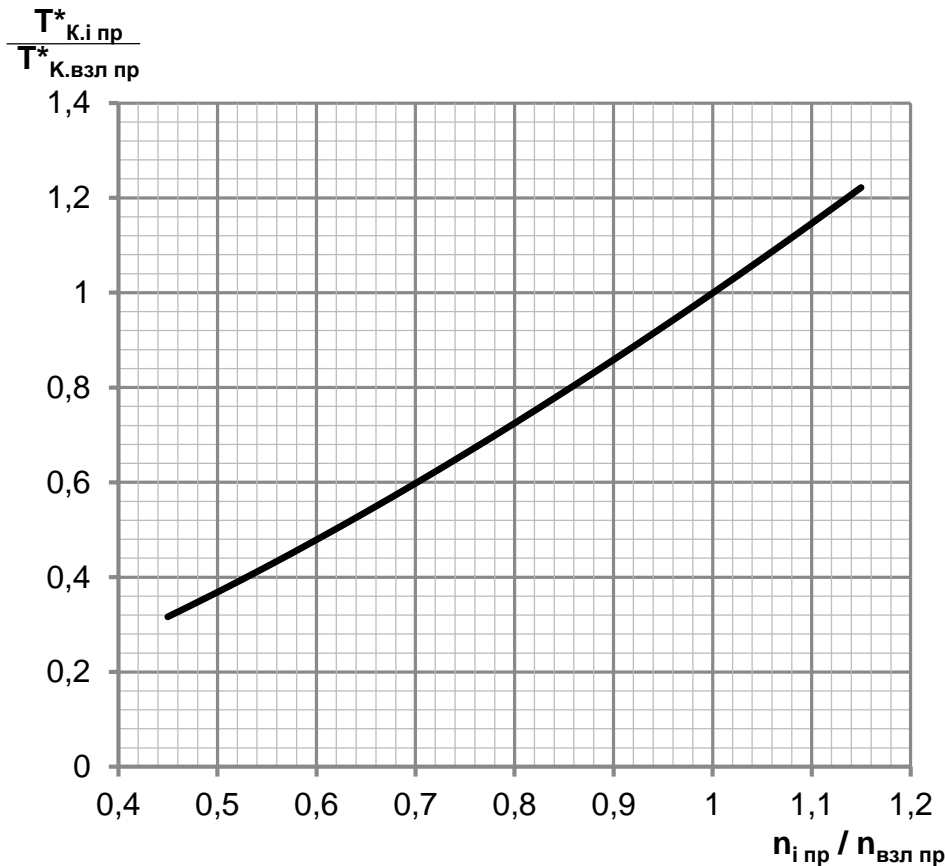


Рисунок 2.41 – Відносна зміна температури повітря на виході з компресора по режимам роботи двигуна

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

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

Визначити фізичну температуру повітря за компресором на  $i$ -му режимі:

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

Порядок перерахунку тиску ха компресором:

З приведеної відносної частоти обертання ротора встановити значення коефіцієнта, користуючись рисунком 2.42.



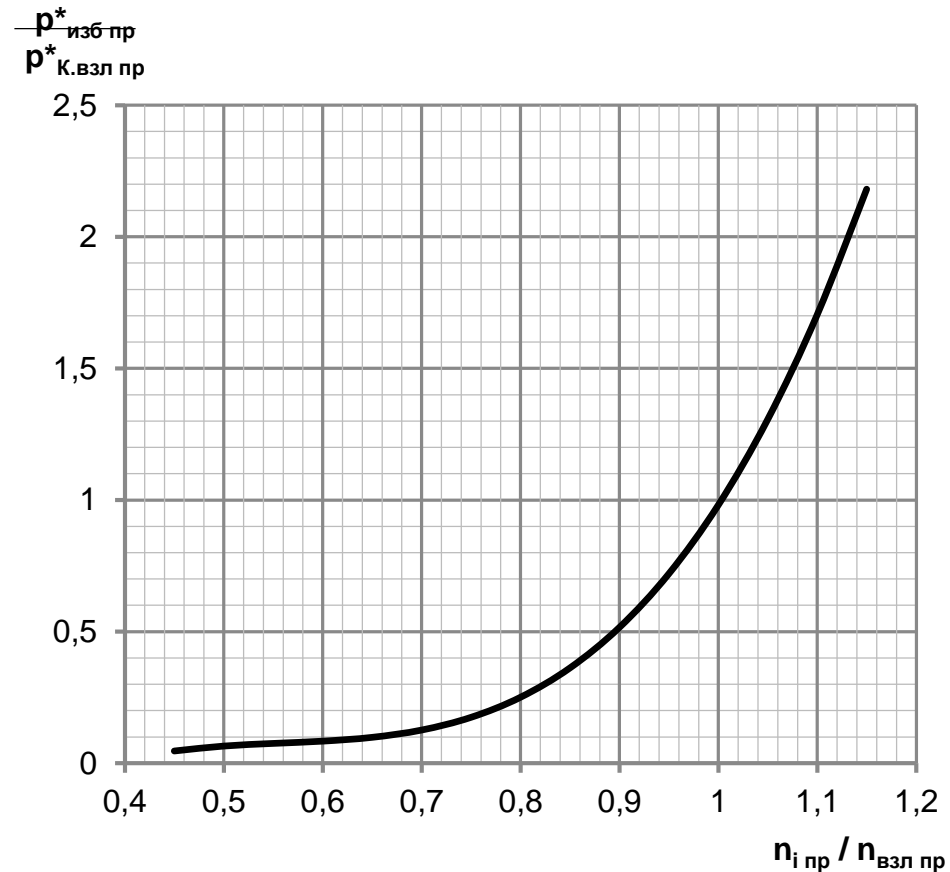


Рисунок 2.42 – Відносна зміна надлишкового тиску повітря за компресором по режимам роботи ТРД і ТРДД

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

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

$$P_{изб.i пр}^* = \bar{P}_{изб.i пр}^* P_{К.б пр}^*$$

Згідно з формулою знайти величину приведеного тиску за компресором:

$$P_{К.i пр}^* = P_{изб.i пр}^* + P_0$$

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

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

$$P_{К.i} = P_{К.i пр}^* P_H^* / P_0$$

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

$$n_i = \bar{n}_{i пр} n_б \sqrt{T_H^* / T_0} ,$$

де  $\bar{n}_{i пр}$  – відносна приведена частота обертання ротора на  $i$ -му режимі роботи двигуна;

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

Дані за оборотами, температурі і тиску занесемо в таблицю 2.22.

Таблиця 2.22– Визначення граничних умов по кроках навантаження

№ кроку навантаження (Current Time Step)	Time Step, s	Час, с	Час, хв	Назва режиму	Коеф. Тяги	Висота польоту, км	T <sub>н</sub> , К	P <sub>н</sub> , Па	Відносить. частота вращ.	Відносить. T <sub>до пр</sub>	Відносить. P <sub>до хат. пр</sub>	P* <sub>до і пр</sub> , Па	n, об/хв	T <sub>до і</sub> , К	P* <sub>і</sub> , Па	ко нава
		0	0	запуск	0	0	293	101325	0	---	---	101325	0	293	101325	
1	6	60	1	ЗМГ	0,1	0	293	101325	0,67	0,56	0,11	321289	10204	425	321289	7,7
2	10	600	10	ЗМГ	0,1	0	293	101325	0,67	0,56	0,11	321289	10204	425	321289	7,7
3	0,1	600,1	10	0.7 ном	0,7	0	293	101325	0,92	0,89	0,59	1316403	14012	671	1316403	1,4
4	3	690	12	0.7 ном	0,7	0	293	101325	0,92	0,89	0,59	1316403	14012	671	1316403	1,4
5	0,1	690,1	12	взл	1	0	293	101325	1	1,00	0,98	2118419	15231	757	2118419	1,7
6	3	810	14	взл	1	0,4	290	96611	1	1,00	0,98	2118419	15163	750	2019871	1,7
7	0,1	810,1	14	МП	0,95	0,4	290	96611	0,95	0,93	0,72	1581237	14405	696	1507678	1,5
8	3	840	14	МП	0,95	0,8	288	92077,5	0,95	0,93	0,72	1581237	14340	690	1436924	1,5
9	10	1530	26	МП	0,95	10	228	26499,9	0,95	0,93	0,72	1581237	12766	547	413547	1,2
10	0,1	1530,1	26	МК	0,85	10	228	26499,9	0,93	0,90	0,63	1400173	12498	530	366192	1,1
11	3	1560	26	МК.	0,85	10	228	26499,9	0,93	0,90	0,63	1400173	12498	530	366192	1,1
12	10	1830	31	МК.	0,85	10	228	26499,9	0,93	0,90	0,63	1400173	12498	530	366192	1,1
13	50	11580	193	МК	0,85	10	228	26499,9	0,93	0,90	0,63	1400173	12498	530	366192	1,1
14	0,1	11580,1	193	0.6 ном	0,6	10	228	26499,9	0,912	0,87	0,56	1252523	12256	516	327577	1,1
15	3	11610	194	0.6 ном	0,6	9,8	229	27318,4	0,912	0,87	0,56	1252523	12290	518	337695	1,1
16	10	11880	198	0.6 ном	0,6	8	241	35651,6	0,912	0,87	0,56	1252523	12600	545	440705	1,1
17	0,1	11880,1	198	0.4 ном	0,4	8	241	35651,6	0,9	0,86	0,52	1161785	12434	535	408779	1,1
18	3	11910	199	0.4 ном	0,4	7,8	242	36692,4	0,9	0,86	0,52	1161785	12461	537	420712	1,1
19	10	11980	200	0.4 ном	0,4	7,5	245	38299,7	0,9	0,86	0,52	1161785	12523	542	439142	1,1
20	50	13380	223	0.4 ном	0,4	0	293	101325	0,9	0,86	0,52	1161785	13707	650	1161785	1,3
21	0,1	13380,1	223	ЗМГ	0,1	0	293	101325	0,67	0,56	0,11	321289	10204	425	321289	7,7
22	3	13410	224	ЗМГ	0,1	0	293	101325	0,67	0,56	0,11	321289	10204	425	321289	7,7
23	10	14220	237	ЗМГ	0,1	0	293	101325	0,67	0,56	0,11	321289	10204	425	321289	7,7

### 2.11.7 Стационарний розрахунок теплового стану вузла

Метою даного розрахунку є знаходження розподілу температур в досліджуваних деталях при роботі на базовому режимі – максимальний злітний.

Для проведення розрахунку в середовищі Ansys необхідно відкрити збережену раніше модель. Для цього використовуємо блок Geometry з toolbox в WB. Для роботи в Geometry використовуємо DM, в який імпортуємо заздалегідь підготовлений файл збірки у форматі x\_t.

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

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

Для створення сітки кінцевих елементів використовується підмодуль Mash модуля Model. У загальних налаштуваннях сітки задан розмір кінцевих елементів 1,5 мм. Для поліпшення якості сітки використовувалися команди Face mashing (обрана налаштування «упорядкована сітка») і method (з використанням трикутних і чотирикутних елементів). Результат створення сітки зображений на рисунку 2.43

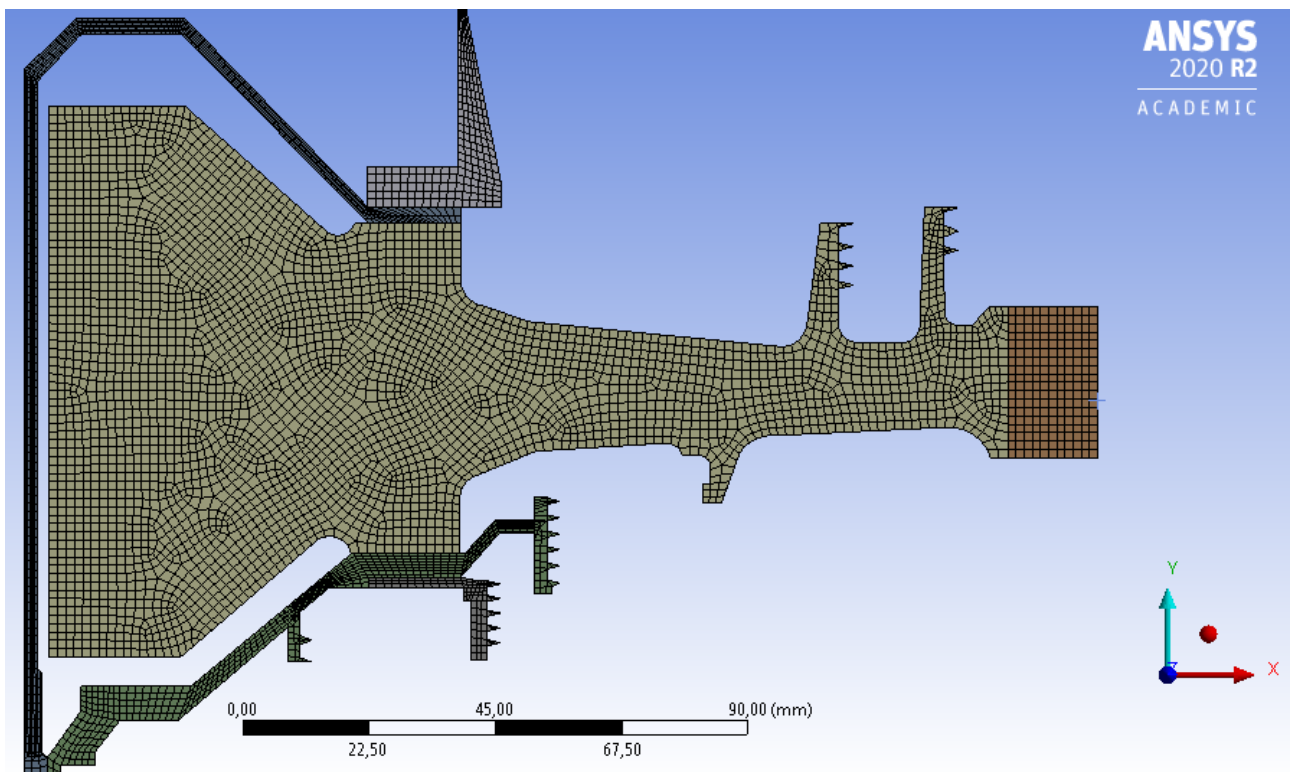


Рисунок 2.43– Зодание сітки розрахункової моделі

- Створити іменні вибірки, які відповідають лініям з загальними параметрами теплообміну по режимам;
- Призначити контакти між деталями:

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

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

Результатом розрахунку є поле температур в диску і прилеглих деталях, представлене на рис.2.44.

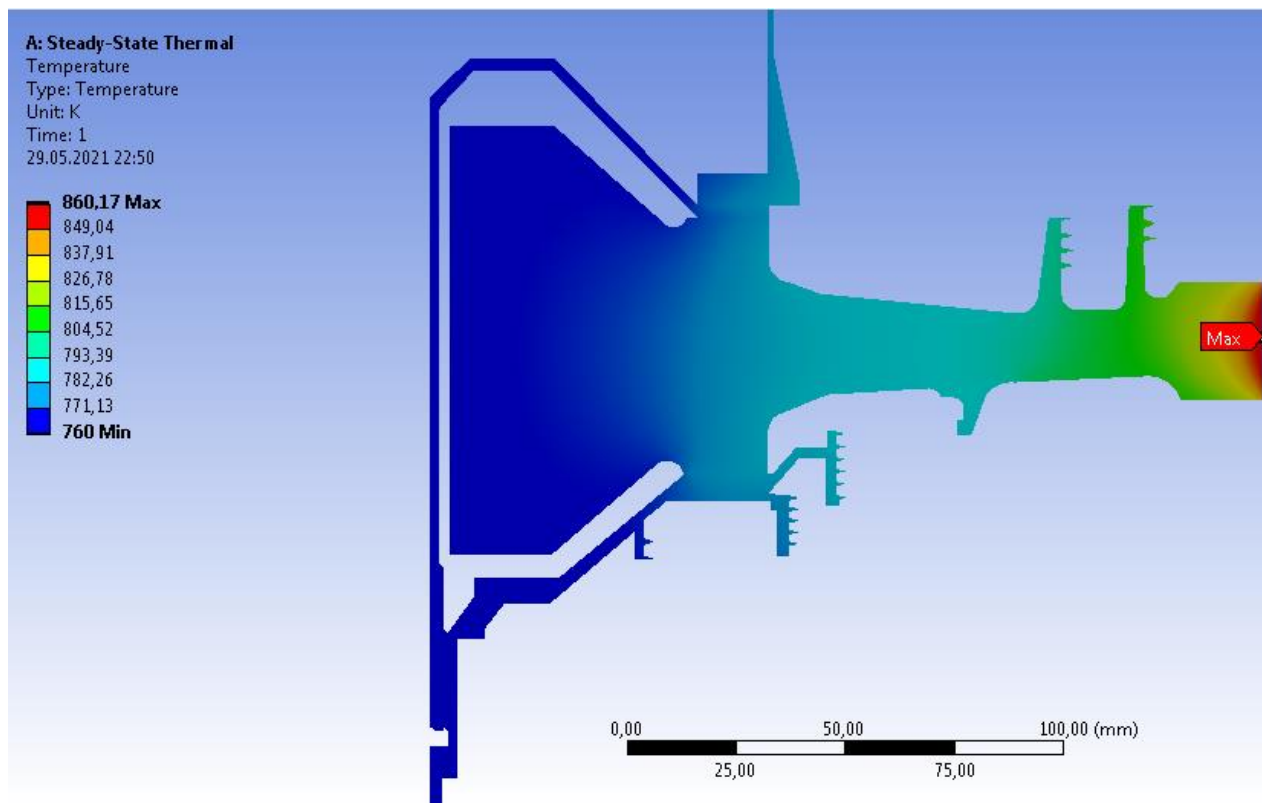


Рисунок 2.44 – Розподіл температур у вузлі на базовому режимі роботи

### 2.11.8 Нестационарний розрахунок теплового стану

Мета розрахунку – визначення полів температур в розглянутих деталі на всіх кроках навантаження при виконанні польотного циклу.

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

Для завдання кроків навантаження і часових кроків необхідно в налаштуваннях аналізу призначити сумарна кількість кроків навантаження (Numbers of steps) і часовий крок (time step) на кожному з них.

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

Результатом розрахунку є розподіл температур у вузлі для початку (693с) і кінця злітного (810с) режиму при виконанні польотного циклу, визначеного раніше, а також графік залежності температури по часу для точок, що лежать в характерних перетинах диска (рис. 2.45)

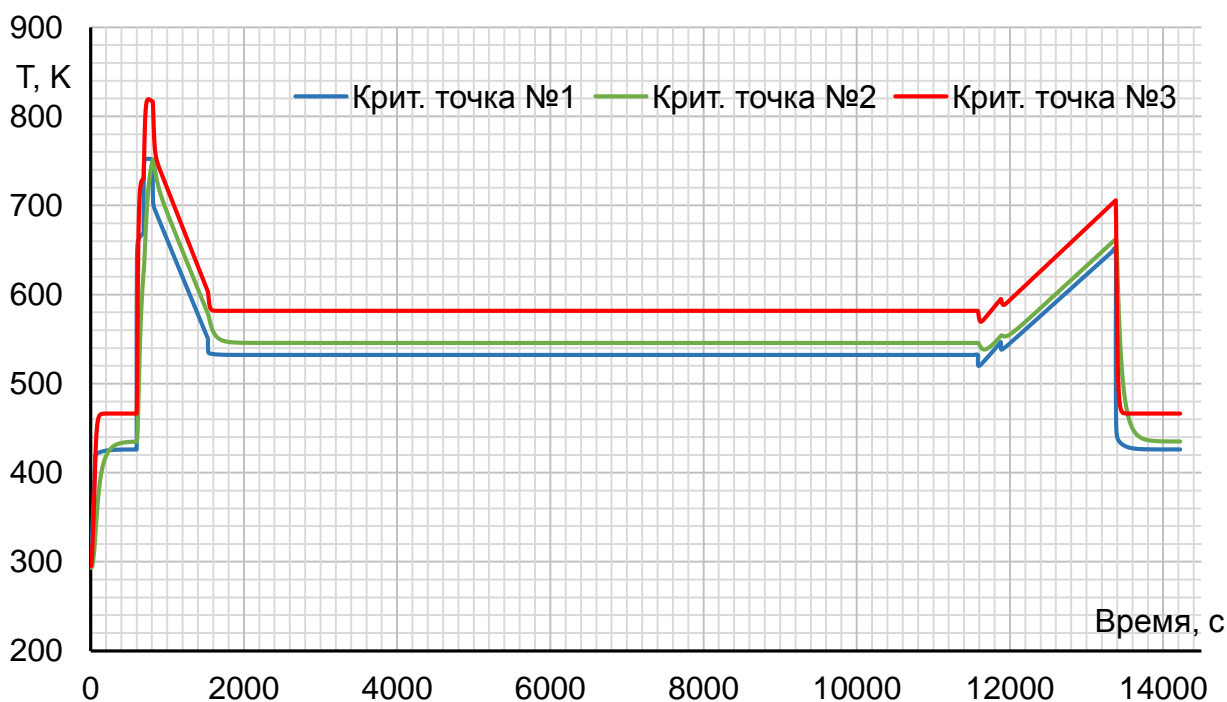


Рисунок 2.45 – Графік зміни температури по часу на маточині (синім), в районі кріплення диска до валу (помаранчевим) і на ободі диска (червоним)

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

### 2.11.9 Розрахунок напружено-деформованого стану вузла

Метою даного розрахунку є визначення напружень від дії сил інерції в диску і прилеглих до нього деталях на базовому режимі роботи двигуна – максимальній злітній.

У випадку рішення задачі з механіки деформівного твердого тіла необхідно завдання умови закріплення та навантажень. Схема навантаження системи для розрахунку напружено-деформованого упорядочення сайту представлена на рис. 2.46.

На систему діють навантаження від відцентрових сил. Для їх обліку визначаємо частоту обертання вузла і контурне навантаження, яка імітує дію на полотно диска відкинуті лопаток. Для базового режиму роботи частота обертання ротора високого тиску дорівнює  $\omega = 1581,2$  рад/с

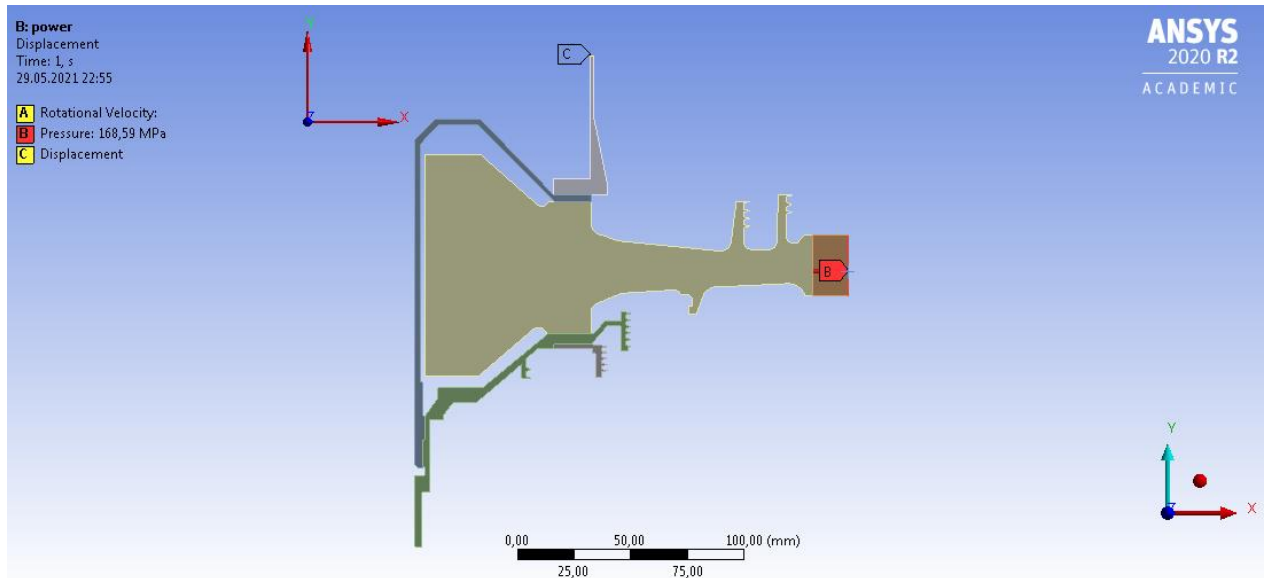


Рисунок 2.46 – Схема силового навантаження вузла

Контурне навантаження обчислимо за формулою:

$$\sigma_{R_{кл}} = \frac{z \cdot \sigma_{R_k} \cdot F_k + \frac{z}{2} \cdot F_{зчл} \cdot \rho_l \cdot b \cdot R_{цт.зчл} \cdot \omega^2 + \frac{z}{2} \cdot F_{зчд} \cdot \rho_d \cdot b \cdot R_{цт.зчд} \cdot \omega^2}{2 \cdot \pi \cdot R_k \cdot b} = 168,95 \text{ МПа}$$

де  $z=80$  – число лопаток;

$\sigma_{PK}=250,25$ МПа – напруга в кореновому перерізі лопатки від розтягування відцентровими силами;

$F_k=6,94 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup> – площа коренового перерізу лопатки;

$R_k=0,2227$  м – зовнішній радіус обода диска;

$b_k=0,02685$  м – ширина обода диска на радіусі  $R_k$ ;

$F_{зчл}=3,57 \cdot 10^4$  м<sup>2</sup> – площа замкової частини лопатки, виключена з геометрії диска;

$R_{цт.зчл}=0,24469$  м – радіус центра ваги замкової частини лопатки, виключеної з розрахунку;

$\rho_l=8200$  кг/м<sup>3</sup> – щільність матеріалу лопатки;

$F_{зчд}=4,20 \cdot 10^4$  м<sup>2</sup> – площа замкової частини лопатки, виключена з геометрії диска;

$R_{цт.зчд}=0,23064$  м – радіус центра ваги замкової частини лопатки, виключеної з розрахунку;

$\rho_d=8480$  кг/м<sup>3</sup> – щільність матеріалу лопатки;

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

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

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

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

Результати розрахунку представлені у вигляді полів еквівалентних та окружних напружень і радіальних напружень (рисунки 2.47-2.49).

