

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»
Механіко-машинобудівний інститут
Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів

До захисту допущено:
Завідувач кафедри
_____ Сергій ПИСКУНОВ
(підпис)

« ____ » _____ 2021 р.

Дипломна робота
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньо-професійною програмою «Динаміка і міцність машин»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
на тему: «Удосконалення конструкційних складових установки СНТ-5П для
експериментального визначення параметрів складного напружено-
деформованого стану»

Виконав: студент IV курсу групи МП-72 Калюк Юрій Юрійович

(підпис)

Керівник: д.т.н., проф. Цибенко Олександр Сергійович

(підпис)

Консультант з деталей машин: к.т.н., доц. Лавренко Ярослав Іванович

(підпис)

Консультант з теорії мех. і машин: к.т.н., доц. Заховайко Олександр Панасович

(підпис)

Консультант з будівельної механіки: д.т.н., проф. Пискунов Сергій Олегович

(підпис)

Консультант з теорії пружності: д.т.н., проф. Бабенко Андрій Єлісейович

(підпис)

Консультант з чисельних методів: д.т.н., проф. Рудаков Костянтин Миколайович

(підпис)

Консультант з теорії коливань: д.т.н., проф. Боронко Олег Олександрович

(підпис)

Рецензент: д.т.н., проф. Данильченко Юрій Михайлович

(підпис)

Засвідчую, що у цій дипломній роботі немає запозичень
з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2021 рік

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Механіко-машинобудівний інститут
Динаміки і міцності машин та опору матеріалів

Рівень вищої освіти – перший (бакалаврський)

Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»

Освітньо-професійна програма «Динаміка і міцність машин»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ Сергій ПИСКУНОВ
(підпис)

« ____ » _____ 2021 р.

ЗАВДАННЯ
на дипломну роботу студенту
Калюку Юрію Юрійовичу

1. Тема роботи «Удосконалення конструкційних складових установки СНТ-5П для експериментального визначення параметрів складного напружено-деформованого стану», керівник роботи Цибенко Олександр Сергійович, д.т.н., проф., затверджені наказом по університету від 18.05.2021 р. № 1203-с.
2. Термін подання студентом роботи 08.06.2021 р.
3. Вихідні дані до роботи Установка СНТ-5П для випробувань матеріалів за розтягом-стиском, максимальна осьова сила на захваті – 170 кН, кутова швидкість захвата – 45 мм/хв.
4. Зміст роботи Вибір двигуна, розрахунок і проектування передач та валів редуктора, проектування корегованого евольвентного зачеплення, розрахунок круглої ступінчатої пластини, розв'язання осесиметричної задачі методами теорії пружності, розрахунок деформованого стану випробувального зразка, визначення власних частот та відповідних власних форм коливань вала, оригінальна частина.
5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням презентацій тощо) 8 плакатів, записка містить 93 сторінок, 40 ілюстрації, 8 таблиць, додаток та 23 джерела використаної літератури.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Деталі машин	Лавренко Я.І., доц.		
Теорія механізмів і машин	Заховайко О.П., доц..		
Будівельна механіка	Пискунов С.О., проф.		
Теорія пружності	Бабенко. А.Є., проф.		
Чисельні методи	Рудаков К.М., проф.		
Теорія коливань	Боронко О.О., проф.		

7. Дата видачі завдання 01.10.2020 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури	01.12.2020 р.	
2	Виконання 1-2 розділів	01.02.2021 р.	
3	Виконання 3-4 розділів	01.04.2021 р.	
4	Виконання 5-7 розділів	01.06.2021 р.	
5	Передзахист	10.06.2021 р.	
6	Захист дипломної роботи	17.06.2021 р.	

Студент

Юрій КАЛЮК

Керівник

Олександр ЦИБЕНКО

Анотація

Дана бакалаврська робота присвячена модифікації привода випробувальної установки СНТ-5П для випробувань матеріалів за умови складного напруженого стану.

У цій роботі проведено модифікацію приводу й редуктора шляхом підбору оптимальних параметрів за наших умов роботи. Спроековано елементи приводу випробувальної установки, виконано оптимізацію циліндричної зубчастої передачі редуктора за показниками зачеплення, для уникнення підрізання зубців. Виконано перевірку на міцність і жорсткість опорної плити, на якій рекомендується фіксація установки. Методами теорії пружності визначено напружено-деформований стан при згині стержня прямокутного перерізу повздовжньою силою. Використовуючи програму Femap та метод скінченних елементів було досліджено напружено-деформований стан тонкостінного зразка для дослідження на кручення. Визначені власні частоти і відповідні їм власні форми крутих коливань системи з двома ступенями вільності. В оригінальній частині виконано дослідження напружено-деформованого стану кронштейну, побудовано тривимірну модель та визначено значення максимальних напружень та деформацій. Сформульовані загальні висновки по роботі.

Записка містить 93 сторінок, 40 рисунків, 8 таблиць, додаток.

Ключові слова: : випробувальна установка, редуктора, кінематична схема, циліндрична передача, розрахунок валів, зразок, напружено-деформований стан, опорна плита, коливання, власні частоти, власні форми.

Робота складається з текстової та графічної частини, містить додаток зі специфікаціями до креслень.

Abstract

This bachelor work is devoted to the modification of the drive of the SNT-5P test rig for under a complex stress state testing of materials.

In this work, the drive and gearbox are modified by selecting the optimal parameters under our operating conditions. The drive elements of the test setup are designed, the cylindrical gear transmission of the gearbox is optimized according to the gearing indicators, in order to avoid undercutting of the teeth. A check was made for the strength and rigidity of the base plate, on which it is recommended to fix the testing machine. The methods of the theory of elasticity determine the stress-strain state during bending of a rod of rectangular cross section by longitudinal force. Using the Femap program and the finite element method, the stress-strain state of a thin-walled specimen for torsion testing was investigated. In the original part, a study of the stress-strain state of the bracket was performed, a three-dimensional model was built and the values of maximum stresses and strains were determined. The general conclusions on work are formulated.

The note contains 93 pages, 40 figures, 8 tables, appendix.

Key words: test installation, reducer, kinematic scheme, cylindrical transmission, calculation of shafts, sample, stress-strain state, oscillations, natural frequencies, natural forms.

The work consists of a text and graphic part, contains an appendix with specifications for drawings.

ЗМІСТ

Вступ

1. Проектування привода випробувальної установки
 - 1.1. Опис випробувальної установки
 - 1.2. Вибір двигуна
 - 1.3. Кінематичний і силовий розрахунок привода
 - 1.4. Розрахунок і конструювання редуктора
 - 1.4.1. Розрахунок черв'ячної передачі
 - 1.4.2. Параметри навантаження черв'ячної передачі
 - 1.4.3. Матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса
 - 1.4.4. Допустимі напруження на контактну втому
 - 1.4.5. Проектний розрахунок передачі
 - 1.4.6. Попередні значення деяких параметрів передачі
 - 1.4.7. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість
 - 1.4.8. Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність під дією максимального навантаження
 - 1.4.9. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на міцність при згині
 - 1.4.10. Перевірка на міцності зубців при згині, при перевантаженні
 - 1.4.11. Розрахунок параметрів черв'ячної передачі
 - 1.4.12. Сили у зачепленні черв'ячної передачі
 - 1.4.13. Перевірка черв'яка на жорсткість
 - 1.5. Розрахунок і конструювання редуктора
 - 1.5.1. Розрахунок черв'ячної передачі
 - 1.5.2. Параметри навантаження черв'ячної передачі
 - 1.5.3. Матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса
 - 1.5.4. Допустимі напруження на контактну втому
 - 1.5.5. Проектний розрахунок передачі
 - 1.5.6. Попередні значення деяких параметрів передачі
 - 1.5.7. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість
 - 1.5.8. Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність під дією максимального навантаження

- 1.5.9. Розрахунок зубців черв'ячного колеса на міцність при згині
- 1.5.10. Перевірка на міцності зубців при згині, при перевантаженні
- 1.5.11. Розрахунок параметрів черв'ячної передачі
- 1.5.12. Сили у зачепленні черв'ячної передачі
- 1.5.13. Перевірка черв'яка на жорсткість

1.6. Розрахунок швидкохідного вала редуктора

- 1.6.1. Проектний розрахунок і конструювання швидкохідного вала
- 1.6.2. РОЗРАХУНОК ВАЛУ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ
- 1.6.3. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ
- 1.6.4. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ

1.7. Розрахунок проміжного вала редуктора

- 1.7.1. Проектний розрахунок і конструювання проміжного вала
- 1.7.2. Розрахунок валу на статичну міцність
- 1.7.3. Розрахунок вала на втомну міцність
- 1.7.4. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ

1.8. РОЗРАХУНОК ВИХІДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

- 1.8.1. ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ВИХІДНОГО ВАЛА
- 1.8.2. РОЗРАХУНОК ВАЛУ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ
- 1.8.3. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ
- 1.8.4. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ

1.9. Підбір і перевірка на роботоздатність підшипників редуктора

1.10. ПІДБІР І ПЕРЕВІРКА НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ ПРОМІЖНОМУ ВАЛА РЕДУКТОРА

1.11. ПІДБІР І ПЕРЕВІРКА НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ У ПРОМІЖНОМУ ВАЛІ РЕДУКТОРА

2. Проектування корегованого евольвентного зачеплення зубчастих коліс

- 2.1. Показники якості зачеплення
- 2.2. Розрахунок параметрів некорегованої передачі
- 2.3. Розрахунок параметрів корегованої передачі
- 2.4. Висновки

3. Розрахунок пластини на міцність і жорсткість

- 3.1. Перший розрахунок
- 3.2. Другий розрахунок
- 3.3. Визначення параметрів стану пластини

4. Визначення напружено-деформованого стану при згині стержня зосередженою силою
5. Чисельні розрахунки напружено-деформованого стану випробувального зразка
 - 5.1. Вибір зразка та його розрахункової моделі
 - 5.2. Постановка крайової задачі лінійної пружності
 - 5.3. Формули методу скінченних елементів для розв'язування крайової задачі лінійної пружності
 - 5.4. Розрахункова схема
 - 5.5. Результати розрахунків
6. РОЗРАХУНКИ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА ВІДПОВІДНИХ ВЛАСНИХ ФОРМ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СИСТЕМИ З ДВОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ
 - 6.1. Визначення власних частот методом сил
 - 6.2. Визначення першої власної частоти методом Релея
 - 6.3. Визначення першої власної частоти методом Донкерлі
7. Індивідуальне завдання
 - 7.1. Розрахунок на міцність та жорсткість
 - 7.2. Висновки
8. Список літератури

ВСТУП

На сьогоднішній день створення будь-якої конкурентоспроможної продукції, технологій, матеріалів та послуг не може обходитись без використання наукових та науково-технічних знань, які отримують у процесі проведення фундаментальних і пошукових науково-дослідних, дослідно-конструкторських, дослідно-технологічних робіт.

Проведення зазначених робіт пов'язане із зменшенням таких ресурсів, як інвестиції, витрати часу, висококваліфікований персонал.

Таким чином, на всіх етапах інноваційного процесу, зокрема й на стадії виконання науково-технічних робіт, постає завдання досягти найвагоміших результатів за мінімальних витрат вказаних ресурсів.

Завершальним етапом підготовки бакалавра є виконання випускної атестаційної роботи бакалавра. Випускна атестаційна робота є комплексним технічним завданням, що підтверджує освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавра.

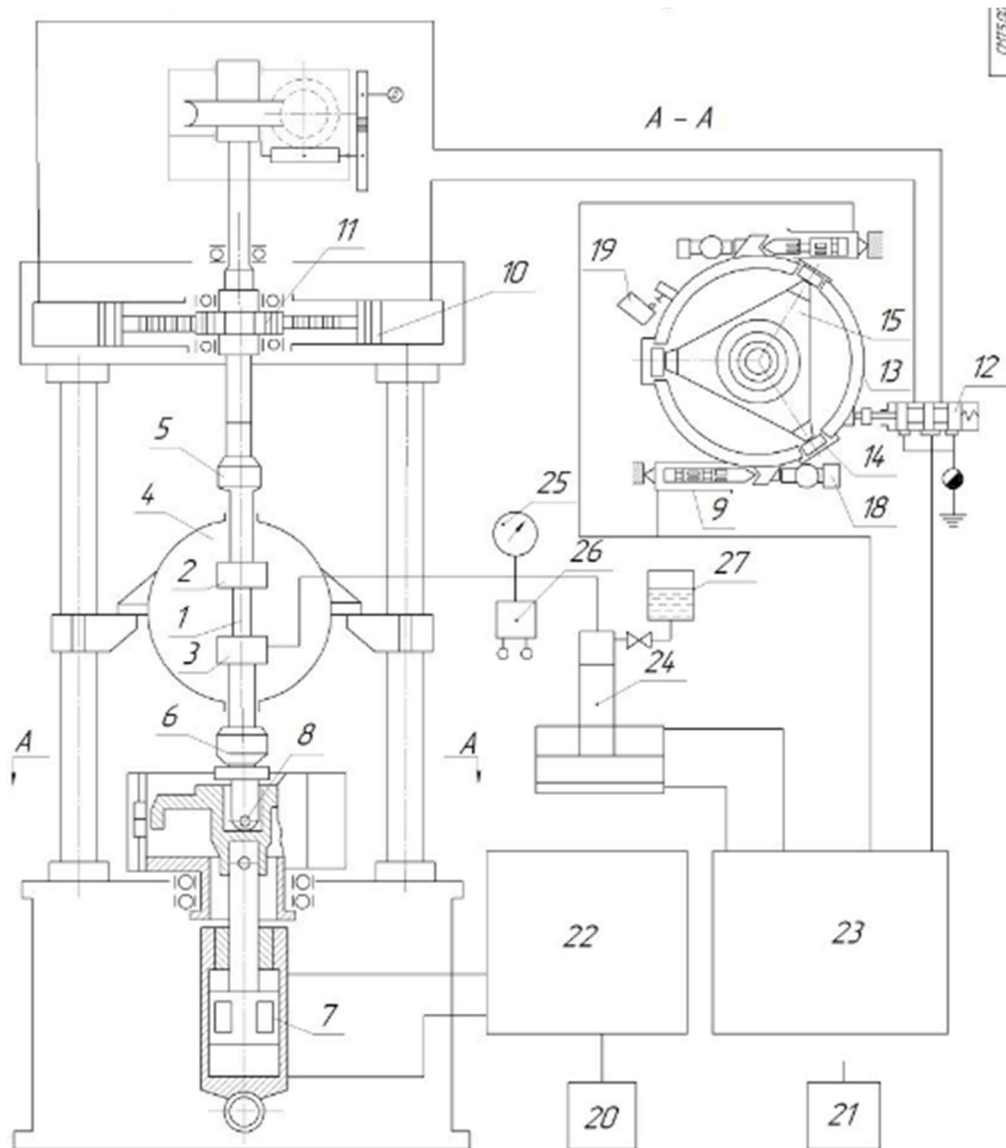
Завдання та зміст роботи потребують демонстрації вмінь, які сформовані на базі вивчення фундаментальних та загально інженерних дисциплін. Виконання завдання передбачає застосування знань математики, теоретичної механіки та опору матеріалів, теорії пружності та теорії коливань, теорії машин та механізмів, деталей машин, будівельної механіки, чисельних методів та основних фахових дисциплін.

1. ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВОДА ВИПРОБУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

1.1 ОПИС ВИПРОБУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

Для механічних випробувань матеріалів при складному напруженому стані використовується установка СНТ-5П.

Частиною вихідних даних для проектування, метою якого є модернізація даної машини, є кінематична схема установки СНТ-5П, зображена на рис.1.1.



Технічна характеристика:

1. Максимальний крутний момент $T=17\text{кНм}$

2. Кутлова швидкість захвата $\omega=40\text{об}^{-1}$

Рис.1.1. Випробувальна установка СНТ-5П

1 – трубчастий зразок;

2, 3 – робочі захвати;

- 4 – вакуумна камера;
- 5, 6 – захвати машини;
- 7 – гідроциліндр;
- 8 – універсальний шарнір;
- 9 – плунжери;
- 10 – гідроциліндри;
- 11 – рейкова зубчаста передача;
- 12 – золотник;
- 13 – барабан;
- 14 – підшипники;
- 15 – хрестовина;
- 16 – черв'ячний редуктор;
- 17 – різьбова втулка;
- 18 – упори;
- 19 – мікровимикач;
- 20, 21 – насоси;
- 22, 23 – блоки контрольно-регулювальної апаратури;
- 24 – гідропідсилювач;
- 25 – манометр;
- 26 – електричний датчик тиску;
- 27 – резервуар.

Технічна характеристика випробувальної установки СНТ-5П:

Максимальний крутний момент – 17 (кН).

Кутова швидкість захвату – 4 (1/об).

1.2 ВИБІР ДВИГУНА

За номінальною потужністю розраховуємо необхідну потужність електродвигуна, яка необхідна для отримання заданої швидкості деформування зразка.

$$P_1 = \frac{P_n}{\eta}$$

Де η – коефіцієнт корисної дії приводу:

$$\eta = \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{чп2}} \cdot \eta_{\text{чп4}} \cdot \eta_0^3$$

Де, $\eta_{\text{цп}}$ – ККД циліндричної передачі,

$\eta_{\text{чп2}}$ – ККД черв'ячної передачі(2),

$\eta_{\text{чп4}}$ – ККД черв'ячної передачі(4),

η_0 – ККД одної пари підшипників.

Обчислюємо ККД:

$\eta_{\text{цп}} = 0,97$, $\eta_{\text{чп2}} = 0,7$, $\eta_{\text{чп4}} = 0,7$, $\eta_0 = 0,99$, кількість пар підшипників – 3.[1]

$$\eta = \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{чп2}} \cdot \eta_{\text{чп4}} \cdot \eta_0^3 = 0,97 \cdot 0,7 \cdot 0,7 \cdot 0,99^3 = 0,46$$

Обчислимо потужність :

$$P_{\text{н}} = T\omega = (17 \cdot 10^3) \cdot \left(\frac{4}{60}\right) = 1133,3$$

$$P_1 = \frac{P_{\text{н}}}{\eta} = \frac{1133,3}{0,46} = 2463,7$$

Обчислюємо передатне відношення:

$$i' = i'_{\text{чп2}} \cdot i'_{\text{чп4}} \cdot i'_{\text{цп}}$$

де $i'_{\text{цп}}(i1)$, $i'_{\text{чп2}}(i2)$, $i'_{\text{чп4}}(i3)$ – передатні відношення передач.

$$i'_{\text{чп2}} = 17, i'_{\text{чп4}} = 13, i'_{\text{цп}} = 5$$

$$i' = i'_{\text{чп2}} \cdot i'_{\text{чп4}} \cdot i'_{\text{цп}} = 17 \cdot 13 \cdot 5 = 1105$$

Орієнтована частота обертання вала двигуна:

$$n'_{\text{дв}} = n \cdot i'$$

де n – частота обертання гайки.

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi} = \frac{30 \cdot 4}{60 \cdot 3,14} = 0,63662$$

де V (мм/хв) – задана лінійна швидкість захвата; p (мм) – крок різьби гвинта; z – кількість заходів різьби.

$$n'_{\text{дв}} = 1105 \cdot 0,63662 = 703,4651$$

За необхідною частотою і потужністю підбираємо електродвигун:

АИР112МВ8: $P = 3000$ Вт, $n = 709$ хв-1.

Уточнення значення передатного відношення приводу:

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n} = \frac{703,4651}{0,63662} = 1105$$

$$i'_{\text{чп2}} = 17, i'_{\text{чп4}} = 13, i'_{\text{цв}} = 5$$

1.3 КІНЕМАТИЧНИЙ І СИЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ПРИВОДА

Обчислюємо кутові швидкості всіх валів:

$$\omega_1 = \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n}{30} = 74,24631$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_1} = 14,84926$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{i_2} = 1,142251$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{i_3} = 0,087865$$

Визначаємо потужності й обертові моменти:

$$P_k = P_{k-1} \cdot \eta_{k-1}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 = 2,328$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 = 1,6296$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_3 = 1,14072$$

Крутний момент:

$$T_k = \frac{P_k}{\omega_k}$$

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = 32,32484$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = 156,7755$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = 1426,657$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = 12982,58$$

1.4 РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ РЕДУКТОРА

1.4.1 РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

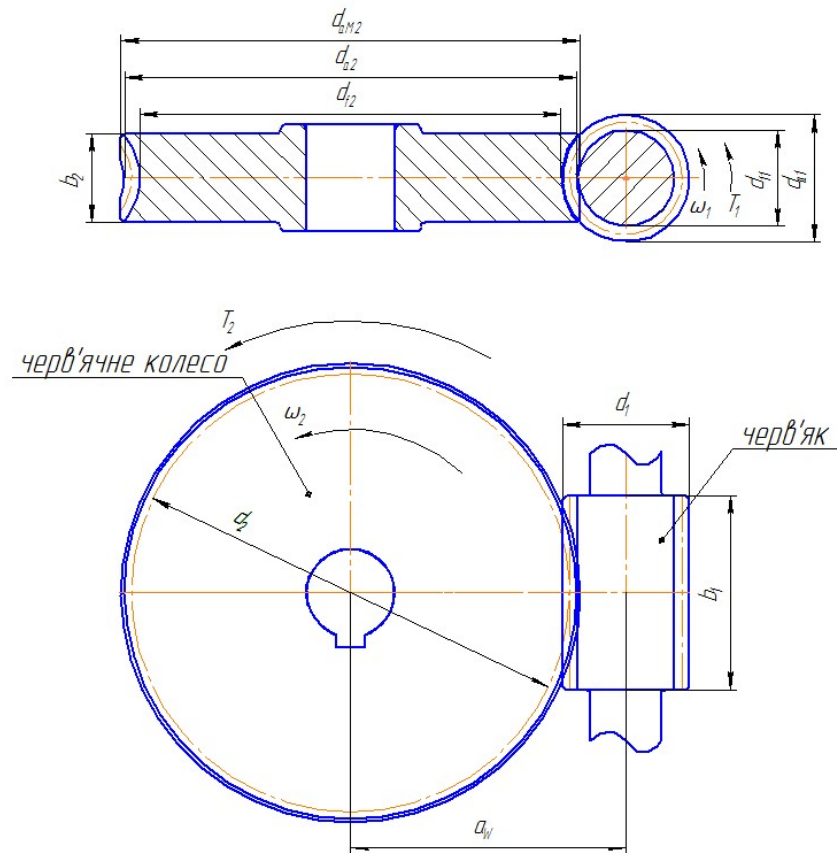


Рис. 1.2 Кінематична схема черв'ячної передачі

Вихідні дані:

Обертовий момент на валу черв'яка: $T_1 = 156,7755 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Обертовий момент на валу колеса: $T_2 = 1426,657 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Кутова швидкість: $\omega_1 = 14,84926 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Передатне відношення: $i = 17$

Архімедовий черв'як, передача реверсивна, режим навантаження – легкий, перевантаження – 150% , $h=10000$ год.

1.4.2 ПАРАМЕТРИ НАВАНТАЖЕННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Кутова швидкість веденого валу:

$$\omega_2 = 0,873 \text{ рад/с}$$

Визначаємо максимальний момент на веденому валі під час короткого часового перевантаження:

$$T_{2max} = 1.5 \cdot T_2 = 2144,4855 \text{ Н*м}$$

Визначаємо приблизну швидкість ковзання в зачепленні:

$$V_s = \frac{4 \cdot \omega_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2} = 0,668659 \text{ м/с}$$

Сумарна кількість циклів навантаження зубців колеса за строк служби:

$$N_{\Sigma 2} = 1800 \cdot \frac{\omega_2}{\pi} \cdot h = 5001920$$

Для середнього оптимального режиму навантаження з коефіцієнтом інтенсивності $K_{FE} = 0.1$ тотожне число циклів навантаження зубців дорівнює:

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma 2} = 17015999$$

1.4.3 МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЧЕРВ'ЯКА Й ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА

Для черв'яка беремо леговану сталь 45, яку піддаємо термообробці – гартування із відпусканням. Після цього твердість дорівнюватиме HRC 45...55. При цьому робочі поверхні витків повинні бути відшліфовані.

Для черв'ячного колеса при $V_s = 0,668659 \text{ м/с}$ вибираємо бронзу БрО10Ф1 $\sigma_B = 285 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 165 \text{ МПа}$.

1.4.4 ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ НА КОНТАКТНУ ВТОМУ

Для бази випробувань 106 та нереверсивного навантаження допустиме напруження на втому при згині:

$$[\sigma]_{F0} = 0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T = 0,08 \times 285 + 0,25 \times 165 = 64,05 \text{ МПа}$$

.Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 0,729857$$

За умови $0,54 < K_{FL} < 1$, беремо $K_{FL} = 0,729857$. Тоді для зубців черв'ячного колеса допустиме напруження на втому при згині дорівнює:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} \times K_{FL} = 64,05 \times 0,729857 = 46,74734085 \text{ МПа}$$

Допустиме граничне напруження згину:

$$[\sigma]_{Fmax} = 0,8 \times \sigma_B = 0,8 \times 285 = 228 \text{ МПа}$$

1.4.5 ПРОЄКТНИЙ РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ

З умови на контактну міцність визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{\sigma \min} = K_a \cdot \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot q^2}{(Z_2 \cdot [\sigma_H])^2}}$$

Допоміжний коефіцієнт $K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ – при сталевому черв'яку та бронзовому колесі.

