

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**

**Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра динаміки і міцності машин та опору матеріалів**

До захисту допущено:

Завідувач кафедри

_____ Сергій ПИСКУНОВ
(підпис)

«__» _____ 2022 р.

**Дипломна робота
на здобуття ступеня бакалавра
за освітньо-професійною програмою «Динаміка і міцність машин»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
на тему: «Розрахунок та модернізація конструктивних елементів та вузлів
установки СН-10 для дослідження механічних властивостей матеріалів в
умовах складного напруженого стану»**

Виконав: студент IV курсу групи МП-81 Мордерер Ілля Олександрович

_____ (підпис)

Керівник: д.т.н., проф. Боронко Олег Олександрович

_____ (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 (-ка) _____
(підпис)

Київ – 2022 рік

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»
Навчально-науковий механіко-машинобудівний інститут
Кафедра 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)

«__» _____ 2022 р.

(підпис)

«__» _____ 2022 р.

ЗАВДАННЯ

на дипломну роботу студенту

Мордереру Іллі Олександровичу

1. Тема роботи «Розрахунок та модернізація конструктивних елементів та вузлів установки СН-10 для дослідження механічних властивостей матеріалів в умовах складного напруженого стану», керівник роботи Боронко Олег Олександрович, д.т.н., проф. затверджені наказом по університету від 07.06.2022 р. № 923-с.
2. Термін подання студентом роботи 10.06.2022 р.
3. Вихідні дані до роботи Установка СН-10 для механічних випробувань матеріалів в умовах складного напруженого стану, максимальна осьова сила на захваті – 100 кН, максимальний крутний момент - 0,8 кН*м, максимальний тиск в зразку - 200 МПа, швидкість робочого ходу активного зразка - 7мм/хв .
4. Зміст роботи: Вибір двигуна, розрахунок і проектування передач та валів редуктора, проектування корегованого евольвентного зачеплення, розрахунок круглої ступінчатої пластини, розрахунок деформованого стану випробувального зразка, визначення власних частот та відповідних власних форм коливань вала,

розв'язання осесиметричної задачі методами теорії пружності

5. Перелік ілюстративного матеріалу (із зазначенням презентацій тощо) 7 слайдів у презентації, записка містить 91 сторінку, 28 ілюстрацій, 10 таблиць, додаток та 18 джерел 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 01.10.2021 р.

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання дипломної роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Огляд літератури	01.12.2021 р.	
2	Виконання 1-2 розділів	01.02.2022 р.	
3	Виконання 3-4 розділів	01.04.2022 р.	
4	Виконання 5-7 розділів	01.06.2022 р.	
5	Передзахист	15.06.2022 р.	
6	Захист дипломної роботи	22.06.2022 р.	

Студент
Керівник

Ілля МОРДЕРЕР
Олег БОРОНКО

Анотація

Дана бакалаврська робота присвячена модифікації привода випробувальної установки СНТ-10 для механічних випробувань матеріалів в умовах складного напруженого стану.

В даній роботі проведено модифікацію приводу і редуктора установки шляхом вибору оптимальних вузлів та умов роботи. Спроектовані усі елементи приводу, за показниками якості зачеплення з використанням програмного комплексу на сайті <http://dmm-om.tk/> було оптимізовано зубчасту передачу для підвищення її ефективності. За допомогою методу скінченних елементів та програмного комплексу FEMAP 2021.2 досліджено напружено-деформований стан тонкостінного трубчастого зразка для випробувань на розтяг. Пливу, на якій фіксується дана установка було розраховано на міцність і жорсткість. Методами теорії коливань визначено власні частоти та форми коливань проміжного валу редуктора. Методами теорії пружності проведено розрахунки напружено-деформованого стану трубчастих пустотілих колон установки під час напруження при закріпленні траверс.

Записка містить 91 сторінку, 28 рисунків, 10 таблиць, додаток.

Ключові слова: *випробувальна установка, редуктора, кінематична схема, циліндрична передача, черв'ячна передача, розрахунок валів, підшипники, напружено-деформований стан, коливання, власні частоти, власні форми.*

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

Annotation

This bachelor's thesis is devoted to the modification of the drive of the SNT-10 test rig for mechanical testing of materials in conditions of complex stress.