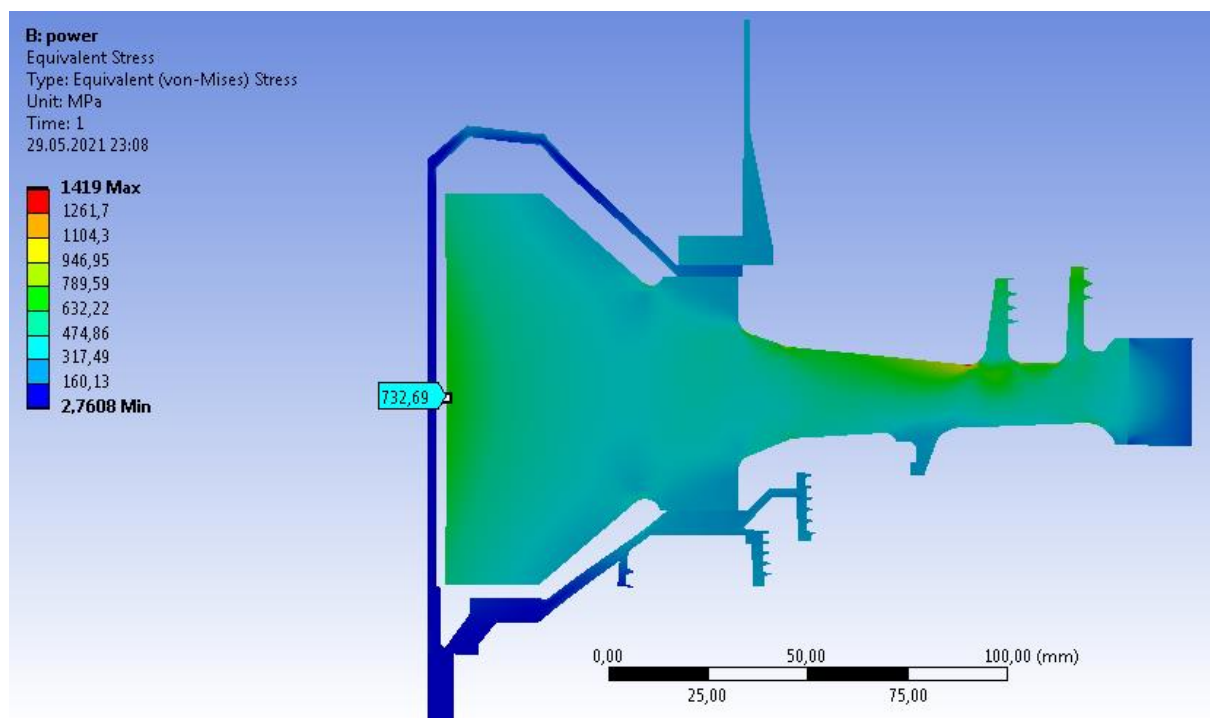


Рисунок 2.47 – Поле еквівалентних напружень у вузлі на сталому базовому режимі

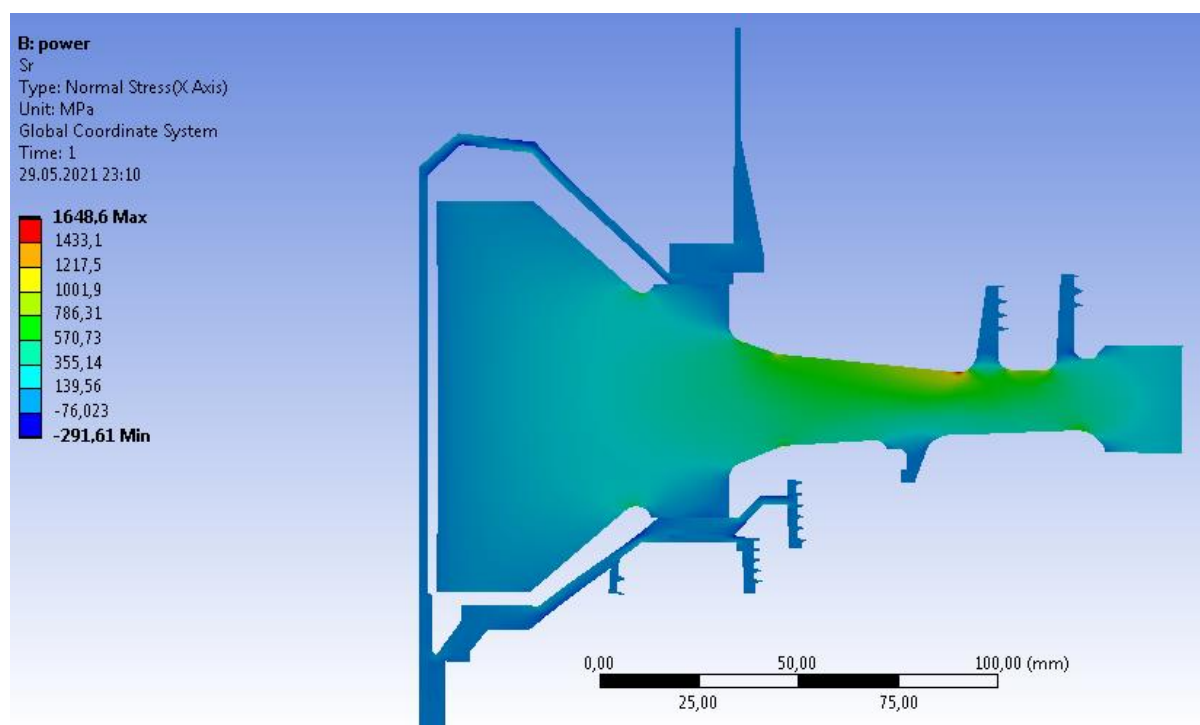


Рисунок 2.48 – Поле радіальних напружень у вузлі на сталому базовому режимі

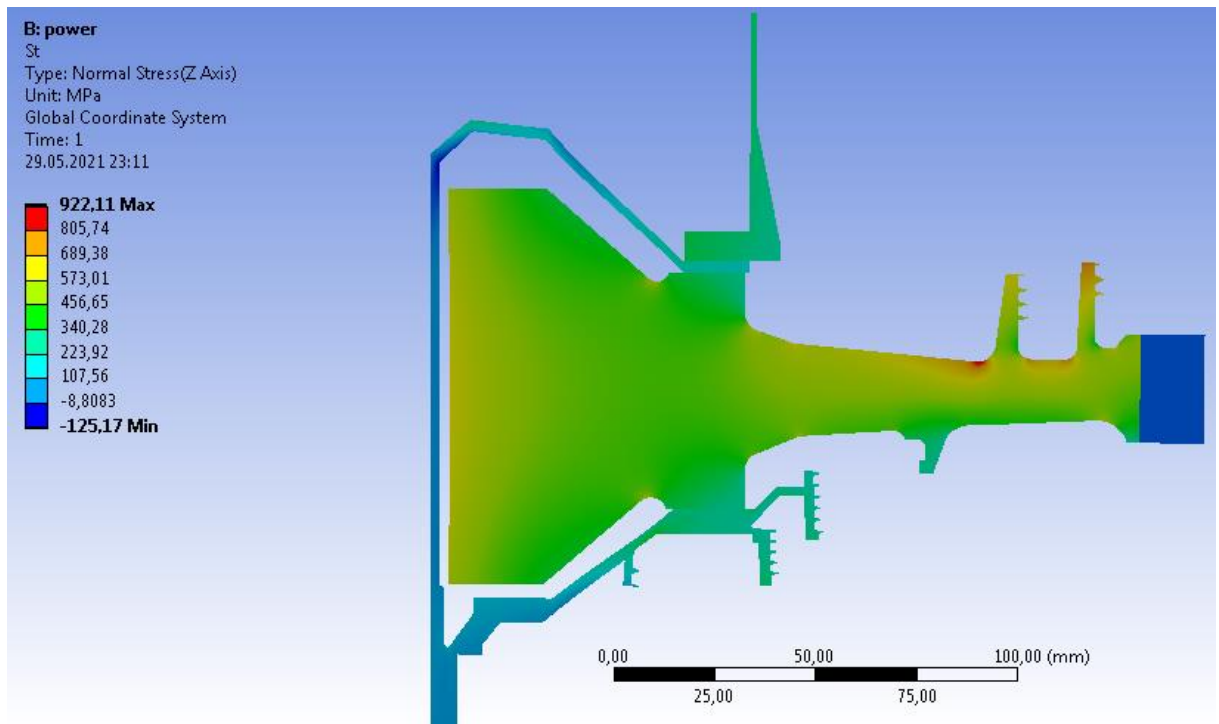


Рисунок 2.49 – Поле тангенціальних напружень у вузлі на сталому базовому режимі

Загальний вигляд розподілу напружень відповідає теоретичному. Припущення про можливість моделювання замкової частини за допомогою завдання ортотропних властивостей матеріалу вірно, що демонструє розподіл окружних напружень, показане на малюнку 7.4. Отримані максимальні напруги 1419 МПа не фізичні, вони показують лише той факт, що при побудові моделі був використаний креслення на якому були застосовані спрощення, а саме збільшено лабіринтові ущільнення, що викликало збільшення винесених мас від центру симетрії диска, що викликало згинальний момент. Напруги на маточині за результатами стаціонарного розрахунку напруженого стану (без урахування температур) мають коректні значення (не перевищують межу текучості) і розподіл в цілому, що підтверджує реалістичність моделі.

### 2.11.9 Стаціонарний розрахунок термонапруженого стану вузла

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

#### 1) Розрахунок напружень від дії температурних навантажень

Даний розрахунок аналогічний розрахунку напружено-деформованого стану вузла за винятком деяких дій. В даному розрахунку замість завдання кутової швидкості обертання і контурної навантаження як фактор навантаження задаємо поле температур, розраховане при проведенні стаціонарного теплового аналізу вузла. Для цього у робочому полі WB перетягуємо модуль solution блоку Static Thermal в новий блок Static Structural на модуль setup. Результати показані на рисунках 2.50-2.52.



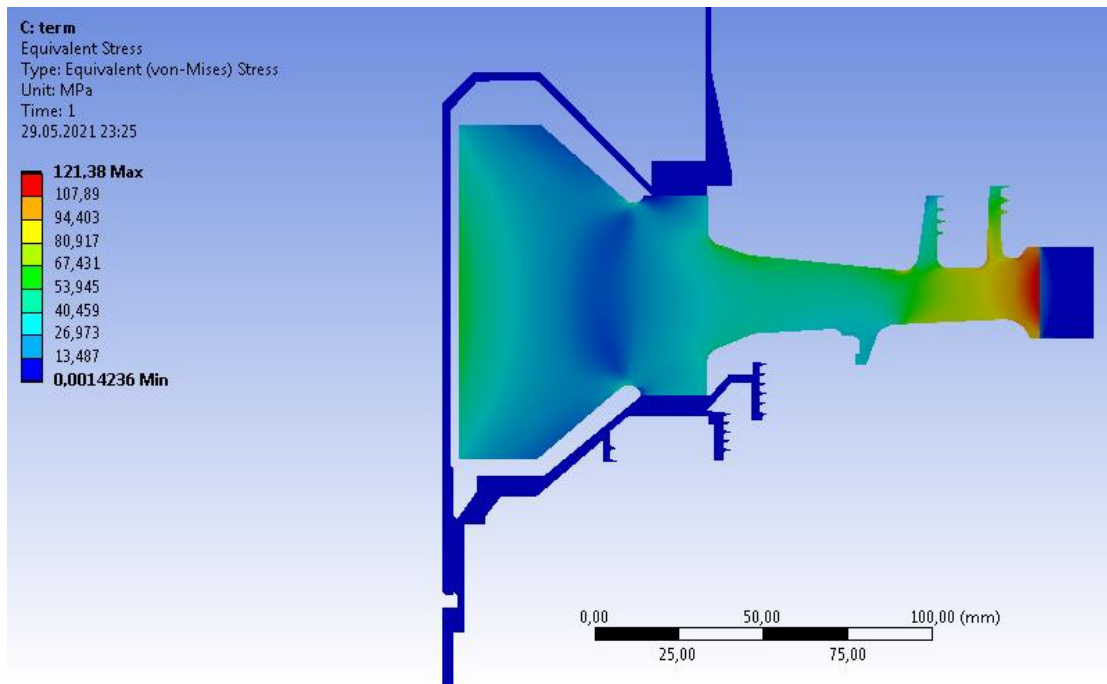


Рисунок 2.50 – Поле еквівалентних напружень від дії виключно температурних навантажень у вузлі на сталому базовому режимі

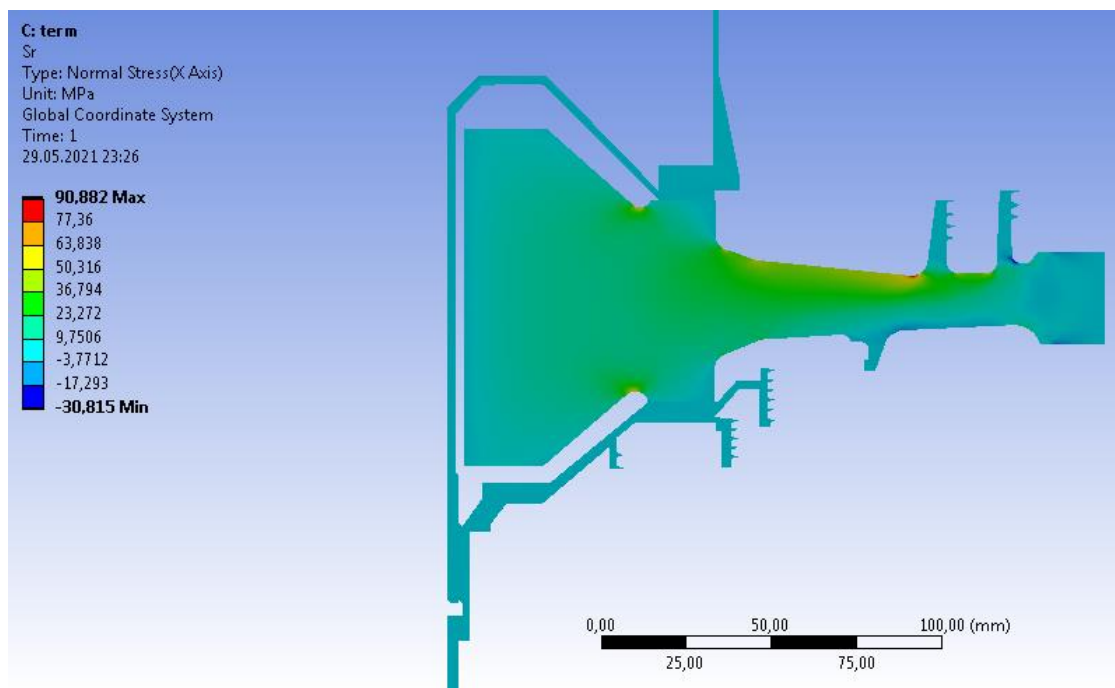


Рисунок 2.51 – Поле радіальних напружень від дії виключно температурних навантажень у вузлі на сталому базовому режимі

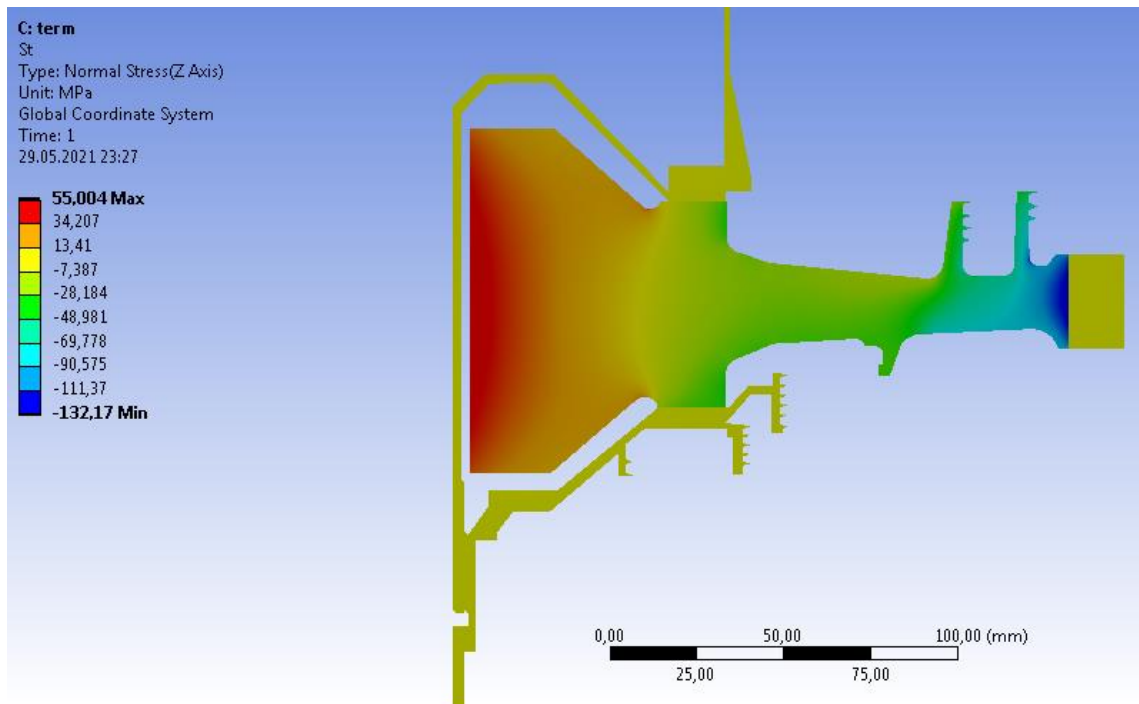


Рисунок 2.52 – Поле тангенціальних напружень від дії виключно температурних навантажень у вузлі на сталому базовому режимі

## 2) Розрахунок напружень від дії теплових і силових навантажень

Закріплення деталі і прикладання навантажень в даному розрахунку проводимо аналогічно розрахунку напружено-деформованого стану вузла. Проте в даному розрахунку, перш ніж запустити його на виконання, необхідно додати поле температур, розраховане при проведенні стаціонарного теплового. Для цього у робочому полі WB перетягуємо модуль solution блоку Static Thermal в новий блок Static Structural на модуль setup. Результати показані на рисунках 2.53-2.55.

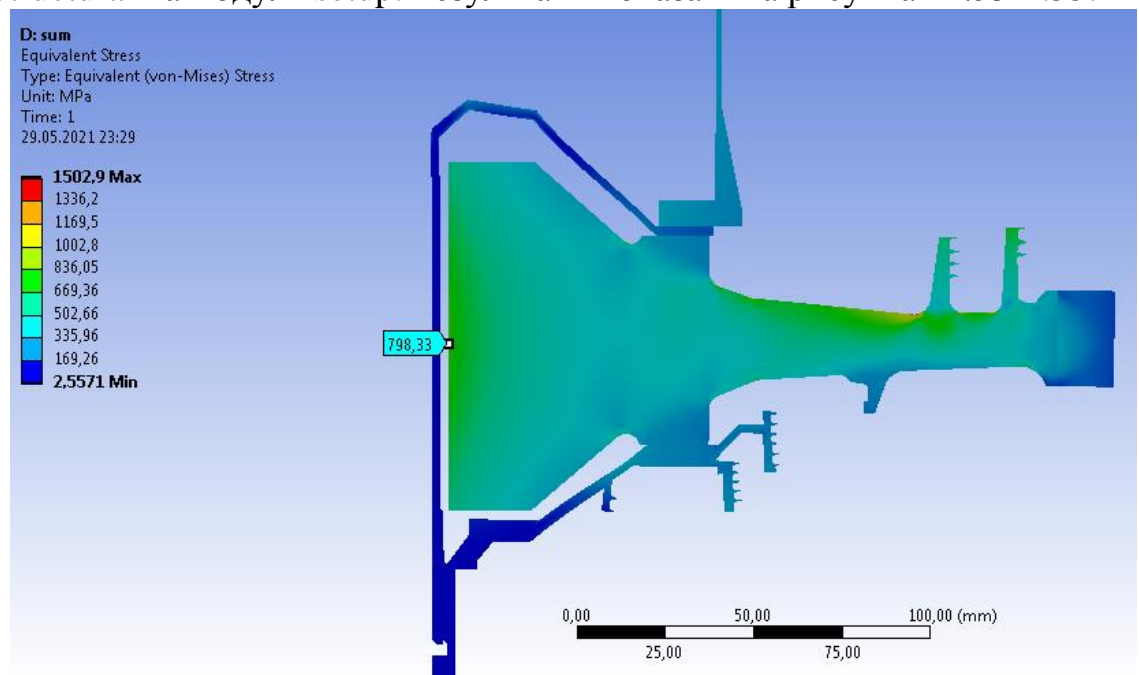


Рисунок 2.53– Поле еквівалентних напружень від дії температурних і інерційних навантажень у вузлі на сталому базовому режимі