Кількість заходів черв'яка: $z_1 = 2$;

Число зубців колеса: $z_2 = 34$;

Коефіцієнт діаметра черв'яка:

$$q \geq 0.212 \cdot z_2 = 7,208$$

Обираємо $q = 8$;

Коефіцієнт деформації черв'яка: $\theta = 57$;

Коефіцієнт χ при легкому режимі навантаження: $\chi = 0,31$;

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі:

a_{wmin}

$$= K_a \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\frac{T_2 \times K_{H\beta} \times q^2}{(z_2 [\sigma]_H)^2}} = 310 \times \left(\frac{34}{8} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\frac{1426,657 \times 1,084893 \times 8^2}{(34 \times 220,0906)^2}} = 196,8322 \text{ мм}$$

Визначаємо модуль черв'ячної передачі:

$$m = \frac{2a_{wmin}}{z_2 + q} = \frac{2 \times 196,8322}{34 + 8} = 9,372964 \text{ мм}$$

Обираємо стандартний модуль зачеплення: $m=9 \text{ мм}$, $q=8$.

Тоді ділильний діаметр дорівнює:

$$d_1 = mq = 72 \text{ мм}$$

Ділильний кут підйому лінії витків черв'яка:

$$\operatorname{tg} y = \frac{z_1}{q} = \frac{2}{8} = 0,25; \quad y = 14^\circ$$

Швидкість ковзання в зачепленні:

$$V_s = \frac{\omega_1 \times d_1}{2 \cos y} = \frac{14,84926 \times 72 \times 10^{-3}}{2 \cos(14^\circ)} = 0,518694 \text{ м/с}$$

Допустиме контактне напруження для черв'ячного колеса довіряє:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} = 300 - 25V_s = 300 - 25 \times 0.518694 = 287,0327 \text{ МПа}$$

1.4.6 ПОПЕРЕДНІ ЗНАЧЕННЯ ДЕЯКИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕДАЧІ

а) ділильні діаметри:

$$d_1 = mq = 72 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_1 = 306 \text{ мм}$$

б) діаметр вершин витків черв'яка й зубців колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 90 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 324 \text{ мм}$$

в) міжосьова відстань передачі:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(72 + 306) = 189 \text{ мм}$$

г) ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0,67d_{a1} = 0,67 \times 90 = 60,3 \text{ мм}$$

Заокруглюємо до 60 мм

Згідно з рекомендаціями (черв'як із твердістю $H < 350\text{HB}$, колесо нарізають довільним способом) ступінь точності передачі обираємо 9.

е) еквівалентна кількість зубців черв'ячного колеса:

$$Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma} = \frac{34}{\cos^2(14^\circ)} = 36,11359$$

д) колова сила, що діє на зубці колеса:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 1426,657}{306 \times 10^{-3}} = 9324,5 \text{ Н}$$

1.4.7 РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУ ВИТРИВАЛІСТЬ

Спочатку визначаємо деякі коефіцієнти:

- 1) коефіцієнт, який враховує властивості матеріалів черв'яка й вінця колеса, для пари сталі – бронза $Z_m = 210 \text{ МПа}$;
- 2) коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків і зубців $Z_n = 1.8$;
- 3) коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні $Z_e = 0.75$;

4) з попередніх розрахунків $K_{H\beta}=1,084893$;

5) коефіцієнт динамічного навантаження для швидкості ковзання $V_s=0,668659\text{м/с}$;

Питома колова сила:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{t2}}{b_2} \times K_{H\beta} \times K_{HV} = \frac{9324,556}{60,3} \times 1,084893 \times 1,25 = 209,70451 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M \times Z_H \times Z_t \times \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} = 210 \times 1,8 \times 0,75 \times \sqrt{\frac{209,70393}{306}} = 234,69057 \text{ МПа}$$

Стійкість зубців проти заїдання і втомного викришування забезпечується, оскільки:

$$\sigma_H = 234,69057 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 287,0327 \text{ МПа}$$

1.4.8 РОЗРАХУНОК АКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУ МІЦНІСТЬ ПІД ДІЄЮ МАКСИМАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}} = 234,69057 \times \sqrt{\frac{2144,4855}{1426,657}} = 287,73813 \text{ МПа}$$

Контактна міцність зубців не втрачає своїх властивостей, оскільки:

$$\sigma_{Hmax} = 287,73813 \text{ МПа} < [\sigma]_{Hmax} = 660 \text{ МПа}$$

1.4.9 РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА НА МІЦНІСТЬ ПРИ ЗГИНІ

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{w_{Fl}}{m}$$

Деякі необхідні для розрахунку коефіцієнти, визначаємо з таблиці :

1) коефіцієнт, що враховує форму зуба, береться з таблиць в залежності від еквівалентного числа зубців черв'яка $Y_f=1,64$;

2) коефіцієнт, що враховує перекриття (береться з таблиць) $Y_e=0,75$;

- 3) коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубців $Y_b=1,006887$;
- 4) коефіцієнт динамічного навантаження $K_{fy}=K_{hv}=1,25$;
- 5) коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині $K_{fb}=K_{hb}=1,084893$.

Питома колова сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} \times K_{F\beta} \times K_{FV} = \frac{9324,556}{60,3} \times 1,084893 \times 1,25 = 209,70451 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове напруження згину:

$$\sigma_F = Y_F \times Y_S \times Y_B \times \frac{W_{Ft}}{m} = 28,857 \text{ МПа}$$

Втомна міцність зубців при згині забезпечується, оскільки виконується умова:

$$\sigma_F = 28,857 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 54,08244 \text{ МПа}$$

1.4.10 ПЕРЕВІРКА НА МІЦНОСТІ ЗУБЦІВ ПРИ ЗГИНІ, ПРИ ПЕРЕВАНТАЖЕННІ

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \left(\frac{T_{3ma}}{T_3} \right) = 40,80996 \text{ МПа}$$

Міцність зубців забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{Fmax} = 40,80996 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}] = 132 \text{ МПа}$$

1.4.11 РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

1) Розміри частин витків черв'яка й зубців черв'ячного колеса:

а) висота головки витка черв'яка та зубців колеса:

$$h_a = m = 9 \text{ мм}$$

б) висота ніжки витка черв'яка та зубця черв'ячного колеса дорівнює:

$$h_f = 1,2m = 1,2 \times 9 = 10,8 \text{ мм}$$

в) висота витка черв'яка та зубця черв'ячного колеса:

$$h = 2,2m = 2,2 \times 9 = 19,8 \text{ мм}$$

г) розрахункова товщина витка:

$$S = 0,5\pi m = 0,5\pi \times 9 = 14,13717 \text{ мм}$$

2) Розміри вінців черв'яка та черв'ячного колеса:

а) ділильні діаметри:

$$d_1 = mq = 72 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_1 = 306 \text{ мм}$$

б) діаметри вершин:

$$d_{a1} = 90 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 324 \text{ мм}$$

в) діаметри западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 50,4 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 284,4 \text{ мм}$$

г) найбільший діаметр черв'ячного колеса дорівнює:

$$d_{aw2} \leq d_{a2} + m = 342 \text{ мм}$$

д) довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m + 25 = 117,36 \text{ мм}$$

Заокруглюємо до 117 мм .

е) ширина вінця черв'ячного колеса $b_2 = 60,3 \text{ мм}$;

є) міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a_w = 0,5m(q + z_2) = 189 \text{ мм}$$

1.4.12 СИЛИ У ЗАЧЕПЛЕННІ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Компоненти сил у зачепленні:

а) колова сила на колесі:

$$F_{t2} = F_{a1} = 9324,556 \text{ Н}$$

б) радіальна сила на колесі:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t1} \times \operatorname{tg} \alpha = 3393,861 \text{ Н}$$

в) осьова сила на колесі:

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \times \operatorname{tg} \gamma = 1165,569 \text{ Н}$$

1.4.13 ПЕРЕВІРКА ЧЕРВ'ЯКА НА ЖОРСТКІСТЬ

Рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку:

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = 3588,432 \text{ Н}$$

Осьовий момент інерції черв'яка:

$$J_0 = \frac{\pi \times d_{f1}^4}{64} = 472270,1 \text{ мм}^4$$

Беремо наближено відстань між опорами черв'яка:

$$l \approx 0,8d_2 = 244,8 \text{ мм}$$

Розрахункова стріла прогину черв'яка за модуля пружності для сталі дорівнює:

$$y = \frac{F \times l^3}{48EJ_0} = 0,0211 \text{ мм}$$

Допустима стріла прогину:

$$[y] = 0,01m = 0,09 \text{ мм}$$

Жорсткість черв'яка забезпечується, оскільки:

$$y = 0,0211 \text{ мм} \leq [y] = 0,09 \text{ мм}$$

1.5. РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ РЕДУКТОРА

1.5.1. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

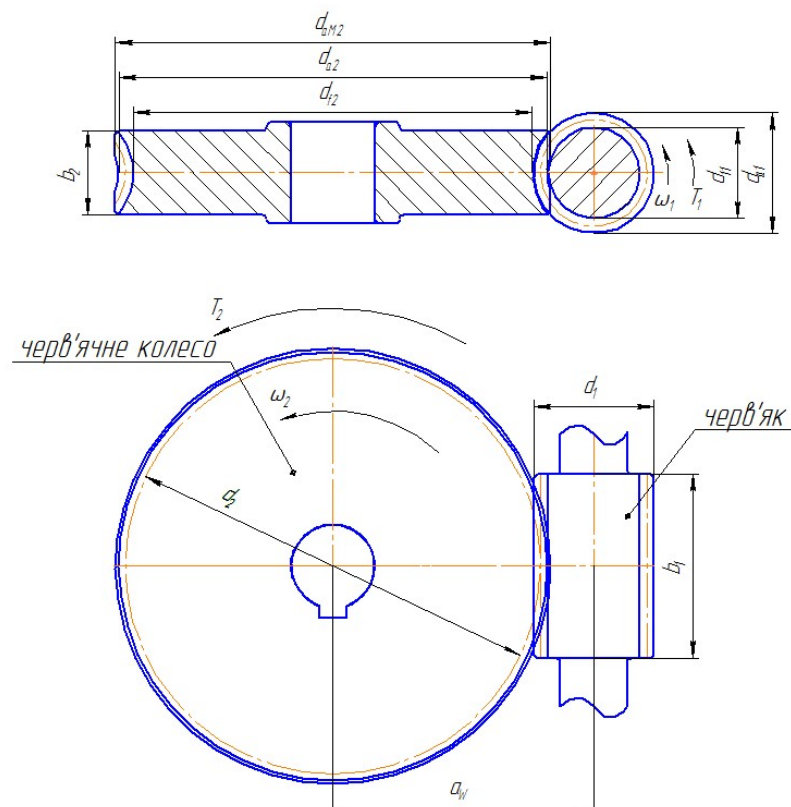


Рис. 1.3. Кінематична схема черв'ячної передачі

Вихідні дані:

Обертний момент на валу черв'яка: $T_1 = 1426,657 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Обертний момент на валу колеса: $T_2 = 12982,58 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Кутова швидкість: $\omega_1 = 1,142251 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Передатне відношення: $i = 13$

Архімедовий черв'як, передача реверсивна, режим навантаження – легкий, перевантаження – 150% , $h=10000$ год.

1.5.2. ПАРАМЕТРИ НАВАНТАЖЕННЯ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Кутова швидкість веденого валу:

$$\omega_2 = 0,087865 \text{ рад/с}$$

Під час короткого часового перевантаження максимальний момент на веденому валі:

$$T_{2max} = 1.5 \cdot T_2 = 19473,87 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначаємо приблизну швидкість ковзання в зачепленні:

$$V_s = \frac{4 \cdot \omega_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2} = 0,107385 \text{ м/с}$$

Сумарна кількість циклів навантаження зубців колеса за строк служби:

$$N_{\Sigma 2} = 1800 \cdot \frac{\omega_2}{\pi} \cdot h = 13089232$$

Для середнього оптимального режиму навантаження при коефіцієнті інтенсивності $K_{FE} = 0.01$ еквівалентне число циклів навантаження зубців:

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma 2} = 1308923$$

1.5.3. МАТЕРІАЛИ ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЧЕРВ'ЯКА Й ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА

Для черв'яка беремо леговану сталь 45, проводимо термообробку (гартування із відпусканням), твердість HRC 45...55. При цьому робочі поверхні витків шліфовані.

Для черв'ячного колеса при $V_s = 0,107385 \text{ м/с}$ беремо бронзу БрО10Ф1 $\sigma_B = 285 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 165 \text{ МПа}$.

1.5.4. ДОПУСТИМІ НАПРУЖЕННЯ НА КОНТАКТНУ ВТОМУ

Допустиме напруження на втому при згині для бази випробувань 106 та нереверсивного навантаження:

$$[\sigma]_{F0} = 0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T = 0,08 \times 285 + 0,25 \times 165 = 64,05 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт довговічності дорівнює:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = 0,970531$$

За обмеження $0,54 < K_{FL} < 1$, беремо $K_{FL} = 0,970531$. Тоді для зубців черв'ячного колеса допустиме напруження на втому при згині:

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} \times K_{FL} = 71,91637 \text{ МПа}$$

Допустиме граничне напруження згину буде:

$$[\sigma]_{Fmax} = 0,8 \times \sigma_B = 132 \text{ МПа}$$

1.5.5. ПРОЄКТНИЙ РОЗРАХУНОК ПЕРЕДАЧІ

З умови на контактну міцність визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{\sigma min} = K_a \cdot \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot q^2}{(Z_2 \cdot [\sigma_H])^2}}$$

Допоміжний коефіцієнт $K_a = 310 \text{ МПа}^{1/3}$ – при сталевому черв'яку та бронзовому колесі.

Число заходів черв'яка: $z_1 = 4$;

Число зубців колеса: $z_2 = 52$;

Коефіцієнт діаметра черв'яка:

$$q \geq 0.212 \cdot z_2 = 11,024$$

Вибираємо $q = 12$;

Коефіцієнт деформації черв'яка: $\theta = 93$;

Коефіцієнт x при легкому режимі навантаження: $x = 0,31$;

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a_{wmin} = K_a \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt[3]{\frac{T_2 \times K_{H\beta} \times q^2}{(Z_2 [\sigma]_H)^2}} = 331,2486 \text{ мм}$$

Визначаємо модуль черв'ячної передачі:

$$m' = \frac{2a_{wmin}}{z_2 + q} = 10,35152 \text{ мм}$$

Обираємо стандартний модуль зачеплення: $m=10 \text{ мм}, q=12$

Тоді ділительний діаметр дорівнюватиме:

$$d_1 = mq = 120 \text{ мм}$$

Ділительний кут підйому лінії витків черв'яка:

$$\operatorname{tg} y = \frac{z_1}{q} = \frac{4}{12} = 0,33; \quad y = 18^\circ$$

Швидкість ковзання в зачепленні:

$$V_s = \frac{\omega_1 \times d_1}{2 \cos y} = \frac{1,142251 \times 120 \times 10^{-3}}{2 \cos(18^\circ)} = 0,072062 \text{ м/с}$$

Для черв'ячного колеса допустиме контактне напруження:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} = 300 - 25V_s = 300 - 25 \times 0,072062 = 298,19842 \text{ МПа}$$

1.5.6. ПОПЕРЕДНІ ЗНАЧЕННЯ ДЕЯКИХ ПАРАМЕТРІВ ПЕРЕДАЧІ

а) ділительні діаметри:

$$d_1 = mq = 120 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_1 = 520 \text{ мм}$$

б) діаметр вершин витків черв'яка та зубців колес:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 140 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 540 \text{ мм}$$

в) міжосьова відстань передачі:

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 320 \text{ мм}$$

г) ширина вінця черв'ячного колеса:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \times 50 = 37,5 \text{ мм}$$

Згідно з рекомендаціями (черв'як із твердістю $H < 350 \text{ HB}$, колесо нарізають довільним способом) ступінь точності передачі обираємо 9.

г) еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^2 y} = \frac{52}{\cos^2(18^\circ)} = 57,48979$$

д) колова сила, що діє на зубці колеса:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = 49933 \text{ Н}$$

1.5.7. РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУ ВИТРИВАЛІСТЬ

Спочатку визначаємо деякі коефіцієнти:

- 1) коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів черв'яка і вінця колеса, для пари сталі – бронза $Z_m=210\text{МПа}$;
- 2) коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків і зубців $Z_n=1.8$;
- 3) коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні $Z_e=0.75$;
- 4) з попередніх розрахунків $K_{H\beta}=1,069923$;
- 5) коефіцієнт динамічного навантаження для швидкості ковзання $V_s=0,107385\text{м/с}$;

Питома колова сила:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{t2}}{b_2} \times K_{H\beta} \times K_{HV} = 636,0056 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M \times Z_H \times Z_t \times \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} = 292,6299 \text{ МПа}$$

Стійкість зубців проти заїдання і втомного викривування забезпечується, оскільки:

$$\sigma_H = 292,6299 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 298,19842 \text{ МПа}$$

1.5.8. РОЗРАХУНОК АКТИВНИХ ПОВЕРХОНЬ ЗУБЦІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУ МІЦНІСТЬ ПІД ДІЄЮ МАКСИМАЛЬНОГО НАВАНТАЖЕННЯ

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}} = 413,8411 \text{ МПа}$$

Контактна міцність зубців забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{Hmax} = 413,8411 \text{ МПа} < [\sigma]_{Hmax} = 660 \text{ МПа}$$

1.5.9. РОЗРАХУНОК ЗУБЦІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО КОЛЕСА НА МІЦНІСТЬ ПРИ ЗГИНІ

$$\sigma_F = Y_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot \frac{W_{Ft}}{m}$$

Частину необхідних для розрахунку коефіцієнтів визначаємо з таблиці :

- 1) коефіцієнт, що враховує форму зуба, береться з таблиць в залежності від еквівалентного числа зубців черв'яка $Y_f=1,45$;
- 2) коефіцієнт, що враховує перекриття (береться з таблиць) $Y_e=0,75$;
- 3) коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубців $Y_\beta=1,00287$;
- 4) коефіцієнт динамічного навантаження $K_{fv}=K_{hv}=1,25$;
- 5) коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині $K_{fb}=K_{hb}=1,069923$;

Питома колова сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} \times K_{F\beta} \times K_{FV} = 636,0056451 \text{ Н/мм}$$

Розрахункове напруження згину:

$$\sigma_F = Y_F \times Y_S \times Y_B \times \frac{W_{Ft}}{m} = 69,36414 \text{ МПа}$$

Втомна міцність зубців при згині забезпечується, оскільки:

$$\sigma_F = 69,36414 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 71,916367676 \text{ МПа}$$

1.5.10. ПЕРЕВІРКА НА МІЦНОСТІ ЗУБЦІВ ПРИ ЗГИНІ, ПРИ ПЕРЕВАНТАЖЕННІ

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \left(\frac{T_{2max}}{T_2} \right) = 98,09570656 \text{ МПа}$$

Міцність зубців забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{Fmax} = 98,09570656 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}] = 132 \text{ МПа}$$

1.5.11. РОЗРАХУНОК ПАРАМЕТРІВ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

- 1) Розміри елементів витків черв'яка та зубців черв'ячного колеса:

- а) висота головки витка черв'яка та зубців колеса:

$$h_a = m = 10 \text{ мм}$$

б) висота ніжки витка черв'яка та зубця черв'ячного колеса:

$$h_f = 1,2m = 12 \text{ мм}$$

в) висота витка черв'яка й зубця черв'ячного колеса:

$$h = 2,2m = 22 \text{ мм}$$

г) розрахункова товщина витка:

$$S = 0,5\pi m = 15,70796 \text{ мм}$$

2) Розміри вінців черв'яка та черв'ячного колеса:

а) ділильні діаметри:

$$d_1 = mq = 120 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_1 = 520 \text{ мм}$$

б) діаметри вершин:

$$d_{a1} = 140 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = 540 \text{ мм}$$

в) діаметри западин:

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m = 96 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4m = 496 \text{ мм}$$

г) найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{aw2} \leq d_{a2} + m = 560 \text{ мм}$$

г) довжина нарізваної частини черв'яка:

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09z_2)m + 25 = 141,2 \text{ мм}$$

Заокруглюємо до 141 мм.

д) ширина вінця черв'ячного колеса $b_2 = 105 \text{ мм}$;

е) міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a_w = 0,5m(q + z_2) = 320 \text{ мм}$$

1.5.12. СИЛИ У ЗАЧЕПЛЕННІ ЧЕРВ'ЯЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ

Компоненти сил у зачепленні:

а) колова сила на колесі:

$$F_{t2} = F_{a1} = 49933 \text{ Н}$$

б) радіальна сила на колесі:

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t1} \times \operatorname{tg} d = 18174,12571 \text{ Н}$$

в) осьова сила на колесі:

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \times \operatorname{tg} y = 4161,083 \text{ Н}$$

1.5.13. ПЕРЕВІРКА ЧЕРВ'ЯКА НА ЖОРСТКІСТЬ

Рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку:

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = 18644,13 \text{ Н}$$

Осьовий момент інерції черв'яка:

$$J_0 = \frac{\pi \times d_{f1}^4}{64} = 5363528 \text{ мм}^4$$

Беремо наближено відстань між опорами черв'яка:

$$l \approx 0,8d_2 = 416 \text{ мм}$$

За модуля пружності для сталі розрахункова стріла прогину черв'яка :

$$y = \frac{F \times l^3}{48EJ_0} = 0,047396 \text{ мм}$$

Допустима стріла прогину:

$$[y] = 0,01m = 0,1 \text{ мм}$$

Жорсткість черв'яка забезпечується, оскільки:

$$y = 0,047396 \text{ мм} \leq [y] = 0,1 \text{ мм}$$

1.6 РОЗРАХУНОК ВХІДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

1.6.1 ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ВХІДНОГО ВАЛА

Для виготовлення вала призначаємо сталь ст5, для якої

$$\sigma_t = 320 \text{ МПа}$$

$$\sigma_B = 540 \text{ МПа}$$

Діаметр ділянки вала, на якій насаджується черв'як,

попередньо визначимо з умови на кручення. Визначимо діаметр за заниженим

$[\tau] = 24 \text{ МПа}$ і маємо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = 20,90055 \text{ мм}$$

Приймаємо $d=22\text{мм}$ згідно ГОСТ 12080-66

Вал можна представити у вигляді, як зображено на рисунку нижче.

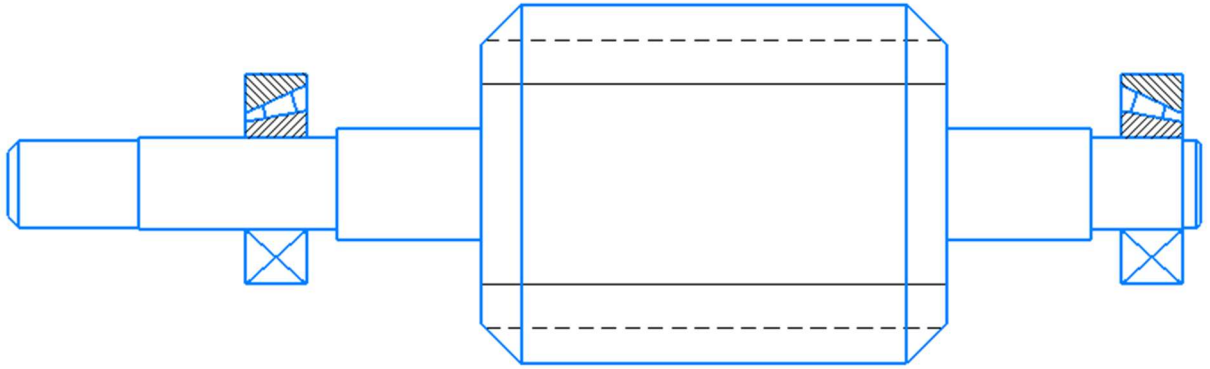


Рис. 1.4. Проміжний вал.