In this paper, the modification of the drive and gearbox installation by selecting the optimal components and operating conditions. All elements of the drive are designed, according to the indicators of gear quality using the software package on the website <http://dmm-om.tk/> the gear transmission was optimized to increase its efficiency. The stress-strain state of a thin-walled tubular specimen for tensile tests was investigated using the finite element method and the FEMAP 2021.2 software package. The natural frequencies and forms of oscillations of the intermediate shaft of the reducer are determined by the methods of the theory of oscillations. The plate on which this installation is fixed was designed for strength and rigidity. The methods of the theory of elasticity were used to calculate the stress-strain state of the tubular hollow columns of the installation during the stress during the fixing of the beams.

The note contains 91 pages, 27 figures, 10 tables, appendix.

Keywords: test rig, reducer, kinematic scheme, cylindrical transmission, worm gear, shaft calculation, bearings, stress-strain state, oscillations, natural frequencies, natural forms.

The work consists of text and graphics, contains an appendix with specifications for drawings.

ЗМІСТ

1. ПРОЕКТУАННЯ І РОЗРАХУНОК ПРИВОДА ВИПРОБУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ СН-10

1.1	Опис прототипу та кінематична схема привода.....	11
1.2	Вибір електродвигуна.....	14
1.2.1	Кінематичний розрахунок привода.....	15
1.2.2	Силовий розрахунок привода.....	15
1.3	Розрахунок передачі гвинт-гайка.....	16
1.3.1	Вибір матеріалу.....	16
1.3.2	Проектний розрахунок передачі гвинт-гайка.....	16
1.3.3	Перевірний розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків.....	17
1.3.4	Перевірка гвинта на міцність.....	18
1.3.5	Перевірка гвинта на стійкість.....	18
1.3.6	Перевірка витків гайки на зріз.....	19
1.3.7	Визначення розмірів гайки.....	20
1.3.8	Визначення ККД передачі.....	21
1.4	Розрахунок клинопасової передачі.....	21
1.5	Визначення кількості і сорту мастила.....	24
1.6	Розрахунок закритої циліндричної косозубої передачі.....	24
1.6.1	Параметри навантаження зубчастої передачі.....	25
1.6.2	Матеріали зубчастих коліс.....	25
1.6.3	Допустимі напруження.....	25
1.6.4	Проектний розрахунок передачі.....	27
1.6.5	Попередні значення деяких параметрів передачі.....	28
1.6.6	Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість.....	28
1.6.7	Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність.....	29
1.6.8	Розрахунок зубців на витривалість при згині.....	30
1.6.9	Розрахунок зубців шестерні та колеса на міцність при згині максимальним навантаженням.....	30
1.6.10	Геометричний розрахунок зубчастої передачі.....	31

1.6.11 Розрахунок сил у зачепленні передачі.....	31
1.7 Розрахунок черв'ячної двохзахідної передачі.....	31
1.7.1 Параметри навантаження черв'ячної передачі.....	32
1.7.2 Матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса.....	33
1.7.3 Допустимі напруження на контактну втому.....	33
1.7.4 Проектний розрахунок передачі.....	33
1.7.5 Попередні значення деяких параметрів передачі.....	34
1.7.6 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість.....	35
1.7.7 Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність під дією максимального навантаження.....	35
1.7.8 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на міцність при згині.....	35
1.7.9 Перевірка зубців на міцність при навантаженні при згині.....	36
1.7.10 Розрахунок параметрів черв'ячної передачі.....	36
1.7.11 Сили у зачепленні черв'ячної передачі.....	37
1.7.12 ККД черв'ячної передачі.....	37
1.7.13 Перевірка черв'яка на жорсткість.....	37
1.8 Розрахунок вхідного вала редуктора.....	37
1.8.1 Проектний розрахунок і конструювання вхідного вала.....	37
1.8.2 Підбір і перевірка на роботоздатність підшипників на вхідному валі редуктора.....	38
1.9 Розрахунок проміжного вала редуктора.....	40
1.9.1 Проектний розрахунок і конструювання проміжного вала.....	40
1.9.2 Розрахунок вала на статичну міцність.....	40
1.9.3 Розрахунок вала на втому.....	42
1.9.4 Розрахунок вала на жорсткість.....	43
1.9.5 Підбір і перевірка на роботоздатність підшипників на проміжному валі	