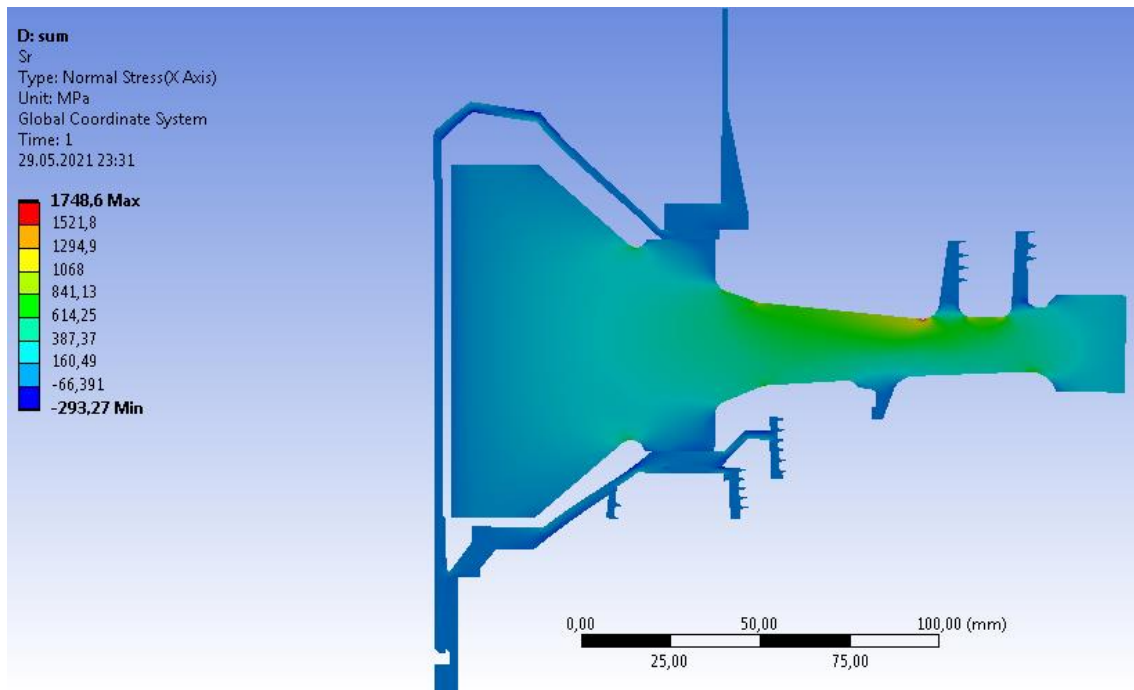


Рисунок 2.54– Поле радіальних напружень від дії температурних і інерціальних навантажень у вузлі на сталому базовому режимі

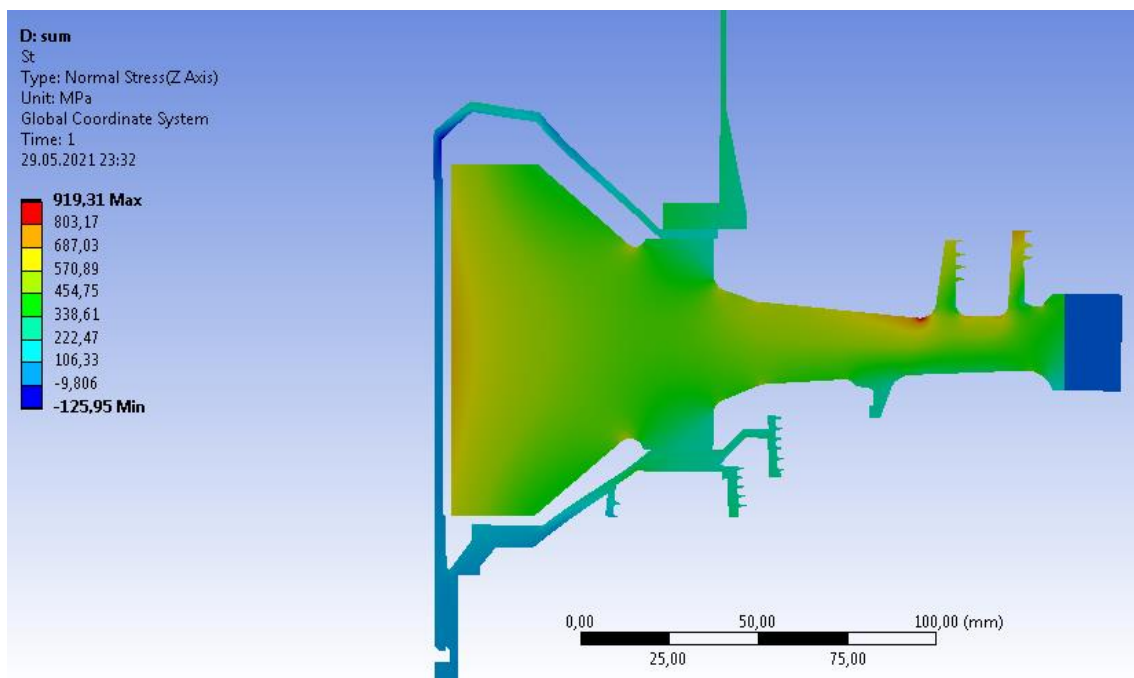


Рисунок 2.55 – Поле тангенціальних напружень від дії температурних і інерційних навантажень у вузлі на сталому базовому режимі

### 2.11.10 Нестационарний розрахунок термонапруженого стану вузла

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

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

Для завдання кроків навантаження і часових кроків необхідно в налаштуваннях аналізу призначити сумарна кількість кроків навантаження (Numbers of steps) і часовий крок (time step) на кожному з них.

Далі необхідно призначити частоту обертання і контурне навантаження для кожного кроку навантаження (визначені в пункті 5 і 7) по ділянках. Частоту обертання і контурне навантаження прикладаємо аналогічно, але для кожного кроку навантаження.

Теплове навантаження імпортуємо з Transient Thermal в Transient Structural.

Результати розрахунку представлені у вигляді полів напружень у розглянутих деталях в момент початку і кінця злітного режиму польотного циклу, наведено. Графік зміни в часі напруги в характерних точках диска наведено на рис. 2.56-2.58

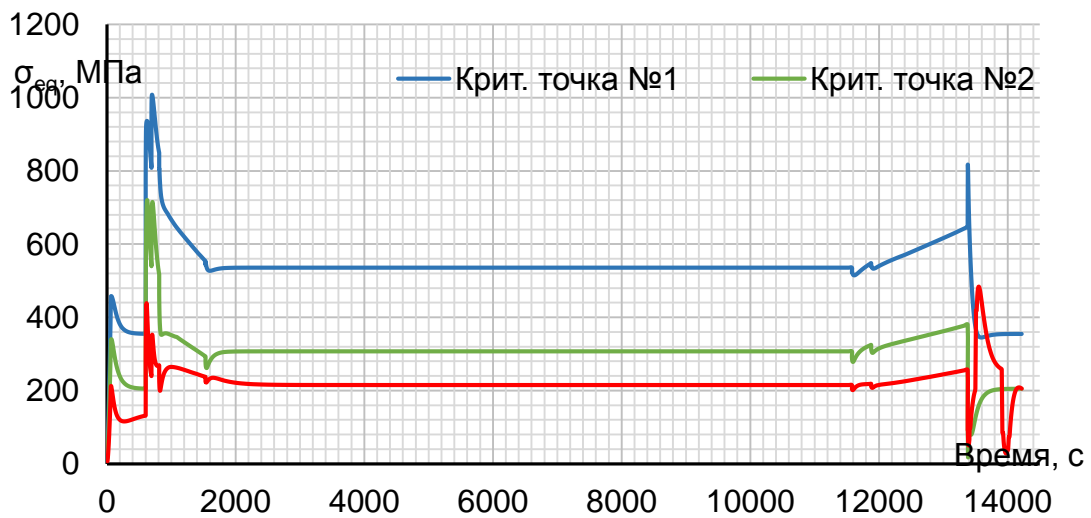


Рисунок 2.56 – Графік зміни еквівалентних напружень у критичних точках 1 (у ступиці диска), 2 (в районі отворів під болти), 3 (в районі обода)

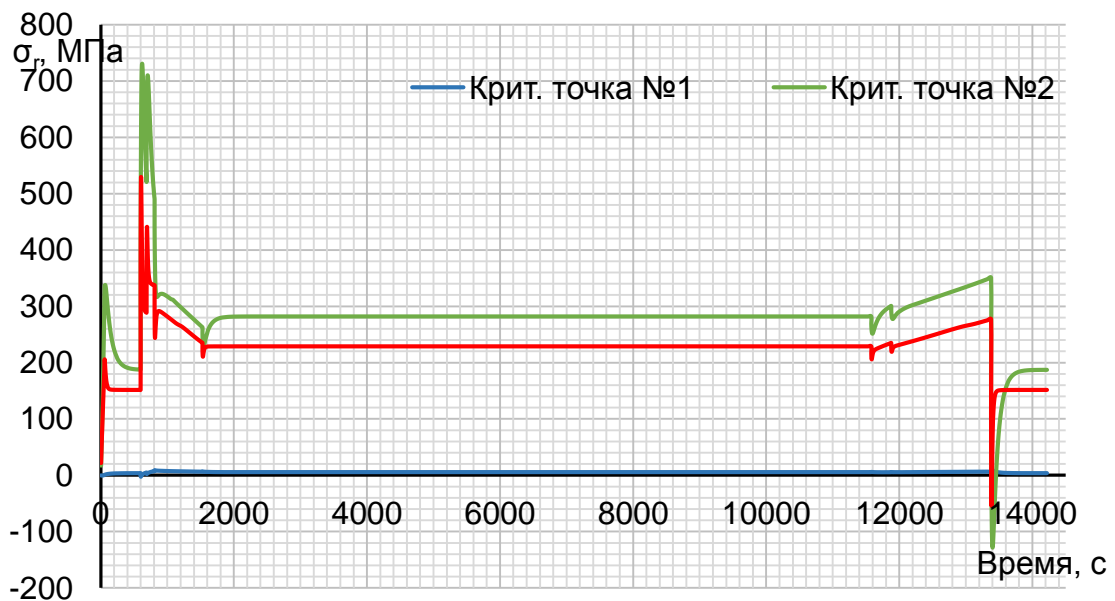


Рисунок 2.57 – Графік зміни радіальних напружень у критичних точках 1 (у ступиці диска), 2 (в районі отворів під болти), 3 (в районі обода)

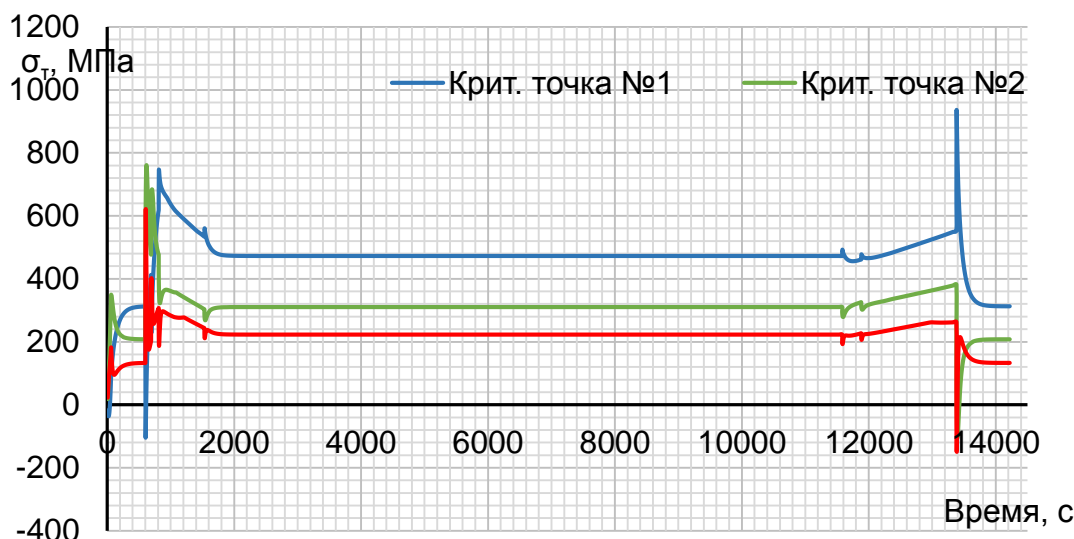


Рисунок 2.58 – Графік зміни тангенціальних напружень у критичних точках 1 (у ступиці диска), 2 (в районі отворів під болти), 3 (в районі обода)

Нестационарний розрахунок термонапружень у вузлі дозволяє визначити внесок термічних напружень в загальну картину їх розподілу. Враховувати термічні напруги при розрахунку дисків турбін на міцність необхідно.

В результаті одержано що обід диска є найбільш нагрітою областю деталі; прогрів всього диска, в основному, відбувається в напрямі від зовнішнього до внутрішнього радіусу. Точка з найменшою температурою (в кінці режимів) знаходиться в ступиці диска.

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

### 2.11.11 Висновок

У процесі виконання роботи проведено розрахунок теплового, напружено-деформованого і термонапруженого стану вузла в стаціонарній та нестационарній постановках.

Загальний вигляд розподілу напружень відповідає теоретичному. Припущення про можливість моделювання замкової частини за допомогою завдання ортотропних властивостей матеріалу вірне, що демонструє розподіл окружних напруг. Отримані максимальні напруги в районі лабіринтових ущільнень з боку компресора не фізичні, вони показують лише той факт, що при побудові моделі було використане креслення на якому були застосовані спрощення, а саме збільшено лабіринтові ущільнення, що викликало збільшення винесених мас від центру симетрії диска, що і викликало згинальний момент.

Напруги на ступиці мають завищені значення і перевищують межу текучості як на початку, так і наприкінці злітного режиму. Ці дані отримані з розрахунку нестационарного термонапруженого стану. Робота дисків турбіни за межою текучості є допустимою.

### 3 Технологічна частина

#### 3.1 Конструкторсько-технологічний аналіз та виконання робочого креслення, визначення показників технологічності вала

##### 3.1.1 Конструктивні особливості вала

Дана деталь – вал застосовується в регуляторі привода генератора, який в свою чергу встановлюється на двигуні.

Вал служить для сприйняття і передачі крутячого моменту.

Деталь представляє собою осьосиметричну фігуру з центральним і радіальним отворами. Для сприйняття і передачі крутячого моменту служать такі конструктивні елементи як шлиці евольвентного профіля. Точність більшості лінійних розмірів - 12 квалітет.

##### 3.1.2 Визначення показників технологічності вала

Технологічність деталі – це сукупність властивостей деталі, забезпечуючих її високі експлуатаційні характеристики при найменшій трудомісткості та виготовлення. Якісну оцінку технологічності деталі проводять за матеріалом, геометричною формою якостю поверхонь, за простановкою розмірів і можливих способів отримання 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, технологічну собівартість.

Як матеріал вала застосовується сталь 40ХН2МА-Ш ТУ 14-1-2765-79, отримана методом електрошлакової переплавки. Призначення - відповідальні навантажені шестерні та інші деталі (вали, муфти, ресори), що працюють на знос в умовах контактних і згинальних навантажень при температурі до 350°C.

Сталь 40ХН2МА -Ш містить у великій кількості легуючі елементи. Це підвищує вартість матеріалу деталі. Заготівля виготовлена на горизонтально-кувальній машині з максимальним наближенням розмірів і форми до готової деталі, що вимагає зняття порівняно невеликих припусків і зменшує необхідну кількість операцій.

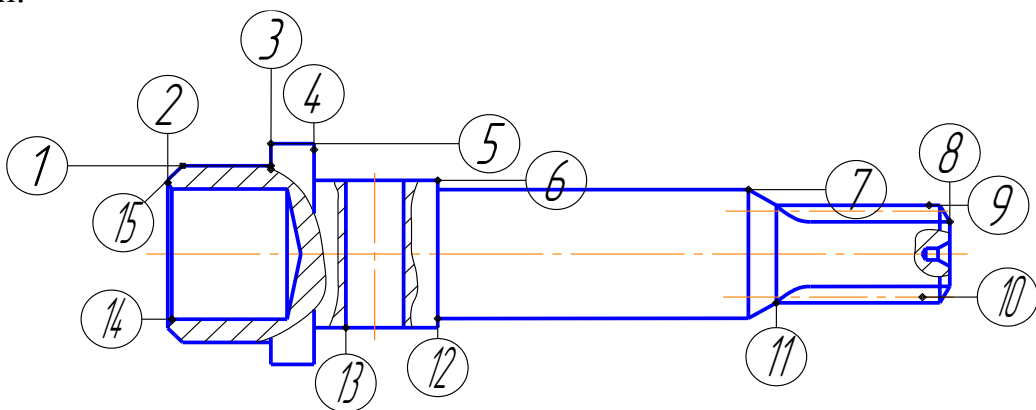


Рисунок 3.1 – Схема нумерації поверхонь вала

Якщо розглядати технологічність виготовлення в залежності від вибору баз, то конструкція деталі за простановкою розмірів також нетехнологічна, так як конструкторські бази не завжди збігаються з технологічними, через це можуть з'являтися похибки і відхилення при обробці деталі. Наявність поверхонь з високими вимогами до точності і шорсткості поверхонь робить деталь нетехнологічною. Застосування спеціального ріжучого і спеціальних вимірювальних інструментів говорить про не технологічність деталі.

Таким чином, за якісними параметрами деталь є не технологічною. Для кількісної оцінки технологічності деталі використовуються наступні коефіцієнти [11, с.32-33]:

1. Коефіцієнт технологічності конструкції за точністю обробки визначається за формулою (3.1) :

$$K_{Tч} = 1 - \frac{1}{T_{ср}} = 1 - \frac{1}{10,4} = 0,903, \quad (3.1)$$

де  $K_{Tч}$  - коефіцієнт технологічності конструкції;

$T_{ср}$  - середній квалітет точності виробу, визначається за формулою (3.2):

$$T_{ср} = \frac{\sum T \cdot n_i}{\sum n_i} = \frac{14 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 7 \cdot 1 + 11 \cdot 1 + 5 \cdot 2 + 12 \cdot 8}{15} = 10,4 \quad (3.2)$$

$n_i$  - кількість розмірів відповідного квалітета точності;

$T$  - квалітет точності поверхні.

Так як  $K_{Tч} = 0,903 > 0,82$ , деталь вважається технологічною [11, с.31-33].

2. Коефіцієнт технологічності конструкції за шороховатістю поверхні визначається за формулою (3.3):

$$K_{ш} = \frac{1}{Ш_{ср}} = \frac{1}{3,94} = 0,253, \quad (3.3)$$

де  $K_{ш}$  - коефіцієнт шороховатості;

$Ш_{ср}$  - середня шороховатість поверхні виробу визначається за формулою (3.4):

$$Ш_{ср} = \frac{\sum Ш \cdot n_{ш}}{\sum n_{ш}} = \frac{0,8 \cdot 1 + 6,3 \cdot 2 + 5 \cdot 6 + 3,2 \cdot 1 + 2,5 \cdot 5}{15} = 3,94, \quad (3.4)$$

де,  $n_{ш}$  - число поверхонь відповідної шороховатості;

$Ш$  – квалітет точності конструкції.

Так як  $K_{ш} = 0,253 < 0,320$ , деталь за шороховатістю технологічна [11, с.31-33].

3. Коефіцієнт використання матеріала (КВМ) визначається за формулою (3.5):

$$КВМ = \frac{M_{дет}}{M_{заг}} = \frac{0,045}{0,092} = 0,489, \quad (3.5)$$

де  $M = 0,045$  кг – маса готової деталі,

$M_{заг}$  - маса заготовки.

За КВМ деталь вала технологічна, т.к.  $0,489 > 0,200$  [11, с.32-33].

В цілому деталь вал відноситься до деталей середньої технологічності та може бути виготовлена в умовах дрібносерійного виробництва.

### 3.2 Вибір, обґрунтування метода, обладнання та параметрів формоутворення заготовки вала

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

При виборі способу отримання заготовки необхідно враховувати конфігурацію, розміри, масу і матеріал заготовки; Кількість одержуваних заготовок; необхідну точність отримання заготовки; шорсткість і якість її поверхневих шарів; бажаний напрямок волокон металу.

В процесі експлуатації в деталі вал виникають високі напруження крутіння, деталь працює в умовах підвищених температур. Для забезпечення високих фізико-механічних властивостей, а також з міркувань економічної доцільності заготовку будемо отримувати за допомогою обробки тиском. Штампована заготовка має ущільнену структуру, сприятливий напрямок волокон металу, її фізико-механічні властивості вище, ніж при обробці різанням.

Кування дає малі габаритні розміри, для виконання операції штампування не потрібно значних зусиль. У такому випадку рекомендується використовувати штампування на горизонтально-кувальній машині (ГКМ). Крім поліпшення механічних властивостей деталі, можливість отримання поковки без завусенець і штампувальних ухилів, це також дозволить підвищити коефіцієнт використання матеріалу. Отримання більш складної поковки економічно недоцільно, так як припуски на механічну обробку незначні (КВМ не збільшиться істотно), а отже не буде досягнутий позитивний економічний ефект від застосування складної штампувальної оснастки.

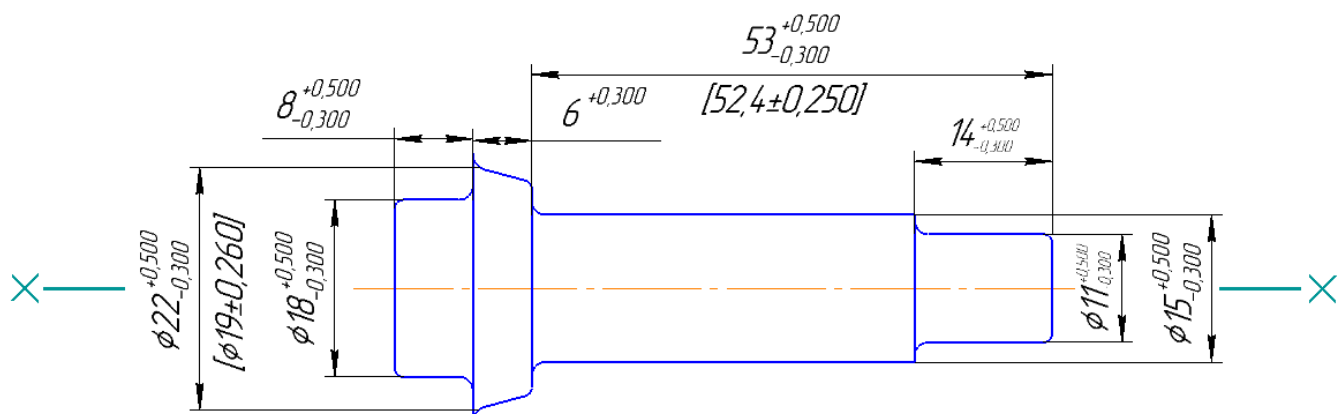


Рисунок 3.2 - Заготовка вала



### 3.3 Розрахунки, оптимізація і обґрунтування потрібної кількості технологічних операцій формоутворення поверхонь вала

#### 3.3.1 Визначення точності розмірів заготовки

Визначення точності розмірів заготовки проводимо за рекомендаціями довідкової літератури. Вихідними даними для визначення допусків є група сталі, маса і ступінь складності поковки.

Допуски на вертикальні розміри між поверхнями, що формуються в різних половинах штампа, що визначають товщину заготовки і характеризують двосторонній знос штампа, і на розмір між поверхнями, що формуються в одній половині штампа, що визначає висоту ребра і характеризує знос штампа в одному напрямку, встановлюється в залежності від величини площі проекції заготовки на площину роз'єму штампа.

Зсув штампів допускається до 0,500 мм, завусенці - до 0,500 мм. Шорсткість одержуваної заготовки Rz 80. Всі розміри заготовки виходять 14 квалітета.

#### 3.3.2 Розрахунок числа технологічних переходів за точністю і шорсткістю

Число переходів, необхідне для обробки кожної з поверхонь деталі і їх склад за застосованими методами обробки визначаються співвідношенням характеристик точності розмірів, форми і шорсткості однойменних поверхонь вихідної заготовки і готової деталі.

Розрахунок кількості переходів робимо з умов забезпечення заданої точності і шорсткості.

Кількість переходів за точністю визначається за формулою (3.6) [11, с.33]

$$n_T = \frac{\lg\left(\frac{T_{ЗАГ}}{T_{ДЕТ}}\right)}{\lg 2,9} = \frac{\lg\left(\frac{800}{8}\right)}{\lg 2,9} = 2,94; \quad (3.6)$$

де:  $T_{ЗАГ}$  – допуск на розмір заготовки, мкм;

$T_{ДЕТ}$  – допуск на розмір деталі, мкм.

Кількість переходів за шорсткістю визначається за формулою (3.7) [11, с.33]:

$$n_{Ш} = \frac{\lg\left(\frac{Rz_{ЗАГ}}{Rz_{ДЕТ}}\right)}{\lg 2,5} = \frac{\lg\left(\frac{80}{4}\right)}{\lg 2,5} = 1,3 \quad (3.7)$$

де:  $Rz_{ЗАГ}$  – шорсткість заготовки;

$Rz_{ДЕТ}$  – шорсткість деталі.

$T_{ЗАГ} = 0,8 \text{ мм} = 800 \text{ мкм}$ ;  $T_{ДЕТ} = 0,008 \text{ мм} = 8 \text{ мкм}$ ;  $Rz_{ЗАГ} = 80$ ;  $Ra_{ДЕТ} = 0,8$ .