1.6.2 РОЗРАХУНОК ВАЛУ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ

Сили у зачепленні візьмемо із попередніх розрахунків передач . Таким чином :

$$F_{t1} = 3074,274972 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = 1175,880197 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 998,89249 \text{ Н}$$

$$T = 32,32484035 \text{ Н}$$

Реакції опор:

$$R_{Az} = 23,1 \text{ Н}$$

$$R_{Bz} = 197,2 \text{ Н}$$

$$R_{By} = 86,5 \text{ Н}$$

$$R_{Ay} = 86,5 \text{ Н}$$

Небезпечний переріз по σ_{32} - переріз С.

$$M_{32} = \sqrt{(M_y^{\max})^2 + (M_z^{\max})^2} = \sqrt{(7200)^2 + (3160)^2} = 7862,925664 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_0} = \frac{32M_{32}}{\pi d_{r1}^3} = \frac{32 \cdot 7862,925664}{3.14 \cdot 10^3} = 80,13172651 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot F_{a2}}{\pi d_{r1}^2} = \frac{4 \cdot 172,9485111}{3.14 \cdot 10^2} = 2,203165747 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{16 \cdot T}{\pi d_{r1}^3} = \frac{16 \cdot 2,152}{3.14 \cdot 10^3} = 10,96686949 \text{ МПа}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{32} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(80,1 + 2,2)^2 + 410,96^2} = 85,20635768 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{E\max} = \sigma_e \cdot K_n = 85,20635768 \cdot 2,2 = 187,4539869$$

Перевіримо, чи виконується умова статичної міцності:

$$\sigma_{E\max} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{E\max} = 187,4539869 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 290,4 \text{ МПа}$$

Статична міцність вала забезпечена.

1.6.3 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ

Границі втоми матеріалу вала:

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B = 243 \text{ Н}$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 80 \text{ Н}$$

Перевіримо вал на втомну міцність в перерізі С.

Амплітуди нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = 6,428376965 \text{ Н}$$

$$\sigma_m = 0,123483191 \text{ Н}$$

$$\tau_a = 7,730515508 \text{ Н}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень: $K_\sigma = 1,64$; $K_\tau = 1,25$

Коефіцієнти, що враховують вплив асиметрії циклу напружень

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \times 10^{-4}\sigma_B = 0,108002$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,054001$$

Коефіцієнт масштабного фактора: $K_d = 0,87$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_d} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = 20,03100031$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = 6,94172194$$

Сумарний коефіцієнт запасу:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 6,559029099 > [S] = 1,5$$

Втомна міцність вала в перерізі С забезпечена.

1.6.4 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ

Осьовий момент інерції перерізу вала

$$J = \frac{\pi d_{r1}^4}{64} = 981,7477 \text{ МПа}$$

Згідно зі способом Верещагіна прогин вала у вертикальній площині: y_{θ} і кут нахилу перерізу θ_{θ}

$$y = 1,99E-03; \theta = 1,03E-04;$$

Прогин вала y_z і кут нахилу перерізу θ_z у горизонтальній площині:

$$y = 1,56E-03; \theta = 6,41E-05;$$

Повний прогин вала:

$$y = \sqrt{y_{\theta}^2 + y_z^2} = \sqrt{1,99E-03^2 + 1,56E-03^2} = 0,0025 \text{ м}$$

$$[y] = 0,005 \text{ м} = 0,04; \quad y \leq [y]$$

Повний кут нахилу:

$$\theta = \sqrt{\theta_{\theta}^2 + \theta_z^2} = \sqrt{1,03E-04^2 + 6,41E-05^2} = 0,0001214 \text{ рад}$$

$$[\theta] = 0,01 \quad \theta \leq [\theta]$$

Таким чином жорсткість вала забезпечується

1.7 РОЗРАХУНОК ПРОМІЖНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

1.7.1 ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ПРОМІЖНОГО ВАЛА

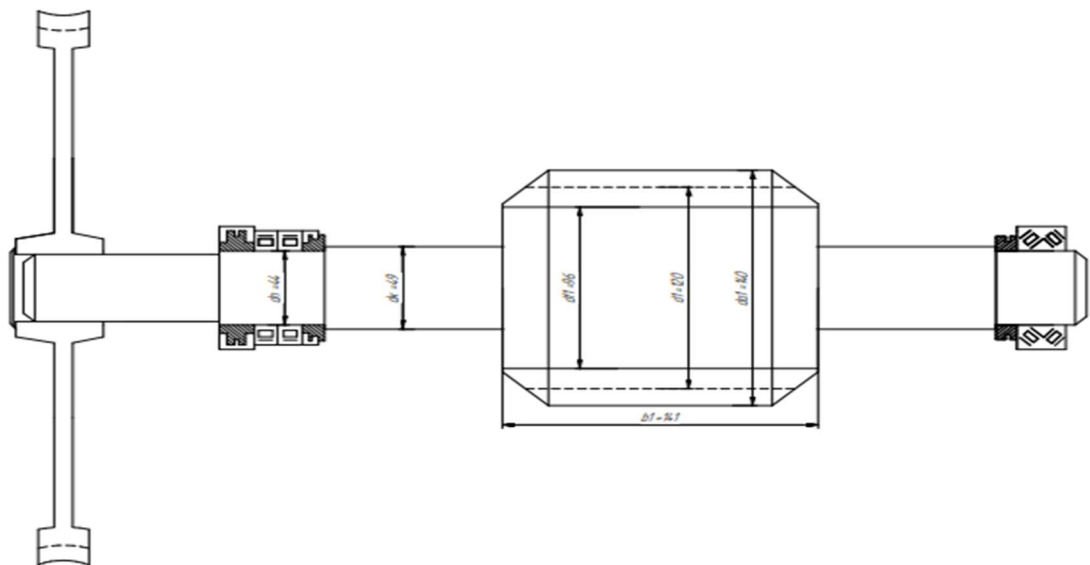
Для виготовлення валу призначаємо сталь 45, для якої:

$$\sigma_{\tau} = 320 \text{ МПа}$$

$$\sigma_B = 540 \text{ МПа}$$

Заздалегідь визначаємо з умови на кручення. Знаходимо діаметр за заниженим $[\tau] = 24 \text{ МПа}$ і маємо:

Вал можна зобразіти у выглядзі, як на рысунку ніжчэ



$$R_{Bz} = -671 \text{ H}$$

$$R_{By} = -125H$$

$$R_{Ay} = 643,1H$$

Небезпечний переріз по σ_{32} - переріз С.

$$M_{32} = \sqrt{(M_y^{\max})^2 + (M_z^{\max})^2} = \sqrt{(115830)^2 + (62860)^2} = 131787,5886H \cdot \text{мм}$$

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_0} = \frac{32M_{32}}{\pi d_{r1}^3} = \frac{32 \cdot 131787,5886}{3.14 \cdot 22^3} = 126,1324406 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot F_{a2}}{\pi d_{r1}^2} = \frac{4 \cdot 4493,894113}{3.14 \cdot 22^2} = 11,8279047 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{16 \cdot T}{\pi d_{r1}^3} = \frac{16 \cdot 29,055}{3.14 \cdot 22^3} = 13,90427669 \text{ МПа}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{32} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(126,13 + 11,827)^2 + 13,9042^2} = 140,73511 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{E\max} = \sigma_e \cdot K_n = 140,7351147 \cdot 2,2 = 309,6172524 \text{ МПа}$$

Перевіряємо, чи виконується умова статичної міцності:

$$\sigma_{E\max} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{E\max} = 309,6172524 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 720 \text{ МПа}$$

Отже, статична міцність валу забезпечена.

1.7.3 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ

Границі втоми матеріалу валу дорівнюють таким значенням:

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B = 243 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 80 \text{ МПа}$$

Перевіряємо вал на втомну міцність у перерізі С.

Амплітуди нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = 4,814437029 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = 0,25732967 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = 6,237898945 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень: $K_\sigma = 1,64$; $K_\tau = 1,25$

Коефіцієнти, які враховують вплив асиметрії циклу напружень

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \times 10^{-4}\sigma_B = 0,108002$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,054001$$

Коефіцієнт масштабного фактора: $K_d = 0,81$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними й дотичними напруженнями:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = 24,85795885$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = 8,029516469$$

Сумарний коефіцієнт запасу:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = 7,640787689 > [S] = 1,5$$

Втомна міцність валу в перерізі С забезпечена.

1.7.4 РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ

Осьовий момент інерції перерізу валу

$$J = \frac{\pi d_{r1}^4}{64} = 1963,49541 \text{ МПа}$$

Згідно зі способом Верещагіна прогин валу у вертикальній площині: y_e і кут нахилу перерізу θ_e

$$y = 0,0125; \theta = 4,30 \text{E-}03;$$

Прогин валу y_2 і кут нахилу перерізу θ_2 у горизонтальній площині:

$$y = 1,90 \text{E-}02; \theta = 1,87 \text{E-}03;$$

Повний прогин валу:

$$y = \sqrt{y_e^2 + y_2^2} = \sqrt{0,0125^2 + 0,019^2} = 0,0227 \text{ мм}$$

$$[y] = 0,005 \text{ м} = 0,04; \quad y \leq [y]$$

Повний кут нахилу:

$$\theta = \sqrt{\theta_e^2 + \theta_2^2} = \sqrt{1,03 \text{E-}04^2 + 6,41 \text{E-}05^2} = 0,0001214 \text{ рад}$$

$$[\theta] = 0,01 \quad \theta \leq [\theta]$$

Отже, жорсткість валу забезпечується.

1.8. РОЗРАХУНОК ВИХІДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

1.8.1 ПРОЕКТНИЙ РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ВИХІДНОГО ВАЛА

Для виготовлення валу призначаємо сталь 45, для якої:

$$\sigma_{\tau} = 320 \text{ МПа}$$

$$\sigma_B = 540 \text{ МПа}$$

Діаметр ділянки валу, на якій насаджується черв'ячне колесо, попередньо визначимо з умови на кручення. Визначимо діаметр за заниженим $[\tau] = 24 \text{ МПа}$ і маємо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = 73,86162051 \text{ мм}$$

Приймаємо $d=80 \text{ мм}$ згідно ГОСТ 12080-66.

Вал можна зобразити у вигляді, як показано на рисунку нижче

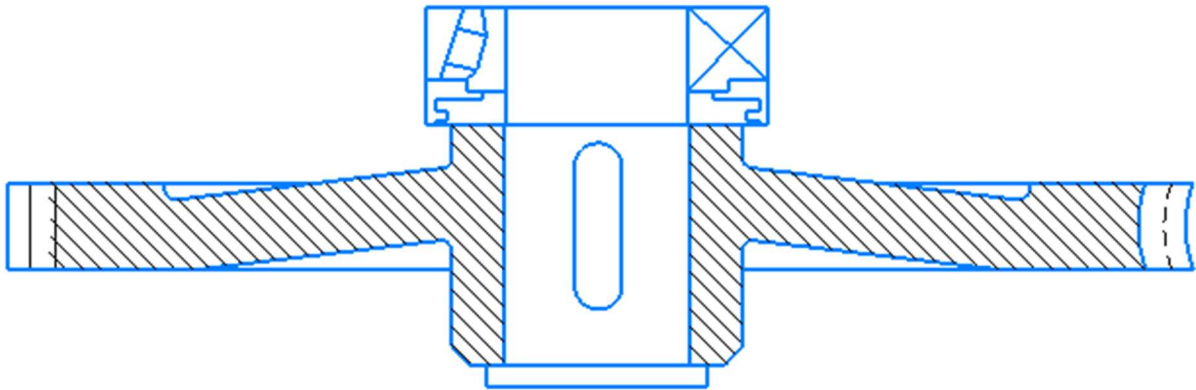


Рис. 1.6. Проміжний вал.

1.8.2. РОЗРАХУНОК ВАЛУ НА СТАТИЧНУ МІЦНІСТЬ

Сили у зачепленні візьмемо із попередніх розрахунків передач. Таким чином :

$$F_{t1} = 4161,08333 \text{ Н}$$

$$F_{r1} = 18174,12571 \text{ Н}$$

$$F_{a1} = 49933 \text{ Н}$$

$$T = 12982,58 \text{ Н}$$

Реакції опор:

$$R_{Az} = -1711,3 \text{ Н}$$

$$R_{Bz} = 75,6 \text{ Н}$$

$$R_{By} = 2207.9 \text{ Н}$$

$$R_{Ay} = -2286 \text{ Н}$$

Небезпечний переріз по σ_{32} - переріз С.

$$M_{32} = \sqrt{(M_y^{\max})^2 + (M_z^{\max})^2} = \sqrt{(96690)^2 + (129160)^2} = 161342,0643 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\sigma_{32} = \frac{M_{32}}{W_0} = \frac{32M_{32}}{\pi d_{r1}^3} = \frac{32 \cdot 161342,0643}{3.14 \cdot 60^3} = 7,612270076 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{4 \cdot F_{a2}}{\pi d_{r1}^2} = \frac{4 \cdot 1123,473528}{3.14 \cdot 60^2} = 7,612270076 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{16 \cdot T}{\pi d_{r1}^3} = \frac{16 \cdot 404,450}{3.14 \cdot 60^3} = 0,3975490192 \text{ МПа}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{32} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(7,6122 + 0,3975)^2 + 9,54117^2} = 20,69525054 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{E\max} = \sigma_e \cdot K_n = 20,69525 \cdot 2,2 = 45,52955119 \text{ МПа}$$

Проводимо перевірку, чи зберігається умова статичної міцності:

$$\sigma_{E\max} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{E\max} = 45,52955119 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 290,4 \text{ МПа}$$

Отже, статична міцність валу забезпечена.

1.8.3. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ВТОМНУ МІЦНІСТЬ

Границі втоми матеріалу валу:

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B = 243 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 80 \text{ МПа}$$

Перевіряємо вал на втомну міцність у перерізі С.

При цьому амплітуди нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = 0,134826177 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = 0,009398247 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = 14,31180876 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень: $K_\sigma = 1,64$; $K_\tau = 1,25$

Коефіцієнти, які враховують вплив асиметрії циклу напружень:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \times 10^{-4}\sigma_B = 0,108002$$

$$\psi_{\tau} = 0,5\psi_{\sigma}=0,054001$$

Коефіцієнт масштабного фактора: $K_d = 0,75$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними й дотичними напруженнями дорівнюють

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{K_d} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = 821,4039972$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{K_d} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = 3,248616643$$

Вираховуємо сумарний коефіцієнт запасу:

$$S = \frac{S_{\sigma} S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = 3,248591236 > [S] = 1,5$$

Втомна міцність валу в перерізі С забезпечена.

1.8.4. РОЗРАХУНОК ВАЛА НА ЖОРСТКІСТЬ

Осьовий момент інерції перерізу валу

$$J = \frac{\pi d_{r1}^4}{64} = 3926,99082 \text{ МПа}$$

Відповідно до способу Верещагіна прогин валу у вертикальній площині: y_{θ} і кут нахилу перерізу θ_{θ}

$$y = 0,0019549; \theta = 2,45E-05;$$

Прогин валу y_{θ} і кут нахилу перерізу θ_{θ} у горизонтальній площині:

$$y = 3,12E-04; \theta = 8,21E-06;$$

Повний прогин вала:

$$y = \sqrt{y_{\theta}^2 + y_{\theta}^2} = \sqrt{0,0019549^2 + 0,0003121608^2} = 0,0020 \text{ мм}$$

$$[y] = 0,005 \text{ м} = 0,05; \quad y \leq [y]$$

Повний кут нахилу:

$$\theta = \sqrt{\theta_{\theta}^2 + \theta_{\theta}^2} = \sqrt{2,45E-05^2 + 8,21E-06^2} = 0,0000258 \text{ рад}$$

$$[\theta] = 0,01 \quad \theta \leq [\theta]$$

Отже, жорсткість валу забезпечується.

1.9. ПІДБІР І ПЕРЕВІРКА НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ ВХІДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА

Радіальні навантаження на підшипники:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 353,08 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 19,75 \text{ Н}$$

Вибираємо радіально упорні шарики підшипники 2205 ГОСТ 831-75

Вихідні дані:

надійність – 90%

перевантаження – 200%

температура < 125 °С

$$L_h = 10000 \text{ год}$$

$$\omega = 32,32484035 \text{ с}^{-1}$$

Розглядаємо більш навантажений підшипник, який знаходиться на опорі В.

Розрахункове навантаження:

$$R = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

де коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1.5$, температурний коефіцієнт $K_T = 1$.

Знаходимо співвідношення осьового й радіального навантажень:

$$\frac{F_a}{R_a} = 0,132754947$$

Розрахункове навантаження:

$$R = 424,3583279 \text{ Н}$$

Еквівалентне розрахункове навантаження

$$R_E = RK_E = 169,7433311 \text{ Н}$$

Розрахуємо довговічність підшипника:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p$$

Для звичайних умов експлуатації стандартних роликових конічних підшипників

$a_{23} = 0,55$, при 90% надійності $a_1 = 0,62$. Для роликових степінь $p = \frac{10}{3}$.

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p = 1529242,111 \text{ об.}$$

Довговічність у годинах:

$$L_h = \frac{1745L}{\omega} = 8878940,821 \text{ год.} > 10000 \text{ год.}$$

Отже, підшипник витримає навантаження.

1.10. ПІДБІР І ПЕРЕВІРКА НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ ПРОМІЖНОМУ ВАЛА РЕДУКТОРА

Радіальні навантаження на підшипники на опорі А:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 9356,864 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 1247,59 \text{ Н}$$

Обираємо роликові конічні підшипники 7308 ГОСТ 27365-87

Вихідні дані:

надійність – 90%

перевантаження – 200%

температура < 125 °С

$$L_h = 10000 \text{ год}$$

$$\omega = 14,84926128 \text{ с}^{-1}$$

Розрахункове навантаження:

$$R = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

де коефіцієнт безпеки $K_\sigma = 1.5$, температурний коефіцієнт $K_T = 1$.

Для визначення X і Y з таблиць беремо: $\epsilon = 0,318$

Виразуємо співвідношення осьового і радіального навантажень:

$$\frac{F_a}{R_a} = 2,999626217$$

Оскільки $e \leq \frac{F_a}{R_a}$ то: $X = 0,4$; $Y = 1,881$.

Розрахункове навантаження:

$$R = 68444,75247 \text{ Н}$$

Еквівалентне розрахункове навантаження:

$$R_E = RK_E = 39013,50891 \text{ Н}$$

Розрахуємо довговічність підшипника:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p$$

Для звичайних умов експлуатації стандартних роликових конічних підшипників

$a_{23} = 0,75$, при 90% надійності $a_1 = 0,62$. Для роликових степінь $p = \frac{10}{3}$.

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p = 69,28219099 \text{ об.}$$

Довговічність у годинах:

$$L_h = \frac{1745L}{\omega} = 49520,869849 \text{ год.} > 10000 \text{ год.}$$

Тобто, підшипник витримає навантаження.

1.11. ПІДБІР І ПЕРЕВІРКА НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ПІДШИПНИКІВ У ПРОМІЖНОМУ ВАЛІ РЕДУКТОРА

Радіальні навантаження на підшипники на опорі В:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = 7353,16 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = 14409,182 \text{ Н}$$

Обираємо радіально упорні шарикові підшипники **7224 ГОСТ 831-75**

Вихідні дані:

надійність – 90%

перевантаження – 200%

температура < 125 °C

$$L_h = 10000 \text{ год}$$

$$\omega = 1,142250867 \text{ с}^{-1}$$

Розрахункове навантаження:

$$R = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_\sigma \cdot K_T$$

при коефіцієнті безпеки $K_\sigma = 1,5$, температурний коефіцієнт $K_T = 1$.

Для визначення X і Y з таблиць знаходимо: $e = 0,318$

Потім вираховуємо співвідношення осьового і радіального навантажень:

$$\frac{F_a}{R_a} = 0,127246204$$

Оскільки $e \geq \frac{F_a}{R_a}$ то: $X = 1$; $Y = 0$.

Розрахункове навантаження:

$$R = 19412,33171 \text{ Н}$$

Еквівалентне розрахункове навантаження:

$$R_E = RK_E = 7764,932686 \text{ Н}$$

Розрахуємо довговічність підшипника:

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p$$

За стандартних умов експлуатації стандартних роликових конічних підшипників

$a_{23} = 0,75$, при 90% надійності $a_1 = 0,62$. Для роликових степінь $p = \frac{10}{3}$.

$$L = a_1 a_{23} \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p = 19549,29769 \text{ об.}$$

Довговічність в годинах:

$$L_h = \frac{1745L}{\omega} = 838524086,1 \text{ год.} > 10000 \text{ год.}$$

Тобто, підшипник витримає навантаження.

2. Проектування корегованого евольвентного зачеплення зубчастих коліс

Двухчервячний редуктор установки СНТ-5П (конструкція і розрахунки розташовані в першій частині цієї бакалаврської роботи) містить циліндричну зубчасту передачу, спроектовану відповідно до заданого обертового моменту та кутової швидкості. Також враховувався режим роботи та даний термін експлуатації. Для виготовлення шестерні та колеса передачі необхідні були такі матеріали: 1) для шестерні – сталь 45 з термообробкою поліпшення; 2) для колеса – сталь 40Х з термообробкою поліпшення.

Виготовлення колеса та шестерні планувалось без зміщення. Показники якості зчеплення не були перевірені, тому виникла потреба визначити їх за умови найефективнішої зубчастої передачі.

2.1 Показники якості зачеплення

Обов'язковими показниками для визначення оцінки якості передачі є:

- 1) коефіцієнт торцевого перекриття ε_α ;
- 2) коефіцієнт питомого ковзання λ ;
- 3) коефіцієнт питомого тиску Θ ;
- 4) коефіцієнт загострення зубця в вершині.

Коефіцієнт торцевого перекриття (позначається як «ea» у програмі K_PRO) контролюється з метою забезпечити неперервну роботу зачеплення.

Для даної косозубої передачі за 8-им ступенем точності матимемо обмеження $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ - допустимі показники коефіцієнта торцевого перекриття.

Коефіцієнт питомого ковзання визначає ступінь взаємного проковзування коліс під час зачеплення. Далі при обчисленні потрібно підібрати такі коефіцієнти зміщення, при яких буде отримано наближчі значення коефіцієнтів питомого ковзання «lam1» та «lam2».

Коефіцієнт питомого тиску показує вплив кривизни профілю зубця на контактні напруження і позначається як «teta».

Необхідно враховувати коефіцієнт товщини зубця при вершині, оскільки надмірне загострення зубця може призвести до небажаного зменшення його міцності у вершині під час першого контакту.

Під час підбору коефіцієнтів зміщення обов'язково потрібно дотримуватись декількох умов: 1) відсутність підрізання зубців та загострення їх вершин; 2) неперервність зачеплення. Під час вибору від'ємного значення коефіцієнта зміщення бачимо підрізання ніжки зубця, при цьому шанс загострення голівки є при додатному. Дані форми зубця будуть неефективні. Тому обрані коефіцієнти зміщення для шестерні та колеса повинні перевищувати x_{min1} та x_{min2} («xmin1» та «xmin2»), розраховані завдяки програмі K_PRO. Коефіцієнт товщини зубця x_{min2} характеризує загострення голівок зубців позначених як «sk1» і «sk2». При цьому діапазон допустимих значень визначається способом термообробки й структурою матеріалу. Для термообробки поліпшення беремо $S_a \geq 0,25 \dots 0,3$.

2.2. Розрахунок параметрів некорегованої передачі

Порядок розрахунку:

1. Використовуємо синтез евольвентного зачеплення онлайн;
2. Вводимо дані:
 - кількість зубців z_1 і z_2 ;
 - модуль зачеплення m ;
 - кут нахилу зубця β .

Підтвердимо, що задана міжосьова відстань ввівши її значення.

Вхідні дані:

Число зубців шестерні $z_1 = 20$;

Число зубців колеса $z_2 = 100$;

Модуль зачеплення $m = 1.8$;

Кут нахилу лінії зубця $\beta = 10.942$;

Міжосьова відстань $a_w = 110$.

3. Використовуємо значення коефіцієнту зміщення $x_1=0$ для некорегованої системи.

Отримуємо такі результати:

Табл. 2.1. Показники якості не корегованого зачеплення

x_1	x_2	s_{k1}	s_{k2}	ϵ_a	λ_{m1}	λ_{m2}	θ
0	0	0,717	0,825	1,660	3,852	0,178	0,345

$x_{min1} = -0.250$ $x_{min2} = -5.250$

Були необхідні такі матеріали: для шестерні – сталь 45 з термообробкою поліпшення, а для колеса – сталь 40Х з термообробкою поліпшення. Для цього способу термообробки допустимим значенням коефіцієнту товщини зубця є $S_a \geq 0.25 \dots 0.3$. У результаті розрахунку програми отримали значення $S_a = 0.717$ для шестерні, та $S_a = 0.825$ для колеса. Це означає, що виконується умова не загострення. Коефіцієнт перекриття нульового зміщення у такому випадку має значення $\epsilon_a = 1.660 > [\epsilon_a] = 1.2$, що теж задовольняє умову неперервності зачеплення. Наступні результати отримуємо завдяки дотриманню умови відсутності зміщення зубчастої:

$\lambda_1 = 3,852$ $\lambda_2 = 0,178$ – як наслідок спрацьовування колеса та шестерні буде проходити нерівномірно.

Далі розраховуємо решту параметрів передачі.