редуктора.....	44
1.9.6 Розрахунок шпонкових з'єднань.....	45
1.10 Розрахунок вихідного вала редуктора.....	46
1.10.1 Проектний розрахунок і конструювання вихідного вала.....	46
1.10.2 Підбір і перевірка на роботоздатність підшипників на вихідному валі редуктора.....	47
2 ПРОЕКТУВАННЯ КОРЕГОВАНОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС	
2.1 Мета проведення корегування.....	49
2.2 Вибір коефіцієнтів зміщення.....	49
2.3 Розрахунок параметрів не корегованої передачі.....	49
2.4 Розрахунок параметрів корегованої передачі.....	52
2.5 Висновки.....	56
3 ПРОЕКТУВАННЯ ВИПРОБУВАЛЬНОГО ЗРАЗКА ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ	
3.1 Вибір типу зразка та його конструювання.....	58
3.2 Постановка крайової задачі пружності.....	60
3.3 Метод розв'язування крайової задачі лінійної пружності.....	62
3.4 Розрахункова схема.....	64
3.5 Результати розрахунків.....	64
4 РОЗРАХУНОК ВІСЕСИМЕТРИЧНОЇ ПЛАСТИНИ НА МІЦНІСТЬ	
4.1 Обчислення реакцій в опорах.....	68
4.2 Знаходження характеристик ділянок.....	68
4.3 Перший розрахунок.....	70
4.4 Другий розрахунок.....	70
4.5 Повний векторний стан.....	71
4.6 Визначення повних векторів стану для ділянок з урахуванням константи C	71
4.7 Визначення колових згинаючих моментів.....	71
4.8 Визначення допустимого навантаження.....	72

4.9 Обчислення прогинів.....	72
5 РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА ФОРМ КОЛИВАНЬ ПРОМІЖНОГО ВАЛУ	
5.1 Визначення власних крутильних частот вала.....	74
5.2 Визначення власних згинальних частот методом сил.....	77
5.3 Визначення першої власної частоти методом Релея.....	80
5.4 Визначення першої власної частоти методом Донкерлі.....	81
5.5 Обробка результатів.....	82
6 РОЗРАХУНОК ТРУБЧАСТОЇ КОЛОНИ НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ МЕТОДАМИ ТЕОРІЇ ПРУЖНОСТІ.....	83
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	88
ДОДАТКИ.....	89

1.1. Проектування і розрахунок привода випробувальної установки СН-10

1.1. Опис прототипу та кінематична схема привода

Універсальна випробувальна машина СН-10 призначена для статичних і циклічних випробувань при складному напруженому стані. На машині можливі випробування металевих і пластмасових зразків при підвищених температурах.

Основа, колони і верхня траверса складають жорстку раму машини. На них закріплені вимірювальні прилади: манометри 11, датчики тиску 12 .

Захват 7 призначений для циліндричних зразків з головками. Нижні захвати 6, 7 і регулятори співвідношення тиску 5 центруються при зборці машини. Їх положення фіксується штифтами, що забезпечує точне центрування зразка.

Для випробування матеріалів, схильних до крихкого руйнування, встановлюється регулятор співвідношення тиску.

Навантаження на зразок передається від захвату, що кріпиться на столі 6. Стіл переміщується по направляючих втулках вздовж колон за допомогою ходового гвинта 17.

При робочому ході гвинту надаються поступальні переміщення від черв'ячної передачі 4, розташованої в основі у редукторі.

Команди на реверс поступають від блоків контрольно-регулювальної апаратури 14.

Охолодження приладу відбувається за допомогою гідродвигуна 10, гідропідсилювача 13 і насосів 15.

Нижче показана схема привода, та редуктора який потрібно розрахувати і спроектувати рис.1.1, 1.2.