Число необхідної кількості ступенів обробки приймаємо виходячи з таких факторів:

1) збільшення ступенів обробки призводить до зменшення частки загального припуску, що знімається на кожній операції окремо, що в свою чергу призводить до розвантаження обладнання, підвищенню стійкості ріжучого інструменту, поліпшенню процесу різання;

2) в свою чергу менше кількість ступенів обробки вимагає меншої кількості обладнання, меншої кількості людей, значно спрощується техпроцес і зменшується час на обробку.

Схема нумерації поверхонь представлена на малюнку 3.1. Результати розрахунку числа переходів занесені в таблицю 3.1 для відповідної поверхні. Нижче наведено приклад розрахунку числа переходів для однієї, точної і відповідальної поверхні. В даному випадку це поверхня №4.

Прийняте число переходів  $n_{пр.} = 5$ .

Таблиця 3.1 - Розрахунок і оптимізація потрібної кількості операцій формоутворення поверхонь-представників вала

№	Характеристики: точність, шорсткість		Кількість переходів				Характеристики по операціям					Технологічна операція	
	Деталь	Заготовка	$n_T$	$n_{Ш}$	$n_B$	$n_{ПР}$	1	2	3	4	5	№	Найменування
1	$\varnothing 15,2m5 \begin{matrix} (+0,015) \\ +0,007 \end{matrix}$ ; Ra 0,8	$\varnothing 18IT14 \begin{matrix} (+0,500) \\ -0,300 \end{matrix}$ ; Rz 80	4,94	1,3	3	3	h12; Rz40					010	Токарна
								h9; Rz20				020	Токарна
									h8; Ra2,5			075	Шліфувальна
										m6;Ra 1,25		075	Шліфувальна
											m5; Ra0,8	090	Доводочна
2	8,5js12( $\pm 0,250$ ); Rz20	8IT14 $\begin{matrix} (+0,500) \\ -0,300 \end{matrix}$ ; Rz80	0,53	1,3	2	2	h12; Rz40					010	Токарна
								js12; Rz20				020	Токарна
3	3,36js10( $\pm 0,023$ ); Rz20	6IT14 $\begin{matrix} (+0,600) \\ \end{matrix}$ ; Rz80	2,4	1,78	2	2	h12; Rz40					010	Токарна
								js10; Rz20				020	Токарна
4	3,36js10( $\pm 0,023$ ); Ra1,25	6IT14 $\begin{matrix} (+0,600) \\ \end{matrix}$ ; Rz80	2,4	3,5	3	4	h12; Rz40					015	Токарна з ЧПК
								h10; Rz20				025	Токарна з ЧПК
									h10; Ra5			065	Шліфувальна
										js10; Ra1,25		070	Шліфувальна
5	$\varnothing 19js14 (\pm 0,260)$ ; Ra6,3	$\varnothing 22IT14 \begin{matrix} (+0,500) \\ -0,300 \end{matrix}$ ; Rz 80	1	1,25	2	2	h14; Rz40					010	Токарна
								js14; Ra6,3				020	Токарна
6	$\varnothing 12,68h5 \begin{matrix} (-0,008) \\ \end{matrix}$ ; Ra2,5	$\varnothing 15IT14 \begin{matrix} (+0,500) \\ -0,300 \end{matrix}$ ; Rz80	4,76	2,25	4	5	h12; Rz40					015	Токарна з ЧПК

## Продовження таблиці 3.1

№	Характеристики: точність, шорсткість		Кількість переходів				Характеристики по операціям					Технологічна операція	
	Деталь	Заготовка	$n_T$	$n_{Ш}$	$n_B$	$n_{ПП}$	1	2	3	4	5	№	Найменування
								h10; Rz20				025	Токарна з ЧПК
									h8; Ra 5			065	Шліфувальна
										h6; Ra1,25		070	Шліфувальна
											h5; Ra0,63	090	Доводочна
7	$\varnothing 11,093h(-0,008)$ Ra2,5	$\varnothing 15IT14(+0,500/-0,300)$ Rz80	4,76	2,25	4	5	h12; Rz40					015	Токарна з ЧПК
								h10; Rz20				025	Токарна з ЧПК
									h8; Ra 5			065	Шліфувальна
										h6; Ra1,25		070	Шліфувальна
											h5; Ra0,63	090	Доводочна
8	52,4js12( $\pm 0,250$ ) Ra 2,5	53IT14(+0,500/-0,300) Rz80	0,53	1,3	2	2	h12; Rz40					015	Токарна з ЧПК
								js12; Ra2,5				025	Токарна з ЧПК
9	$\varnothing 8,46h11(-0,090)$ Ra2,5	$\varnothing 11IT14(+0,500/-0,300)$ Rz80	2,06	1,73	2	3	h12; Rz40					015	Токарна з ЧПК
								h10; Rz20				025	Токарна з ЧПК
									h8; Ra2,5			040	Шлицефрезерна
11	14,3H12(+0,700) Rz20	14IT14(+0,500/-0,300) Rz80	0,12	1,3	2	2	H12;Rz40					015	Токарна з ЧПК
								H12; Rz20				025	Токарна з ЧПК
12	10,2h12(-0,200) Ra2,5	53IT14(+0,500/-0,300) Rz80	1,30	1,96	4	4	h12; Rz40					015	Токарна з ЧПК
								h12; Rz20				025	Токарна з ЧПК
									h12; Rz10			065	Шліфувальна
										h12; Ra2,5		065	Шліфувальна
								H10;Rz20				035	Токарна
								H7; Ra3,2				035	Розточна
								H14;Rz20				020	Свердлильна
	h14; Rz40				010	Токарна							
					h14; Ra6,3				020	Токарна			

### **3.4 Вибір і техніко-економічне обґрунтування етапів технологічного процесу виготовлення, комплектів технологічних баз, методів і послідовності обробки поверхонь вала**

Одним з найбільш складних і принципових завдань проектування технологічних процесів механічної обробки є призначення технологічних баз. Від правильного вибору технологічних баз в значній мірі залежать фактична точність виконання розмірів, заданих конструктором; правильність взаємного розташування оброблюваних поверхонь; ступінь складності пристроїв, ріжучих і вимірювальних інструментів; загальна продуктивність обробки заготовок.

Вихідними даними при виборі баз є: робоче креслення деталі, технічні умови на її виготовлення, вид заготовки та стан її поверхонь, бажана ступінь автоматизації. Перед вибором баз для конкретної операції необхідно чітко сформулювати завдання, які повинні бути вирішені в результаті виконання даної операції. Ці завдання впливають з креслення і технічних умов на виготовлення даної деталі.

Вибір баз проводиться виходячи з розмірних зв'язків між поверхнями. Це знаходить відображення в принципах поєднання баз і сталості баз, дотримання яких забезпечує формування найбільш коротких розмірних ланцюгів.

Технологічні бази повинні мати точність не нижче ніж у оброблюваних поверхнях. Для більшості операцій ця вимога дотримується, і такі бази називають чистими.

Виняток становлять перші операції кожного етапу, бази для яких підготовлені на попередньому етапі і поступаються по точності і якості оброблюваних поверхонь.

Вибору баз на першій операції передують визначення поверхонь, які будуть використовуватися в якості баз на наступних операціях. Чорнові бази можуть бути використані на кожному етапі тільки один раз і для координації тільки однією з оброблюваних поверхонь.

У більшості випадків можлива реалізація декількох варіантів базування. Але зазвичай при виборі баз керуються наступними рекомендаціями:

1. Бази повинні мати достатню протяжність.
2. Заготовка повинна займати в пристосуванні належне їй положення під дією власної ваги, а не в результаті застосування затискних зусиль.
3. Базові поверхні повинні бути чистими для забезпечення однозначності базування. Не допускається використовувати поверхні зі слідами роз'єму штампів, ливарних форм, залишками литникової системи.

Найбільш істотний вплив на послідовність обробки поверхонь деталі надає характер розмірного зв'язку. Аналізуючи форму деталі і проставлені на робочому кресленні розміри, можна встановити, що основними технологічними базами можуть служити:

- 1) торці деталі - в якості опорної бази, яка позбавляє заготовку одного ступеня свободи;
- 2) зовнішні поверхні в якості направляючих баз.

При обробці бажано звести до мінімуму похибку установки, щоб забезпечити вимоги до точності і шорсткості поверхонь. Цього можна домогтися, попередньо підготувавши бази - торець і отвір заготовки.

На кресленні деталі в якості конструкторської бази для діаметральних розмірів прийнята вісь деталі, проте, виходячи з неможливості використання осі в якості технологічної бази, як установочних використовуємо зовнішню циліндричну поверхню 1, 6 і торці 3, 4 (рисунок 3.1), при цьому буде виконано принцип суміщення баз при обробці більшості торців, крім того, в процесі виготовлення деталі будемо застосовувати допоміжні установочні бази у вигляді центрових гнізд.

### **3.5 Розробка, обґрунтування, оптимізація попереднього плану технологічного процесу виготовлення вала**

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

Намічаються 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 - вала - технологічний процес виготовлення її був розбитий на наступні етапи:

1) заготівельний - етап (операція 005), на якому з первинного матеріалу формується заготовка, що підлягає обробці для отримання готової деталі. Заготовка виходить за допомогою штампування на горизонтально-кувальній машині. На заготівельному етапі досягається точність поверхонь, відповідна 14 квалітету, і шорсткість  $Rz = 80$  мкм;

2) чорновий етап - етап (операції 010, 015), на якому проводиться первинне формоутворення поверхонь вала. Визначається загальна конфігурація поверхонь. Цей етап в механічній обробці характеризується великою величиною зняття припусків, великими числами подач, великими силами різання при відносно невисоких швидкостях різання. При обробці даної деталі найбільш характерна операція - токарна; досягається точність поверхонь, яка відповідає 12 квалітету при шорсткості поверхонь  $Rz = 40$  мкм;

Закріплення заготовки здійснюють за допомогою трьохкулачкового патрона і упором в торець по зовнішній поверхні.

3) напівчистовий етап (операції 020, 025) - обробка поверхонь деталі до 10-го квалітета точності і шорсткості  $Rz = 20$  мкм.

На напівчистових токарних операціях заготовку встановлюють в центрах з поводковим патроном.

4) Термообробка (операція 060) - гартування та відпуск;

5) Чистовий (операції 040, 065, 070, 075) - етап, на якому проводиться обробка поверхонь, де досягається 8-й і 7-й квалітети точності і шорсткість  $Rz=10$  мкм;

також на цьому етапі свердлиться отвір, знімаються фаски, обробляються шліци; після чистового етапу йде промивка деталі (тобто очищення від залишків стружки і пилю);

На токарних операціях заготовку встановлюють в центрах з поводковим патроном.

б) Обробний етап (операції 085, 090) - обробка відповідальних поверхонь вала до шорсткості  $R_a = 0,8$  мкм; після оздоблювального етапу слідує промивання деталі (тобто очищення від залишків стружки і пилю); також проводяться слюсарні операції, найчастіше виконувані вручну, безпосередньо робочим, з низьким рівнем механізації (очищення від завусенець, притуплення гострих кромок);

Після виконання всіх формотворчих операцій слідує остаточний контроль деталі і консервація

### 3.6 Розрахунок припусків на обробку та операційних розмірів – діаметрів поверхонь обертання розрахунково-аналітичним методом

Виконаємо розрахунок припусків розрахунково-аналітичним методом для зовнішньої циліндричної поверхні  $\varnothing 15,2$  м5,  $R_a 0,8$ . Для поверхонь обертання визначаємо величину мінімального симетричного припуску на обробку за формулою (3.8) [12, с. 11]:

$$2 \cdot Z_{\min i} = 2 \cdot (R_{Z_{i-1}} + h_{i-1} + \sqrt{\Delta_{i-1}^2 + \varepsilon_i^2}) \quad (3.8)$$

де  $R_{i-1}$  – шорсткість поверхні, отримана на попередній операції, мкм;

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

$\Delta_{i-1}$  – сумарне значення просторових відхилень, які були отримані на попередній операції, мкм;

$\varepsilon_i$  – похибка установки на даній операції, мкм.

Складові припуску визначаємо з урахуванням прийнятих методів обробки поверхонь в наступному порядку:

1. Маршрут обробки елементарних поверхонь, номер операцій і шорсткість поверхні заносяться в таблицю 3.2 на підставі даних методу обробки.

2. Величини  $i$ , що характеризують стан поверхні заготовки після обробки різними методами, визначаємо за таблицями точності і якості обробки [11, с. 89, т. П.1.1]:

- штампування (операція 005):  $R_z 80$ ,  $h = 100$  мкм;
- точіння чорнове (операції 010):  $R_z 40$ ,  $h = 60$  мкм;
- точіння напівчистове (операція 020):  $R_z 20$ ,  $h = 20$  мкм;
- шліфування попереднє (операція 075):  $R_z 10$ ,  $h = 20$  мкм;
- шліфування остаточне (операція 080):  $R_z 5$ ,  $h = 10$  мкм;
- суперфінішування (операція 090):  $R_z 3,2$ ,  $h = 4$  мкм.

3. Для штампованої заготовки мають місце відхилення, обумовлені зміщенням порожнин штампу ( $\Delta_{CM}$ ) і викривленням ( $\Delta_{КОР}$ ). Так як величини цих відхилень

носять випадковий характер, сумарне відхилення визначаємо як середньоквадратичне їх значення за формулою (3.8):

$$\Delta_{\Sigma}^{заг} = \sqrt{\Delta_{CM}^2 + \Delta_{КОР}^2} \quad (3.8)$$

Визначаємо значення відхилень штампованої заготовки 5 класу точності в відповідності з довідковими даними [11, с.108, т. П.3.7, П.3.8]:

$\Delta_{CM}=0,300$  мкм;  $\Delta_{КОР}=0,400$  мкм.

На наступних операціях остаточні відхилення від похибки вихідної заготовки визначається через коефіцієнт уточнення форми за формулою (3.9) [11, с.18]:

$$\Delta_{ОСТ} = \Delta_{O} \cdot K_y \quad (3.9)$$

В цьому виразі  $K_y$  характеризує ступінь зменшення похибки після виконання декількох переходів, тобто від вихідної заготовки до розглянутого етапу обробки.

На підставі експериментальних даних рекомендується прийняти наступні значення коефіцієнта уточнення форми [11, с.18]:

Точіння: чорнове 0,06;  
напівчистове 0,05;  
чистове 0,04;  
Шліфування: попереднє 0,03;  
остаточне 0,02.

Крім того, враховується викривлення заготовки після операцій термообробки.

4. Похибка установки являє собою відхилення фактично досягнутого положення заготовки при її установці від необхідного. Вона залежить від способу закріплення деталі на верстаті, типу пристосування, його точності і т.д. [11, с. 19-20, т. 1.1].

- точіння чорнове (операція 010):  $\varepsilon = 200$ ;
- точіння напівчистове (операція 020):  $\varepsilon = 100$ ;
- шліфування попереднє (операція 075):  $\varepsilon = 30$ ;
- шліфування остаточне (операція 080):  $\varepsilon = 30$ ;
- суперфінішування (операція 090):  $\varepsilon = 20$ .

5. Знаючи всі складові мінімального припуску, визначимо розрахункове значення мінімального припуску для кожної із ступенів обробки за формулою (3.8):

- точіння чорнове (операція 010):  $2 \cdot Z_{\min} = 1437$  мкм;
- точіння напівчистове (операція 020):  $2 \cdot Z_{\min} = 410$  мкм;
- шліфування попереднє (операція 075):  $2 \cdot Z_{\min} = 160$  мкм;
- шліфування остаточне (операція 080):  $2 \cdot Z_{\min} = 128$  мкм;
- суперфінішування (операція 090):  $2 \cdot Z_{\min} = 94$  мкм.

6. Визначивши значення мінімального припуску на всіх ступенях обробки, отримаємо відповідні розрахункові розміри. На останньому ступені обробки (суперфінішна операція) розрахунковий розмір буде дорівнювати діаметру готової деталі  $15,2$  мм. Так як для даної поверхні конструктором задано поле допуску  $m5$  ( $^{+0,015}_{+0,007}$ ), максимальний граничний розмір  $D_{\max} = 15,215$  мм.



На попередніх ступенях обробки розрахунковий розмір будемо визначати за наступною формулою (3.10):

$$D_{pi-1} = D_{\max i} + 2 \cdot Z_{\min i} + T_{i-1} \quad (3.10)$$

- штамповка (операція 005): 18,237 мм;
- точіння чорнове (операція 010): 16,490 мм;
- точіння напівчистове (операція 020): 15,803 мм;
- шліфвання попереднє (операція 075): 15,555 мм;
- шліфвання остаточне (операція 080): 15,317 мм.

Отримані значення розрахункових розмірів необхідно округлити відповідно до вимог [11, с.110, т. П.4.1], причому мінімальний припуск на кожному ступені обробки з урахуванням округлення повинен бути більше або дорівнювати розрахунковому мініальному припуску. Крім того, необхідно враховувати технологічні особливості обробки на кожній з операцій. Таким чином, маємо значення округлених розмірів:

- штамповка (операція 005): 19,000 мм;
- точіння чорнове (операція 010): 16.500 мм;
- точіння напівчистове (операція 020): 15,900 мм;
- шліфвання попереднє (операція 075): 15,600 мм;
- шліфвання остаточне (операція 080): 15,400 мм.

7. Максимальні граничні значення розмірів збігаються з розрахунковими (з урахуванням округлення) на всіх операціях крім штампування (бо поле допуску на даній операції розташоване як в тіло заготовки, так і "в плюс"). Мінімальні граничні значення розмірів визначаються за формулою (3.11):

$$D_{\min i} = D_{\max i} - T_i \quad (3.11)$$

8. За знайденим значенням  $D_{\max}$  и  $D_{\min}$  можемо визначити значення максимального ( $2 \cdot Z_{\max}$ ) и мінімального ( $2 \cdot Z_{\min}$ ) припусків по формулами (3.12-3.13):

$$2 \cdot Z_{\max i} = D_{\max i-1} - D_{\min i} \quad (3.12)$$

$$2 \cdot Z_{\min i} = D_{\min i-1} - D_{\max i} \quad (3.13)$$

Отримані розрахункові дані заносимо в таблицю 3.2. Розрахунок інших поверхонь обертання ведемо аналогічним чином. Для внутрішніх поверхонь відмінність полягатиме в тому, що розрахунковий розмір буде співпадати з мінімальним граничним значенням.



## Продовження таблиці 3.2

Технологічна операція		Елементи припуски, мкм				Розрах. припуск, мкм	Допуск розміра, мм	Розрахунк. розмір D, мм	Прийняті розміри, мм		Прийняті припуски, мм		Граничні відхилення		Куо
№	Найменування	Rz	h	Δ	ε	2Zmin. расч	T	Drасч	Dmax	Dmin	2Zmax	2Zmin	Δсм	Δкор	
065	Шліфувальна	10	20	16	30	160	( $-_{0,027}$ )	12,955	13,000	12,973	0,327	0,130	10	13	0,03
070	Шліфувальна	5	10	11	30	128	( $-_{0,011}$ )	12,785	12,800	12,789	0,211	0,173	6	9	0,02
090	Суперфінішна	3,2	4	6	20	94	( $-_{0,008}$ )	12,688	12,680	12,672	0,128	0,109	3	5	0,01
<b>Поверхня № 7: : Зовнішня циліндрична, Ø 11,093 h5 (<math>-_{0,008}</math>); Ra 0,8; ≤ 49 HRC</b>															
005	Штамповка	80	100	500	-	-	( $+_{0,180}$ )	13,637	14,180	14,000	-	-	300	400	-
015	Токарна	40	60	30	200	1437	( $-_{0,180}$ )	12,190	12,200	12,020	2,160	1,800	18	24	0,06
025	Токарна	20	20	25	100	410	( $-_{0,043}$ )	11,603	11,600	11,557	0,643	0,420	15	20	0,05
060	Термічна													2,5	
065	Шліфувальна	10	20	16	30	160	( $-_{0,018}$ )	11,346	11,400	11,382	0,218	0,157	10	13	0,03
065	Шліфувальна	5	10	11	30	128	( $-_{0,011}$ )	11,198	11,200	11,189	0,211	0,182	7	9	0,02
090	Суперфінішна	3,2	4	6	20	94	( $-_{0,008}$ )	11,085	11,093	11,085	0,115	0,096	3	5	0,01
<b>Поверхня № 9: : Зовнішня циліндрична, Ø 8,46 h10 (<math>-_{0,058}</math>); Ra 2,5; ≤ 49 HRC</b>															
005	Штамповка	80	100	500	-	-	( $+_{0,500}$ $-_{0,300}$ )	10,837	11,500	10,700	-	-	300	400	-
015	Токарна	40	60	30	200	1437	( $-_{0,150}$ )	9,020	9,100	8,950	2,550	1,600	18	24	0,06
025	Токарна	20	20	25	100	410	( $-_{0,058}$ )	8,402	8,460	8,402	0,698	0,490	15	20	0,05

### **3.7 Розробка, розрахунки і аналіз розмірної схеми формоутворення і схем розмірних ланцюгів плоских торцевих поверхонь вала**

Головне завдання розмірного аналізу - правильне і обґрунтоване визначення проміжних і остаточних розмірів та допусків на них для вала. Особливо цього потребують лінійні розміри, що зв'язують неодноразово оброблювані протилежні поверхні. Визначення припусків на такі поверхні розрахунково-аналітичним або нормативним методами ускладнює визначення проміжних технологічних розмірів та їх відхилень. В цьому випадку звертаються до прикладної теорії розмірних ланцюгів. Послідовний розмірний аналіз технологічного процесу складається з ряду етапів: розробка розмірної схеми технологічного процесу; виявлення технологічних розмірних ланцюгів; розрахунок технологічних розмірних ланцюгів.

Розмірну схему будуємо, маючи в своєму розпорядженні плани ескізів установки і обробки деталі. З урахуванням кількості обробок торцевих поверхонь на ескізі умовно показуємо операційні припуски, а також розміри готової деталі і заготовки. Для цього викреслюємо контур готової деталі і вказуємо в напрямку торців шари міжопераційних припусків на обробку. Вказуємо відстань між торцевими поверхнями розмірами  $A \dots D$  відповідно до координації розмірів на робочому кресленні; з урахуванням кількості обробок торцевих поверхонь, умовно показуємо операційні припуски.

Всі вихідні, проміжні та кінцеві торцеві поверхні нумеруємо по порядку зліва направо від 1 до  $n$ . Через нумеровані поверхні проводимо вертикальні лінії, потім в зонах номерів відповідної операції, між вертикальними лініями починаючи з останньої операції з урахуванням ескізів установки і обробки плану технологічного процесу, вказуємо технологічні розміри, одержувані при виконанні кожної операції. Операційні розміри представляємо у вигляді стрілок з точкою. Точка поєднується з настановної базою, а стрілка з поверхнею, отриманою на даній операції.

Після побудови розмірної схеми виявляємо і будуємо схеми технологічних розмірних ланцюгів (див. Рисунок 3.3). На підставі складених схем розмірних ланцюгів визначаємо типи складових ланок і складаємо вихідні рівняння, а потім їх розраховуємо. У цих ланцюгах в квадратних дужках вказуються конструкторські розміри і розміри припусків, які є замикаючими ланками в розглянутих ланцюгах. Виявлення розмірних ланцюгів по розмірної схемою починаємо з останньої операції. Складання розмірних ланцюгів виконуємо таким чином, щоб в кожному новому ланцюзі була невідома тільки одна ланка. У такій же послідовності ведуть розрахунок розмірних ланцюгів.