Параметры соединения:

Межосевое расстояние	<u>aw</u> = 110.000
Угол зацепления (град)	<u>altw</u> = 20.341
Высота зуба	<u>hi</u> = 4.050
Коэффициент торцового перекрытия	<u>ea</u> = 1.660
Коэффициент давления в полюсе	<u>teta</u> = .345

Параметры шестерни:

Радиус делительной окружности	<u>r</u> = 18.333
Радиус начальной окружности	<u>rw</u> = 18.333
Радиус окружности вершин	<u>ra</u> = 20.133
Радиус окружности впадин	<u>rf</u> = 16.083
Радиус основной окружности	<u>rb</u> = 17.190
Коефф. толщины по окружности вершин	<u>sk</u> = .717
Коэффициент удельного скольжения	<u>lam</u> = 3.852

Параметры колеса :

Радиус делительной окружности	<u>r</u> = 91.667
Радиус начальной окружности	<u>rw</u> = 91.667
Радиус окружности вершин	<u>ra</u> = 93.467
Радиус окружности впадин	<u>rf</u> = 89.417
Радиус основной окружности	<u>rb</u> = 85.951
Коефф. толщины по окружности вершин	<u>sk</u> = .825
Коэффициент удельного скольжения	<u>lam</u> = .178

Рис. 2.2 Параметры передачі

Використовуючи профілювання колеса онлайн обчислюємо координати двадцяти точок профілю зубців шестерні та колеса:

Координаты шестерни

<u>N</u>	<u>Уч-к</u>	<u>x_k</u>	<u>y_k</u>
1	Прхд	2.41180	15.89688
2	Прхд	2.00536	16.08015
3	Прхд	1.78280	16.35170
4	Прхд	1.67664	16.61778
5	Прхд	1.62916	16.88111
6	Прхд	1.61968	17.15526
7	ЭвЛв	1.61992	17.21414
8	ЭвЛв	1.61704	17.29856
9	ЭвЛв	1.60908	17.40833
10	ЭвЛв	1.59407	17.54316
11	ЭвЛв	1.57007	17.70262
12	ЭвЛв	1.53517	17.88619
13	ЭвЛв	1.48747	18.09321
14	ЭвЛв	1.42513	18.32295
15	ЭвЛв	1.34633	18.57454
16	ЭвЛв	1.24930	18.84702
17	ЭвЛв	1.13233	19.13931
18	ЭвЛв	.99376	19.45026
19	ЭвЛв	.83198	19.77859
20	ЭвЛв	.64548	20.12295

Координаты колеса

<u>N</u>	<u>Уч-к</u>	<u>x_k</u>	<u>y_k</u>
1	Прхд	2.69210	89.37166
2	Прхд	2.34434	89.47269
3	Прхд	2.15189	89.63627
4	Прхд	2.05919	89.77307
5	Прхд	2.00916	89.88224
6	Прхд	1.97791	89.97601
7	ЭвЛв	1.91487	90.19260
8	ЭвЛв	1.84830	90.41439
9	ЭвЛв	1.77812	90.64132
10	ЭвЛв	1.70424	90.87336
11	ЭвЛв	1.62656	91.11046
12	ЭвЛв	1.54500	91.35257
13	ЭвЛв	1.45946	91.59963
14	ЭвЛв	1.36986	91.85162
15	ЭвЛв	1.27611	92.10847
16	ЭвЛв	1.17813	92.37012
17	ЭвЛв	1.07582	92.63654
18	ЭвЛв	.96911	92.90765
19	ЭвЛв	.85790	93.18342
20	ЭвЛв	.74211	93.46375

Рис. 2.3 Координаты

2.3 Розрахунок параметрів корегованої передачі

Для удосконалення роботи нашої передачі виконуємо корегування, добираючи необхідні коефіцієнти зміщення для колеса і шестерні. Для цього використовуємо програму K_PRO. При цьому вводимо ті ж дані, як і для некорегованої передачі, а змінюємо лише значення коефіцієнтів зміщення передачі.

Табл. 2.4. Показники якості корегованого зачеплення при $-1 < x_1 < 1$

teta	x1	x2	sk1	sk2	ea	lam1	lam2
0,345	-1,000	1,000	0,858	0,696	1,708	-3,881	0,000
0,345	-0,800	0,800	0,865	0,729	1,732	-5,004	0,038
0,345	-0,600	0,600	0,853	0,758	1,735	-7,826	0,074
0,345	-0,400	0,400	0,824	0,784	1,723	-28,324	0,109
0,345	-0,200	0,200	0,778	0,806	1,697	11,399	0,143
0,345	0,000	0,000	0,717	0,825	1,660	3,852	0,178
0,345	0,200	-0,200	0,642	0,839	1,614	1,934	0,212
0,345	0,400	-0,400	0,552	0,850	1,559	1,058	0,247
0,345	0,600	-0,600	0,449	0,857	1,495	0,555	0,282
0,345	0,800	-0,800	0,332	0,860	1,423	0,229	0,317
0,345	1,000	-1,000	0,203	0,858	1,342	0,000	0,353

$$x_{\min 1} = -0.250 \quad x_{\min 2} = -5.250$$

Підібравши такі значення x_1 , при яких коефіцієнти питомого ковзання будуть максимально близькі за значенням (таке наближення бачимо в межах $0,6 < x_1 < 0,8$, знову проводимо розрахунок), можна переходити до наступного розрахунку.

Табл. 2.5. Показники якості корегованого зачеплення при $0,6 < x_1 < 0,8$

teta	x1	x2	sk1	sk2	ea	lam1	lam2
0,345	0,600	-0,600	0,449	0,857	1,495	0,555	0,282
0,345	0,620	-0,620	0,438	0,857	1,488	0,516	0,285
0,345	0,640	-0,640	0,427	0,858	1,481	0,479	0,289
0,345	0,660	-0,660	0,415	0,858	1,474	0,444	0,292
0,345	0,680	-0,680	0,404	0,859	1,467	0,409	0,296
0,345	0,700	-0,700	0,392	0,859	1,460	0,376	0,299
0,345	0,720	-0,720	0,381	0,859	1,453	0,345	0,303
0,345	0,740	-0,740	0,369	0,859	1,445	0,314	0,307
0,345	0,760	-0,760	0,357	0,859	1,438	0,285	0,310
0,345	0,780	-0,780	0,345	0,860	1,430	0,256	0,314
0,345	0,800	-0,800	0,332	0,860	1,423	0,229	0,317

$$x_{\min 1} = -0.250 \quad x_{\min 2} = -5.250$$

При $x_1 = 0,76$ λ_1 та λ_2 наближаються за значеннями, отже використовуємо діапазон $0,74 < x_1 < 0,76$

Табл. 2.6. Показники якості корегованого зачеплення при $0,74 < x_1 < 0,76$

teta	x1	x2	sk1	sk2	ea	lam1	lam2
0,345	0,740	-0,740	0,369	0,859	1,445	0,314	0,307
0,345	0,742	-0,742	0,368	0,859	1,445	0,311	0,307
0,345	0,744	-0,744	0,366	0,859	1,444	0,308	0,307
0,345	0,746	-0,746	0,365	0,859	1,443	0,305	0,308
0,345	0,748	-0,748	0,364	0,859	1,442	0,302	0,308
0,345	0,750	-0,750	0,363	0,859	1,442	0,299	0,308
0,345	0,752	-0,752	0,362	0,859	1,441	0,296	0,309
0,345	0,754	-0,754	0,360	0,859	1,440	0,294	0,309
0,345	0,756	-0,756	0,359	0,859	1,439	0,291	0,309
0,345	0,758	-0,758	0,358	0,859	1,439	0,288	0,310
0,345	0,760	-0,760	0,357	0,859	1,430	0,285	0,310

$$x_{min1} = -0.250 \quad x_{min2} = -5.250$$

Вирівнювання коефіцієнтів відбувається при $x_1 = 0,744$.

Порівнюємо отримані значення показників якості з допустимими їх значеннями. Після цього можна побачити, що виконується умова незагострення зубців, адже $S_a=0,366$ для шестерні, та $S_a=0,859$ для колеса, що більше від допустимих. Коефіцієнт перекриття теж задовольняє задані умови й відповідає значенню $\epsilon_a=1,444 > [\epsilon_a] = 1,2$, отже неперервність зачеплення забезпечується. Коефіцієнти питомого ковзання на ніжках зубців шестерні і колеса співпадають з точністю до третього знаку $\lambda_1 = 0,308$ $\lambda_2 = 0,307$. За цих умов досягається вирівнювання зносу зубців коліс передачі, що призводить до збільшення її загального ресурсу.

Потрібно також розрахувати й інші параметри передачі при коефіцієнті зміщення шестерні $x_1 = 0,744$.

Параметри з'єднання:

Міжосьова відстань $a_w = 110.000$

Кут зачеплення (град) $altw = 20.341$

Висота зуба $hi = 4.050$

Коефіцієнт торцевого перекриття $ea = 1.444$

Коефіцієнт тиску в полюсі $teta = 0.345$

Параметри шестерні:

Радіус дільного кола $r = 18.333$

Радіус початкового кола $rw = 18.333$

Радіус кола вершин $ra = 21.472$

Радіус кола впадин $rf = 17.423$

Радіус основного кола $rb = 17.190$

Коеф. товщини по колу вершин $sk = 0.366$

Коефіцієнт питомого ковзання $lam = 0.308$

Параметри колеса:

Радіус ділительного кола $r = 91.667$

Радіус початкового кола $rw = 91.667$

Радіус кола вершин $ra = 92.127$

Радіус кола впадин $rf = 88.077$

Радіус основного кола $rb = 85.951$

Коеф. товщини по кола вершин $sk = 0.859$

Коефіцієнт питомого ковзання $lam = 0.307$

У програмі K_PRO обчислюємо координати точок профілю зубців шестерні та колеса.

Табл. 2.7. Координати точок профілю зубця шестерні

Координаты шестерни				
<u>N</u>	<u>Уч-к</u>	<u>xk</u>	<u>yk</u>	
1	Похд	2.61640	17.24545	
2	Похд	2.29768	17.38052	
3	Похд	2.13825	17.55080	
4	Похд	2.07259	17.67527	
5	Похд	2.04417	17.76018	
6	Похд	2.03079	17.82056	
7	ЭвЛв	1.99739	17.99202	
8	ЭвЛв	1.95446	18.17987	
9	ЭвЛв	1.90088	18.38365	
10	ЭвЛв	1.83561	18.60285	
11	ЭвЛв	1.75758	18.83692	
12	ЭвЛв	1.66577	19.08523	
13	ЭвЛв	1.55919	19.34713	
14	ЭвЛв	1.43686	19.62190	
15	ЭвЛв	1.29785	19.90877	
16	ЭвЛв	1.14126	20.20694	
17	ЭвЛв	.96621	20.51556	
18	ЭвЛв	.77189	20.83372	
19	ЭвЛв	.55748	21.16049	
20	ЭвЛв	.32225	21.49489	

Табл. 2.8. Координати точок профілю зубця колеса

Координаты колеса				
N	Уч-к	x _k	y _k	
1	Похд	2.65104	88.00828	
2	Похд	2.26296	88.12331	
3	Похд	2.03409	88.32388	
4	Похд	1.90883	88.51815	
5	Похд	1.83004	88.70469	
6	Похд	1.77427	88.89554	
7	Эвлев	1.72642	89.08836	
8	Эвлев	1.67533	89.28692	
9	Эвлев	1.62091	89.49116	
10	Эвлев	1.56306	89.70103	
11	Эвлев	1.50166	89.91650	
12	Эвлев	1.43663	90.13750	
13	Эвлев	1.36785	90.36403	
14	Эвлев	1.29524	90.59600	
15	Эвлев	1.21870	90.83337	
16	Эвлев	1.13812	91.07610	
17	Эвлев	1.05340	91.32412	
18	Эвлев	.96446	91.57739	
19	Эвлев	.87120	91.83586	
20	Эвлев	.77352	92.09946	

Спираючись на отримані координати точок профілів зубців шестерні та колеса на рис. 2.3. зображуємо кореговані та некореговані профілі зубців.

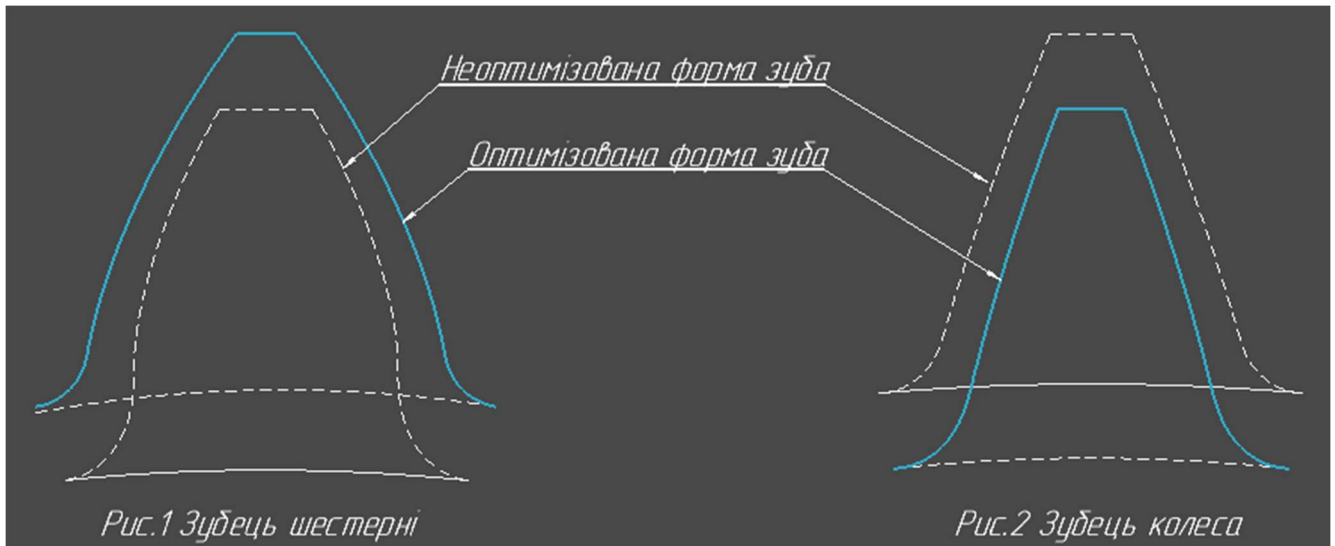


Рис. 2.9. Кореговані та некореговані профілі зубців колеса та шестерні.

2.4 Висновки

При проведенні детального аналізу косозубої зубчастої передачі було знайдено недоліки, які можна усунути завдяки корегуванню передачі та підбору найефективніших коефіцієнтів зміщення, при яких забезпечується плавна робота й

підвищується ресурс передачі. Цими коефіцієнтами є $x_1 = 0,744$ $x_2 = -0,744$, згідно з якими ми отримали:

1. дотримана умова неперервності зачеплення, так як «ea» = 1.444 > 1,2;
2. рівнозначні коефіцієнти питомого ковзання, тобто виконується рівномірне спрацювання шестерні;
3. виконується умова відсутності підрізання зубців $x_1 = 0,744 > x_{\min 1} = -0,250$, $x_2 = -0,744 > x_{\min 2} = -5,250$;
4. загострення зубців задовольняє граничні межі для вибраного виду термообробки, так як $sk_1 = 0,366 > 0,25$; $sk_2 = 0,859 > 0,25$.

У результаті корегування передачі, знос шестерні та зубчастого колеса якої став рівномірним, через що строк служби повинен стати значно більшим порівняно з некорегованою передачею.

3. Розрахунок пластини на міцність і жорсткість

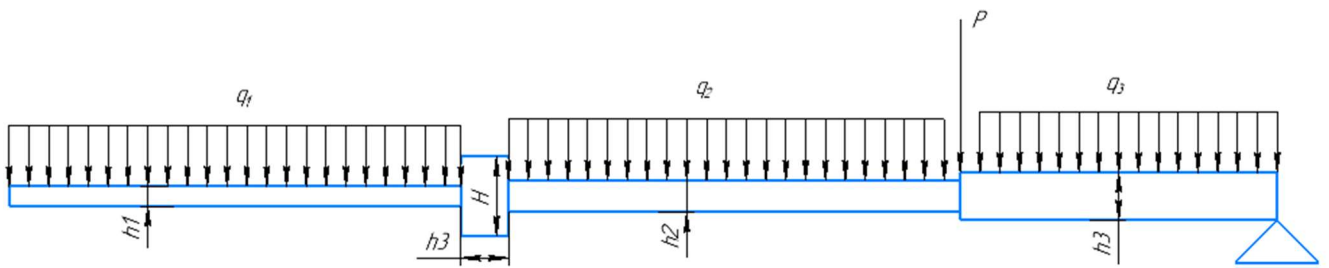


Рис. 3.1. Розрахункова схема

Дано: $a = 4$ см, $k_1 = 2$, $k_2 = 5$, $k_3 = 8$, $k_4 = 10$; $h_1 = 0,5$ см, $h_2 = 0,8$ см, $h_3 = 1,2$ см,
 $q_1 = -q$, $q_2 = -3q$, $q_3 = -q$, $P = -3q$, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, $\mu = 0,3$, $[\sigma] = 160$ МПа.

Для колової ступінчатої пластини потрібно розрахувати можливе навантаження згідно з четвертою теорією міцності, а також побудувати епюри внутрішніх зусиль і прогинів.

Знаходимо безрозмірну характеристику λ_i на трьох ділянках:

$$\lambda_i = \frac{r_{i1}}{r_{i2}} \quad (3.1)$$

$$\lambda_1 = 0.4; \quad \lambda_2 = 0.625; \quad \lambda_3 = 0.8; \quad (3.2)$$

Циліндрична жорсткість ділянок пластини:

$$D_1 = \frac{Eh_1^3}{12(1-\mu^2)} = \frac{2 \cdot 10^{11} 0,005^3}{12(1-0,3^2)} = 2.289 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.3)$$

$$D_2 = \frac{Eh_2^3}{12(1-\mu^2)} = \frac{2 \cdot 10^{11} 0,008^3}{12(1-0,3^2)} = 9.377 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.4)$$

$$D_3 = \frac{Eh_3^3}{12(1-\mu^2)} = \frac{2 \cdot 10^{11} 0,012^3}{12(1-0,3^2)} = 3.165 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{м} \quad (3.5)$$

Обчислюємо момент інерції ребра відносно осі x:

$$I_x = \frac{BH^3}{12} = 3.375 \cdot 10^{-9} \text{ м}^4 \quad (3.6)$$

Матриця переходу через ребро:

$$L_R = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ \frac{EI_x}{RD_1} & 1 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 \\ 1.474 & 1 \end{pmatrix} \quad (3.7)$$

Матриці переходу від початку до кінця ділянки:

$$L_i = \begin{pmatrix} \psi_{\theta\theta}(\lambda_i) & \frac{D_i}{D_1} \psi_{\theta m}(\lambda_i) \\ \frac{D_i}{D_1} \psi_{r\theta}(\lambda_i) & \psi_{rm}(\lambda_i) \end{pmatrix} \quad (3.8)$$

$$L_1 = \begin{pmatrix} 0,454 & 0,42 \\ 0,382 & 0,706 \end{pmatrix} \quad (3.9)$$

$$L_2 = \begin{pmatrix} 0,604 & 0,074 \\ 1,136 & 0,787 \end{pmatrix} \quad (3.10)$$

$$L_3 = \begin{pmatrix} 0,766 & 0,013 \\ 2,264 & 0,874 \end{pmatrix} \quad (3.11)$$

Вектори навантаження визначаємо за формулою:

$$R_i = \begin{pmatrix} \frac{P_{i1}}{D_i} \psi_{\theta p}(\lambda_i) + \frac{q_i r_{i2}^2}{D_i} \psi_{\theta q}(\lambda_i) \\ \frac{P_{i1}}{D_1} \psi_{rp}(\lambda_i) + \frac{q_i r_{i2}^2}{D_1} \psi_{rq}(\lambda_i) \end{pmatrix} \quad (3.12)$$

Знаходимо сили на початку ділянок:

$$P_{11} = 0 \quad (3.13)$$

$$P_{21} = 0 \quad (3.14)$$

$$P_{31} = -2,412q \quad (3.15)$$

Розподілене навантаження на ділянках: $q_1 = -2q$, $q_2 = 0$, $q_3 = 0$.

Визначаємо вектори навантаження для ділянок $q = 1$:

$$R_1 = \begin{pmatrix} \frac{P_{11}}{D_1} \psi_{\theta p}(0,57) + \frac{q_1 r_{12}^2}{D_1} \psi_{\theta q}(0,57) \\ \frac{P_{11}}{D_1} \psi_{rp}(0,57) + \frac{q_1 r_{12}^2}{D_1} \psi_{rq}(0,57) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.16)$$

$$R_2 = \begin{pmatrix} \frac{P_{21}}{D_1} \psi_{\theta p}(0,7) + \frac{q_2 r_{22}^2}{D_2} \psi_{rq}(0,7) \\ \frac{P_{21}}{D_1} \psi_{rp}(0,7) + \frac{q_2 r_{22}^2}{D_2} \psi_{rq}(0,7) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -2,314 * 10^{-7} \\ -7.461 * 10^{-6} \end{pmatrix} \quad (3.17)$$

$$R_3 = \begin{pmatrix} -2,616 * 10^{-7} \\ -3,488 * 10^{-5} \end{pmatrix} \quad (3.18)$$

3.1. Перший розрахунок

Знаходимо вектори стану пластини, що характеризують напружений та деформований стан кожної ділянки:

$X = \bar{X}C + \bar{X}$, C – невизначена константа

Вектор стану 1-го розрахунку на початку першої ділянки:

$$\bar{X}_{11} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \end{pmatrix}, \text{ оскільки внутрішній край жорстко зацемлений.}$$

Враховуючи матриці переходу обраховуємо вектори стану:

$$\bar{X}_{12} = L_1 \bar{X}_{11} = \begin{pmatrix} 0,454 \\ 0,382 \end{pmatrix} \quad (3.19)$$

$$\bar{X}_{22} = L_2 \bar{X}_{21} = \begin{pmatrix} 0,352 \\ 1,343 \end{pmatrix} \quad (3.20)$$

$$\bar{X}_{32} = L_3 \bar{X}_{31} = \begin{pmatrix} 0,287 \\ 1,972 \end{pmatrix} \quad (3.21)$$

$$\bar{X}_{3R} = L_R \bar{X}_{32} = \begin{pmatrix} 0,352 \\ 1,343 \end{pmatrix} \quad (3.22)$$

3.2. Другий розрахунок

Так як внутрішній контур пластини не підкріплений ребром та не навантажений моментом, то знаходимо вектор стану на початку першої ділянки таким чином:

$$\bar{X}_{11} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Вектори стану другого розрахунку:

$$\bar{\bar{X}}_{12} = \bar{\bar{X}}_{21} = L_1 \bar{\bar{X}}_{11} + R_1 = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.23)$$

$$\bar{\bar{X}}_{22} = \bar{\bar{X}}_{31} = L_2 \bar{\bar{X}}_{21} + R_2 = \begin{pmatrix} -2,314 * 10^{-7} \\ -7,461 * 10^{-6} \end{pmatrix} \quad (3.24)$$

$$\bar{\bar{X}}_{32} = L_3 \bar{\bar{X}}_{31} + R_3 = \begin{pmatrix} -5,361 * 10^{-7} \\ -4,193 * 10^{-6} \end{pmatrix} \quad (3.25)$$

$$\bar{\bar{X}}_{3R} = L_{3R} \bar{\bar{X}}_{32} = \begin{pmatrix} 0,454 * 10^{-5} \\ 1,051 * 10^{-4} \end{pmatrix} \quad (3.26)$$

Сталу C потрібно взяти так, щоб задовольнялись такі допустимі умови на зовнішньому контурі як: $r = r_{32}; \frac{M_r}{D} = 0$

$$X_{3R} = \bar{X}_{3R} C + \bar{\bar{X}}_{3R} = \begin{pmatrix} \left(\frac{\bar{\theta}}{r}\right)_{3R} C + \left(\frac{\bar{\theta}}{r}\right)_{3R} \\ \left(\frac{\bar{M}_r}{D}\right)_{3R} C + \left(\frac{\bar{M}_r}{D}\right)_{3R} \end{pmatrix} \quad (3.27)$$

Так як зовнішній край підкріплено ребром, то C знаходимо з такої умови:

$$\left(\frac{\bar{M}_r}{D_1}\right)_{3R} C + \left(\frac{\bar{\bar{M}_r}}{D_1}\right)_{3R} = 0 \quad (3.28)$$

Підставивши вже обчислені значення $\bar{\bar{X}}_{3R}$ та $\bar{\bar{X}}_{3R}$ визначаємо невідому C :

$$2,028 * C + 4,869 * 10^{-4} = 0 \quad (3.29)$$

Тоді $C = -2,401 * 10^{-4}$;