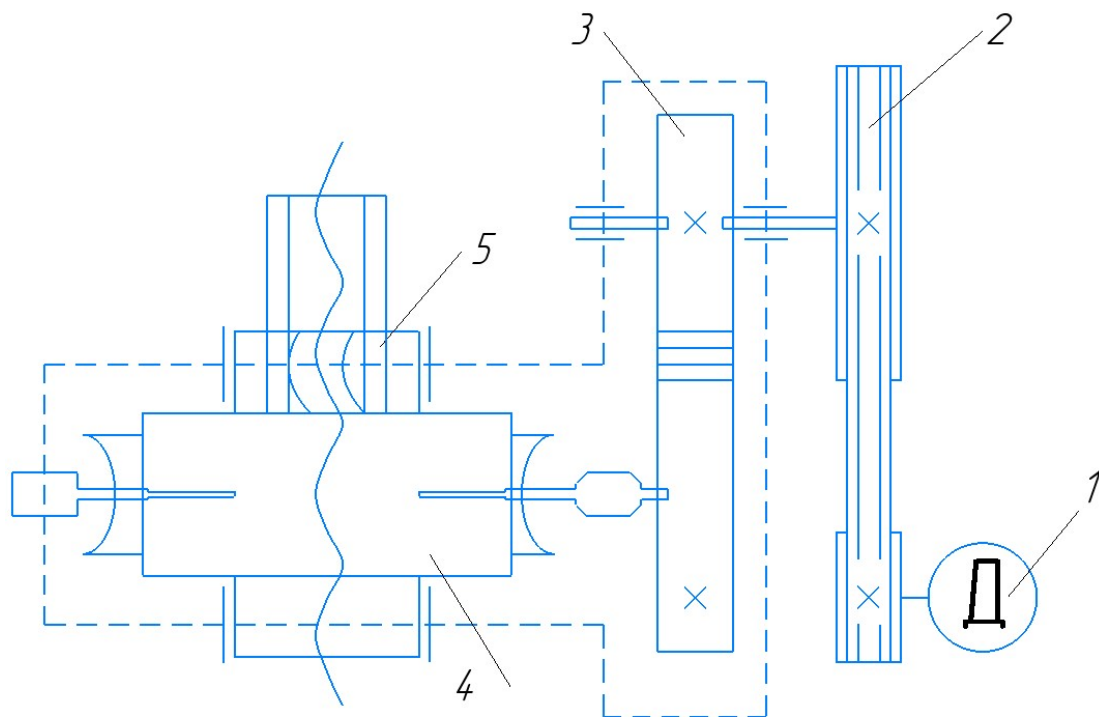


Рис.1.1 Кінематична схема приводу: 1 - двигун, 2 - клинопасова передача, 3 – циліндрична косозуба передача; 4 – черв'ячна передача, 5 - гвинт.