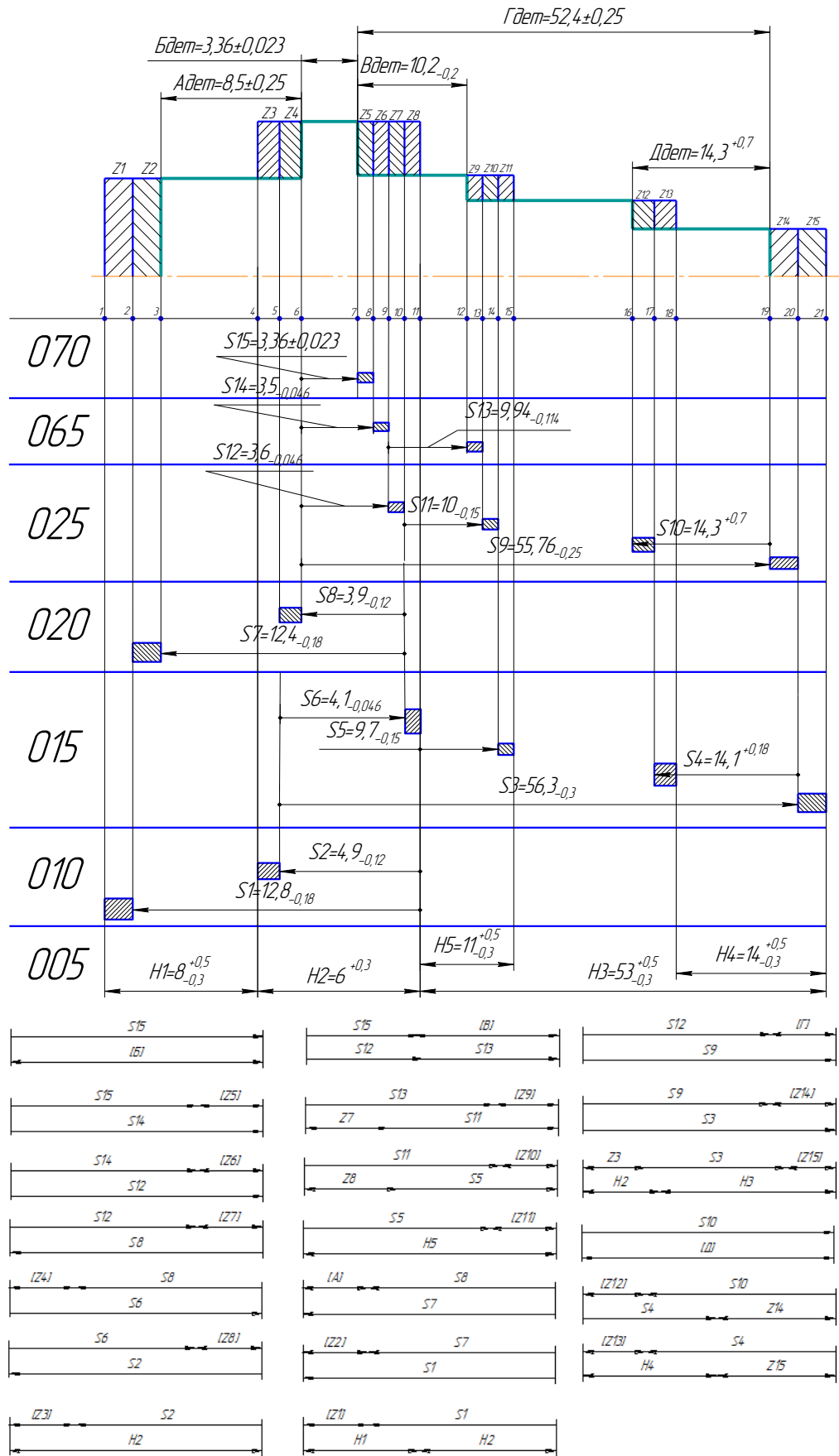


Рисунок 3.3 - Розмірна схема формоутворення торцевих поверхонь і схеми розмірних ланцюгів

### 3.8 Розрахунок припусків на обробку і операційних розмірів-координат плоских торцевих поверхонь вала

Як приклад розглянемо розрахунок припусків для торця 8, який координується щодо торця 4 розміром  $\Gamma = 52,400 \pm 0,250$  (див. Рисунок 3.3). Для односторонньої обробки (зокрема для обробки плоских торцевих поверхонь) величина мінімального припуску визначається за такою формулою (3.14) [12, с.11]:

$$Z_{\min i} = R_{Z_{i-1}} + h_{i-1} + \Delta_{i-1} + \varepsilon_i \quad (3.14)$$

Обробка торця 2 ведеться на операціях 015 (чорнове точіння) і 025 (напівчистове точіння).

1. Шорсткість і величину дефектного шару визначаємо аналогічно розглянутим вище методом:

- точіння чорнове (операція 015):  $R_z 40, h = 60$  мкм;
- точіння напівчистове (операція 025):  $R_z 20, h = 20$  мкм.

2. Відхилення форми, викликані зміщенням порожнин штампу не впливають на точність обробки торцевих поверхонь. При розрахунку мінімального припуску враховуємо тільки викривлення заготовки ( $\Delta_{КОР}$ ):  $\Delta_{КОР} = 0,400$  мкм [1, с.108, т. П.3.7, п.3.8]. Для розрахунку подальших операцій приймаємо такі коефіцієнт и уточнення [12, с.18]:

точіння: - чорнове 0,06;  
напівчистове 0,05;  
чистове 0,04;

шліфування: попереднє 0,03.

3. Похибку установки визначаємо відповідно довідкових даних [12, с. 19-20, т.1.1]:

- точіння чорнове (операції 015): = 50;
- точіння напівчистове (операція 025): = 50.

4. Знаючи всі складові мінімального припуску, визначимо розрахункове значення мінімального припуску для кожного із ступенів обробки по формулі (3.14):

- точіння чорнове (операція 015): = 630 мкм;
- точіння напівчистове (операція 025): = 174 мкм.

Аналогічно ведемо розрахунок припусків інших плоских торцевих поверхонь. Результати розрахунків заносимо в таблицю 3.3

Таблиця 3.3 – Розрахунок припусків на обробку плоских торцевих поверхонь розрахунково-аналітичним методом

Технологічна операція		Елементи припуску, мкм				Розрахунок мінімального припуску $Z_{\min}$ , мкм
№	Найменування	$R_z$	$h$	$\Delta$	$\varepsilon_y$	
Поверхні № 2, 3: Торці, 8,5js12( $\pm 0,250$ ); $R_z 20$						
005	Штамповка	80	100	400	-	-
010	Токарна	40	60	24	50	630
020	Токарна	20	20	20	50	174
Поверхні № 8, 4: Торці, 52,4js12( $\pm 0,250$ ); $R_z 20$						
005	Штамповка	80	100	400	-	-

015	Токарна	40	60	24	50	630
025	Токарна	20	20	20	50	174
Поверхні № 4, 3: Торці, 3,36js10( $\pm 0,023$ ); Ra 2,5						
005	Штамповка	80	100	400	-	-
015	Токарна	40	60	24	50	630
025	Токарна	20	20	20	50	174
060	Термічна			1,68		
065	Шліфувальна	10	10	16	20	80
070	Шліфувальна	5	5	12	10	46
Поверхні № 12, 4: Торці, 10,2h12( $_{-0,200}$ ); Ra 2,5						
005	Штамповка	80	100	400	-	-
015	Токарна	40	60	24	50	630
025	Токарна	20	20	20	50	174
060	Термічна			0,51		
065	Шліфувальна	10	10	16	20	80
Поверхні № 11, 8: Торці, 14,3H12( $^{+0,700}$ ); Rz 20						
005	Штамповка	80	100	400	-	-
015	Токарна	40	60	24	50	630
025	Токарна	20	20	20	50	174
Поверхні № 3, 4: Торці, 3,36js10( $\pm 0,023$ ); Rz 20						
005	Штамповка	80	100	400	-	-
010	Токарна	40	60	24	50	630
015	Токарна	20	20	20	50	174

Розрахунок операційних розмірів-координат ведемо відповідно до отриманої схеми технологічних розмірних ланцюгів. Як приклад розглянемо розрахунок лінійного операційного розміру S5 (див. Рисунок 3.3).

Конструкторський розмір Б виходить в умовах суміщення вихідної і конструкторської баз і дорівнює технологічному розміру S15 ( $S15 = B = 3,36 \pm 0,023$ ).

Останньою ланкою цього ланцюга є розмір припуску z5. Початкове рівняння для даної розмірної ланцюга можна записати у вигляді:

$$Z5 = S14 - S15.$$

Далі, знаючи величину мінімального припуску z2min і технологічний розмір S15 з допуском на нього, визначимо розмір S14:

$$S14_{\min} = z5_{\min} + S15_{\max} = 0,046 + 3,383 = 3,429.$$

Додамо до отриманого значення S14min величину операційного допуску і отримаємо розрахункове значення розміру S14:

$$S5_{\text{nom}} = 3,429 + 0,046 = 3,475.$$

Округляємо отриманий розмір відповідно до [12, с.110, т. П.4.1]. При цьому враховуємо, що розмір S14 є збільшуючою ланкою в розглянутому розмірному ланцюзі. Тому округляти його необхідно в більшу сторону. Таким чином,

$$S14 = 3,5-0,046.$$

Визначивши всі складові ланки розглянутого розмірного ланцюга, виконаємо розрахунок фактичного припуску z2:  $Z_5 = S14 - S15 = 3,5_{-0,046} - 3,36 \pm 0,023 = 0,14_{-0,069}^{+0,023}$ .

З розрахунку видно, що значення мінімального припуску  $z5_{\min} = 0,071$  не менше розрахункового, відповідно розрахунок операційного розміру виконаний вірно.

Розрахунок решти розмірних ланцюгів торцевих поверхонь вала проводиться аналогічно і представлений в таблиці 3.4

Таблиця 3.4– Розрахунок і оптимізація припусків на обробку та операційних розмірів-координат плоских торцевих поверхонь

Замикаючий розмір, мм	Вихідне рівняння	Розрахунковий розмір, мм	Допуск, мм	Прийнятий розмір, мм	Прийнятий припуск, мм
$B=3,36\pm 0,023$	$B=S_{15}$	$S_{15}=3,36$	0,046	$S_{15}=3,36\pm 0,023$	-
$Z_5=0,046$	$Z_5=S_{14}-S_{15}$	$S_{14min}=Z_{5min}+S_{15max}=-0,046+3,383=3,429$	0,046	$S_{14}=3,5_{-0,046}$	$Z_5=3,5_{-0,046}-3,36\pm 0,023=0,14^{+0,023}_{-0,069}$
$Z_6=0,080$	$Z_6=S_{12}-S_{14}$	$S_{12min}=Z_{6min}+S_{14max}=-0,080+3,5=3,58$	0,046	$S_{12}=3,6_{-0,046}$	$Z_6=3,6_{-0,046}-3,5_{-0,046}=0,1\pm 0,046$
$Z_7=0,174$	$Z_7=S_8-S_{12}$	$S_{8min}=Z_{7min}+S_{12max}=-0,174+3,6=3,774$	0,120	$S_8=3,9_{-0,120}$	$Z_7=3,9_{-0,120}-3,6_{-0,046}=0,3^{+0,046}_{-0,120}$
$Z_4=0,174$	$Z_4=S_6-S_8$	$S_{6min}=Z_{4min}+S_{8max}=-0,174+3,9=4,074$	0,046	$S_6=4,1_{-0,046}$	$Z_4=4,1_{-0,046}-3,9_{-0,120}=0,2^{+0,120}_{-0,046}$
$Z_8=0,630$	$Z_8=S_2-S_6$	$S_{2min}=Z_{8min}+S_{6max}=-0,630+4,1=4,730$	0,120	$S_2=4,9_{-0,120}$	$Z_8=4,9_{-0,120}-4,1_{-0,046}=0,8^{+0,046}_{-0,120}$
$Z_3=0,630$	$Z_3=H_2-S_2$	$H_{2min}=Z_{3min}+S_{2max}=-0,630+4,9=5,530$	0,300	$H_2=6^{+0,300}$	$Z_3=6^{+0,300}-4,9_{-0,120}=1,1^{+0,420}$
$B=10,2_{-0,2}$	$B=S_{12}+S_{13}-S_{15}$	$S_{13min}=B_{min}-S_{12min}+S_{15max}=10-3,554+3,383=9,829$	0,114	$S_{13}=9,94_{-0,114}$	$B=3,6_{-0,046}+9,94_{-0,114}-3,36\pm 0,020=10,18^{+0,020}_{-0,180}$
$Z_9=0,080$	$Z_9=S_{11}+Z_7-S_{13}$	$S_{11min}=Z_{9min}-Z_{7max}+S_{13max}=-0,080-0,346+9,94=9,674$	0,150	$S_{11}=10_{-0,150}$	$Z_9=10_{-0,150}+0,3^{+0,046}_{-0,120}-9,94_{-0,114}=0,36^{+0,160}_{-0,270}$
$Z_{10}=0,174$	$Z_{10}=S_5+Z_8-S_{11}$	$S_{5min}=Z_{10min}-Z_{8min}+S_{11max}=0,174-0,680+10=9,494$	0,150	$S_5=9,7_{-0,150}$	$Z_{10}=9,7_{-0,150}+0,8^{+0,046}_{-0,120}-10_{-0,150}=0,5^{+0,196}_{-0,270}$
$Z_{11}=0,630$	$Z_{11}=H_5-S_5$	$H_{5min}=Z_{11min}+S_{5max}=-0,630+9,7=10,330$	0,800	$H_5=11^{+0,500}_{-0,300}$	$Z_{11}=11^{+0,500}_{-0,300}-9,7_{-0,150}=1,3^{+0,650}_{-0,300}$
$A=8,5\pm 0,250$	$A=S_7-S_8$	$S_{7min}=A_{min}+S_{8max}=-8,25+3,9=12,15$	0,180	$S_7=12,4_{-0,180}$	$A=12,4_{-0,180}-3,9_{-0,120}=8,5^{+0,120}_{-0,180}$
$Z_2=0,174$	$Z_2=S_1-S_7$	$S_{1min}=Z_{2min}+S_{7max}=-0,174+12,4=12,574$	0,180	$S_1=12,8_{-0,180}$	$Z_2=12,8_{-0,180}-12,4_{-0,180}=0,4\pm 0,180$
$Z_1=0,630$	$Z_1=H_1+H_2-S_1$	$H_{1min}=Z_{1min}-H_{2min}+S_{1max}=0,630-6+12,800=7,430$	0,800	$H_1=8^{+0,500}_{-0,300}$	$Z_1=8^{+0,500}_{-0,300}+6^{+0,300}-12,8_{-0,180}=1,2^{+0,980}_{-0,300}$
$\Gamma=52,4\pm 0,250$	$\Gamma=S_9-S_{15}$	$S_{9min}=\Gamma_{min}+S_{15max}=-52,15+3,383=55,533$	0,300	$S_9=55,76_{-0,250}$	$\Gamma=55,76_{-0,220}-3,36\pm 0,023=52,4^{+0,023}_{-0,243}$
$Z_{14}=0,174$	$Z_{14}=S_3-S_9$	$S_{3min}=Z_{14min}+S_{9max}=-0,174+55,76=55,934$	0,300	$S_3=56,3_{-0,300}$	$Z_{14}=56,3_{-0,300}-55,76_{-0,250}=0,54^{+0,250}_{-0,300}$
$Z_{15}=0,630$	$Z_{15}=H_2+H_3-S_3-Z_3$	$H_{3min}=Z_{15min}-H_{2min}+S_{3max}+Z_{3max}=-0,630-6+56,3+1,520=52,45$	0,800	$H_3=53^{+0,500}_{-0,300}$	$Z_{15}=53^{+0,500}_{-0,300}+6^{+0,300}-56,3_{-0,300}-1,1^{+0,420}==1,6^{+1,100}_{-0,720}$
$D=14,3^{+0,7}$	$D=S_{10}$	$S_{10}=14,3$	0,700	$S_{10}=14,3^{+0,7}$	-
$Z_{12}=0,174$	$Z_{12}=S_{10}+Z_{14}-S_4$	$S_{4max}=S_{10min}+Z_{14min}-Z_{12min}=14,3+0,24-0,174=14,366$	0,180	$S_4=14,1^{+0,180}$	$Z_{12}=14,3^{+0,7}+0,54^{+0,250}_{-0,300}-14,1^{+0,180}=0,74^{+0,950}_{-0,480}$
$Z_{13}=0,630$	$Z_{13}=S_4+Z_{15}-H_4$	$H_{4max}=S_{4min}+Z_{15min}-Z_{13min}=14,1+0,880-0,630=14,350$	0,800	$H_4=14^{+0,500}_{-0,300}$	$Z_{13}=14,1^{+0,180}+1,6^{+1,100}_{-0,720}-14^{+0,500}_{-0,300}=1,7^{+1,580}_{-1,280}$



### 3.9 Оформлення остаточного плану технологічного процесу

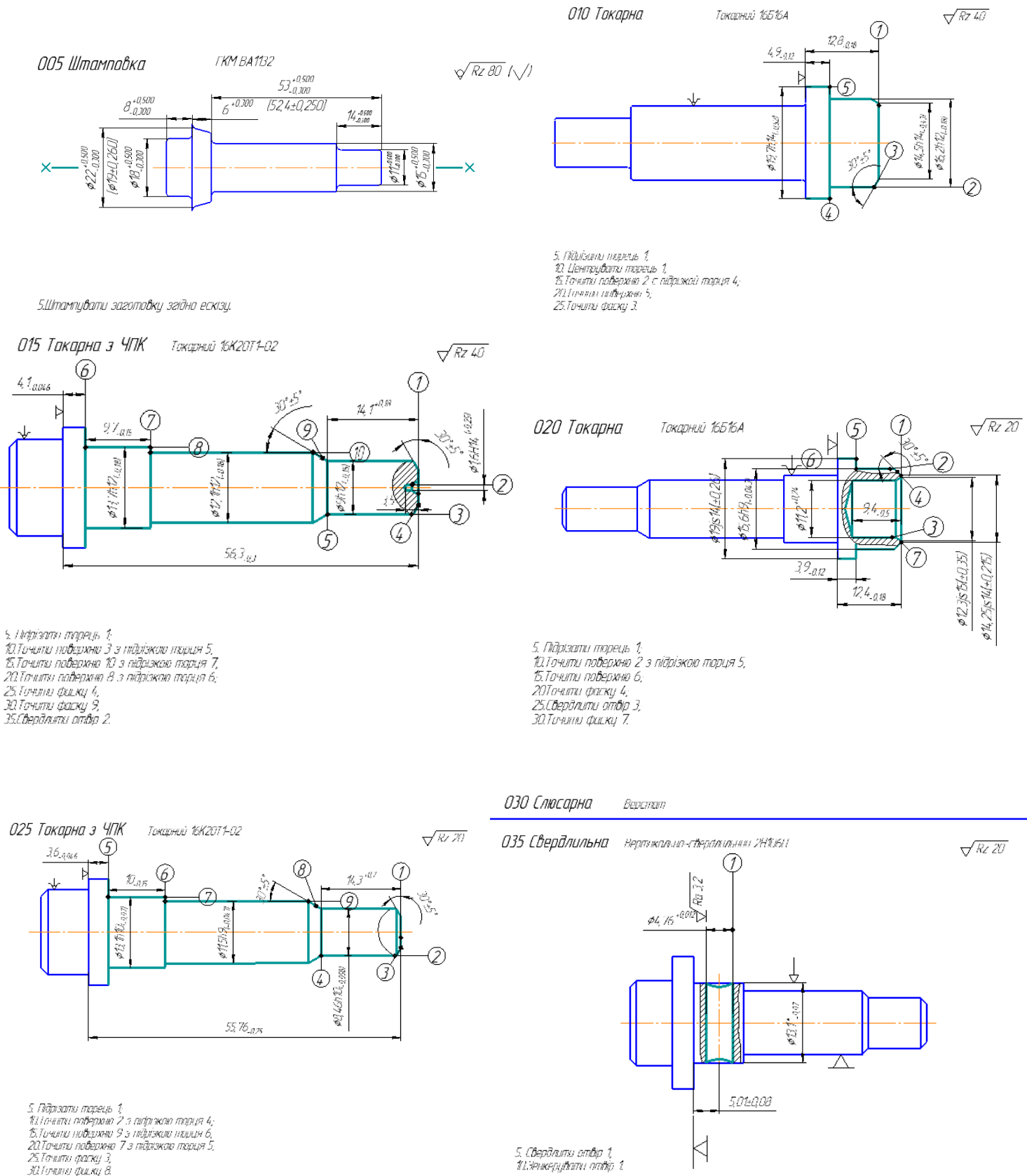
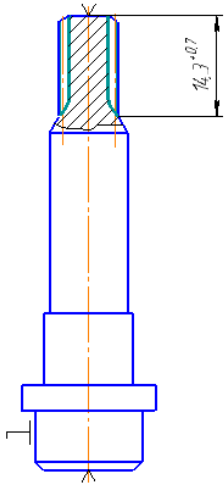


Рисунок 3.4 – Остаточний план технологічного процесу виготовлення деталі «вал-шестерня»

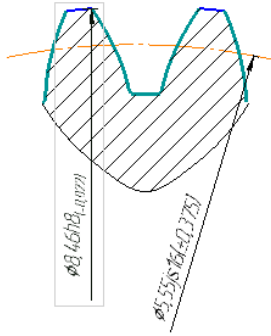
040 Шлицефрезерна

Зубофрезерний Наталі 120

$\sqrt{Ra\ 25}$



5. Фрезерувати шлиці,  
m=125, z=7.



045 Слюсарна

Верстат

050 Промивачна

Вана

055 Контроль

Стіл контрольний

060 Закалка, відпуск

Піч

065 Шліфувальна

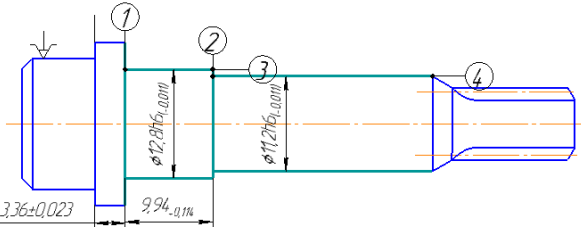
Шліфувальний 3Б53

$\sqrt{Ra\ 125}$

070 Шліфувальна

Шліфувальний 3Б53

$\sqrt{Ra\ 125}$



5.Шліфувати поверхні 1,2,3,4 попередньо.  
10.Шліфувати поверхні 2,4 остаточно.  
15.Шліфувати поверхні 1,3 остаточно.



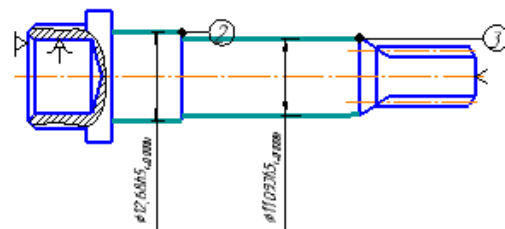
5.Шліфувати поверхню 1 попередньо.  
10.Шліфувати поверхню 1 остаточно.

085 Суперфінішна

$\sqrt{Ra\ 0.8}$

075 Старіння

Піч



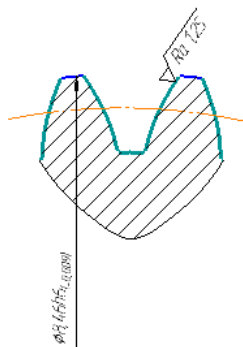
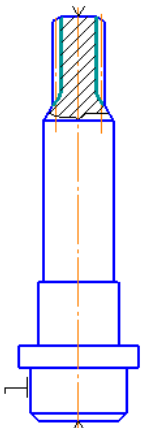
5.Суперфінішувати поверхні 2,3.

080 Зубошліфувальна

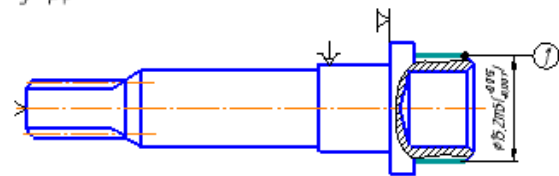
Зубошліфувальний 5Б33(1)

090 Суперфінішна

$\sqrt{Ra\ 0.8}$



5.Суперфінішувати поверхню 1.