Знаходимо сумарний вектор стану кожної ділянки:

$$X_{11} = \bar{X}_{11} C + \bar{\bar{X}}_{11} = \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \end{pmatrix} (-2,401 * 10^{-4}) + \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2,127 * 10^{-5} \\ 0 \end{pmatrix} \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} X_{12} = X_{21} &= \bar{X}_{12} C + \bar{\bar{X}}_{12} = \begin{pmatrix} 0,337 \\ 0,764 \end{pmatrix} (-2,401 * 10^{-4}) + \begin{pmatrix} 4,631 * 10^{-5} \\ 1,993 * 10^{-4} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} 9,655 * 10^{-6} \\ 8,128 * 10^{-6} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} X_{22} = X_{31} &= \bar{X}_{22} C + \bar{\bar{X}}_{22} = \begin{pmatrix} 0,261 \\ 1,047 \end{pmatrix} (-2,401 * 10^{-4}) + \begin{pmatrix} 4,43 * 10^{-5} \\ 3,521 * 10^{-4} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} 7,263 * 10^{-6} \\ 2,11 * 10^{-5} \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned}
X_{32} &= \bar{X}_{32}C + \bar{\bar{X}}_{32} = \begin{pmatrix} 0,186 \\ 1,876 \end{pmatrix} (-2,401 * 10^{-4}) + \begin{pmatrix} 3,456 * 10^{-5} \\ 4,586 * 10^{-4} \end{pmatrix} \\
&= \begin{pmatrix} 5,576 * 10^{-6} \\ 0 \end{pmatrix}
\end{aligned} \tag{3.33}$$

$$\begin{aligned}
X_{3R} &= \bar{X}_{3R}C + \bar{\bar{X}}_{3R} = \begin{pmatrix} 0,186 \\ 2,028 \end{pmatrix} (-2,401 * 10^{-4}) + \begin{pmatrix} 3,456 * 10^{-5} \\ 4,869 * 10^{-4} \end{pmatrix} \\
&= \begin{pmatrix} 9,655 * 10^{-6} \\ 2,236 * 10^{-5} \end{pmatrix}
\end{aligned} \tag{3.34}$$

3.3. Визначення параметрів стану пластини

Знаходимо радіальний момент M_r :

$$M_r = \frac{M_r}{D_1} * D_1 \tag{3.35}$$

$$M_{r11} = 0 \text{ Н * м} \tag{3.36}$$

$$M_{r12} = 0,019 \text{ Н * м} \tag{3.37}$$

$$M_{r21} = 0,051 \text{ Н * м} \tag{3.38}$$

$$M_{r22} = 0,048 \text{ Н * м} \tag{3.39}$$

$$M_{r31} = 0,048 \text{ Н * м} \tag{3.40}$$

$$M_{r32} = 0,048 \text{ Н * м} \tag{3.41}$$

$$M_{r3R} = 0 \tag{3.42}$$

Коловий момент M_θ визначаємо за формулою:

$$M_{\theta ij} = \mu M_{rij} + \left(\frac{\theta}{r}\right)_{ij} (1 - \mu^2) D_i \tag{3.43}$$

$$M_{\theta 11} = 0,034 \text{ Н * м} \tag{3.44}$$

$$M_{\theta 12} = 0,021 \text{ Н * м} \tag{3.45}$$

$$M_{\theta 21} = 0,079 \text{ Н * м} \tag{3.46}$$

$$M_{\theta 22} = 0,062 \text{ Н * м} \tag{3.47}$$

$$M_{\theta 31} = 0,175 \text{ Н * м} \tag{3.48}$$

$$M_{\theta 32} = 0,124 \text{ Н * м} \tag{3.49}$$

Знаходимо напруження σ_r та σ_θ

$$\sigma_{rij} = \frac{6M_{rij}}{h_i^2} \tag{3.50}$$

$$\sigma_{r11} = 0 \text{ Па} \quad (3.51)$$

$$\sigma_{r12} = 4466 \text{ Па} \quad (3.52)$$

$$\sigma_{r21} = 4799 \text{ Па} \quad (3.53)$$

$$\sigma_{r22} = 4528 \text{ Па} \quad (3.54)$$

$$\sigma_{r31} = 2012 \text{ Па} \quad (3.55)$$

$$\sigma_{r32} = 0 \text{ Па} \quad (3.56)$$

$$\sigma_{\theta ij} = \frac{6M_{tij}}{h_i^2} \quad (3.57)$$

$$\sigma_{\theta 11} = 8179 \text{ Па} \quad (3.58)$$

$$\sigma_{\theta 12} = 5053 \text{ Па} \quad (3.59)$$

$$\sigma_{\theta 21} = 7381 \text{ Па} \quad (3.60)$$

$$\sigma_{\theta 22} = 5828 \text{ Па} \quad (3.61)$$

$$\sigma_{\theta 31} = 7308 \text{ Па} \quad (3.62)$$

$$\sigma_{\theta 32} = 5147 \text{ Па} \quad (3.63)$$

За четвертою теорією міцності маємо: $\sigma_{\text{екв}}^4$

$$\sigma_{\text{екв}}^4 = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_\theta^2 - \sigma_r \sigma_\theta} \quad (3.64)$$

$$\sigma_{\text{екв}11} = 8179 \text{ Па} \quad (3.65)$$

$$\sigma_{\text{екв}12} = 4786 \text{ Па} \quad (3.66)$$

$$\sigma_{\text{екв}21} = 6487 \text{ Па} \quad (3.67)$$

$$\sigma_{\text{екв}22} = 5298 \text{ Па} \quad (3.68)$$

$$\sigma_{\text{екв}31} = 6538 \text{ Па} \quad (3.69)$$

$$\sigma_{\text{екв}32} = 5147 \text{ Па} \quad (3.70)$$

$$\sigma_{\text{екв}4}^{\text{max}} = 8179 \text{ Па} \quad (3.71)$$

Знаходимо величину q з умови міцності:

$$\sigma_{\text{екв}4}^{\text{max}}[q] \leq [\sigma] \quad (3.72)$$

$$[q] = \frac{[\sigma]}{\sigma_{\text{екв}4}^{\text{max}}} = 19562 \text{ Па} \quad (3.73)$$

$$q \leq 19562 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} \quad (3.74)$$

Переміщення визначаємо з формул:

$$\begin{aligned}
W_{i2} - W_{i1} = & -r_{i2}^2 \psi_{w\vartheta}(\lambda_i) \left(\frac{\vartheta}{r}\right)_{i1} - r_{i2}^2 \psi_{wm}(\lambda_i) \left(\frac{M_r}{D_1}\right)_{i1} \frac{D_1}{D_i} \\
& - \frac{P_{i1}}{D_1} \frac{D_1}{D_i} r_{i2}^2 \psi_{wp}(\lambda_i) - \frac{q_i r_{i2}^4}{D_1} \frac{D_1}{D_i} \psi_{wq}(\lambda_i)
\end{aligned} \tag{3.75}$$

Лівий край защемлено, то $W_{11} = 0$

$$W_{12} = 4,377 \cdot 10^{-7} = W_{21} \text{ (м)} \tag{3.76}$$

$$W_{22} = W_{31} = 1,827 \cdot 10^{-7} \text{ (м)} \tag{3.77}$$

$$W_{32} = 0 \text{ (м)} \tag{3.78}$$

Знаходимо повний кут повороту θ :

$$\theta_{rij} = \left(\frac{\theta}{r}\right)_{ij} r_{ij} \cdot q \tag{3.79}$$

$$\theta_{11} = 1,701 \tag{3.80}$$

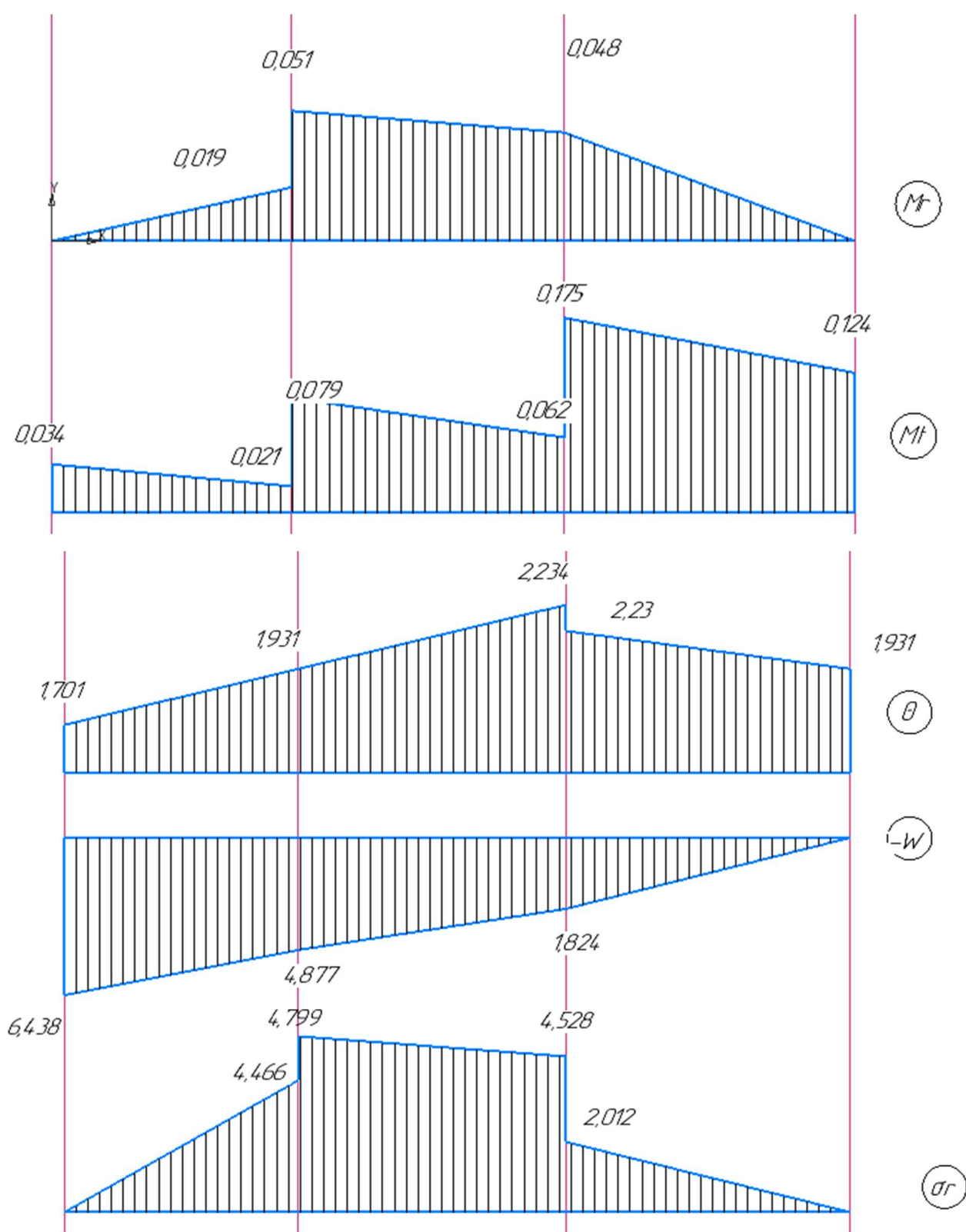
$$\theta_{12} = \theta_{21} = \theta_{3R} = 1,931 \cdot 10^{-6} \tag{3.80}$$

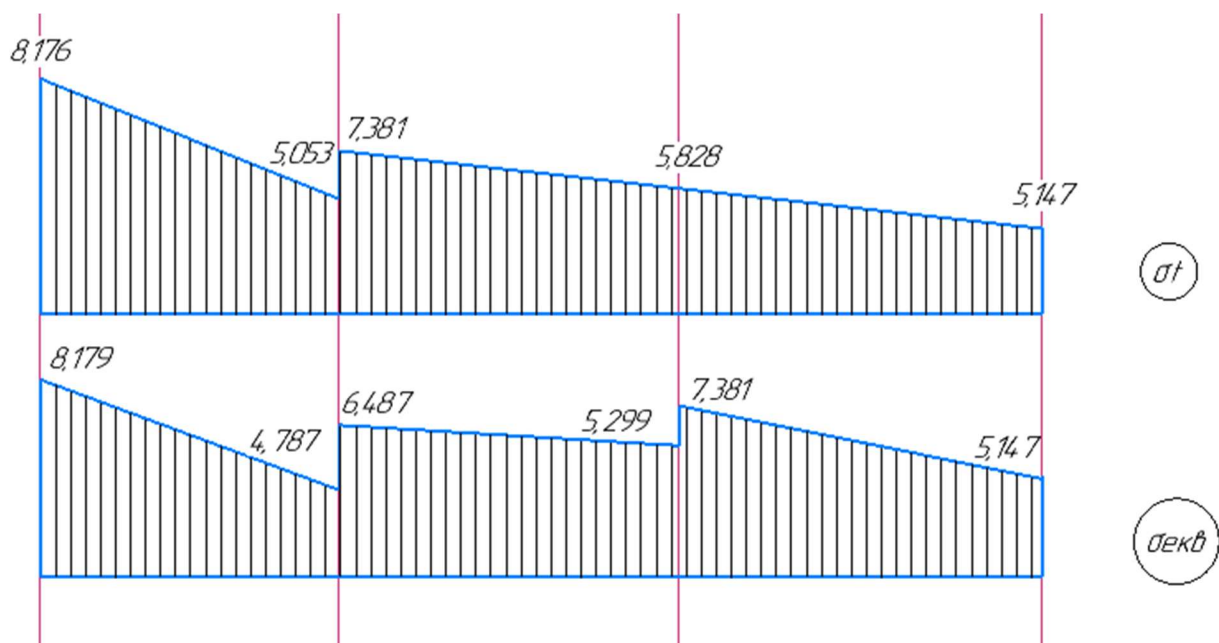
$$\theta_{22} = \theta_{31} = 2,324 \cdot 10^{-6} \tag{3.81}$$

$$\theta_{32} = 2,23 \cdot 10^{-6} \tag{3.82}$$

Внутрішні силові фактори, напруження та переміщення показані у вигляді епюр на рис. 3.2.

Рис. 3.2 Епюри





4. Визначення напружено-деформованого стану при згині стержня зосередженою силою

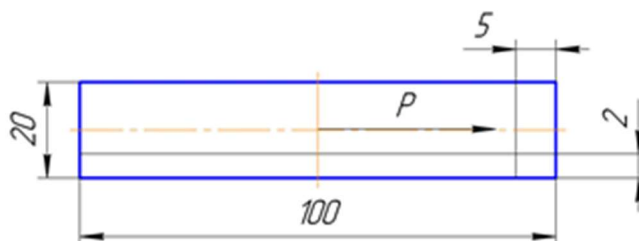


Рис.4.1 Розрахункова схема

Рівняння симетричного відносно осі Оу контуру можна записати у вигляді:

$$x^2 = 2f(y); (x - a)(x + a) = x^2 - a^2; x^2 = a^2 A;$$

$$A = \frac{1}{2}; f(y) = \frac{1}{2}x^2 = \frac{1}{2}a^2; G'(y) = f(y) = \frac{1}{2}a^2;$$

Тоді функція Тимошенко набуде вигляду:

$$\nabla^2 F = \frac{v}{1+v} y - G''(y) = \frac{v}{1+v} y$$

Оскільки напруження від згину є парною функцією по y , то функція Тимошенко буде не парною по y , відповідно вона може бути представлена у вигляді розкладу в ряд тільки по синусам. Використаємо це і врахуємо той факт, що на границі при $y = \pm b$ вона рівна нулю.

$$F(x; y) = \frac{v}{1+v} \sum_{n=1}^{\infty} f_n(x) \sin \frac{\pi n y}{b}$$

$$\frac{\partial^2 F}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 F}{\partial x^2} = \frac{v}{1+v} \sum_{n=1}^{\infty} f_n(x) \left(-\frac{\pi^2 n^2}{b^2} \right) \sin \frac{\pi n y}{b} + f_n''(x) \sin \frac{\pi n y}{b} = \frac{v}{1+v} y$$

$$\sum_{n=1}^{\infty} \left(f_n''(x) - \frac{\pi^2 n^2}{b^2} f_n(x) \right) \sin \frac{\pi n y}{b} = y$$

Розкладемо в ряд Фур'є на інтервалі $[-b; b]$ по синусам і визначимо коефіцієнт розкладу:

$$\begin{aligned} b_n &= \frac{1}{b} \int_{-b}^b y \sin \frac{\pi n y}{b} dy = \left(\begin{array}{l} u = y; \sin \frac{\pi n y}{b} dy = dv \\ du = dy; v = -\frac{b}{\pi n} \cos \frac{\pi n y}{b} \end{array} \right) \\ &= \frac{1}{b} \left[y \left(-\frac{b}{\pi n} \cos \frac{\pi n y}{b} \right) \right]_{-b}^b \\ &\quad + \frac{b}{\pi n} \int_{-b}^b \sin \frac{\pi n y}{b} \cos \frac{\pi n y}{b} dy = \frac{1}{b} \left[-\frac{b^2}{\pi n} \cos(\pi n) - \frac{b^2}{\pi n} \cos(\pi n) + \left(\frac{b}{\pi n} \right)^2 \right. \\ &\quad \left. \cos \frac{\pi n y}{b} \right]_{-b}^b = \frac{1}{b} \left[-\frac{2b^2}{\pi n} \cos(\pi n) + 0 \right] = -\frac{2b}{\pi n} \cos(\pi n) = -\frac{2b}{\pi n} (-1)^n = \frac{2b}{\pi n} (-1)^{n+1} \\ y &= \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2b}{\pi n} \sin \frac{\pi n y}{b} (-1)^{n+1} \end{aligned}$$

Прирівнюємо коефіцієнти при синусах і отримаємо

$$f_n''(x) - \frac{\pi^2 n^2}{b^2} f_n(x) = \frac{2b}{\pi n} (-1)^{n+1}$$

Розв'язок диференціального рівняння будемо шукати у вигляді суми 2 розв'язків:

$$1) \quad f_n'(x) = A: \quad -\frac{\pi^2 n^2}{b^2} A = \frac{2b}{\pi n} (-1)^{n+1}$$

$$A = \frac{2b^3}{\pi^3 n^3} (-1)^{n+1}$$

$$2) \quad f_n^0(x): \quad f_n''(x) - \frac{\pi^2 n^2}{b^2} f_n(x) = 0$$

$$k^2 - \frac{\pi^2 n^2}{b^2} = 0$$

$$k_{1,2} = \sqrt{\frac{\pi^2 n^2}{b^2}} = \pm \frac{\pi n}{b}$$

$$f_n^0(x) = c_1 ch \frac{\pi n x}{b} + c_2 sh \frac{\pi n x}{b}$$

$$f_n(x) = f_n^0(x) + f_n'(x) = \frac{2b^3}{\pi^3 n^3} (-1)^{n+1} + c_1 ch \frac{\pi n x}{b} + c_2 sh \frac{\pi n x}{b}$$

Для визначення констант c_1 та c_2 використаємо крайові умови ($F=0$), $x = \pm a$

$$f_n(a) = \frac{2b^3}{\pi^3 n^3} (-1)^{n+1} + c_1 ch \frac{\pi n a}{b} + c_2 sh \frac{\pi n a}{b} = 0$$

$$f_n(-a) = \frac{2b^3}{\pi^3 n^3} (-1)^{n+1} + c_1 ch \frac{\pi n a}{b} - c_2 sh \frac{\pi n a}{b} = 0$$

Відніmemo від першого рівняння друге і отримаємо:

$$2c_2 sh \frac{\pi n a}{b} = 0; \quad c_2 = 0$$

Додамо перше і друге рівняння:

$$\frac{2b^3}{\pi^3 n^3} (-1)^{n+1} + c_1 ch \frac{\pi n a}{b} = 0$$

$$c_1 = (-1)^{n+1} \frac{\frac{2b^3}{\pi^3 n^3}}{ch \frac{\pi n a}{b}}$$

$$f_n(x) = \frac{2b^3}{\pi^3 n^3} (-1)^{n+1} + (-1)^{n+1} \frac{\frac{2b^3}{\pi^3 n^3}}{ch \frac{\pi n a}{b}} ch \frac{\pi n x}{b}$$

Тоді функція Тимошенко набуде вигляду:

$$F(x; y) = \frac{v}{1+v} \frac{2b^3}{\pi^3} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{n^3} \left(1 - \frac{ch \frac{\pi n x}{b}}{ch \frac{\pi n a}{b}} \right) \sin \frac{\pi n y}{b}$$

Двічі інтегруючи праву частину ряду й використовуючи правий розклад в інтервалі $[-b; b]$ маємо:

$$F(x; y) = \frac{v}{1+v} \left(\frac{1}{6} (y^3 - b^2 y) - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2b^3 (-1)^{n+1}}{\pi^3} \left(1 - \frac{ch \frac{\pi n x}{b}}{ch \frac{\pi n a}{b}} \right) \sin \frac{\pi n y}{b} \right)$$

Підставляємо отриману функцію у формули дотичних напружень, враховуючи, що $I_y = \frac{1}{3} a > F$, отримаємо:

$$\tau_{zx} = \frac{3P}{2F} \left(\left(1 - \frac{x^2}{a^2} \right) - \frac{v}{1+v} \frac{b^2}{a^2} \left(\frac{1}{3} - \frac{y^2}{b^2} + \frac{4}{\pi^2} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{n^2} \frac{ch \frac{\pi n x}{b}}{ch \frac{\pi n a}{b}} \cos \frac{\pi n y}{b} \right) \right)$$

$$\tau_{zy} = \frac{6P}{\pi^2 F} \frac{v}{1+v} \frac{b^2}{a^2} - \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^{n+1}}{n^2} \frac{sh \frac{\pi n x}{b}}{ch \frac{\pi n a}{b}} \sin \frac{\pi n y}{b}$$

Отримавши кінцеві формули дотичних напружень знайти епюри, підставивши чисельні показники.

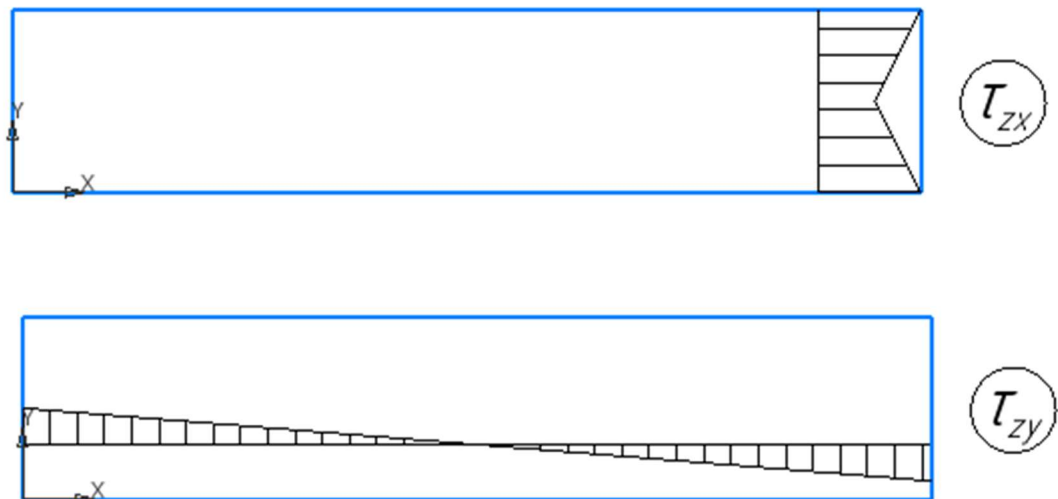


Рис.4.2 Епюри

5. Чисельні розрахунки напружено-деформованого стану випробувального зразка

5.1 Вибір зразка та його розрахункової моделі

Спершу потрібно вибрати зразок відповідно до типу установки. Так як ми розглядаємо установку СНТ-5П, призначену для дослідження матеріалів на кручення за статичного та циклічного навантажень, тож вибираємо зразок для кручення. Для знаходження геометричних характеристик скористаємось формулами опору матеріалів. Маємо наступні характеристики [11]:

Модуль Юнга: $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа.

Коефіцієнт Пуассона: $\mu = 0,29$.

Границя міцності: $\sigma_B = 1100$ МПа.

Гарантований запас потужності устаткування: $k = 2,0$.

Максимально допустимий коефіцієнт концентрації напружень: $\alpha = 1,05$.

Максимальний крутний момент $T_{max} = 17$ кНм.

Спираючись на умову міцності, беремо потрібний момент опору поперечного перерізу зразка. Оскільки $T = \frac{T_{max}}{k}$ та $\sigma_{max} = \frac{\sigma_B}{\alpha}$, то:

$$A \geq \frac{T_{max} \cdot \alpha}{\sigma_B \cdot k} = \frac{17 \cdot 10^6 \cdot 1.05}{1100 \cdot 2} = 9015 \text{ мм}^3$$

A – це момент опору перерізу труби. Відповідно до таблиці 10, при $A = \frac{W_k}{\sqrt{3}}$, де для трубчастого перерізу момент спротиву перерізу рівний полярному моменту спротиву перерізу: $W_k = W_p$.

Полярний момент спротиву для тонкостінної труби відповідно до формули Бредта, оскільки площа, охоплена серединною лінією товщини трубки $\omega = \frac{\pi D^2}{4}$:

$$W_p \approx 2\omega\delta = \frac{\pi D^2 \delta}{2}$$

Незалежні характеристики – дві: D та δ , а значення A – одне. Тому задаються співвідношенням $\frac{D}{\delta}$.