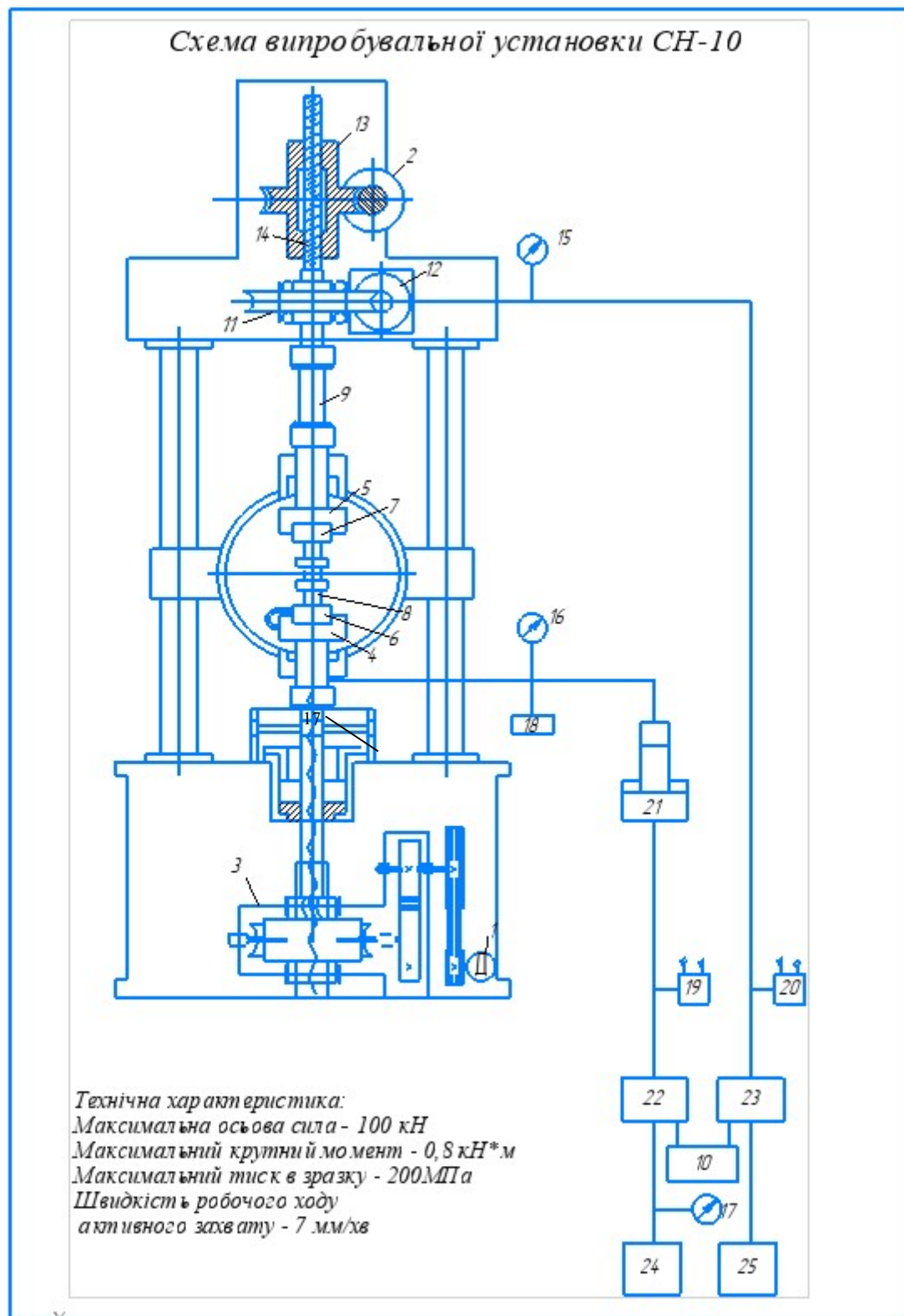


Рис. 1.2 Установка: 1,2 - електродвигуни; 3 - редуктор; 4,5 - захвати машини; 6,7 - робочі захвати; 8 - трубчастий зразок; 9,10 - регулятори співвідношення тиску; 11 - черв'ячний редуктор; 12 - гідродвигун; 13 - черв'ячна передача; 14 - передача гвинт-гака; 15-17 - манометри; 18-20 - датчики тиску; 21 - гідропідсилювач; 22,23 - блоки контрольно-регулювальної апаратури; 24,25 - насоси.

1.2 Вибір електродвигуна

Необхідну потужність електродвигуна $P_{\text{дв}}$ розраховують за номінальною потужністю $P_{\text{н}}$, яка необхідна для забезпечення заданої швидкості деформації зразка (швидкості переміщення рухомого захвата) при максимальному навантаженні.

Номінальна потужність на гвинту випробувальної установки

$$P_{\text{н}} = F_{\text{а}} \cdot V, \text{ Вт}$$

де $F_{\text{а}}$ – осьова сила, яку розвиває машина, Н;

V – лінійна швидкість переміщення захвата (відомо за умовою завдання на проектування випробувальної установки), м/с;

$$P_{\text{н}} = 120 \cdot 10^3 \cdot 0,117 \cdot 10^{-3} = 14 \text{ Вт.}$$

Коефіцієнт корисної дії всього привода.

$$\eta = \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{цп}} \cdot \eta_{\text{ч}} \cdot \eta_{\text{г-г}} \cdot \eta_{\text{п}}^n$$

де $\eta_{\text{кп}}$ – коефіцієнт корисної дії клинопасової передачі $\eta_{\text{кп}} = 0,95 \dots 0,97$;

$\eta_{\text{цк}}$ – коефіцієнт корисної дії закритої зубчастої передачі, циліндричної косозубої $\eta_{\text{цк}} = 0,97 \dots 0,98$;

$\eta_{\text{ч}}$ – коефіцієнт корисної дії закритої черв'ячної передачі, двозахідної $\eta_{\text{ч}} = 0,75 \dots 0,82$;

$\eta_{\text{г-г}}$ – коефіцієнт корисної дії передачі гвинт-гайка, розраховано у попередній частині роботи;

$\eta_{\text{п}}$ – коефіцієнт корисної дії однієї пари роликів підшипників $\eta_{\text{п}} = 0,985 \dots 0,99$;

n – кількість пар підшипникових опор в приводі.