095 Промивачна

Вана

100 Контрольно-здаточна

Верстат

Продовження рисунка 3.4

### 3.9 Проектування типової операції

#### 3.9.1. Операція 010 Токарна

Інструмент та обладнання обранні для даної операції:  
Токарно – гвинторізний станок моделі 16Б16А

Технічні характеристики:

Довжина, мм 2025

Ширина, мм 1060

Висота, мм 1450

Клас точності станка по ГОСТ 8-82, ( Н, П, В, А, С ) А

Потужність двигуна головного руху, кВт 2,8

Маса станка, кг 2 000

Частота обертання шпінделя min/max, об/хв 20/2 000

Діаметр деталі над супортом, мм 180

Діаметр деталі над станиною, мм 320

Довжина оброблюваної деталі, мм 500

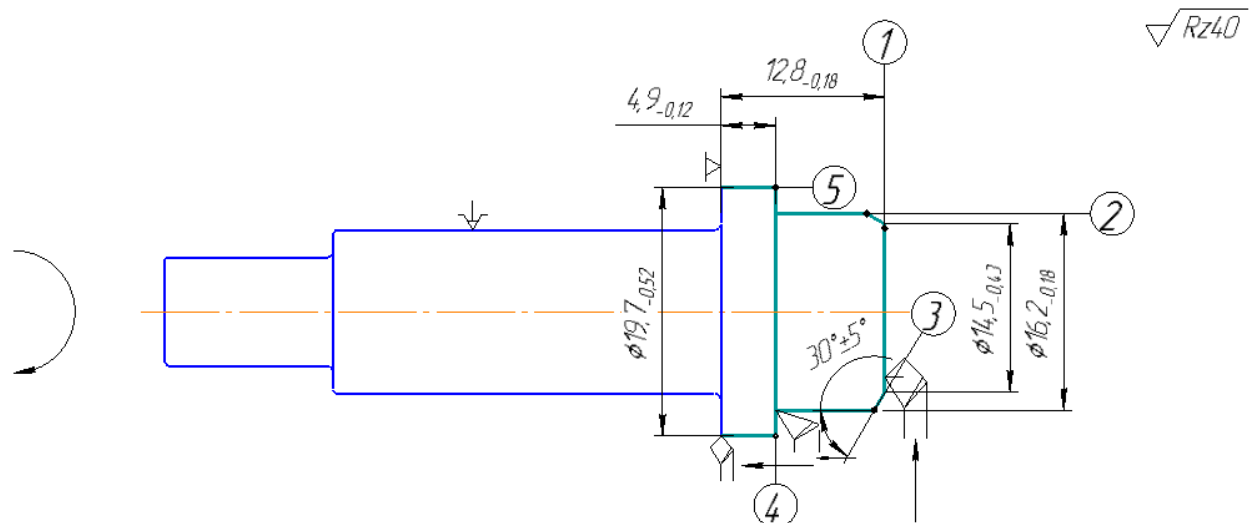


Рисунок 3.5 Ескіз обробки на операцію 10 Токарна

#### Поверхня 2

1. Поперечна подача

$$S_n = \sqrt{8 \cdot r \cdot R_z} = \sqrt{8 \cdot 2 \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 0,8 \text{ мм/об}$$

$$S_{\text{прийн}} = 0,8 \text{ мм/об}$$

2. Загальний поправочний коефіцієнт розраховують за формулою (3.15):

$$K = K_{mv} \cdot K_{nv} \cdot K_{uv} \cdot K_{\phi v} \quad (3.15)$$

Поправочний коефіцієнт, який враховує вплив фізико-механічних властивостей на швидкість різання розраховують за формулою (3.16):

$$K_{mv} = K_{\Gamma} \left( \frac{750}{\sigma_B} \right)^{nv} = 0,7 \cdot \left( \frac{750}{1200} \right)^1 = 0,44 \quad (3.16)$$

$K_{\Gamma}=0,7$ ;  $n_v=1$  [11, с.265]

Поправочний коефіцієнт, який враховує вплив поверхні заготовки (заготовка-поковка):  $K_{nv} = 1$  [11, с.265]

Поправочний коефіцієнт, який враховує вплив інструментального матеріалу:  $K_{uv} = 1$

Поправочний коефіцієнт:  $K_{\phi v} = 1$  [11, с.265]

$$K = 0,44 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 0,44$$

3. Швидкість різання розраховують за формулою (3.1):

$$V_p = \frac{C_v}{T^m \cdot t^x \cdot S^y} \cdot K \quad (3.17)$$

де  $C_v=350$ ;  $X=0,15$ ;  $y=0,35$ ;  $m=0,2$  [11, с.269]

$$V_p = \frac{350}{60^{0,2} \cdot 1,6^{0,15} \cdot 0,8^{0,35}} \cdot 0,44 = 44 \text{ м/мин}$$

4. Розрахункову частоту обертання шпінделя станка розраховують за формулою (3.18):

$$n_{пр} = \frac{1000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{1000 \cdot 44}{3,14 \cdot 18} = 778,48 \text{ об/хв} \quad (3.18)$$

Приймаємо  $n_{пр}=800$  об/хв

5. Фактична швидкість різання:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 18 \cdot 800}{1000} = 45,23 \text{ м/мин}$$

6. Основний час обробки розраховують за формулою (3.19):

$$T_o = \frac{L_{px}}{S \cdot n} = \frac{D/2 + 1}{S \cdot n} \quad (3.19)$$

де,  $L_{px} = l_{обр} + l_{подв} + l_{пер} = 18 + 2 + 2 = 22$

$$T_o = \frac{22/2+1}{0,8 \cdot 800} = 0,02 \text{ мин}$$

Поверхні 1, 5 і фаска 3 розраховуються аналогічно поверхні 1. Результати розрахунків приведені нижче:

## Поверхня 1:

PI: 92101 різець прохідний відігнутий з пластиною з твердого сплава T5K10 2112-0007 ГОСТ 18880-73

Основні параметри:  $t=1,6$  мм,  $i=1$ ,  $S=0,8$  мм/об ;  $n=800$  об/мин;  $V=44$  м/мин.

## Поверхня 5:

PI: 92101 різець прохідний відігнутий з пластиною з твердого сплава T5K10 2112-0007 ГОСТ 18880-73

Основні параметри:  $t=1,6$  мм,  $i=1$ ,  $S=0,8$  мм/об ;  $n=800$  об/мин;  $V=44$  м/мин.

## Фаска 3:

PI: 92101 різець прохідний відігнутий з пластиною з твердого сплава T5K10 2112-0007 ГОСТ 18880-73

Основні параметри:  $i=1$ ,  $S=0,8$  мм/об ;  $n=800$  об/мин;  $V=44$  м/мин.

### 3.10 Висновки

В ході виконання технологічної частини були зроблені конструкторсько-технологічні розрахунки маршрутно-операційного технологічного процесу виготовлення вала. Вал є осьосиметрична фігуру, має зовнішні шліци і досить точні поверхні. Тому для його виготовлення використовувалися високопродуктивні методи обробки і складне устаткування (верстати з ЧПК, зубофрезерні верстати і т.д.)

Послідовність операцій обробки деталі прийнята згідно з попередньо розробленим планом технологічного процесу з урахуванням описаних вище змін.

Було виконано розрахунок припусків на обробку поверхонь вала розрахунково-аналітичним методом. Після розробки, розрахунку та аналізу розмірної схеми формоутворення плоских торцевих поверхонь вала, були побудовані і розраховані конструкторсько-технологічні розмірні ланцюги.

Перераховані вище заходи дозволили скласти остаточний план технологічного процесу виготовлення вала. В результаті його оптимізації та коригування була виключена можливість отримання браку на етапі проектування. Розрахунок конструкторсько-технологічних розмірних ланцюгів дозволив підвищити економічність використання матеріалу за рахунок раціонально вибраних припусків, підвищилася продуктивність праці і зменшилися витрати часу на обробку за рахунок застосування сучасного обладнання з програмним управлінням.

## 4 Спеціальна частина

### 4.1 Введення

Відомо, що на частину компресорів і вентиляторів доводиться до 45% маси двигуна для дозвукових літаків і до 30% для надзвукових. Крім того, вентилятор істотно впливає на паливну ефективність силової установки. Наявність у лопаток вентиляторів антивібраційних полиць призводить до погіршення його аеродинамічних характеристик і збільшення витрати палива. До вентиляторів сучасних і перспективних ТРДД пред'являють вимоги по високим рівням аеродинамічних характеристик в широкому діапазоні умов експлуатації, по високій опірності вібраційних і циклічних навантажень, за рівнем шуму, по підвищеній стійкості до пошкоджень при попаданні в повітряний тракт сторонніх предметів, включаючи птахів.

Ефективним вирішенням актуальних для двигунобудування завдань є проектування широкохордних лопаток вентиляторів ТРДД із застосуванням нових матеріалів і технологій. В даний час завдяки використанню широкохордних лопаток в вентиляторах ТРДД підвищується ступінь стиснення на одній ступені при одночасному підвищенні аеродинамічній стійкості і стійкості до вібрацій. Підвищення газодинамічної ефективності при застосуванні лопаток такої конструкції дає можливість помітно зменшити загальне число лопаток у вентиляторі. Відмова від антивібраційних полиць і використання порожнистих металевих конструкцій і композиційних матеріалів на полімерній основі в лопатках вентиляторів ТРДД дозволяють полегшити лопатки і всю ступінь в цілому, знизити окружні швидкості для зменшення рівня шуму.

Аналіз показує, що відмова тільки від антивібраційних полиць сприяє: підвищенню газодинамічної ефективності вентилятора до 6%; зниження питомої витрати палива, наприклад, на крейсерських режимах на 4%; збільшення витрати повітря через вентилятор. Остання обставина виявляється надзвичайно важливим, так як проходить по зовнішньому контуру повітряний потік створює близько 75% загальної тяги двигуна. Тому при заданій площі прохідного перетину використання широкохордної лопатки без антивібраційних полиць надає великі можливості щодо підвищення, вибору й оптимізації тяги.

Експериментальні дослідження показали, що широкохордні лопатки мають велику згинальну жорсткість, ніж лопатки з великим подовженням і антивібраційними полицями. Пружний потенціал поглинання енергії при ударі вище, що, безсумнівно, веде до підвищення ударостійкості лопатки і колеса при попаданні в тракт двигуна сторонніх предметів і живучості лопаток при їх пошкодженні. Практично зникає питання утримання зруйнованої лопатки корпусом вентилятора.

## 4.2 Профілювання пера робочої лопатки вентилятора і побудова твердотільної моделі

Розрахунок і побудова решіток профілів вентилятора виконується за програмою КАФ 203. При навчальному проектуванні профілювання робочих лопаток проводять на трьох характерних радіусах.

Вихідними даними для профілювання робочої лопатки вентилятора являються газодинамічні і кінематичні параметри профільованої ступені на трьох характерних радіусах, одержувані в результаті газодинамічного розрахунку двигуна. Далі за відповідними формулами розраховуються параметри на трьох перерізах.

Результати розрахунку представлені в табл. 4.1:

Таблиця 4.1 – Результати профілювання

$n_{ст} = 43430$ .  $\eta_{дст} = 0.880$   $G_B = 253.2 \text{ кг/с}$   $T_1^* = 288.0 \text{ К}$   $P_1^* = 100800 \text{ Па}$   $C_{1a} = 225.0 \text{ м/с}$   
 $D_{к1} = 1.273 \text{ м}$   $D_{ср1} = 0.939 \text{ м}$   $D_{вт1} = 0.378 \text{ м}$   
 $\Pi_{ст} = 1.544$   $P_2^* = 157991 \text{ Па}$   $P_3^* = 155621 \text{ Па}$   $T_2^* = T_3^* = 331.2 \text{ К}$   
 $\lambda_{2a ср} = 0.676$   $q(\lambda_{2a ср}) = 0.970$   $F_2 = 0.7447 \text{ кв.м}$   
 ПОСТОЯННЫЙ СРЕДНИЙ ДИАМЕТР  
 $D_{к2} = 1.164 \text{ м}$   $D_{ср2} = 0.939 \text{ м}$   $D_{вт2} = 0.638 \text{ м}$   
 $U_{1к} = 500.0 \text{ м/с}$   $U_{1ср} = 368.8 \text{ м/с}$   $U_{1вт} = 148.5 \text{ м/с}$   
 $U_{2к} = 457.3 \text{ м/с}$   $U_{2ср} = 368.8 \text{ м/с}$   $U_{2вт} = 250.8 \text{ м/с}$   
 СРЕДНИЕ ЗНАЧЕНИЯ ОКРУЖНОЙ СКОРОСТИ  
 $U_k = 478.7 \text{ м/с}$   $U_{ср} = 368.8 \text{ м/с}$   $U_{вт} = 199.6 \text{ м/с}$   
 ЗАКРУТКА ПОТОКА  
 $dW_u к = 90.7 \text{ м/с}$   $dW_u ср = 117.8 \text{ м/с}$   $dW_u вт = 217.6 \text{ м/с}$   
 $Ro_{1к} = 0.905$   $Ro_{1ср} = 0.840$   $Ro_{1вт} = 0.455$   
 УГЛЫ  $\alpha_1 к, ср, вт = 90$  град  
 $W_{1у к} = 500.0 \text{ м/с}$   $W_{1у ср} = 368.8 \text{ м/с}$   $W_{1у вт} = 148.5 \text{ м/с}$   
 $\beta_{1к} = 24.2 \text{ град}$   $\beta_{1ср} = 31.4 \text{ град}$   $\beta_{1вт} = 56.6 \text{ град}$   
 $W_{1к} = 548.3 \text{ м/с}$   $W_{1ср} = 432.0 \text{ м/с}$   $W_{1вт} = 269.6 \text{ м/с}$   
 $T_{1к} = T_{1ср} = T_{1вт} = 262.8 \text{ К}$   
 $Mw_{1к} = 1.69$   $Mw_{1ср} = 1.33$   $Mw_{1вт} = 0.83$   
 $C_{2a(r)} = C_{1a(r)} = C_{1A к} = 225.0 \text{ м/с}$   
 $C_{2у к} = 90.7 \text{ м/с}$   $C_{2у ср} = 117.8 \text{ м/с}$   $C_{2у вт} = 217.6 \text{ м/с}$   
 $W_{2у к} = 366.6 \text{ м/с}$   $W_{2у ср} = 251.1 \text{ м/с}$   $W_{2у вт} = 33.2 \text{ м/с}$   
 $\beta_{2к} = 31.5 \text{ град}$   $\beta_{2ср} = 41.9 \text{ град}$   $\beta_{2вт} = 81.6 \text{ град}$   
 $\alpha_{2к} = 68.0 \text{ град}$   $\alpha_{2ср} = 62.4 \text{ град}$   $\alpha_{2вт} = 46.0 \text{ град}$   
 $W_2 к = 430.1 \text{ м/с}$   $W_2 ср = 337.1 \text{ м/с}$   $W_2 вт = 227.4 \text{ м/с}$   
 $d\beta_{к} = 7.3 \text{ град}$   $d\beta_{ср} = 10.5 \text{ град}$   $d\beta_{вт} = 25.0 \text{ град}$

### Продовження Таблиці 4.1

$C2_k = 242.6 \text{ м/с}$     $C2_{\text{ср}} = 254.0 \text{ м/с}$     $C2_{\text{вт}} = 313.0 \text{ м/с}$

$T2_k = 301.9 \text{ К}$     $T2_{\text{ср}} = 299.1 \text{ К}$     $T2_{\text{вт}} = 282.5 \text{ К}$

$Mc2_k = 0.70$     $Mc2_{\text{ср}} = 0.73$     $Mc2_{\text{вт}} = 0.93$

СРЕДНЯЯ ВЫСОТА РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ = 0.3552 м

$t_{\text{вт min}} = 0.0338 \text{ м}$

РАСЧЕТНОЕ ЧИСЛО ЛОПАТОК = 35.2

ПРИНЯТОЕ ЧИСЛО ЛОПАТОК = 23.0

РАСЧЁТНОЕ ОТНОШЕНИЕ  $(b/t)_{\text{вт}} = 0.3732$

$(b/t)_{\text{вт}} = 2.250$     $(b/t)_k = 0.668$     $t_{\text{вт}} = 0.052 \text{ м}$     $t_k = 0.174 \text{ м}$

хорды:  $b_k = 0.116 \text{ м}$     $b_{\text{ср}} = 0.116 \text{ м}$     $b_{\text{вт}} = 0.116 \text{ м}$

УГЛЫ АТАКИ  $i_{\text{вт}} = 1 \text{ град}$ ,  $i_{\text{ср}} = 2 \text{ град}$ ,  $i_k = 3 \text{ град}$

КРИВИЗНА ПРОФИЛЯ  $V_k = 7.75$     $V_{\text{ср}} = 14.35$     $V_{\text{вт}} = 30.54$

УГЛЫ УСТАНОВКИ ПРОФИЛЯ

$\text{ГАММА}_k = 31.11$     $\text{ГАММА}_{\text{ср}} = 40.56$     $\text{ГАММА}_{\text{вт}} = 75.91$

КОНЦЕВОЕ СЕЧЕНИЕ

СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ

$R_{\text{ср}} = 0.859$    ХОРДА = 0.116

СРЕДНЕЕ СЕЧЕНИЕ

СВЕРХЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ

$R_{\text{ср}} = 0.465$    ХОРДА = 0.116

ВТУЛОЧНОЕ СЕЧЕНИЕ

ДОЗВУКОВОЙ ПРОФИЛЬ

СРЕДНЯЯ ЛИНИЯ ПРОФИЛЯ СТРОИТСЯ ПО

ЗАКОНУ  $y = (bx - x^2) / (2Ax + B)$

$Fi1 = 18.32$     $Fi2 = 12.21$    ХОРДА = 0.116    $A = -0.800$     $B = 0.351$

По результатам профілювання були побудовані характерні перерізи та твердотільна модель рисунки 4.1-4.4:

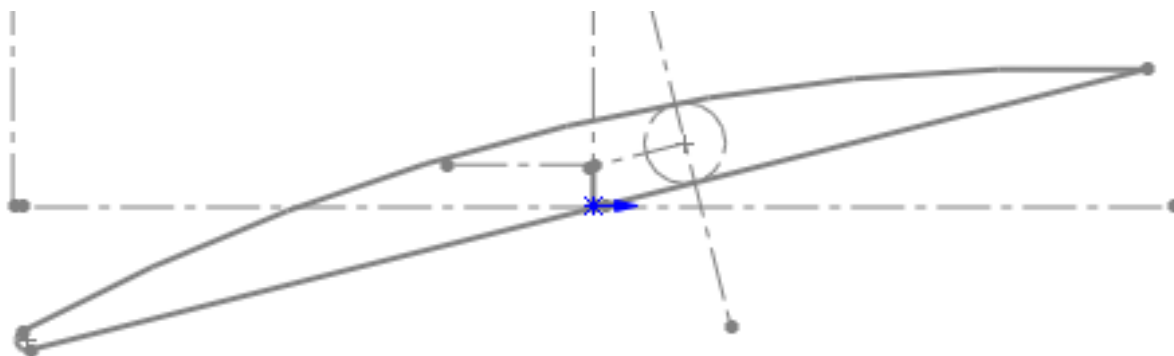


Рисунок 4.1- Профіль кореневого перерізу лопатки



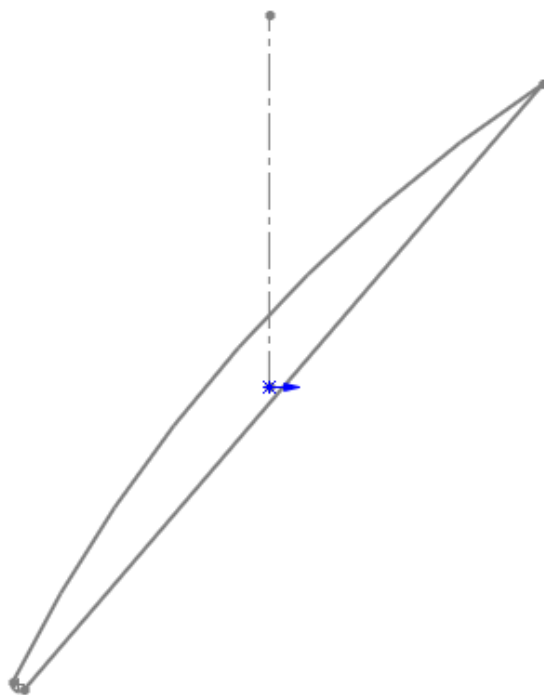


Рисунок 4.2- Профіль середнього перерізу лопатки

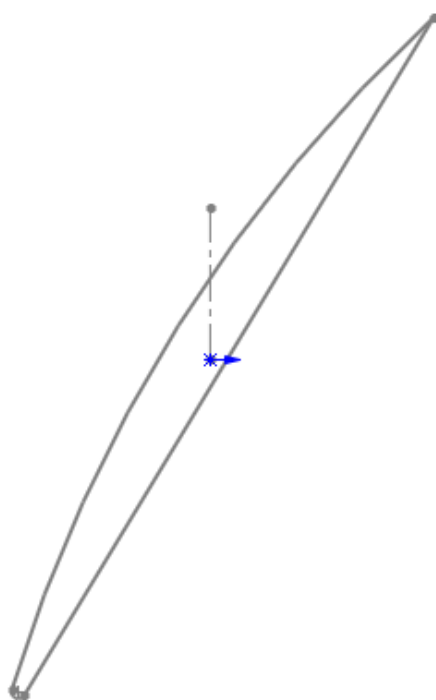


Рисунок 4.3- Профіль периферійного профілю

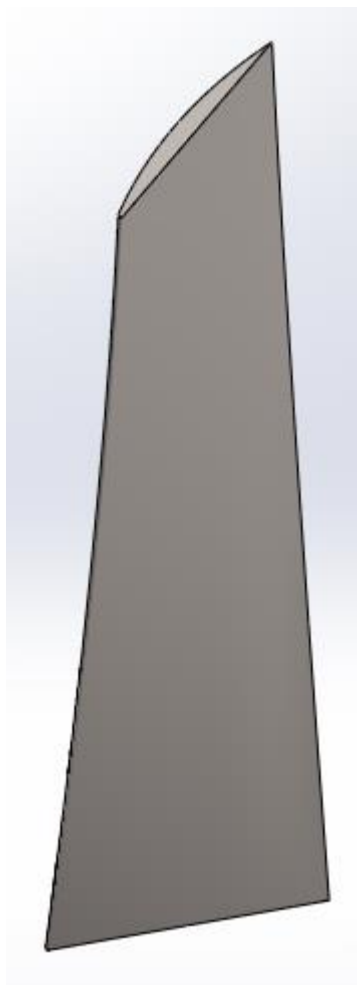


Рисунок 4.4- Твердотільна модель пера лопатки

### 4.3 Розрахунок на міцність робочої лопатки ступені вентилятора

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

#### Навантаження, які діють на лопатки

При роботі газотурбінного двигуна на робочі лопатки діють статичні, динамічні і температурні навантаження, викликаючи складну картину напружень. Розрахунок на міцність пера лопатки виконуємо, враховуючи вплив тільки статичних навантажень. До них відносяться відцентрові сили мас лопаток, які з'являються при обертанні ротора, і газові сили, що виникають при обтіканні газом профілю пера лопатки і в зв'язку з наявністю різниці тисків газу перед і за лопаткою.

#### Допущення, прийняті при розрахунку:

- лопатку розглядаємо як консольну балку, жорстко закріплену в ободі диска;
- напруги визначаємо за кожним видом деформації окремо;

- температуру в перерізі пера лопатки вважаємо однаковою, тобто температурні напруги відсутні;
- лопатку вважаємо жорсткою, а деформацією лопатки під дією сил і моментів нехтуємо;
- припускаємо, що деформації лопатки протікають в пружній зоні, тобто напруги в пері лопатки не перевищують межа пропорційності.

### Розрахунковий режим

Як розрахунковий режиму вибираємо режим максимальної частоти обертання ротора і максимальної витрати повітря через двигун.

### Розрахункова схема

Для розрахунку перо лопатки розбивається на 11 перетинів по висоті (рисунок 4.5), що дозволяє перейти від інтегральних залежностей до кінцевих різниць.

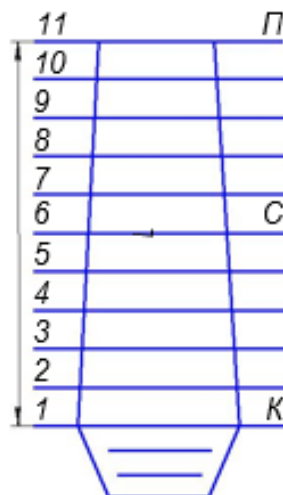


Рисунок 4.5 – Розрахункова схема

### Розрахунок статичної міцності пера лопатки на ЕОМ

Розрахунок проводимо за програмою кафедри 203 Statlop.exe.