Прийmemo $\frac{D}{\delta} = 10$, тоді $A = \frac{\pi(10\delta)^2\delta}{2\sqrt{3}} = 28,86\pi\delta^3$, звідси:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{A}{28,86\pi}} = \sqrt[3]{\frac{9015}{28,86\pi}} = 4,6 \text{ мм}$$

Беремо $\delta = 4,6$ мм, тоді $D = 46$ мм, а $d_B = D - \delta = 41,4$ мм. Найбільш близьке значення внутрішнього діаметра зі стандартного ряду $d_B = 42$ мм. Отже, маємо значення наріжного діаметра $d_H = d_B + 2\delta = 49$ мм. Проте ці розміри звеликі для захвату, тому зменшуємо їх приблизно у 2 рази. Тож маємо такі розміри:

$$\delta = 2 \text{ мм}$$

$$d_H = 24 \text{ мм}$$

$$D = 22 \text{ мм}$$

$$d_B = 20 \text{ мм}$$

Визначаємо розміри робочої частини зразків на кручення:

Діаметр голівки: $D_{гол} = 40$ мм.

Довжина голівки: $L_{гол} = 34$ мм.

Робоча довжина зразка (циліндра): $L_{\text{цил}} = 5d_n = 120$ мм.

Загальна довжина зразка: $L = 226$ мм.

Кут нахилу перехідної частини зразка: $\theta = 17^\circ$

Радіуси заокруглень перехідної частини зразка: $r_1 = 48$ мм, $r_2 = 3$ мм.

5.2 Постановка крайової задачі лінійної пружності

У цій роботі розглядаємо напружено-деформований стан задачі пружності. Результати – поля переміщень, деформацій, напружень. Усі ці дані використовуються для прогнозу міцнісних і деформаційних характеристик тіла.

Сформулюємо постановку цих задач і методи їх розв'язання. Для цього спочатку приймаємо, що розглядається тіло об'ємом Ω , обмежене поверхнею S ; використовуються Лагранжеві координати; фізичні величини: напруження, деформації, зусилля, переміщення; матеріал вважається ізотропним, деформації – малими [11,12,13]

Припустимо, що в початковий момент t_0 у вибраному тілі переміщення $U_{ij}(\vec{x}, t_0)$, деформації $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t_0)$, напруження $\sigma_{mn}(\vec{x}, t_0)$ мають нульові значення. Нехай після цього в об'ємі тіла Ω і на частині його поверхні $S_G = S_U \cup S_P$ за деякий проміжок часу відбудеться зміна навантажень, тобто на час t прикладемо: $P_m(\vec{x}, t)$ - поверхневі сили на S_P ; відбулися переміщення $U_i(\vec{x}, t)$ - на S_U . Тоді для визначення в кожній точці (її однорідного околу) тіла величин: $U_i(\vec{x}, t)$ - переміщень, $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t)$ - деформацій, $\sigma_{mn}(\vec{x}, t)$ - напружень – отримуємо наступну крайову задачу [11,12,13]:

- рівняння рівноваги як окремий випадок рівняння руху:

$$\nabla_n \sigma_{mn} = 0; \quad (5.1)$$

- геометричні (для малих деформацій):

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2}(\nabla_i U_j + \nabla_j U_i), \quad (5.2)$$

а також умова присутності тільки пружних деформацій:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e; \quad (5.3)$$

- фізичні рівняння:

$$\sigma_{mn} = E_{mnij} \varepsilon_{ij}^e; \quad (5.4)$$

де E_{mnij} – тензор модулів пружності.

Додатково залучаються ГУ на S_U і S_P :

$$U_i|_{S_U} = U_i; \quad (5.5)$$

$$\sigma_{mn} \nu_n|_{S_P} = P_m. \quad (5.6)$$

Для розв'язання крайової задачі зручно мати її варіаційну постановку [12].

Для отримання варіаційної постановки задачі використовуються співвідношення (5.1), (5.2), (5.6), властивості симетрії тензора напружень $\sigma_{mn} = \sigma_{nm}$ і теорема Гауса-Остроградського. У результаті можна отримати наступний функціонал відповідно до варіацій переміщень і зв'язаних із ними деформацій:

$$F = \int_{\Omega} \sigma_{mn} \delta \varepsilon_{mn} d\Omega - \int_{S_P} P_m \delta U_m dS = 0, \quad (5.7)$$

що в поєднанні з кінематичними ГУ на поверхні S_U визначають незкінченну множину можливих (віртуальних) напружено-деформованих станів. Поточний НДС є одним з віртуальних, але він додатково задовольняє лінійним фізичним рівнянням зв'язків напружень з повними деформаціями, тобто (5.3), (5.4) [11,12,13].

5.3 Формули методу скінченних елементів для розв'язування крайової задачі лінійної пружності

Переміщення у скінченних елементах отримуються за формулою

$$\{U\} = [\varphi] \{q\}_e, \quad (5.8)$$

де $\{q\}_e = \{(q^1, q^2, q^3)_1, \dots, (q^1, q^2, q^3)_M\}^T = \{q_1, q_2, \dots, q_{3M}\}^T$ – вектор переміщень у вузлах СЕ; $[\varphi]$ – матриця базисних функцій [11,12,13].

Лінійний закон Гука (5.4) записують у вигляді:

$$\{\sigma\} = [D] \{\varepsilon^e\}, \quad (5.9)$$

де $[D]$ – матриця модулів пружності.

У випадку пружної ізотропії матеріалу матриця

$$[D] = 2G \cdot \begin{pmatrix} a & b & b & 0 & 0 & 0 \\ b & a & b & 0 & 0 & 0 \\ b & b & a & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & c \end{pmatrix} \quad (5.10)$$

де $2G = E / (1 + \mu)$; $a = (1 - \mu) / (1 - 2\mu)$; $b = \mu / (1 - 2\mu)$; $c = 0,5$; E – модуль Юнга; μ – коефіцієнт Пуассона [11,12,13].

Всі деформації – пружні:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^e\}, \quad (5.11)$$

тому вираз (5.9) приймає вигляд:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}. \quad (5.12)$$

Геометричні рівняння (5.2) записують таким чином:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\}_e, \quad (5.13)$$

де $[B]$ – матриця диференціювання за глобальними координатами. Матриця $[B]$ пов'язана лише з типом СЕ й системою глобальних координат [11,12,13].

Функціонал (5.7) з урахуванням можливості суперпозиції робіт по СЕ, зумовленої тим, що СЕ взаємодіють один з одним у вузлах і не перетинаються:

$$F = \sum_e \int_{\Omega^e} \{\delta q\}_e^T [B]^T [D][B]\{q\}_e d\Omega - \sum_e \int_{S_p^e} \{\delta q\}_e^T [\varphi]^T \{p\} dS = 0, \quad (5.14)$$

де позначено вектор навантажень $\{p\} = \{p_1, p_2, p_3\}^T$; S_p^e – сторона СЕ, яка виходить на S_p тіла; знак $\sum_e$ означає додавання по всіх СЕ, які містять розглядуваний ступінь свободи вузла [11,12,13].

Так як у підінтегральних виразах містяться вектори $\{\delta q\}_e^T$ і $\{q\}_e$, які не залежні від параметрів інтегрування, їх можна винести за межі інтегралів. З (5.14), згрупувавши інтеграли, отримали:

$$F = \sum_e \{\delta q\}_e^T \int_{\Omega^e} [B]^T [D][B] d\Omega \cdot \{q\}_e + \sum_e \{\delta q\}_e^T \int_{S_p^e} [\varphi]^T \{p\} dS = 0. \quad (5.15)$$

Позначаємо:

$$[K]_e = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \quad (5.16)$$

$$\{P\}_e = \int_{S_p} [\varphi]^T \{p\} dS \quad . \quad (5.17)$$

Тоді:

$$F = \sum_e \{\delta q\}_e^T ([K]_e \{q\}_e - \{P\}_e) = 0 \quad (5.18)$$

Оскільки варіації переміщень довільні, то маємо СЛАР вигляду:

$$[K]\{q\} = \{P\} \quad (5.19)$$

відносно глобального вектору дійсних переміщень $\{q\}$ у вузлах СЕ сітки. В (5.18) позначено додавання за ступенями свободи вузлів: $[K] = \sum_e [K]_e$; $\{P\} = \sum_e \{P\}_e$. Вектор $\{P\}$ зумовлений зовнішніми силовими навантаженнями. У СЛАР ще потрібно врахувати кінематичні ГУ (5.5) [11,12,13].

5.4 Розрахункова схема

У цій частині дипломної роботи розглядається кручення зразка, що має робочу частину вигляду тонкостінної трубки. Беручи до уваги те, що зразок симетричний, розглядатимемо лише його половину (рис.5.1). Момент, що скручує зразок, задаємо у вигляді пари зосереджених сил, які діють на виточки голівки. Закріплення берем консольне, тому що при крученні звуження стержня не передбачено, і накладаємо його на торець розсічення зразка навпіл.

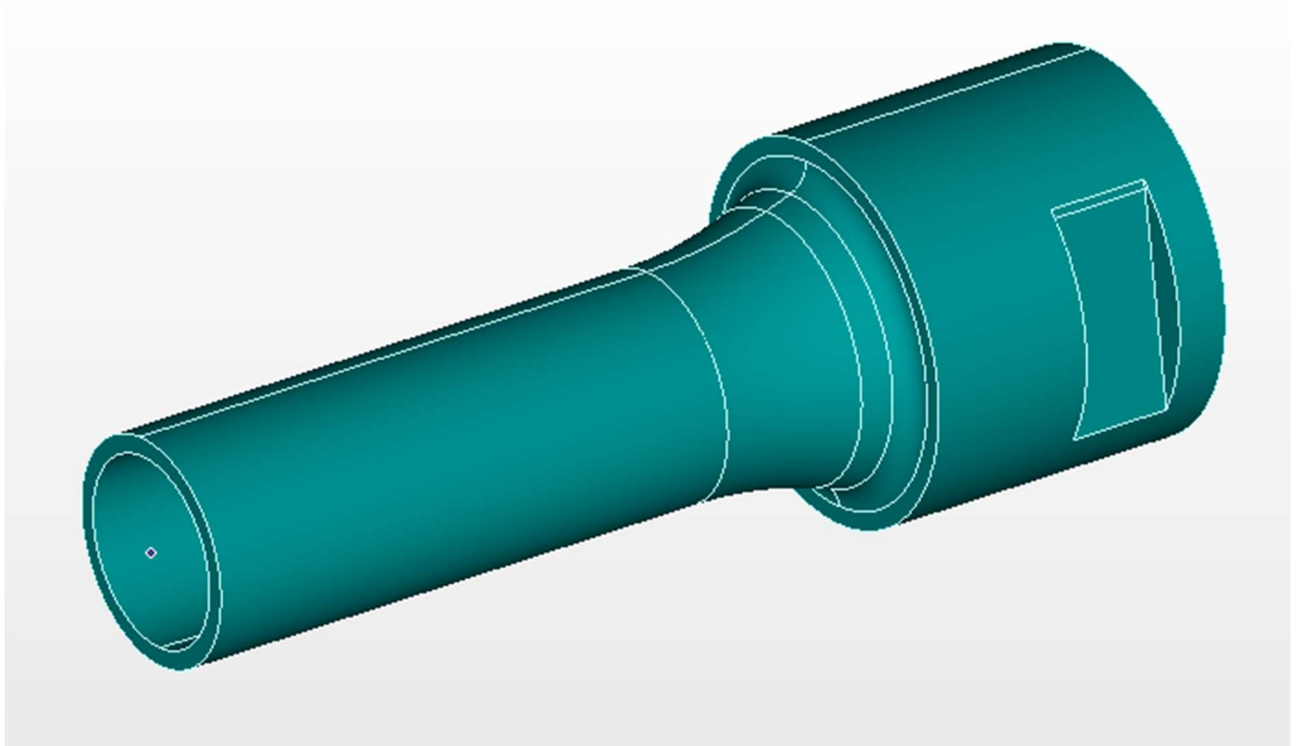


Рис. 5.1. геометрична модель зразка

5.5 Результати розрахунків

Завдяки програмному забезпеченню FEMAP одержали напружено-деформований стан зразка в пружній області. Показали розподіл напружень від зусилля, яке скручує зразок (рис.5.3).

Обчислюємо коефіцієнт концентрації напружень за Мізесом для заокруглення.

Номінальні напруження беремо з місця розсічення зразка, а максимальні – у перехідній частині зразка. На рис.5.2 та рис.5.2.1 зображені графіки розподілу напружень від закріплення зразка, до заокруглення. З цього графіка знаходимо коефіцієнт концентрації напружень. Тому коефіцієнт концентрації напружень за Мізесом дорівнює:

$$\alpha_B = \frac{\sigma_{\text{конц}}}{\sigma_{\text{ном}}} = \frac{2735}{2653} = 1.00113 < 1.05.$$

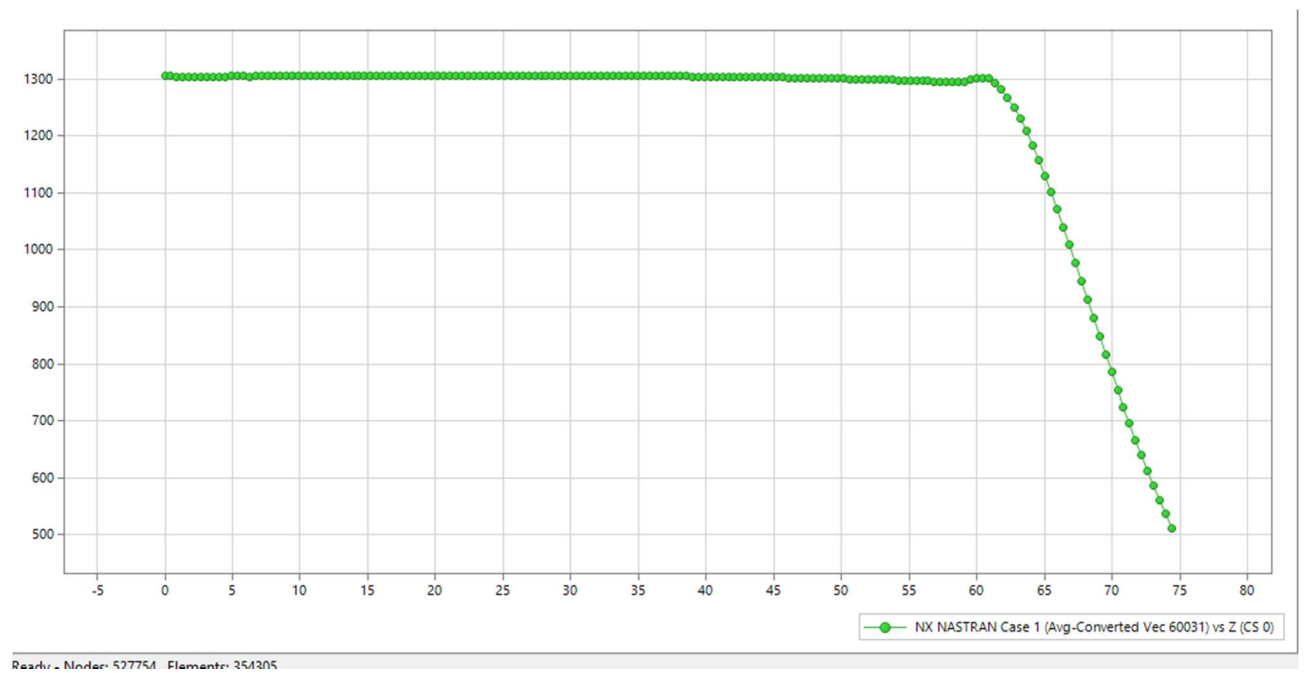


Рис. 5.2. Графік розподілення напружень вздовж зразка

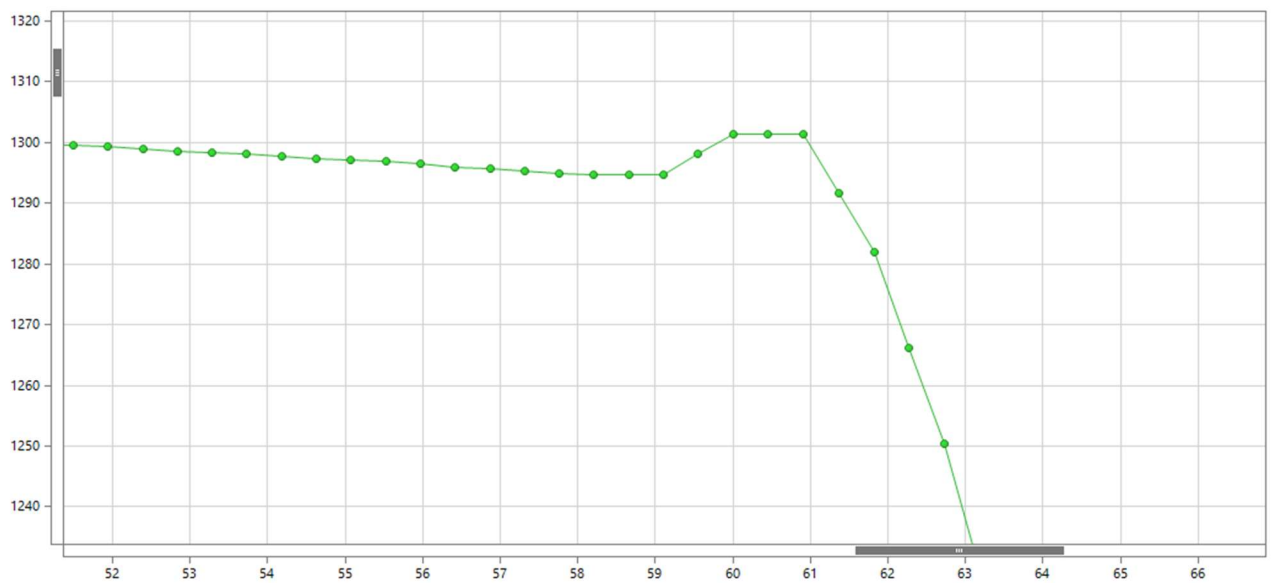


Рис. 5.2.1 Більш детальний графік розподілення напружень вздовж зразка

Зробивши аналіз результату, можемо побачити відсутність великих збуджень концентрації напружень, тобто зразок спроектовано правильно.

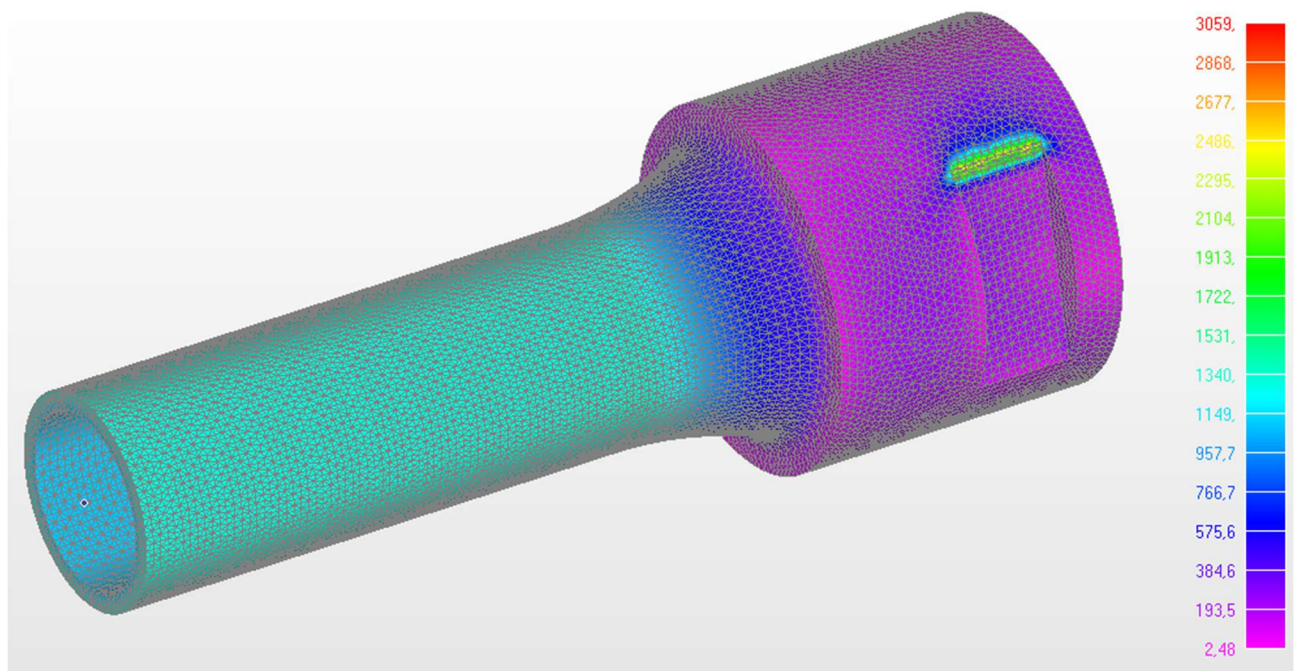


Рис.5.3. Розподіл напружень за Мізесом по поверхні, МПа.

6. РОЗРАХУНКИ ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА ВІДПОВІДНИХ ВЛАСНИХ ФОРМ КРУТИЛЬНИХ КОЛИВАНЬ СИСТЕМИ З ДВОМА СТУПЕНЯМИ ВІЛЬНОСТІ

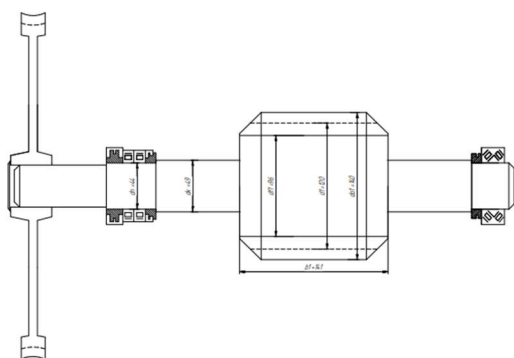


рис. 6.1.

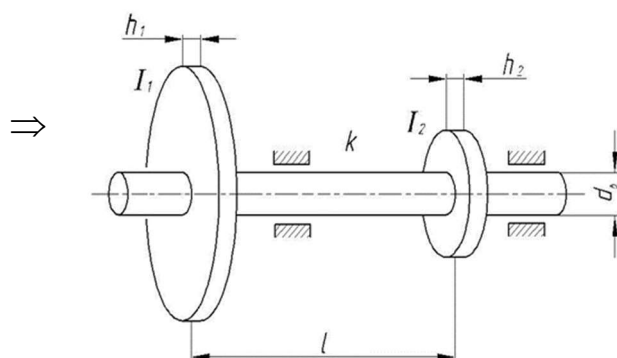


рис.6.2 Розрахункова схема

φ_1, φ_2 – кути повороту відповідно шестерні та черв'ячного колеса, що являють собою узагальнені координати;

матеріал шестерні – сталь АЦ45;

матеріал конічного колеса – сталь 50Г;

значення густини матеріалів:

$$\text{ - для сталі } \rho = 7,85 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4},$$

для обох матеріалів $G=8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$

жорсткість стержня знаходиться за формулою $k = \frac{G \cdot I_P}{l}$,

де I_P - полярний момент інерції, визначається за формулою:

$$I_P = \frac{\pi \cdot d_B^4}{32} = \frac{\pi \cdot (20 \times 10^{-3})^4}{32} = 1.57 \times 10^{-8} \text{ м}^4$$

де d_B - діаметр вала.

$$k = \frac{G \cdot I_P}{l} = \frac{8 \times 10^{10} \cdot 1.57 \times 10^{-8}}{34 \times 10^{-3}} = 0.369 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Значення I_1, I_2 – осьових моментів інерції для шестерні та конічного колеса визначимо з формули:

$$I_1 = \frac{\pi \rho_1 h_1 D_1^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 7,85 \times 10^3 \cdot 10 \times 10^{-3} (107 \times 10^{-3})^4}{32} = 1.01 \times 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м};$$

$$I_2 = \frac{\pi \rho_2 h_2 D_2^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 7,85 \times 10^3 \cdot 48 \times 10^{-3} (41,8 \times 10^{-3})^4}{32} = 0.112 \times 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}.$$

де D_1, D_2 – відповідно до значень діаметрів шестерні та конічного колеса,

h_1, h_2 – відповідно їх ширина.