Приймаючи $\eta_{\text{кп}} = 0,96$; $\eta_{\text{цк}} = 0,98$; $\eta_{\text{ч}} = 0,73$; $\eta_{\text{г-г}} = 0,32$; $\eta_{\text{п}} = 0,99$; $n = 3$, одержимо:

$$\eta = 0,96 \cdot 0,98 \cdot 0,73 \cdot 0,32 \cdot 0,99^3 = 0,21.$$

Необхідна потужність на валу електродвигуна

$$P_1 = \frac{P_{\text{н}}}{\eta} = \frac{125,25}{0,21} = 596,4 \text{ Вт.}$$

Передатне відношення привода:

$$i' = i_{\text{кп}} \cdot i_{\text{цп}} \cdot i_{\text{ч}}$$

де $i_{\text{кп}}$ – передатне відношення клинопасової передачі $i_{\text{кп}} = 2 \dots 5$;

$i_{\text{цк}}$ – передатне відношення циліндричної косозубої передачі $i_{\text{цп}} = 3 \dots 5$;

$i_{\text{ч}}$ – передатне відношення черв'ячної двозахідної передачі $i_{\text{ч}} = 16 \dots 30$.

Приймаючи $i_{\text{кп}}=4$; $i_{\text{цк}}=4$; $i_{\text{ч}}=28$, одержимо:

$$i' = 4 \cdot 4 \cdot 28 = 448.$$

Частота обертання гайки, передачі гвинт-гайка

$$n = \frac{V}{P \cdot z}, \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

де V – лінійна швидкість переміщення захвата, мм/хв;

P – крок різьби гвинта, мм;

z – число заходів різьби;

$$n = \frac{7}{10 \cdot 1} = 0,7 \text{ хв}^{-1}.$$

Орієнтовна частота обертання валу електродвигуна

$$n_1' = n \cdot i' = 0,7 \cdot 448 = 313,6 \text{ хв}^{-1}.$$

Знаючи необхідну потужність P_1 і частоту обертання n_1' , вибираємо електродвигун, для якого $P_{\text{дв}} \geq P_1$, а $n_{\text{дв}} \approx n_1'$.

Вибираємо асинхронний електродвигун марки АИР71А2 з наступними параметрами: $n_{\text{дв}}=1370 \text{ хв}^{-1}$; $P_{\text{дв}}=90 \text{ Вт}$.

Уточнене значення передатного відношення привода

$$i = \frac{n_{\text{дв}}}{n} = \frac{1370}{0,7} = 1957,14.$$

1.2.1. Кінематичний розрахунок привода

Частота обертання валів:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1370 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{i_{\text{кп}}} = \frac{1370}{4} = 342,5 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{i_{\text{цк}}} = \frac{342,5}{4} = 85,625 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_4 = \frac{n_3}{i_{\text{ч}}} = \frac{85,625}{28} = 3,058 \text{ хв}^{-1}.$$

Кутові швидкості валів:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1370}{30} = 143,39 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 342,5}{30} = 35,848 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 85,625}{30} = 8,962 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 3,058}{30} = 0,32 \text{ с}^{-1}.$$

1.2.2 Силовий розрахунок привода

Потужності на валах:

$$P_1 = P_{дв} = 90 \text{ Вт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{кп} = 90 \cdot 0,97 = 87,3 \text{ Вт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{цк} = 87,3 \cdot 0,95 = 82,935 \text{ Вт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{ч} = 82,935 \cdot 0,78 = 64,69 \text{ Вт}.$$

Моменти на валах:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{90}{143,39} = 0,627 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{87,3}{35,848} = 2,435 \text{ Н·м};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{82,935}{8,96} = 9,25 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{64,6893}{0,32} = 202,107 \text{ Н·м}.$$

Результати кінематичного та силового розрахунків привода зведено у табл 1

Таблиця 1 Кінематичні та силові параметри привода

i	1957,142857	ω_1	143,3933333	P1	90	T1	0,627644242
i'1	4	ω_2	35,84833333	P2	87,3	T2	2,435259659
i'2	4	ω_3	8,962083333	P3	82,935	T3	9,253986703
i'3	28	ω_4	0,320074405	P4	64,6893	T4	202,1070696

1.3 Розрахунок передачі гвинт-гайка

1.3.1 Вибір матеріалу

Для виготовлення проекрованої передачі виберемо такі матеріали: гвинт – із сталі 40Х (ГОСТ 4543-71), для якої границя міцності $\sigma_B=1000$ МПа, границя текучості $\sigma_T=800$ МПа, модуль пружності $E=2,1 \cdot 10^5$ МПа; гайка – із бронзи БрО10Ф1 (ГОСТ 613-79), для якої $\sigma_B=230$ МПа, $\sigma_T=140$ МПа.