**Вихідні дані:** з конструкторських міркувань вибираємо матеріал лопатки ВТ-8. Щільність матеріалу лопатки становить  $\rho = 4520 \text{ кг/м}^3$ , межа тривалої міцності  $\sigma_{\text{лит}} = 980 \text{ МПа}$ .

Основні діаметральні розміри були отримані при виконанні газодинамічного розрахунку двигуна:

- довжина лопатки  $L = 0,4475 \text{ м}$ ;
- радіус кореневого перетину  $R_k = 0,189 \text{ м}$ ;
- радіус периферійного перетину  $R_{\text{п}} = 0,6365 \text{ м}$ ;

- обсяг бандажної полиці  $V = 0 \text{ м}^3$ ;

Основні розміри профілю та інтенсивності газових навантажень були отримані при профілюванні пера лопатки в трьох перерізах:

- хорда профілю перетину пера  $b$ :

- в кореневому перерізі  $b_k = 0,116 \text{ м}$ ;
- в середньому перетині  $b_{cp} = 0,116 \text{ м}$ ;
- в периферійному перетині  $b_n = 0,116 \text{ м}$ ;

- максимальна товщина профілю  $\delta$  в перерізах:

- в кореневому перерізі  $\delta_k = 0,0101 \text{ м}$ ;
- в середньому перерізі  $\delta_{cp} = 0,0092 \text{ м}$ ;
- в периферійному перетині  $\delta_n = 0,00901 \text{ м}$ ;

- максимальна стріла прогину середніх ліній профілю в перетинах:

- в кореневому перерізі  $e_k = 0,00499 \text{ м}$ ;
- в середньому перерізі  $e_{cp} = 0,0046 \text{ м}$ ;
- в периферійному перетині  $e_n = 0,00449 \text{ м}$ ;

- кут установки профілю  $\gamma$  в перетинах:

- в кореневому перерізі  $\gamma_k = 1,32 \text{ рад}$ ;
- в середньому перерізі  $\gamma_{cp} = 0,71 \text{ рад}$ ;
- в периферійному перетині  $\gamma_n = 0,54 \text{ рад}$ ;

- інтенсивність газових сил на середньому радіусі в площині обертання:

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

- інтенсивність газових сил в осьовій площині:

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

де  $r$  - радіус перерізу;  $z$  - число лопаток;  $\rho$  - щільність газу;  $C_{1a}$  і  $C_{2a}$  - осьова складова швидкості газу перед лопаткою, рівні відповідно 225 і 180 м/с (за планами швидкостей);  $W_{1U}$ ,  $W_{2U}$  - окружні складові відносно швидкості газу перед і за лопаткою, рівні відповідно 373,5 і 298,8 м/с (за планами швидкостей);  $P_1$ ,  $P_2$  - тиск газу перед і за лопаткою рівні відповідно 73173,41 і 114278,8 Па;  $l$  - довжина лопатки.

$$P_{a1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,189}{23} \cdot (73173,41 - 114278,8) + 225^2 \cdot 0,97 \cdot -180^2 \cdot 1,319 = -1793,12 \text{ Н/м};$$

$$P_u = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4695}{23} \cdot (0,97 \cdot 225 \cdot 373,5 - 1,32 \cdot 180 \cdot 298,8) = 1357,548 \text{ Н/м};$$

$$P_{a1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,6365}{23} \cdot (73173,41 - 114278,8) + 225^2 \cdot 0,97 \cdot -180^2 \cdot 1,319 = -6038,73 \text{ Н/м}.$$

Частота обертання робочого колеса  $n = 6257 \text{ об/хв}$ ;

Результати розрахунку наведені в табл.4.2

Таблиця 4.2 – Результати статичної міцності лопатки вентилятора

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЕРА  
РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор                    МАТЕРИАЛ: ВТ-8  
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  
GT= 1.000000                    CL= 0.4475000                    RK= 0.1890000                    RP= 0.6365000  
VP= 0.0000000E+00                    UPP= 0.0000000E+00                    APP= 0.0000000E+00  
EN= 6300.000                    AA= 5.0000001E-02                    AU= 5.0000001E-02                    PU= 1375.548  
PAK= 1793.120                    PAP= 6038.730                    RO= 4520.000  
B= 0.1160000                    0.1160000                    0.1160000  
D= 1.0100000E-02                    9.2000002E-03                    9.1000004E-03  
AP= 4.9899998E-03                    4.6000001E-03                    4.4900002E-03  
AL= 1.320000                    0.7100000                    0.5400000  
SPT= 980.0000                    980.0000                    980.0000                    980.0000                    980.0000  
980.0000                    980.0000                    980.0000                    980.0000                    980.0000  
980.0000

Лопатка сплошная

Результаты расчета на прочность пера лопатки

N	X m	F m <sup>2</sup>	Jmin m <sup>4</sup>	Spact МПа	SизгА МПа	SизгВ МПа	SизгС МПа
1	0.00000	0.812E-03	0.610E-08	330.949	1010.834	1531.323-1945.883	
2	0.04475	0.755E-03	0.496E-08	336.988	1542.622	1869.787-2582.435	
3	0.08950	0.749E-03	0.483E-08	317.188	1355.725	1588.562-2247.951	
4	0.13425	0.745E-03	0.474E-08	292.338	1115.953	1280.290-1840.570	
5	0.17900	0.742E-03	0.468E-08	263.032	868.385	980.884-1427.124	
6	0.22375	0.740E-03	0.463E-08	229.469	633.255	706.469-1037.943	
7	0.26850	0.738E-03	0.459E-08	191.744	423.189	467.239 -692.185	
8	0.31325	0.736E-03	0.455E-08	149.907	247.557	270.886 -404.224	
9	0.35800	0.734E-03	0.451E-08	103.992	114.072	123.837 -185.995	
10	0.40275	0.733E-03	0.448E-08	54.018	29.495	31.793 -48.032	
11	0.44750	0.732E-03	0.446E-08	0.000	0.000	0.000 0.000	
	N	ScумА	ScумВ	ScумС	Ka	Kb	Kc
	[МПа]	[МПа]	[МПа]				
1	1341.783	1862.273-1614.934	0.730	0.526	-0.607		
2	1879.610	2206.775-2245.447	0.521	0.444	-0.436		
3	1672.914	1905.751-1930.762	0.586	0.514	-0.508		
4	1408.291	1572.628-1548.231	0.696	0.623	-0.633		
5	1131.417	1243.916-1164.092	0.866	0.788	-0.842		
6	862.724	935.938 -808.474	1.136	1.047	-1.212		
7	614.932	658.982 -500.441	1.594	1.487	-1.958		
8	397.465	420.793 -254.317	2.466	2.329	-3.853		
9	218.064	227.828 -82.004	4.494	4.301	-11.951		
10	83.513	85.810 5.985	11.735	11.421	163.731		
11	0.000	0.000 0.000	0.000	*****			

**Висновок:** Даний профіль лопатки, отриманий в результаті газодинамічного розрахунку двигуна не відповідає нормам міцності. Для збільшення показників міцності профілю потрібно змінити його геометрію: збільшити довжину хорди, збільшити товщину лопатки.

Змінені профілі на 3-х характерних радіусах представлені на рисунку 4.6(а,б,в), твердотільна модель – рисунок 4.7.

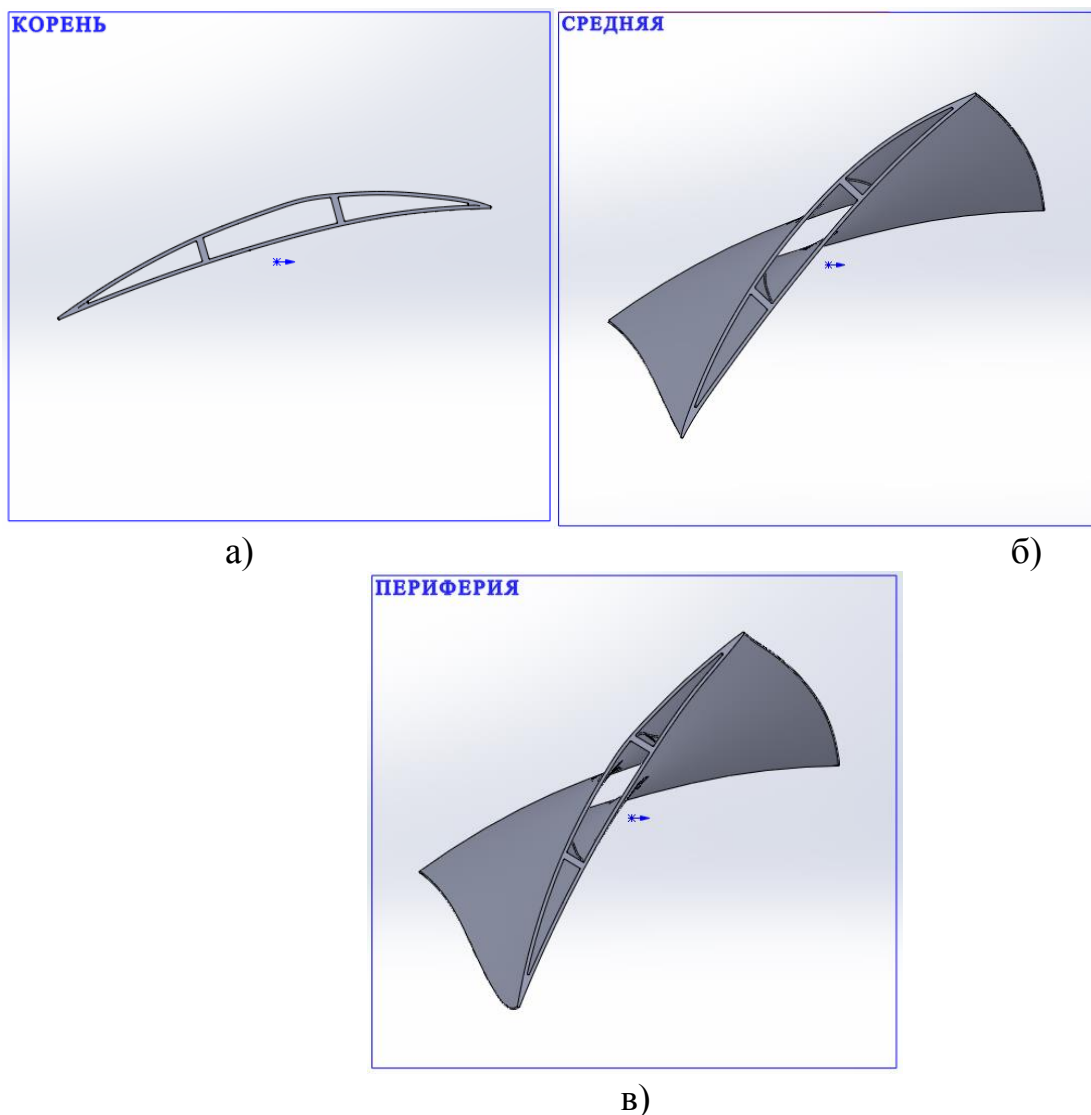


Рисунок 4.6 - Профілі перерізів лопатки (а)-концевого, б)-середнього, в)-периферійного)

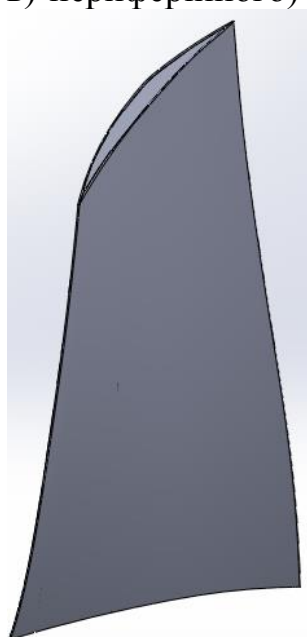


Рисунок 4.7- Твердотільна модель пера лопатки

## Розрахунок статичної міцності пера лопатки на ЕОМ

### Вихідні дані

З конструкторських міркувань вибираємо матеріал лопатки ВТ-8. Однак з урахуванням того, що лопатка порожниста беремо осереднену щільність  $\rho = 1000$  кг/м<sup>3</sup>, межа тривалої міцності  $\sigma_{\text{длит}} = 980$  МПа.

Основні діаметральні розміри були отримані при виконанні газодинамічних розрахунку двигуна:

- довжина лопатки  $L = 0,4475$  м;
- радіус кореневого перетину  $R_k = 0,189$  м;
- радіус периферійного перетину  $R_n = 0,6365$  м;
- обсяг бандажної полиці  $V = 0$  м;

Основні розміри профілю та інтенсивності газових навантажень були отримані при профілювання пера лопатки в трьох перерізах:

- хорда профілю перетину пера  $b$ :
  - в кореновому перерізі  $b_k = 0,184$  м;
  - в середньому перетині  $b_{\text{ср}} = 0,184$  м;
  - в периферійному перетині  $b_n = 0,184$  м;
- максимальна товщина профілю  $\delta$  в перерізах:
  - в кореновому перерізі  $\delta_k = 0,01515$  м;
  - в середньому перерізі  $\delta_{\text{ср}} = 0,0138$  м;
  - в периферійному перерізі  $\delta_n = 0,0135$  м;
- максимальна стріла прогину середніх ліній профілю в перізах:
  - в кореновому перерізі  $e_k = 0,01515$  м;
  - в середньому перерізі  $e_n = 0,0138$  м;
  - в периферійному перерізі  $e_n = 0,0135$  м;
- кут установки профілю  $\gamma$  в перізах:
  - в кореновому перерізі  $\gamma_k = 1,32$  рад;
  - в середньому перерізі  $\gamma_{\text{ср}} = 0,71$  рад;
  - в периферійному перерізі  $\gamma_n = 0,54$  рад;

- інтенсивність газових сил на середньому радіусі в площині обертання:

$$P_u = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,4695}{23} \cdot (0,97 \cdot 225 \cdot 373,5 - 1,32 \cdot 180 \cdot 298,8) = 1357,548 \text{ Н/м};$$

- інтенсивність газових сил в осьовій площині:

$$P_{a1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,189}{23} \cdot (73173,41 - 114278,8) + 225^2 \cdot 0,97 \cdot -180^2 \cdot 1,319 = -1793,12 \text{ Н/м};$$

$$P_{a1} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,6365}{23} \cdot (73173,41 - 114278,8) + 225^2 \cdot 0,97 \cdot -180^2 \cdot 1,319 = -6038,73 \text{ Н/м}.$$

Частота обертання робочого колеса  $n = 6257$  об/хв;

Розрахунок проводимо за програмою кафедри 203 Statlop.exe.

Результати розрахунку наведені в табл.4.3

Таблица 4.3 – Результаты розрахунку порожинистої лопатки вентилятора

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПЕРА  
РАБОЧЕЙ ЛОПАТКИ КОМПРЕССОРА

УЗЕЛ ДВИГАТЕЛЯ: компрессор                    МАТЕРИАЛ: ВТ-8  
ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  
GT= 1.000000                    CL= 0.4475000                    RK= 0.1890000                    RP= 0.6365000  
VP= 0.0000000E+00                    UPP= 0.0000000E+00                    APP= 0.0000000E+00  
EN= 6300.000                    AA= 5.0000001E-02                    AU= 5.0000001E-02                    PU= 1357.548  
PAK= 1793.120                    PAP= 6038.730                    RO= 954.1520  
B= 0.1840000                    0.1840000                    0.1840000  
D= 1.5150000E-02                    1.3800000E-02                    1.3500000E-02  
AP= 1.5150000E-02                    1.3800000E-02                    1.3500000E-02  
AL= 1.320000                    0.7100000                    0.5400000  
SPT= 980.0000                    980.0000                    980.0000                    980.0000                    980.0000  
980.0000                    980.0000                    980.0000                    980.0000                    980.0000  
980.0000

Лопатка поляя

Результаты расчета на прочность пера лопатки

N	X m	F m <sup>2</sup>	Jmin m <sup>4</sup>	Spact МПа	СизгА МПа	СизгВ МПа	СизгС МПа
1	0.00000	0.108E-02	0.220E-07	69.784	187.298	210.328	-182.161
2	0.04475	0.102E-02	0.185E-07	69.940	239.619	253.232	-226.770
3	0.08950	0.101E-02	0.178E-07	66.084	209.087	218.629	-196.950
4	0.13425	0.996E-03	0.173E-07	61.078	171.508	178.153	-161.085
5	0.17900	0.989E-03	0.170E-07	55.078	133.175	137.665	-124.816
6	0.22375	0.983E-03	0.167E-07	48.139	96.973	99.858	-90.734
7	0.26850	0.977E-03	0.164E-07	40.288	64.735	66.447	-60.486
8	0.31325	0.973E-03	0.162E-07	31.541	37.837	38.731	-35.311
9	0.35800	0.969E-03	0.160E-07	21.907	17.424	17.792	-16.243
10	0.40275	0.965E-03	0.158E-07	11.392	4.503	4.588	-4.194
11	0.44750	0.961E-03	0.156E-07	0.000	0.000	0.000	0.000

N	ScyMA [МПа]	ScyMB [МПа]	ScyMC [МПа]	Ka	Kb	Kc
1	257.083	280.113	-112.376	3.812	3.499	-8.721
2	309.559	323.172	-156.831	3.166	3.032	-6.249
3	275.172	284.713	-130.866	3.561	3.442	-7.489
4	232.586	239.231	-100.006	4.213	4.096	-9.799
5	188.252	192.743	-69.738	5.206	5.085	-14.053
6	145.112	147.996	-42.595	6.753	6.622	-23.007
7	105.023	106.736	-20.197	9.331	9.182	-48.521
8	69.378	70.273	-3.770	14.125	13.946	-259.934
9	39.330	39.699	5.664	24.917	24.686	173.035
10	15.894	15.980	7.198	61.657	61.328	136.148
11	0.000	0.000	0.000	*****	*****	*****



#### 4.4 Розрахунок динамічної частоти першої форми згинальних коливань пера лопатки вентилятора

Метою даного розрахунку є визначення частоти власних згинальних коливань робочої лопатки першої ступені вентилятора по першій формі, побудова частотної діаграми і знаходження резонансних режимів роботи двигуна.

Для визначення частоти власних згинальних коливань лопатки по першій формі скористаємося розрахунком в пакеті SolidWorks. Розрахунок частот і форм власних коливань лопаток проводиться методом кінцевих елементів.

Ідея методу кінцевих елементів (МКЕ) складається у розділення досліджуваної конструкції на окремі області (елементи) трикутної або прямокутної форми в плані. Для кожного елемента обчислюються його характеристики (координати, об'єми, маси, жорсткості і т.п.), які потім об'єднуються в єдиній схемі з урахуванням спільності деформацій всіх точок конструкції. Зазвичай МКЕ використовується або у формі матричного методу сил, або в формі матричного методу переміщень.

Наведений нижче алгоритм реалізує МКЕ в формі методу переміщень. При розрахунках робочих або нерухомих лопаток ГТД, оболонок, дисків роторів можливе використання в якості кінцевих елементів тонких пластин трикутної форми в плані, що дозволяє обмежитися двовимірною завданням.

Досліджувана лопатка являє собою тонку незамкнуту оболонку змінної товщини, жорстко закріплену в кореновому перерізі (рис. 4.8). Її поверхня представляється набором плоских трикутних скінченних елементів, скріплених між собою у вузлах (кутах трикутників). В межах одного кінцевого елемента товщина приймається постійною і може змінюватися при переході від одного елемента до іншого, що при достатньому подрібненні сітки наближає модель до реальної лопатки.

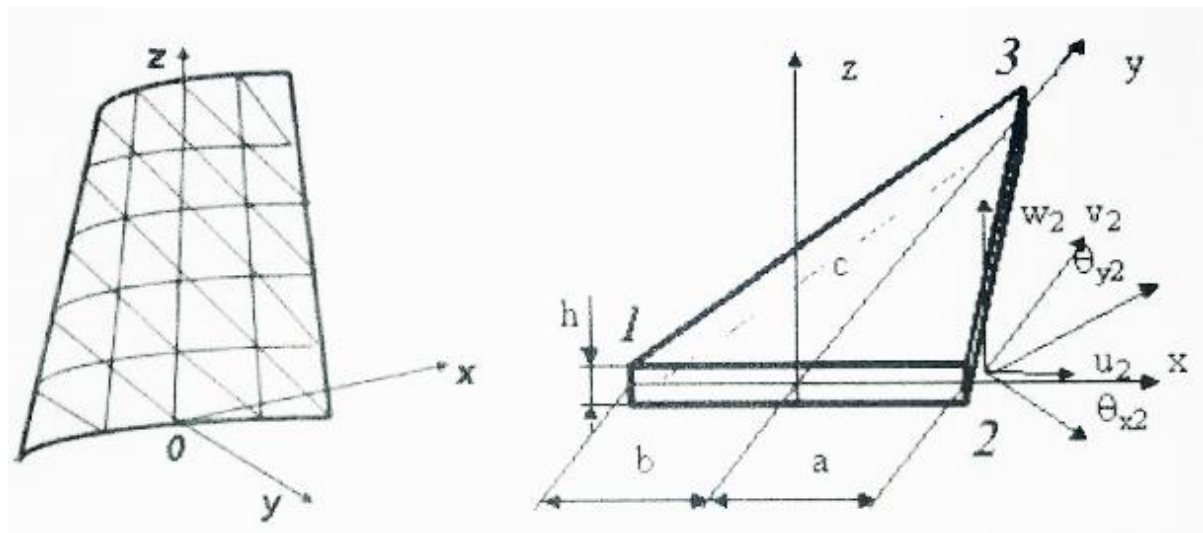


Рисунок 4.8 - Моделювання лопатки кінцевими елементами

Обертання лопатки спільно з диском, на якому вона закріплена, впливає на її коливання, так як відцентрова сила прагне повернути лопатку, яка коливається в

положення рівноваги. Дія відцентрової сили лопатки призводить до того ж результату, що і збільшення жорсткості, тому частота власних коливань лопатки, що обертається (динамічна частота) підвищується зі збільшенням частоти обертання ротора.

На рис.4.9 показано розбиття пера лопатки на кінцеві елементи.

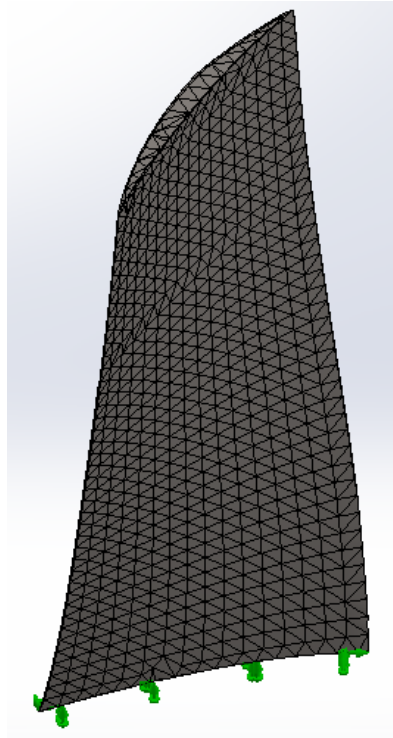


Рисунок 4.9 - Сітка кінцевих елементів

Змінюючи у вихідних даних значення максимальних обертів (0-6500 об / хв) були проведені розрахунки частот першої форми згинальних коливань пера лопатки вентилятора. У таблиці 4.4 наведені результати розрахунків.

Таблиця 4.4 – Результати розрахунку частот першої форми згинальних коливань пера лопатки вентилятора

№	Об/с	Гц
1	0	67,91
2	8,33333	69,093
3	16,66666	71,823
4	24,99999	76,146
5	33,33332	81,798
6	41,66665	88,51
7	49,99998	96,044
8	58,33331	104,21
9	66,66664	112,85
10	74,99997	121,85

11	83,3333	131,13
12	91,66663	140,63
13	99,99996	150,29
14	108,3333	160,08

Частоти збуджуючих гармонік залежать від кількості нерівномірностей потоку, що впливають на лопатку за один оборот ротора, і визначаються залежністю

$$f_{Bi} = k_i \cdot n_c, \text{ Гц},$$

де  $k_i$  - кількість нерівномірностей потоку.