Записуємо вирази для кінетичної та потенційної енергій:

$$T = \frac{1}{2} \cdot I_1 \cdot \dot{\varphi}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot I_2 \cdot \dot{\varphi}_2^2;$$

$$\Pi = \frac{1}{2} k (\varphi_2 - \varphi_1)^2.$$

Підставляючи значення кінетичної і потенційної енергій до рівняння Лагранжа другого роду $\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial \Pi}{\partial q_j} = 0$ для двох узагальнених координат і відповідно, маємо систему рівнянь вигляду:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 + k\varphi_1 - k\varphi_2 = 0 \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 - k\varphi_1 + k\varphi_2 = 0 \end{cases}$$

Складаємо матриці інерції та жорсткості:

$$[a] = \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \quad [c] = \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix}$$

Записуємо рівняння вільних коливань у матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Рішення шукаємо у вигляді: $\begin{Bmatrix} \varphi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Phi \end{Bmatrix} \cos(\omega t - \beta)$

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} k - \omega^2 I_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_1 \\ \Phi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Прирівнявши детермінант до нуля маємо:

$$\det \begin{bmatrix} k - \omega^2 I_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 I_2 \end{bmatrix} = 0;$$

$$(k - \omega^2 I_1)(k - \omega^2 I_2) - k^2 = 0;$$

$$k^2 - \omega^2 k I_1 - \omega^2 k I_2 + \omega^4 I_1 I_2 - k^2 = 0.$$

Знайходимо корені цього рівняння $\omega^4 I_1 I_2 - \omega^2 k(I_1 + I_2) = 0;$

$$\omega^2 [\omega^2 I_1 I_2 - k(I_1 + I_2)] = 0;$$

$$\omega^2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} \end{bmatrix} \quad \begin{cases} \omega_1^2 = 0 \\ \omega_2^2 = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} = \frac{1.307 \times 10^5 (1.01 + 0.112) \times 10^{-3}}{1.01 \cdot 0.112 \times 10^{-6}} = 1.296 \times 10^9 \text{ c}^{-2} \end{cases};$$

Підставивши значення частот маємо:

- у першому випадку $\omega_1^2 = 0$

$$\begin{bmatrix} k - \omega^2 I_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_{11} \\ \Phi_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$k - k\Phi_{12} = 0 \quad \Rightarrow \quad \Phi_{12} = 1$$

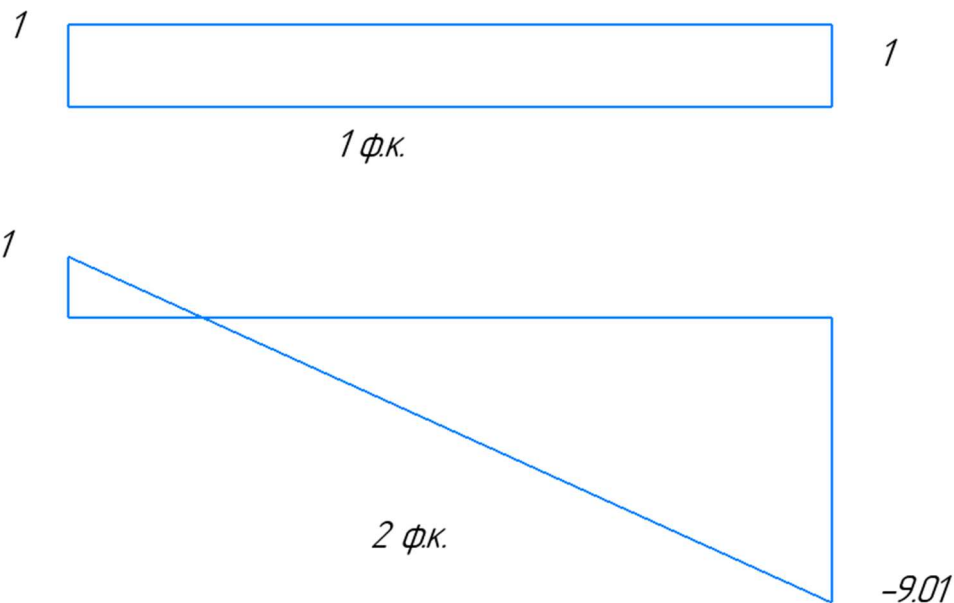
$$\begin{Bmatrix} \Phi_{11} \\ \Phi_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

- у другому випадку $\omega_2^2 = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2}$

$$\begin{bmatrix} k - \left(\frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} \right) I_1 & -k \\ -k & k - \left(\frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} \right) I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_{21} \\ \Phi_{22} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$k - \frac{k(I_1 + I_2)}{I_2} - k\Phi_{22} = 0 \quad \Rightarrow \quad \Phi_{22} = -\frac{I_1}{I_2} = -\frac{1.01}{0.112} = -9.01$$

Зображуємо знайдені значення форм коливань у графічному вигляді:



Оскільки однією з характеристик власних форм коливань є їх ортогональність, а саме:

$$\{\Phi\}_l^T [c] \{\Phi\}_s = 0$$

$$\{\Phi\}_l^T [a] \{\Phi\}_s = 0$$

-У першому випадку перевірка:

$$\begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1.01 & 0 \\ 0 & 0.112 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{1.01}{0.112} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 1.01 \\ -1.01 \end{Bmatrix} = 1.01 - 1.01 = 0;$$

-У другому випадку перевірка:

$$\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} = \{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} k + k \frac{I_1}{I_2} \\ -k - k \frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} = 3.19 \times 10^5 \left(1 + \frac{1.01}{0.112}\right) - 3.19 \times 10^5 \left(1 + \frac{1.01}{0.112}\right) = 0$$

1 Використовуючи метод Релея знаходимо значення власних частот за формулою $\omega_l^2 = \frac{\{\Phi\}_l^T [c] \{\Phi\}_l}{\{\Phi\}_l^T [a] \{\Phi\}_l}$; підставляючи відповідні значення маємо:

$$\omega_1^2 = \frac{\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}}{\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}} = \frac{\{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}}{\{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} I_1 \\ I_2 \end{Bmatrix}} = 0;$$

$$\begin{aligned} \omega_2^2 &= \frac{\left\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\right\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\left\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\right\} \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}} = \frac{\left\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\right\} \begin{Bmatrix} k + k \frac{I_1}{I_2} \\ k - k \frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\left\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\right\} \begin{Bmatrix} I_1 \\ -I_1 \end{Bmatrix}} = \frac{k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right) + \frac{I_1}{I_2} k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \\ &= \frac{k \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right) \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \frac{k \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1} = k \left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} = \\ &= \frac{1.307 \times 10^5 \cdot (1.01 + 0.112) \times 10^{-3}}{1.01 \cdot 0.112 \times 10^{-6}} = 1.29 \times 10^7 \text{ c}^{-2}; \end{aligned}$$

Отже,
$$\begin{cases} \omega_1 = 0 \\ \omega_2 = \sqrt{1.29 \times 10^7} = 3591.6 \text{ c}^{-1} \end{cases}$$

6.1. Визначення власних частот методом сил

$$m = \rho V$$

$$m_1 = 7.85 \cdot 10^{-3} \cdot \left[3.14 \cdot \left(\frac{107}{2} \cdot 10^{-3}\right)^2 \cdot 10 \cdot 10^{-3} - 3.14 \cdot \left(\frac{22}{2} \cdot 10^{-3}\right)^2 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \right] = 6.76 \text{ кг}$$

$$m_2 = 7.85 \cdot 10^{-3} \cdot \left[3.14 \cdot \left(\frac{41.86}{2} \cdot 10^{-3}\right)^2 \cdot 48 \cdot 10^{-3} - 3.14 \cdot \left(\frac{22}{2} \cdot 10^{-3}\right)^2 \cdot 48 \cdot 10^{-3} \right] = 3.753 \text{ кг}$$

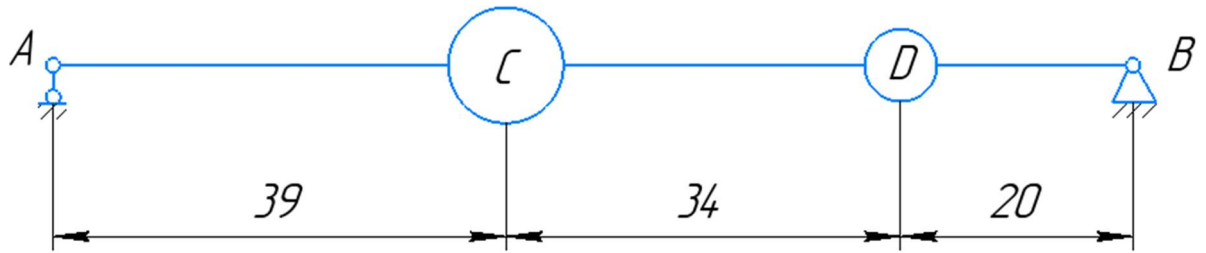


Рис. 6.3 Система з двома ступенями свободи

$$EI = 2.1 \cdot 10^{11} \cdot 7.853 \cdot 10^{-9} = 1649 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції:

$$I = \frac{\pi \cdot d_B^4}{64} = \frac{\pi \cdot (20 \times 10^{-3})^4}{64} = 7.853 \times 10^{-9} \text{ м}^4$$

Знаходимо переміщення $\delta_1, \delta_2, \delta_{21}, \delta_{22}$. Будуємо епюри (Рис. 6.4) від дії

одиничних сил $\bar{X}_1 = 1, \bar{X}_2 = 1$ відповідно.

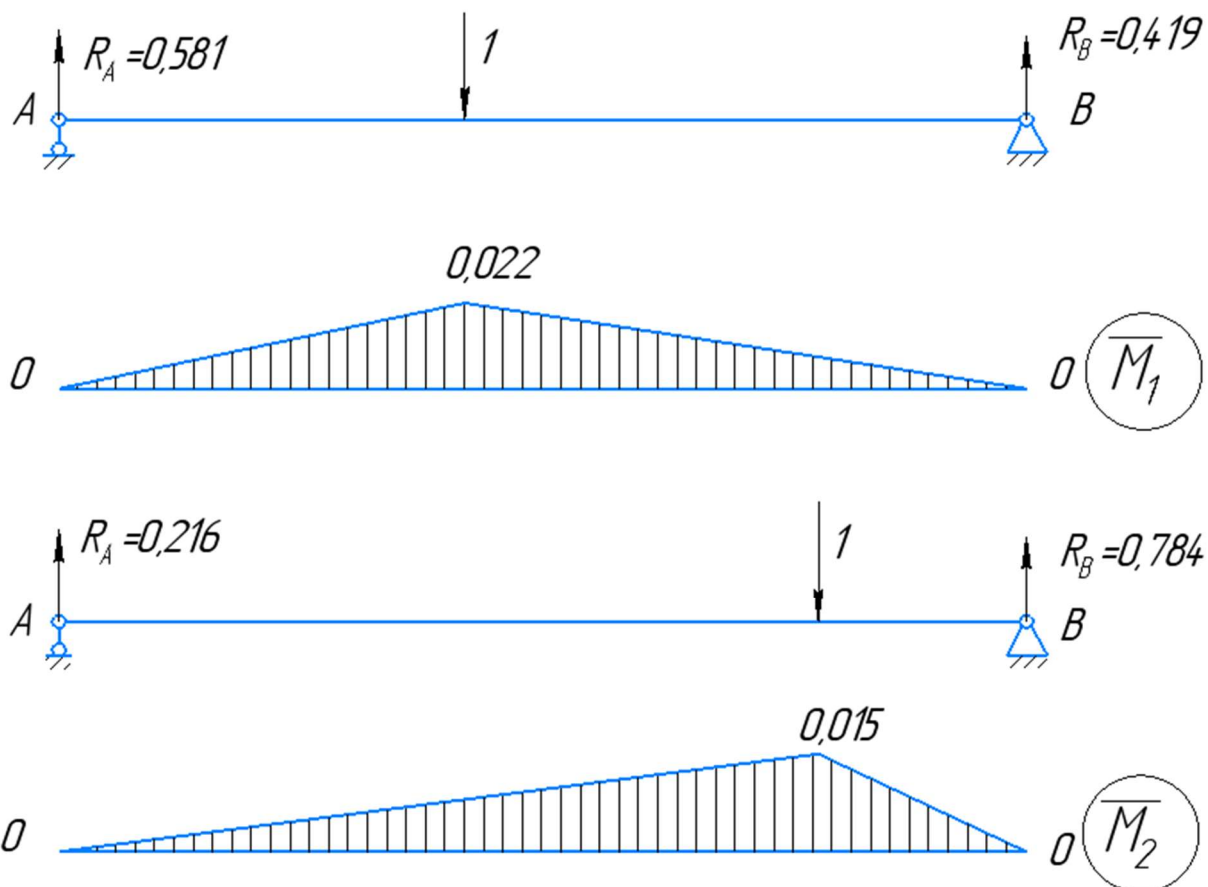


Рис. 6.4 Епюри моментів від одиничних сил

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 0,022 \cdot 0,039 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,022 + \frac{1}{2} \cdot 0,022 \cdot 0,054 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,022 \right] = 9,09 \cdot 10^{-9}$$

$$\delta_{12} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 0,022 \cdot 0,039 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,216 \cdot 0,039 + \frac{1}{2} \cdot 0,015 \cdot 0,02 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,015 + \right. \\ \left. + 0,008 \cdot 0,034 \cdot \left(0,008 + \frac{1}{2} \cdot 0,013 \right) + \frac{1}{2} \cdot 0,034 \cdot 0,006 \left(0,008 + \frac{1}{3} \cdot 0,013 \right) \right] = 5,52 \cdot 10^{-9}$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 0,015 \cdot 0,073 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,015 + \frac{1}{2} \cdot 0,02 \cdot 0,015 \cdot \frac{2}{3} \cdot 0,015 \right] = 4,22 \cdot 10^{-9}$$

Записуємо диференційні рівняння в переміщеннях:

$$\begin{cases} w_1 = -\ddot{w}_1 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - \ddot{w}_2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ w_2 = -\ddot{w}_1 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 - \ddot{w}_2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 \end{cases} \quad (6.56)$$

Шукаємо переміщення:

$$w_i = W_i \cdot \cos(\omega \cdot t) \quad (6.57)$$

Підставляємо (6.57) в (6.56) і отримуємо:

$$\begin{cases} (\omega^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) \cdot W_1 + \omega^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \cdot W_2 = 0 \\ \omega^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 \cdot W_1 + (\omega^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \cdot W_2 = 0 \end{cases} \quad (6.58)$$

Оскільки маємо отримати не тривіальний розв'язок, то детермінант останньої матриці(6.58) повинен дорівнювати нулю:

$$\det \begin{bmatrix} (\omega^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} = 0 \quad (6.59)$$

Розкриваючи визначник, маємо характеристичне рівняння відносно ω^2 , завдяки якому визначаємо ω_1^2, ω_2^2 :

$$(\omega^2 m_1 \delta_{11} - 1)(\omega^2 m_2 \delta_{22} - 1) - \omega^4 m_1 m_2 \delta_{12} \delta_{21} = 0;$$

$$\omega^4 m_1 m_2 \delta_{11} \delta_{22} - \omega^2 m_1 \delta_{11} - \omega^2 m_2 \delta_{22} + 1 - \omega^4 m_1 m_2 \delta_{12} \delta_{21} = 0;$$

$$\omega^4 (m_1 \delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12} \delta_{21}) m_1 m_2 - \omega^2 (m_2 \delta_{22} + m_1 \delta_{11}) + 1 = 0;$$

Отримали власні частоти: $\omega_1^2 = 1.34 \cdot 10^7 \text{ c}^{-2}$, $\omega_2^2 = 3.72 \cdot 10^8 \text{ c}^{-2}$

$$\omega_1 = 3660 \text{ c}^{-1}, \omega_2 = 19287 \text{ c}^{-1}$$

Визначаємо власні форми коливань і перевіряємо умови ортогональності.

Оскільки кожній частоті відповідає своя форма коливань, то

розглянемо два можливі випадки, підставивши до відповідної

матриці значення вже відомих двох частот та знайдемо W_{1i}, W_{2i} .

$$\begin{bmatrix} (\omega_i^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_i^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_i^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_i^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{1i} \\ W_{2i} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.61)$$

При $\omega_1^2 = 1.34 \cdot 10^7 \text{ c}^{-2}$ і нормованій $W_{1i} = 1$ отримаємо з розв'язку

рівняння таку першу власну форму:

$$\begin{bmatrix} (\omega_1^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_1^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_1^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_1^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{11} \\ W_{21} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.61)$$

$$W_{21} = 0.637$$

Аналогічно при $\omega_2^2 = 3.72 \cdot 10^8 \text{ c}^{-2}$ і нормованій $\Phi_{12} = 1$

$$\begin{bmatrix} (\omega_2^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_2^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_2^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_2^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{12} \\ W_{22} \end{Bmatrix} = 0 \quad (6.63)$$

$$W_{12} = -2.83$$

Оскільки однією з характеристик власних форм коливань є їх ортогональність, то потрібно перевірити виконання цієї умови:

$$\{W\}_2^T [a] \{W\}_1 = 0; \quad (6.65)$$

$$\{W\}_1 = \begin{Bmatrix} 1 \\ -2.83 \end{Bmatrix}, \quad \{W\}_2 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0.637 \end{Bmatrix}$$

$$\cdot \begin{Bmatrix} 1 & 0.637 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} 6.76 & 0 \\ 0 & 3.753 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ -2.83 \end{Bmatrix} = -0.0039 \approx 0$$

Зображуємо отримані власні форми згинальних коливань на рисунку (Рис. 6.5):

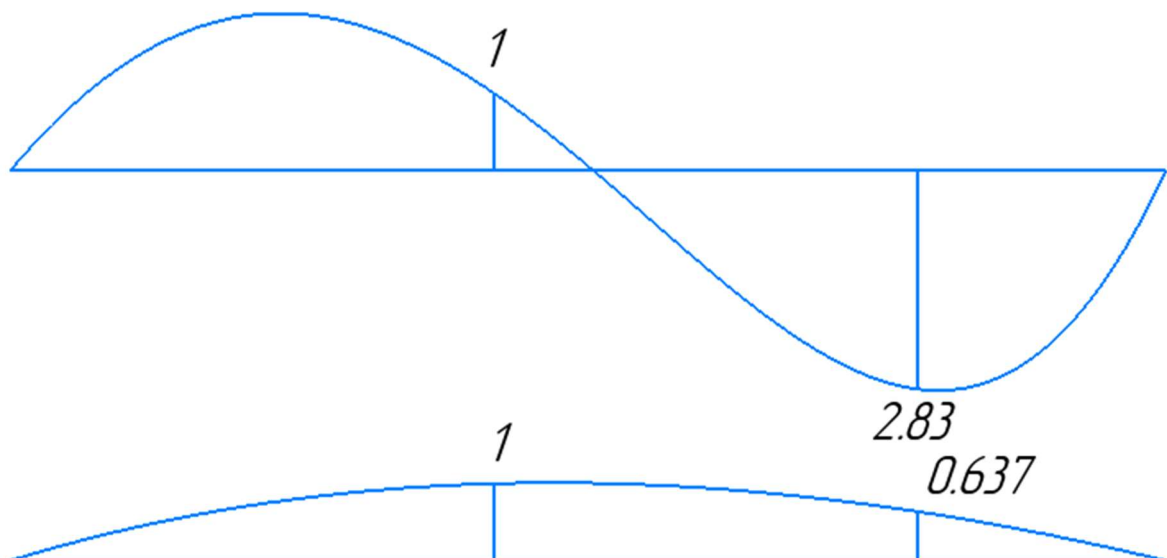


Рис.6.5. Власні форми коливань

6.2 Визначення першої власної частоти методом Релея

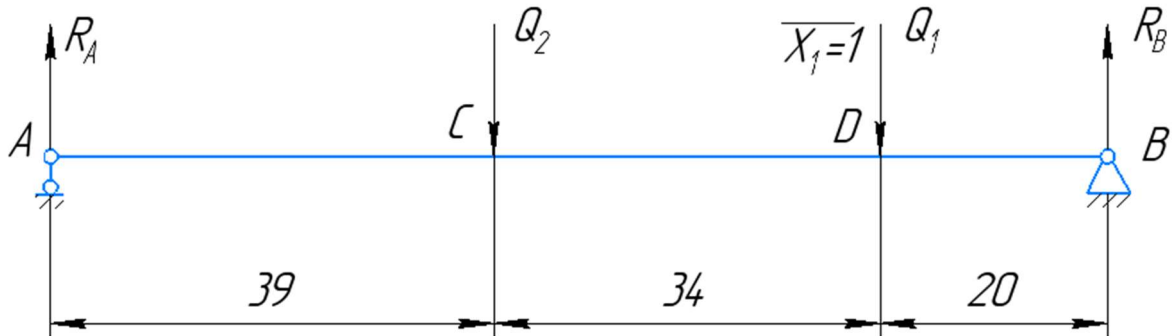


Рис. 6.6 Система з двома ступенями свободи
(маси замінили силами)

$$\omega_1^2 = \frac{\sum_{i=1}^2 Q_i W_i}{\sum_{i=1}^2 m_i W_i^2}; \quad Q_i = m_i g;$$

$$Q_1 = m_1 g = 6,76 \cdot 10 = 67.6 H$$

$$Q_2 = m_2 g = 3.753 \cdot 10 = 37.53 H$$

$$\sum M_{iA} = 0;$$

$$\sum M_{iB} = 0;$$

$$R_B = 68.8 H$$

$$R_A = 36.53 H$$

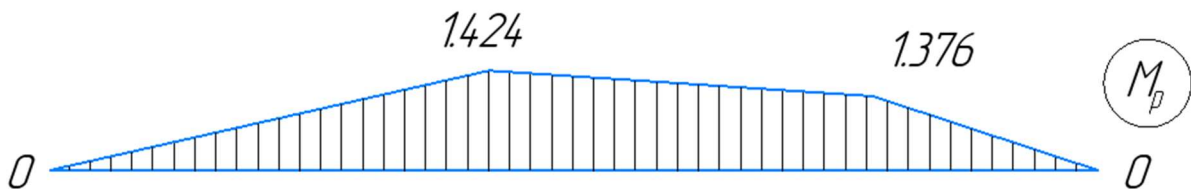


Рис. 6.7 Епюри моментів зовнішніх сил

Значення W_i [м] визначаємо завдяки методу Верещагіна.

$$W_1 = \frac{1}{EI} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot 0.022 \cdot 0.039 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1424 + \frac{1}{2} \cdot 0.008 \cdot 0.02 \cdot \frac{2}{3} \cdot 1376 + 0.008 \cdot 0.034 \cdot \left(1376 + \frac{1}{2} \cdot 0.048 \right) + \frac{1}{2} \cdot 0.014 \cdot 0.034 \cdot \left(1376 + \frac{2}{3} \cdot 0.048 \right) \right] = 2.25 \cdot 10^{-7} \text{ м}$$

$$W_2 = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} \cdot 0.008039 \frac{2}{3} \cdot 1.424 \frac{1}{2} \cdot 0.0015002 \frac{2}{3} \cdot 1.376 \cdot 0.0080034 \left(1.376 \frac{1}{2} \cdot 0.0048 \right) + \frac{1}{2} \cdot 0.00070034 \left(1.376 \frac{1}{3} \cdot 0.0048 \right) \right] = 5.0410^7 \text{ м}$$

$$\omega_1^2 = \frac{67.6 \cdot 5.04 \cdot 10^{-7} + 37.53 \cdot 2.25 \cdot 10^{-7}}{6.76 \cdot (5.04 \cdot 10^{-7})^2 + 3.753 \cdot (2.25 \cdot 10^{-7})^2} = 2.229 \cdot 10^7 \text{ с}^{-2}$$

$$\omega_1 = 47212 \text{ с}^{-1}$$

6.3 Визначення першої власної частоти методом Донкерлі

$$\frac{1}{\omega_1^2} = \frac{1}{(\omega'_1)^2} + \frac{1}{(\omega'_2)^2};$$

$$\frac{1}{(\omega'_1)^2} = m_1 \delta_{11} = 6.76 \cdot 9.09 \cdot 10^{-9} = 6.14 \cdot 10^{-8}$$

$$\frac{1}{(\omega'_2)^2} = m_2 \delta_{22} = 3.753 \cdot 4.22 \cdot 10^{-9} = 1.583 \cdot 10^{-8}$$

$$\frac{1}{\omega_1^2} = 6.14 \cdot 10^{-8} + 1.583 \cdot 10^{-8} = 7.723 \cdot 10^{-8}$$

$$\omega_1 = 35983 \text{ с}^{-1}$$

Для порівняння, значення першої власної частоти згинних коливань:

- методом сил : $\omega_1 = 3660 \text{ с}^{-1}$
- методом Релея: $\omega_1 = 47212 \text{ с}^{-1}$
- методом Донкерлі: $\omega_1 = 35983 \text{ с}^{-1}$

Похибка результатів:

$$\delta_{Релея} = \left| \frac{4721.2 - 3660}{4721.2} \right| \cdot 100\% = 22.4\%$$

$$\delta_{Донкері} = \left| \frac{3660 - 3598.3}{3660} \right| \cdot 100\% = 1.6\%$$

7. Індивідуальне завдання

Проектування тривимірної моделі вузла навішування закрилка в системі автоматичного проектування Catia V5 при створенні моделі потрібно дотримуватись усіх розмірів, вказаних на кресленні згідно з відповідним коефіцієнтом та враховувати правильну послідовність утворення поверхонь.

Закрилки призначені для поліпшення злітно-посадкових характеристик літака.

Мета індивідуальної роботи полягає в проектуванні тривимірної моделі вузла навішування закрилка. На переддипломній практиці було видано креслення (рис. 1) та масштабний коефіцієнт ($\mu = 0,6$), завдяки якому й визначається та сама індивідуальність роботи .

При створенні моделі необхідно дотримуватись усіх розмірів які вказано на кресленні та враховувати правильну послідовність утворення поверхонь.