1.3.2 Проектний розрахунок передачі гвинт-гайка

З умови стійкості різьби проти спрацювання середній діаметр різьби гвинта

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \cdot \psi_H \cdot \psi_h \cdot [p]}}, \text{ мм}$$

де F_a – осьова сила на зразку, Н;

$\psi_H = \frac{H}{d_2}$ – коефіцієнт висоти гайки, який для нероз'ємної гайки приймається рівним 1,2...2,0;

$\psi_h = \frac{h}{P}$ – коефіцієнт висоти робочого профілю різьби (h – висота робочого профілю різьби, P – крок різьби), який для трапецеїдальної різьби рівний 0,5;

$[p]$ – допустимий тиск між робочими поверхнями різьби гвинта і гайки. Для пари загартована сталь – бронза $[p] = (12...15)$ МПа.

Приймаючи $\psi_H = 1,5$; $[p] = 12$ МПа, одержимо:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 1,6 \cdot 0,5 \cdot 12}} = 59,49 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 24737-81 підбираємо трапецеїдальну різьбу з найближчими параметрами – Tr 65×10–7e.

Для гвинта: середній діаметр $d_2 = 60$ мм; зовнішній діаметр $d = 65$ мм; внутрішній діаметр $d_1 = 55$ мм; крок $P = 10$ мм; висота робочого профілю $h = 8$ мм.

Для гайки: зовнішній діаметр $d' = 66$ мм; внутрішній діаметр $d'_1 = 57$ мм.

Висота гайки

$$H = \psi_H \cdot d_2 = 1,6 \cdot 60 = 96 \text{ мм.}$$

Приймаємо $H = 96$ мм.

Число витків у гайці:

$$z_B = \frac{H}{P} = \frac{96}{10} = 9,6 \text{ витків.}$$

$$z_B < z_{\max} = 12.$$

Кут підйому витків різьби:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{10}{3,14 \cdot 60} = 0,0530; \psi = 3,038^\circ.$$

Зведений кут тертя у різьбі при коефіцієнті тертя $f = 0,1$ для змащених сталевих деталей та куті нахилу робочої сторони профілю різьби $\delta = 15^\circ$

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f}{\cos \delta} = \frac{0,1}{\cos 15^\circ} = 0,1035; \varphi' = 5,91^\circ.$$

Оскільки $\varphi' > \psi$, умова самогальмування різьбової пари виконується.

1.3.3 Перевірний розрахунок передачі на стійкість проти спрацювання витків

Розрахунковий тиск у контакті витків передачі з вибраними розмірами

$$p = \frac{F_a}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z_B} = \frac{120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 60 \cdot 5 \cdot 9,6} = 13,27 \text{ МПа.}$$

Стійкість витків проти спрацювання забезпечується, оскільки $p = 13,27 < [p] = 13,5 \text{ МПа}$.

1.3.4 Перевірка гвинта на міцність

Гвинт працює на розтяг-стиск з крученням. Осьова сила, що діє на гвинт $F_a = 120 \text{ кН}$; крутний момент, що виникає від дії пари сил тертя в різьбі:

$$T_p = \frac{1}{2} F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi').$$

Умова міцності згідно з IV теорією міцності

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma], \text{ МПа}$$

де $\sigma = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2}$ – нормальне напруження в тілі гвинта від дії осьової сили;

$\tau = \frac{6 \cdot T_p}{\pi \cdot d_1^3}$ – максимальне дотичне напруження від дії крутного моменту.

Допустиме напруження

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s}, \text{ МПа}$$

де s – коефіцієнт запасу, приймається $s = 2$.