Для досліджуваного двигуна  $k_1 = 2$  - вплив вхідного пристрою.

За отриманими даними будується частотна діаграма, на якій перетин ліній власних і вимушених частот коливань визначає резонансні частоти (рис. 4.10).

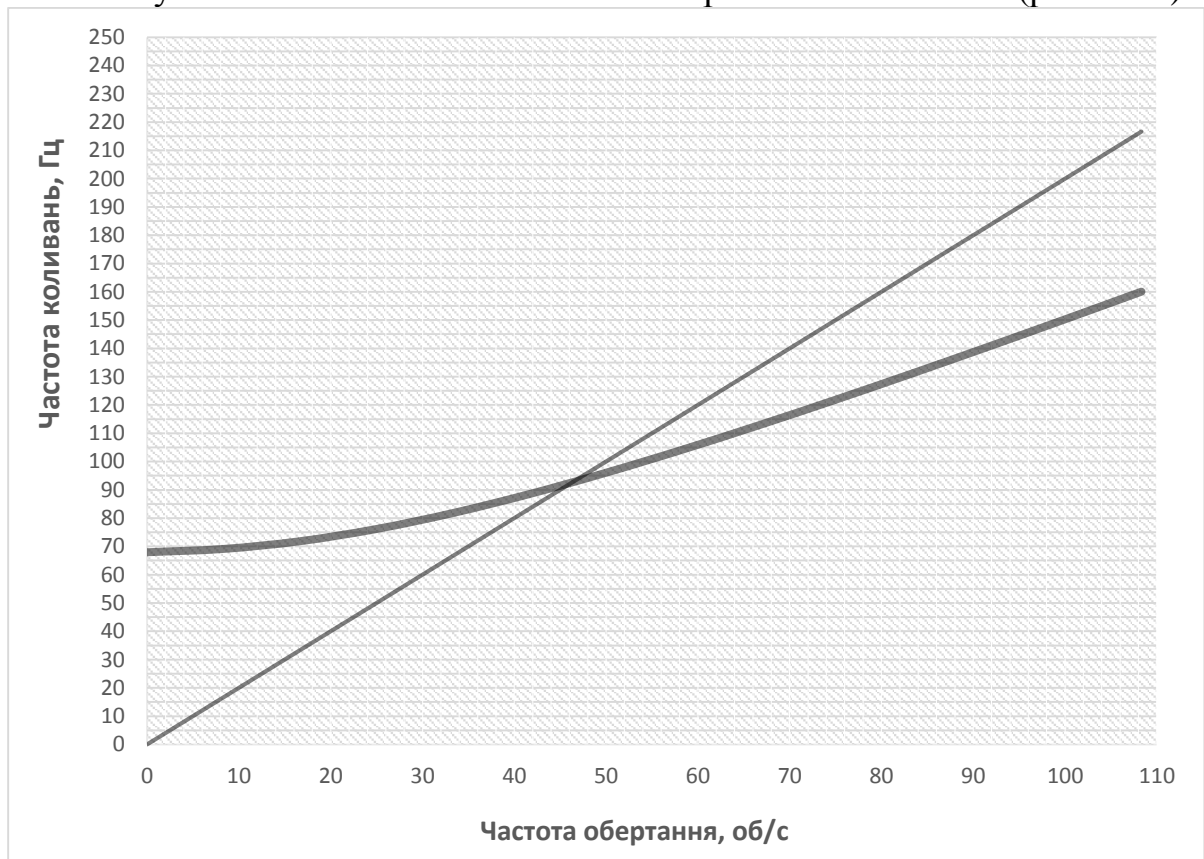


Рисунок 4.10 - Частотна діаграма

**Висновок:** Розрахунком встановлено, що в робочому діапазоні резонансів немає, резонансна частота обертання  $n_p = 47$  об/с знаходиться поза зоною робочих режимів, на прохідних оборотах до режиму малого газу. Частотні характеристики лопатки задовольняють вимогам, які до неї пред'являють. Для більш повного аналізу і виявлення всіх резонансних режимів необхідно провести розрахунок для вищих форм коливань.

## 5 Економічна частина

### 5.1 Предмет та об'єкти економічного аналізу

Метою економічної частини є визначення доцільності внесених змін у прототип двигуна, та порівняння економічних показників двигуна, що проектується з уже існуючим.

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, визначенню економічної ефективності використання матеріальних, трудових і фінансових ресурсів, посиленню контролю за виконанням і 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;

В якості базового варіанту для порівняння з спроектованим двигуном вибирався двигун Д-36, який є прототипом при розробці нового двигуна. У цих двигунів однакова схема укладання роторів, однакова кількість ступенів компресора і турбін і невеликі конструктивні відмінності. Прототип призначений для пасажирських літаків Як-42.

В якості пального для двигунів використовується авіаційний гас (ТС-1).

Для того щоб базовий і проєктований двигун можна було оцінити між собою, необхідно привести параметри двигуна в порівнянні умови:

- ці двигуни призначені для встановлення на один тип літака, кількість двигунів, що встановлюється на один літак однаково;
- час польоту літака, а також програма однакові;
- 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 тяги і температури газів перед турбіною) питома витрата палива збільшилась. Звичайно, це веде до більш дорогої 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 нафтові ресурси нашої планети. Тому в подальшому все більше уваги буде приділятися способам і заходам зниження витрати палива на двигунах, а також методам подовження ресурсу двигуна.

Для оцінки двигуна, що проектується існує система показників технічного рівня і якість виробів, що проектуються:

- показники призначення (тяга, витрата палива, питома маса, і т.д.);
- ергономічні показники, що характеризують зручність й безпеку праці;
- показники стандартизації та уніфікації;
- економічні показники, що показують витрати на розробку, виготовлення і 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	Спроектований двигун	Прототип
$T_r^*$ , К	1470	1450
$\pi_k^*$	20,4	20
$C_{пит}$ , кг/Н * год	0.0366	0,0357
P,Н	73000	63760

Визначимо процентну зміну по питомій витраті палива спроектованого двигуна в порівнянні з прототипом:

$$\Delta C_{пит} = \frac{C_{пит.прот} - C_{пит.спроект}}{C_{пит.прот}} \cdot 100\% = \frac{0,0357 - 0,0366}{0,0357} \cdot 100\% = -2,52\%$$

## 5.3 Визначення собівартості

Основними показниками при оцінці порівняльної ефективності є наведені витрати. Наведені витрати являють собою суму собівартості виконуваних робіт і нормативного прибутку, що розраховується від вкладеного капіталу.

Витрати можуть розраховуватися як обсяг робіт на одну годину нальоту, так і на одиницю роботи:

$$Z^N = C_{ТЕХН}^N + K * E_H, \quad Z_{уд}^N = C_{ТЕХН.ИЗД}^N + E_H \cdot K_{уд},$$

$C_{ТЕХН}^N$  – собівартість річного обсягу робіт;

$C_{ТЕХН.ИЗД}^N$  – собівартість робіт на одиницю продукції;

$E_H$  – нормативний коефіцієнт економічної ефективності  $E_H=0,15$ ;

$K$  – капітальні вкладення;

$K_{ПИТ}$  – питомі капітальні вкладення.

Визначення собівартості

Розрахунок собівартості 1-ї години роботи двигуна ведемо за формулою:

$$C = C_{ДВ.АМ.Ч} + C_{ДВ.ТО.Ч} + C_{Т.Ч},$$

$C_{ДВ.АМ.Ч}$  – амортизація одного двигуна;

$C_{ДВ.ТО.Ч}$  – витрата з технічного обслуговування одного двигуна;

$C_{Т.Ч}$  – витрати на витрату палива.

Визначимо собівартість роботи базового і проектного двигуна.

Для цього спочатку визначимо амортизацію одного двигуна:

$$C_{ДВ.АМ.Ч} = \frac{Ц_{ДВ} \cdot (1 + \gamma_{к.р.дв} \cdot n_{к.р.дв})}{T_{ам.дв}},$$

Ціна двигуна залежить від його призначення, тяги, ваги і загальної серійності виробництва двигунів даного типу на одному підприємстві, ресурсу і покоління двигуна. Стандартним методом ціну двигунів визначають на основі їх питомої вартості:

Ціна базового двигуна:

$$Ц_{Б.ДВ} = 3344000 \text{ у.о}$$

Ціну нового двигуна визначаємо за формулою:

$$Ц_{Н.ДВ} = Ц_{Б.ДВ} \cdot (P_H/P_B)^\eta$$

$N_H$  – значення тяги нового двигуна;

$N_B$  – значення тяги базового двигуна;

$\eta$  – коефіцієнт гальмування ціни,  $\eta = 0,8$ .

$$Ц_{Н.ДВ} = 3344000 \cdot (73000/63760)^{0,8} = 3726369,50 \text{ у.о}$$

Визначаємо процентну зміну вартості нового двигуна щодо базового за формулою:

$$\Delta Ц = \frac{Ц_{\text{прот}} - Ц_{\text{спроект}}}{Ц_{\text{прот}}} \cdot 100\% = \frac{3344000 - 3726369,50}{3344000} \cdot 100\% = 11,43\%$$

$T_{\text{ам.дв}} = 3000$  годин – амортизаційний ресурс двигуна;

$\gamma_{\text{к.р.дв}} = 0,3$  – коефіцієнт відношення вартості одного капітального ремонту до ціни двигуна;

$n_{\text{к.р.дв}} = 2$  – кількість капітальних ремонтів двигуна;

$$C_{\text{Б.дв.ч}} = \frac{3344000 \cdot (1 + 0,3 \cdot 2)}{3000} = 1783,46 \text{ у. о.},$$

$$C_{\text{Н.дв.ч}} = \frac{3726369,50 \cdot (1 + 0,3 \cdot 2)}{3000} = 1987,40 \text{ у. о.}$$

Визначимо витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна:

$$C_{\text{дв.точ}} = \frac{4 \cdot P}{(P + 0,6)^{0,834}} \cdot$$

$$C_{\text{п.дв.точ}} = \frac{4 \cdot 73}{(73 + 0,6)^{0,834}} = 8,10 \text{ у.о./год},$$

$$C_{\text{б.дв.точ}} = \frac{4 \cdot 63,76}{(63,76 + 0,6)^{0,834}} = 7,91 \text{ у.о./год.}$$

$$\Delta C_{\text{дв.точ}} = \frac{C_{\text{б.дв.точ}} - C_{\text{п.дв.точ}}}{C_{\text{б.дв.точ}}} \cdot 100\% = \frac{7,91 - 8,10}{7,91} \cdot 100\% = -2,4\%$$

Визначимо витрати на годинну витрату палива:

$$C_{\text{т.г.}} = Ц_{\text{м}} \cdot C_{\text{пит}} \cdot N_{\text{дв}},$$

$Ц_{\text{м}}$  – Вартість 1кг палива 1,20 у.о/кг - середня ціна авіагасу

$C_{\text{пит}}$  – витрата палива одного двигуна;

$$C = C_{\text{пит}} \cdot P = 0,0366 \cdot 73000 = 2671,8 \text{ кг/г}$$

$$C = C_{\text{пит}} \cdot P = 0,0357 \cdot 63760 = 2276,23 \text{ кг/г}$$

$$C_{\text{н.т.г.}} = 1,2 \cdot 2671,8 = 3206,20 \text{ у.о/год},$$

$$C_{\text{б.т.г.}} = 1,2 \cdot 2276,23 = 2731,50 \text{ у.о/год.}$$

Тоді остаточно отримуємо:

$$C_{\text{Б}} = 1783,46 + 7,91 + 2731,50 = 4522,87 \text{ у.о/год};$$

$$C_{\text{Н}} = 1987,40 + 8,10 + 3206,20 = 5201,70 \text{ у.о/год};$$

Визначення собівартості.

Розрахунок питомої собівартості на одиницю тяги двигуна в годину ведемо за формулою:

$$C_{\text{ПИТ}} = \frac{C_{\text{ДВ.АМ.Г}} + C_{\text{ДВ.ТО.Г}} + C_{\text{Т.Г}}}{P_{\text{ДВ}}},$$

$$C_{\text{Б.УД}} = \frac{4522,77}{63,76} = 70,93 \text{ у.о/год}^* \text{кН},$$

$$C_{\text{Н.УД}} = \frac{5201,70}{73} = 71,26 \text{ у.о/год}^* \text{кН}.$$

$$\Delta C_{\text{ПИТ}} = \frac{C_{\text{ПИТ.прот}} - C_{\text{ПИТ.спроек}}}{C_{\text{ПИТ.прот}}} \cdot 100\% = \frac{70,93 - 71,26}{70,93} \cdot 100\% = 0,47\%$$

#### 5.4 Визначення капітальних вкладень

Розрахунок капітальних вкладень ведемо за формулою:

$$K = \frac{1}{T_{\text{Г}}} \cdot \left( \frac{Z_{\text{Р.ДВ}}}{N_{\text{ДВ}}} \cdot (1+E)^{T_{\text{Р.ДВ}}} + C_{\text{ДВ}} \cdot (1+K_{\text{ОБ}}) \right)$$

$T_{\text{Г}}$  – річне напрацювання двигуна даного типу;

$Z_{\text{Р.ДВ}}$  – витрати на дослідно-конструкторські роботи зі створення двигуна;

$T_{\text{Р.ДВ}}$  – період випередження витрат на дослідно-конструкторські розробки;

$T_{\text{Р.ДВ}}$  – період випередження витрат на дослідно-конструкторські розробки по відношенню до року освоєння;

$T_{\text{Р.ДВ}} = 5$  років;

$C_{\text{ДВ}}$  – ціна двигуна;

$K_{\text{ОБ}}$  – коефіцієнт оборотного фонду двигуна в експлуатації,  $K_{\text{об}}=0,2$  ;

$N_{\text{ДВ}}$  – сумарна кількість двигунів для парку літака. (500 дв.)

$E$  – нормативний коефіцієнт приведення різночасових витрат;  $E = 0,1$

Витрати на дослідно-конструкторські роботи, пов'язані з розробкою даного типу літака, двигуна, визначають на основі статистичних даних за окремою методикою. При укрупнених розрахунках витрати на ОКР по новому двигуну складають 5-20% від витрат в серійному виробництві двигуна.

Визначимо витрати на дослідно-конструктивні роботи по створенню двигуна:

$$Z_{\text{Б.Р.ДВ}} = 0 \text{ у.о};$$

$$Z_{\text{н.Р.ДВ}} = 20\% C_{\text{ДВ}} \text{ у.о}$$



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

$$K_B = \frac{1}{2600} \cdot (0 + 3344000 \cdot (1 + 0,2)) = 1543,38 \text{ у.о/год},$$

$$K_H = \frac{1}{2600} \cdot \left( \frac{277287,02}{500} \cdot (1 + 0,1)^5 + 3726369,5 \cdot (1 + 0,2) \right) = 1720,21 \text{ у.о/год}.$$

Визначення капітальних вкладів

Розрахунок питомих капітальних вкладень на одиницю тяги двигуна в годину ведемо за формулою:

$$K_{B.ПИТ} = \frac{1543,38}{63,76} = 24,20 \text{ у.о/год}^* \text{кН};$$

$$K_{H.ПИТ} = 1720,21/73 = 23,56 \text{ у.о/год}^* \text{кН}.$$

$$\Delta K_{ПИТ} = \frac{K_{ПИТ.прот} - K_{ПИТ.спроект}}{K_{ПИТ.прот}} \cdot 100\% = \frac{24,20 - 23,56}{24,20} \cdot 100\% = 2,64\%$$

## 5.5 Визначення наведених витрат

Визначимо питомі наведені витрати на одиницю тяги двигуна на годину:

$$Z_{B.ПИТ} = 70,93 + 0,15 \cdot 24,20 = 74,56 \text{ у.о /год}^* \text{кН}$$

$$Z_{H.ПИТ} = 71,26 + 0,15 \cdot 23,56 = 74,80 \text{ у.о /год}^* \text{кН}.$$

$$\Delta Z_{ПИТ} = \frac{Z_{B.ПИТ} - Z_{H.ПИТ}}{Z_{B.ДВ.ТО.Ч}} \cdot 100\% = \frac{74,56 - 74,80}{74,56} \cdot 100\% = 0,32\%$$

Розрахунки проведені в у.о. на підставі навчального посібника " техніко-економічне обґрунтування конструкції двигунів в дипломних проектах" (А.И.Бабушкин, В.Д.Кравченко, 2005г.)

Порівняння економічних показників базового та проектного двигунів наведені в таблиці 5.2.

Таблиця 5.2 Параметри базового і проектного двигунів

Параметр	Варіант двигуна	
	Базовий прототип	Проектований (новий)
Питома витрата палива, кг/кН * год	0,0357	0,0366
Ціна двигуна,	3344000	3726369,5
Витрати, пов'язані з технічним обслуговуванням одного двигуна у. о./год	7,91	8,10
Питома собівартість на одиницю тяги двигуна на годину, у.о/год·кН	70,93	71,26
Питомі капітальні вкладення на одиницю тяги двигуна на годину у. о/год * кН	24,20	23,56
Питомі наведені витрати на одиницю тяги двигуна на годину, у.о /год * кН	74,56	74,80

## 5.6 Висновки

В результаті економічного розрахунку, було отримано, що в проектному двигуні в порівнянні з прототипом питомі наведені витрати на одиницю тяги підвищилися на 0,32%, питомі капітальні вкладення на одиницю тяги знизилися на 2,64%, також питома собівартість на одиницю тяги підвищилась на 0,47%. Питома витрата палива збільшилася на 14,5%, витрати пов'язані з технічним обслуговуванням збільшилися на 2,4%.

Обраний двигун виконаний по модульній збірці, що економічно вигідно так як заміна вузлів проводиться частинами. Двигун необов'язково транспортувати на авіаремонтний завод для заміни його модулів.

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

## ВИСНОВКИ

В даному дипломному проекті розроблений турбореактивний двохконтурний двигун для середньомагістрального літака з тягою 73 кН.

В ході проектування був проведений термогазодинамічних розрахунків двигуна, в результаті якого отримали наступні основні параметри: питома тяга  $R_{пит}=314,7Н*с / кг$ , питома витрата палива  $С_{пит}=0,0366кг / кН*г$ . На етапі узгодження була виконана основна задача етапу - формування образу двигуна. Термогазодинамічний розрахунок компресора та турбіни на середньому радіусі дозволили отримати геометричні, енергетичні та кінематичні параметри. Була також забезпечена міцність лопаток першого ступеня за рахунок її охолодження. При профілюванні лопаток турбіни високого тиску був застосований закон, який значно спрощує технологію виготовлення лопаток СА і РК, дозволяє створити гарну конструктивну базу для їх монтажу в статорі і роторі.

Конструкторська частина містить опис конструкції двигуна, а також необхідні розрахунки на міцність. Розрахунок на статичну міцність пера робочої лопатки турбіни показав, що лопатка відповідає нормам міцності, мінімальний коефіцієнт запасу  $K=1,37$ . В ході розрахунку температурного поля і термонапруженого стану робочої лопатки турбіни високого тиску були отримані поля температур і напружень в середньому перерізі. Матеріалами лопаток були обрані: титановий сплав ВТ-8 та жароміцний сплав ЖС-32.

Проведений розрахунок на статичну міцність дисків КВТ та ТВТ з урахуванням зміни температури по радіусу диска показав, що він витримує всі напруги і має малу ймовірність руйнування через не великі статичні навантаження. Також проведено розрахунок на міцність вузлів кріплення робочих лопаток.

У технологічній частині проекту представлено опис конструкції деталі, обґрунтовано вибір матеріалу, оцінка її технологічності, визначення точності розмірів заготовки, вибір і обґрунтування технологічних баз, визначення числа переходів по точності і шорсткості. В результаті розрахунків розроблений маршрутно-операційний технологічний процес виготовлення валу, обраний метод отримання заготовки, розроблено креслення заготовки, проведені розрахунки режимів різання для операції-представника.

У спеціальній частині була спроектована широкохордна лопатка вентилятора. Проведені розрахунки на міцність, лопатка відповідає нормам міцності, мінімальний коефіцієнт запасу  $K = 3,032$ . Також визначені частоти першої згинальної форми коливань і побудована частотна діаграма. Розрахунком встановлено, що в робочому діапазоні резонансів немає, резонансна частота обертання знаходиться поза зоною робочих режимів, на прохідних оборотах до режиму малого газу.

В цілому, по закінченню випускної роботи, можна зробити висновок, що в порівнянні з прототипом, що розробляється двигун вийшов з більш високими основними параметрами, що відповідає рівню сучасної авіації, і цілком може скласти конкуренцію аналогічним двигунів для транспортних літаків.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1 Павленко Г.В. Термогазодинамический расчет газотурбинных двигателей и установок / Г.В.Павленко. - Учебное пособие.— Харьков: Нац. Аэрокосм. ун-т «Харьк. авиац. ин-т», 2007. – 64 с.

2 Буслик Л.Н. Согласование параметров и определение основных размеров турбин и компрессоров ГТД: учеб.пособие /Л.Н. Буслик, В.И. Коваленко. - Х.: ХАИ, 1996. – 51 с.

3 Павленко Г.В. Газодинамический расчет осевого компрессора ГТД / Г.В. Павленко. – Учеб. пособие. – Харьков: Нац. аэрокосмический университет «Харьковский авиационный институт», 2002. – 57с.

4 Незым В.Ю. Расчет и построение решёток профилей дозвукового осевого компрессора: Учеб. пособие / В.Ю. Незым. Харьков, Харьковский авиационный институт, 1988.-41с.

5 Павленко Г.В. Газодинамический расчёт осевой газовой турбины: учеб.пособие.- Х.: ХАИ, 1985. – 93 с.

6 Коваль В.А. Профилирование лопаток авиационных турбин: учеб.пособие.- Х.: ХАИ, 1986. – 49 с.

7 Шошин Ю.С. Расчет на прочность рабочей лопатки компрессора или турбины: учеб.пособие /Ю.С. Шошин. С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. - Х.: ХАИ, 1993.- 32 с.

8 Шошин Ю.С. Расчет динамической частоты первой формы изгибных колебаний лопатки компрессора или турбины и построение частотной диаграммы: учеб. пособие /Ю.С. Шошин. С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. - Х.: ХАИ, 1992.- 23 с.

9 Шошин Ю.С. Расчет на прочность дисков компрессоров и турбин: учеб. пособие /Ю.С. Шошин, С.В. Епифанов, Р.Л. Зеленский. - Х.: ХАИ, 1996. – 28 с.

10 Скубачевский Г.С. Авиационные газотурбинные двигатели. Конструкция и расчет деталей: учебник / Г.С. Скубачевский. – М.: Машиностроение, 1981. - 550 с.

11 Косилова А.Г. Точность обработки, заготовки и припуски в машиностроении: Справочник технолога /А.Г. Косилова, Р.К. Мещеряков. - М.: Машиностроение, 1976. - 288 с.

12 Гранин В.Ю. Определение припусков на механическую обработку и технологические размерные расчеты: учеб.пособие /В.Ю. Гранин, А.И. Долматов, Э.А. Лимбер. - Х.: ХАИ, 1993. – 119 с.

13 Барсуков А.П. Оформление технологической документации в курсовых и дипломных проектах: учеб.пособие/А.П.Барсуков, А.Ф.Горбачев, В.Ю.Гранин. – Х.: ХАИ, 1990-46с

## ВІДОМІСТЬ ДОКУМЕНТІВ

№	Найменування документа	Форма т	Кіл-сть листів	Шифр
1	Графік розподілу параметрів вздовж проточної частини ТРДД	A1	1	2021.ЛУК'ЯНО.262М.09.01
2	Креслення повздовжнього розрізу двигуна	A0	1	2021.ЛУК'ЯНО.262М.09.02
3	Робоче креслення деталі	A2	1	2021.ЛУК'ЯНО.262М.09.03
4	Креслення заготовки	A3	1	2021.ЛУК'ЯНО.262М.09.04
5	План технологічного процесу	A0	1	2021.ЛУК'ЯНО.262М.09.05
6	Комплект документів на технологічний процес виготовлення деталі	A4	12	2021.ЛУК'ЯНО.262М.09.06
7	Розрахунково-пояснювальна записка	A4	173	ХАІ.203.262м.21О.134.1702 027.ПЗ
8	<b>Прототип двигуна</b>			Д-36