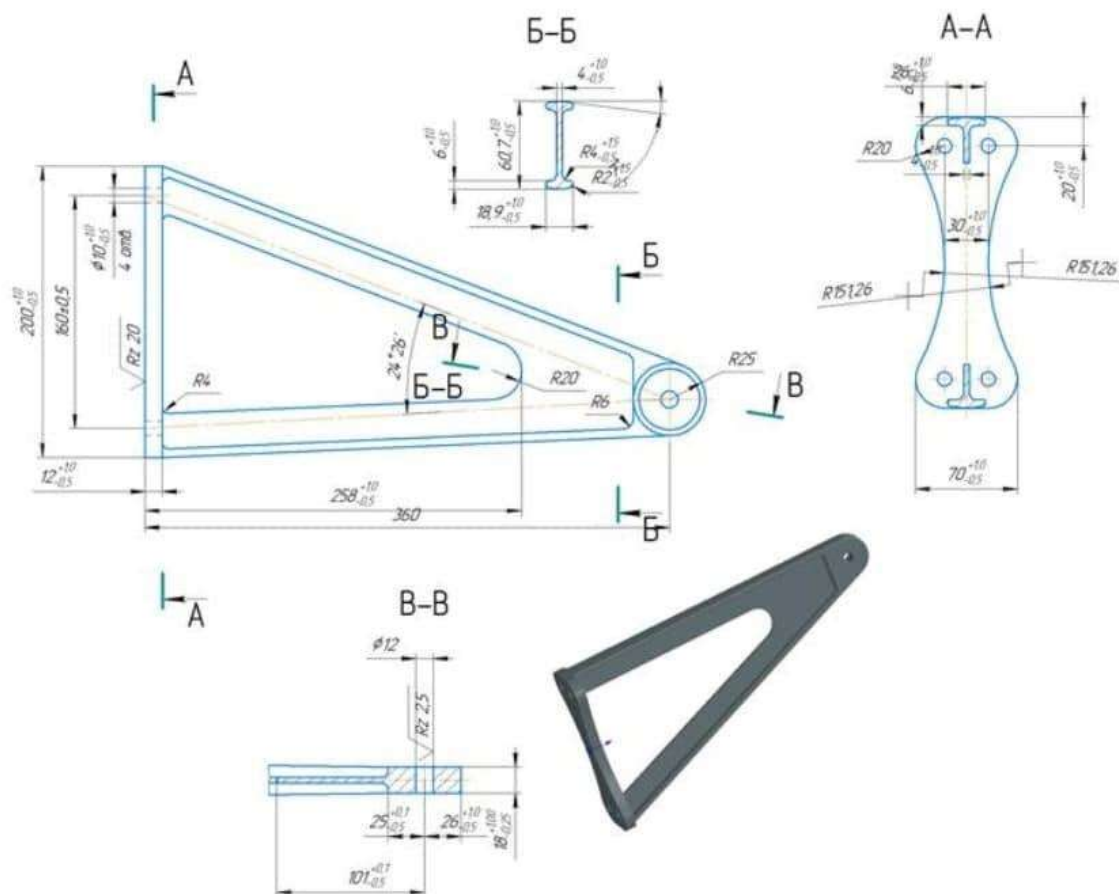


Рис. 7.1 Креслення кронштейна

Перед тим як перейти до самого проектування, потрібно уважно ознайомитись з кресленням та вирахувати всі потрібні розміри, враховуючи відповідності до креслення. Розрахунок проводиться за формулою $A \times \mu = B$, де A - розмір, діаметр, радіус, $\mu = 0.6$, B = вихідний результат.

Після детального ознайомлення з кресленням та розрахунку всіх потрібних розмірів починаємо побудову ескізів і подальшої тривимірності побудованих ескізів.

Починаємо побудову ескізу з головного кріплення вузла навішування закрilка (на рис.2 показаний ескіз до обчислення розмірів, а на рис.3 – після обчислення)

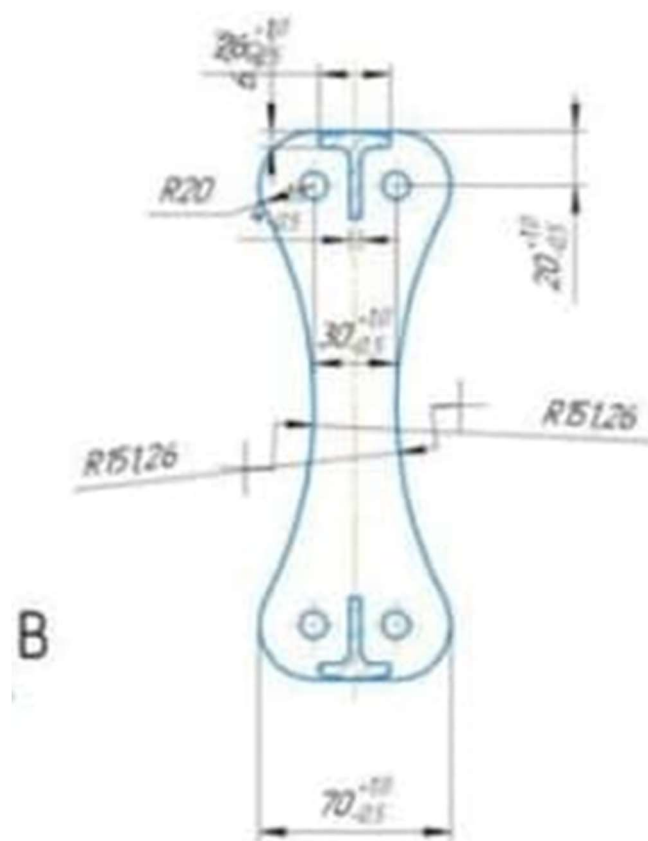


Рис. 7.2

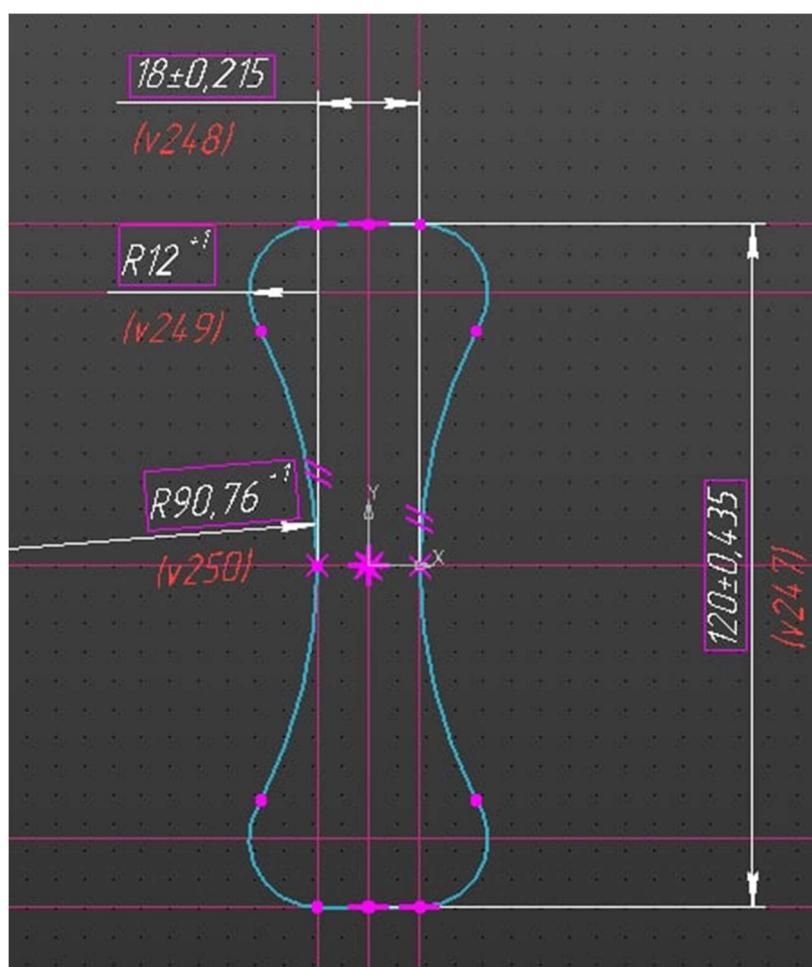


Рис. 7.3

На рис.4 ескіз перетворений в тривимірну модель.

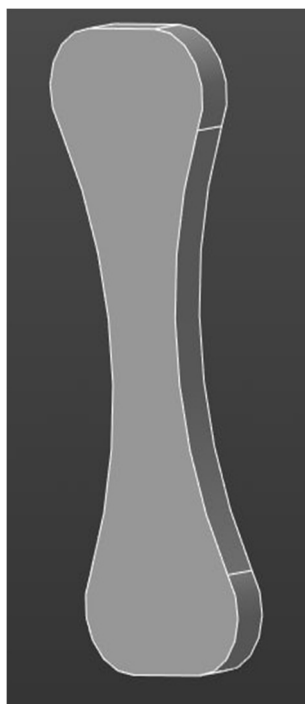


Рис. 7.4

Наступним кроком нам необхідно зробити отвори для закріплення, що і зображено на рис.5.

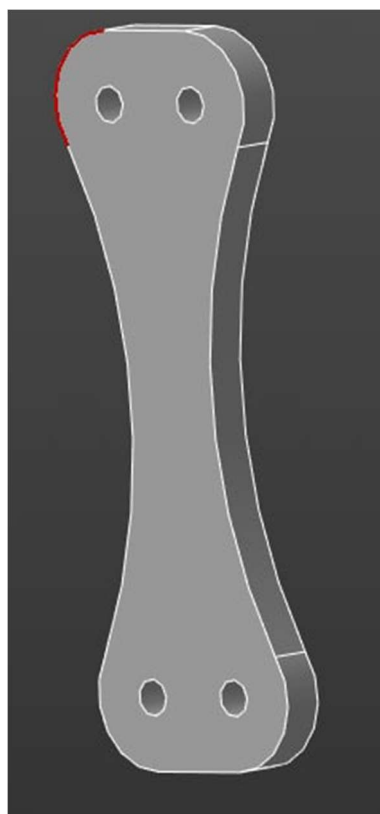


Рис. 7.5

Після того, як були зроблені отвори в головному кріпильному елементі вузла навішування закрилка, можна розпочати побудову іншої частини вузла навішування закрилка, яка служить для кріплення обшивки закрилка та перетворення його в тривимірну деталь. На рис. 6 можна побачити кінцевий варіант тривимірної моделі вузла навішування закрилка, виконаний власноруч.

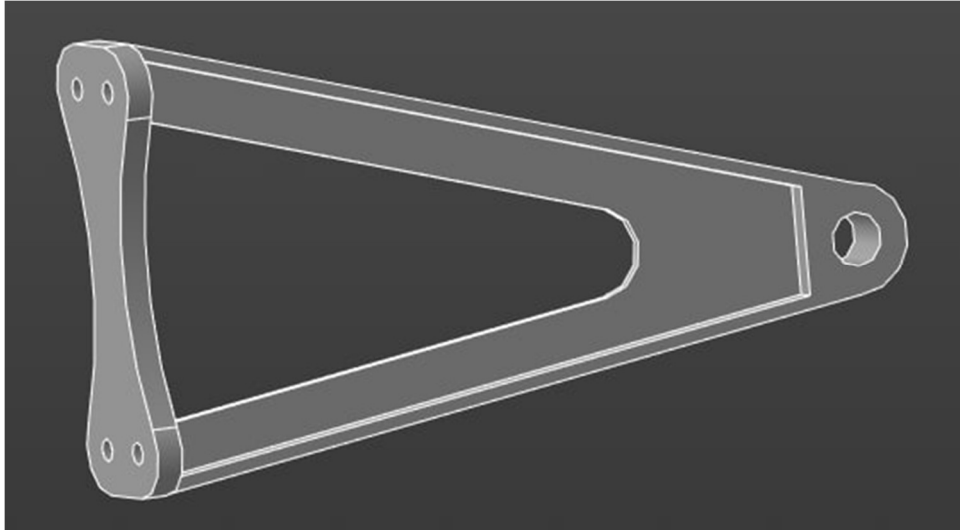


Рис. 7.6

7.2 Постановка задачі

Провести перевірку кронштейна навіски на міцність і жорсткість, при навантаженні під час посадки літака. Для режиму польоту «посадка», коли літак починає сідати на злітну смугу експериментально було визначено 2 складові зосередженого навантаження P_x, P_y на кронштейн, яке у свою чергу передається із закрилка на кронштейн:

$$P_x = 9000 \text{ Н};$$

$$P_y = 13000 \text{ Н};$$

7.3 Розрахунок на міцність та жорсткість

Для розрахунку на міцність записуємо наступні коефіцієнти й модулі для матеріалу Ст 45х з легуванням: $E = 2.1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\mu = 0.3$;

Цей кронштейн прикріплюється на чотири болти до стінки лонжерона, тому для

спрощення задачі враховуємо, що тип закріплення нашої плити кронштейна – Fixed. Розрахункова схема (рис. 7.3) матиме такий вигляд:

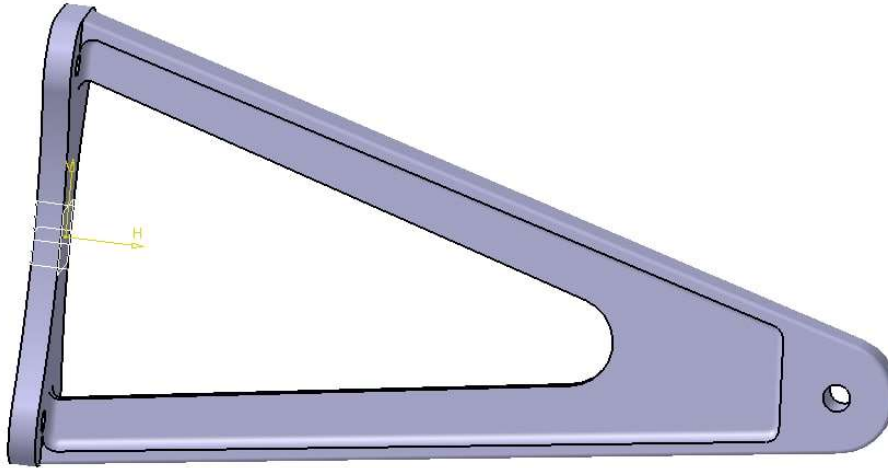


Рис. 7.3 Розрахункова схема

Провівши аналіз на статичну міцність бачимо, що найбільші еквівалентні напруження за Мізесом дорівнюватимуть 418 МПа.

Межа текучості для матеріалу Ст45х – 800 МПа. Взявши коефіцієнт запасу $n_T = 1.5$, і помноживши його на додатковий коефіцієнт безпеки літальних апаратів $n_6 = 1.25$, отримуємо загальний коефіцієнт запасу для нашого кронштейна: $n = 1.875$. Тобто граничні напруження матимуть наступний вигляд:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{800}{1.875} = 427 \text{ МПа};$$

Із показаних розрахунків можна побачити, що $\sigma_{\text{екв}} = 418 \text{ МПа}$ $\sigma_{\text{екв}} \leq [\sigma]$, тобто конструкція має достатню міцність.

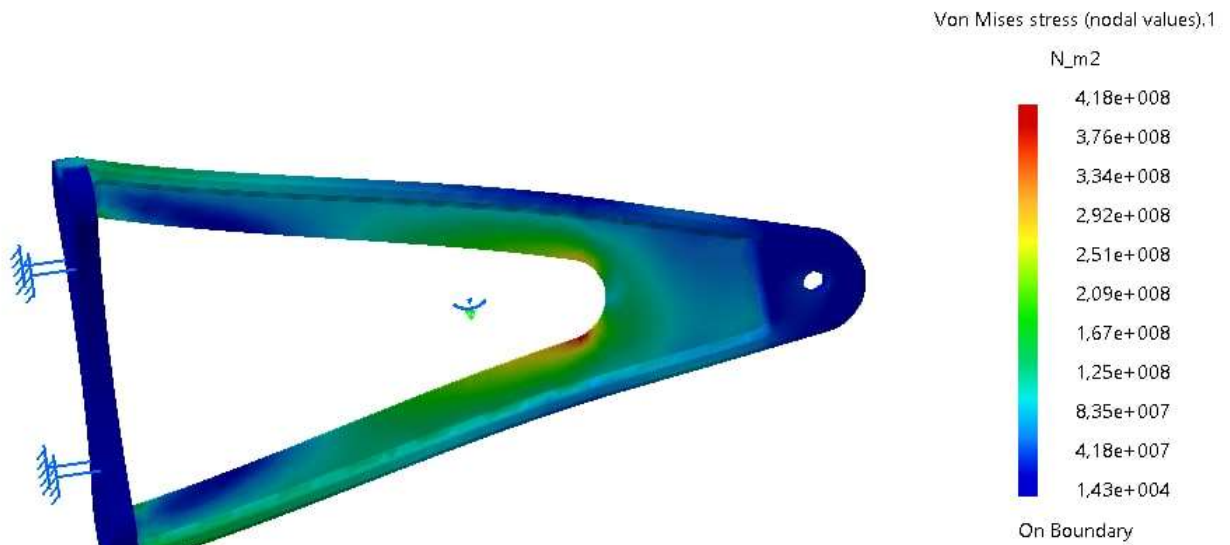


Рис.7.4 Розподіл напружень за Мізесом

Згідно з результатами другого аналізу (рис 7.5), можна побачити, що викликане силою максимальне переміщення дорівнює 0.0295 мм. Так як для цього кронштейна $[\Delta l] = 0.5$ мм, то $\Delta l_{max} \leq [\Delta l]$, а це означає, що конструкція має достатній запас жорсткості.

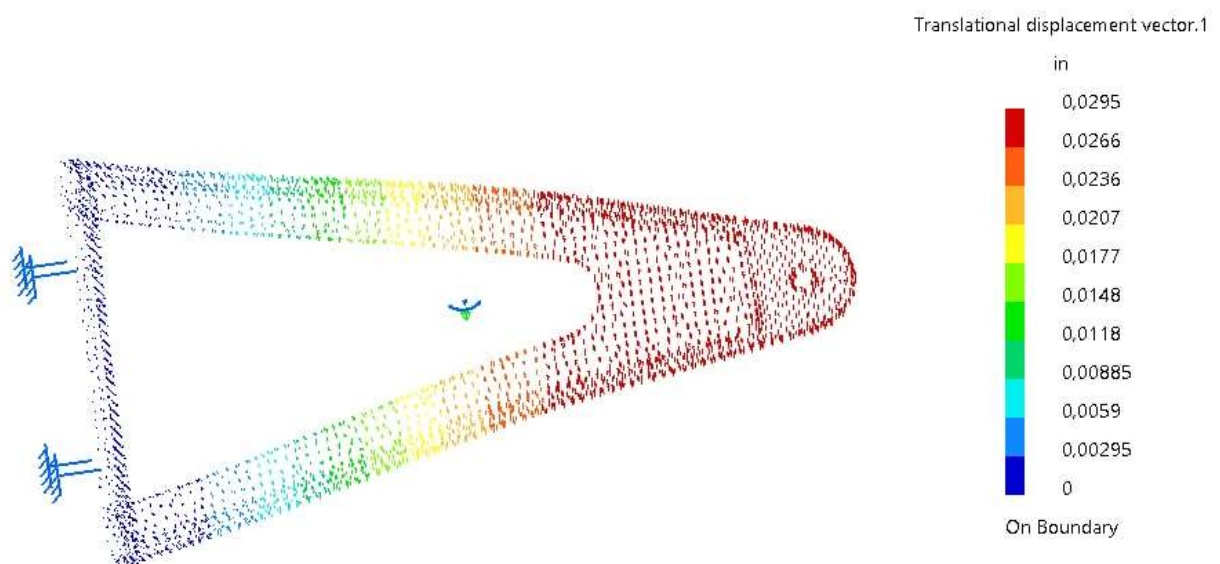


Рис 7.5 Деформація кронштейна

7.2 Висновки

Проаналізувавши отримані результати робимо висновок, що при заданій умові навантаження та матеріалу, наш кронштейн має задовільну міцність і жорсткість для виконання потрібної роботи в крилі літака.

8. Список літератури

1. Б.І. Ковальчук, О.П. Заховайко. Метод. вказівки до виконання курсового проекту з деталей машин для студ. спец. «Динаміка і міцність машин» – К.: НТУУ «КПІ», 2011.
2. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник для вузів. – К.: Вища шк., 1993.
3. Курмаз Л.В., Курмаз О.Л. Конструирование углов и деталей машин: Справочное учебно-методическое пособие. – М.: Высш. шк., 2007.
4. Детали машин. Атлас конструкций/ Под ред. Д.Н. Решетова. Изд. 5-е в двух частях. – М.: Машиностроение, 1992.
5. Профілювання циліндричного евольвентного зачеплення з використанням персональної ЕОМ. Методичні вказівки до курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів спеціальності «Динаміка і міцність машин» / Укл.: О.П.Заховайко, О.Б.Овсієнко, О.М.Протащук та ін.- К.: НТУУ «КПІ», 2000. – 40 с.
6. Чемерис О.М. Методичні вказівки до розв'язування задач симетричного згину круглих пластин з дисципліни «Будівельна механіка машин» для студентів спеціальності ДММ. – К.: КПІ, 1992.
7. Бояршинов С.В. Основы строительной механики машин. Учебное пособие для студентов вузов, «Машиностроение», 1973
8. Арутюнян, Абрамян Кручение упругих тел. – М.: Физматлит, 1963. – 686с.
9. Опір матеріалів / Підручник. Під ред. Г.С.Писаренка. К.: Вища школа, 1993. – 655 с.
10. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике. Для научных работников и инженеров. – М.: Наука, 1984. – 831 с.
11. Рудаков К.М. Конспект лекцій з дисципліни «Числові методи в динаміці та

міцності машин». Частина I. К.: НТУУ «КПІ», НВЦ «Надійність», 2000. – 105 с.

12. Рудаков К.М. Конспект лекцій з дисципліни «Числові методи в динаміці та міцності машин». Частина II. К.: НТУУ «КПІ», НВЦ «Надійність», 2000. – 105 с.

13. Рудаков К.М. FEMAP. Геометричне та скінченно-елементне моделювання конструкцій для розрахунків у MSC.Nastran: Посібник. – К.: НТУУ «КПІ», 2005. – 210 с. (ел. версія)

14. Василенко Н.В. Теория колебаний. – Киев: Вища школа, 1992. – 423с.

15. Василенко М.В., Алексейчук О.М. Теорія коливань і стійкості руху: Підручник. – Київ: Вища шк., 2004. – 525с.

16. «Теорія коливань та стійкості руху» Збірник завдань до курсового проектування та практичних занять для студентів спеціальності «Динаміка та міцність машин» / Укл. Бобир М.І., Бабенко А.Є., Боронко О.О. Трубачов С.І.-К.: НТУУ «КПІ», 2010.- 171 с.

17. Корж Н.А., Малышкина С.В., Дедух Н.В., Тимченко И.Б. Биоматериалы в ортопедии и травматологии – роль А. А. Коржа в развитии проблемы / Н. А. Корж, С. В. Малышкина, Н. В. Дедух, И. Б. Тимченко // Наследие. Алексей Александрович Корж : научно-историческое издание; под ред. Л. Д. Горидовой. – Харьков, 2014. — С. 35–49.

18. Дедух Н.В., Макаров В.Б., Павлов А.Д. Біоматеріал на основі полілактиду та його використання як кісткових імплантатів (аналітичний огляд літератури) Vol. 9, No. 1, 2019 28-35, DOI: 10.22141/2224-1507.9.1.2019.163056

19. Малишкіна С.В., Дедух Н.В. Медико-біологічне вивчення штучних біоматеріалів для ортопедії і травматології. Ортопедія, травматологія і протезування. 2010. № 2. С. 93-100. DOI: 10.15674 / 0030-59872010293-100.

20. Радченко В.А., Дедух Н.В., Малышкина С., Бенгус Л.М. Биоразлагаемые полимеры в ортопедии и травматологии. Ортопедия, травматология и протезирование. 2006; (3): 116-124.

21. Chou YC, Lee D, Chang TM, et al. Development of a three-dimensional (3D) printed biodegradable cage to convert morselized corticocancellous bone chips into a structured cortical bone graft. Int J Mol Sci. 2016 Apr 20;17(4). pii: E595. doi: 10.3390/ijms17040595.\

22. Теория упругости / В.В. Новожилов. – СПб.: Политехника, 2012. – 409 с.: ил. ISBN 978-5-7325-0956-4.

23. Методичні вказівки до виконання випускної атестаційної роботи бакалавра з напрямку 0902 – Інженерна механіка для спеціальності 7.090201 – Динаміка і міцність машин / Укл.: А.Є. Бабенко, О.О. Боронко, О.П. Заховайко, Б.І. Ковальчук, К.М. Рудаков, Ю.М. Сидоренко, О.М. Чемерис. Під загальною редакцією М.І. Бобиря. – К.: НТУУ "КПІ", 2004. – 47 с.