Для сталі 40Х

$$[\sigma] = \frac{800}{2} = 400 \text{ МПа.}$$

Підставляючи в умову міцності вирази для напружень, одержимо

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{8 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi')}{\pi \cdot d_1^3}\right)^2}, \text{ МПа}$$

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4 \cdot 120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 55^2}\right)^2 + 3 \left(\frac{8 \cdot 120 \cdot 10^3 \cdot 60 \cdot \operatorname{tg}(3,037^\circ + 5,91^\circ)}{3,14 \cdot 55^3}\right)^2} = 58,8 \text{ МПа.}$$

Оскільки $\sigma < [\sigma] = 400 \text{ МПа}$, статична міцність гвинта забезпечується.

1.3.5 Перевірка гвинта на стійкість

Втрата стійкості гвинта можлива при дослідженнях зразків на стиск. Тому необхідно забезпечити запас стійкості

$$s_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{кр}}}{F_a} \geq [s]_{\text{ст}},$$

де $[s]_{\text{ст}}$ – допустимий коефіцієнт запасу стійкості, приймається $[s]_{\text{ст}} = 4$;

$F_{\text{кр}}$ – критична сила.

Гнучкість гвинта:

$$\lambda = \frac{v \cdot l}{i_{\min}},$$

де v – коефіцієнт зведення довжини;

l – розрахункова довжина гвинта;

$i_{\min}$ – мінімальний радіус інерції поперечного перерізу гвинта.

Можна вважати кінець гвинта в місці спряження з гайкою жорстко защемленим, а з'єднання з захватом, чи рухомою траверсою – шарнірне. Тоді $v = 0,7$.

Розрахункову довжину гвинта прийmemo рівною

$$l = 0,8 \text{ м.}$$

Зведений момент інерції перерізу гвинта

$$I_{\text{зв}} = \frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right) = \frac{3,14 \cdot 55^4}{64} \left(0,4 + 0,6 \frac{65}{55} \right) = 497929,2 \text{ мм}^4.$$

Мінімальний радіус інерції

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot I_{\text{зв}}}{\pi \cdot d_1^2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 497929,2}{3,14 \cdot 55^2}} = 14,48 \text{ мм.}$$

Гнучкість гвинта

$$\lambda = \frac{0,7 \cdot 0,8}{13,4 \cdot 10^{-3}} = 38,68.$$

Гранична гнучкість стержня із сталі 40Х

$$\lambda_{\text{гр}} = \pi \sqrt{\frac{E}{\sigma_{\text{пц}}}} = 3,14 \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5}{600}} = 58,74., \text{ Беремо } \lambda_{\text{гр}} = 59$$

Оскільки $\lambda < \lambda_{\text{гр}}$, то критичну силу можна визначити за формулою:

$$F_{\text{кр}} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} (a - \lambda \cdot b), \text{ Н}$$

де a, b – сталі матеріалу $a = 345 \text{ Н/мм}^2$, $b = 1,24 \text{ Н/мм}^2$;

$$F_{\text{кр}} = \frac{3,14 \cdot 51^2}{4} (345 - 41,8 \cdot 1,24) = 3287532,951 \text{ Н.}$$

Коефіцієнт запасу

$$s_{\text{ст}} = \frac{F_{\text{кр}}}{F_a} = \frac{3287532,951}{120000} = 27,4.$$

Оскільки $s_{ст} > [s]_{ст} = 4$, то умова стійкості гвинта виконується.

1.3.6 Перевірка витків гайки на зріз

Міцність витків гайки перевіряють за напруженням зрізу

$$\tau_{зр} = \frac{F_a}{\pi \cdot d \cdot k \cdot H} \leq [\tau]_{зр},$$

де d – зовнішній номінальний діаметр різьби гвинта, мм;

k – коефіцієнт повноти різьби $k=0,65$, для трапецеїдальної різьби;

H – висота гайки, мм.

Для гайки із бронзи $[\tau]_{зр} = (25 \dots 30)$ МПа.

Таким чином,

$$\tau_{зр} = \frac{120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 65 \cdot 0,65 \cdot 96} = 0,94 \text{ МПа} \leq [\tau]_{зр}.$$

Оскільки $\tau_{зр} < [\tau]_{зр} = (25 \dots 30)$ МПа, то умова міцності витків на зріз виконується.

1.3.7. Визначення розмірів гайки

Окрім висоти гайки H визначаємо зовнішній діаметр гайки D , Рис. 1.3.

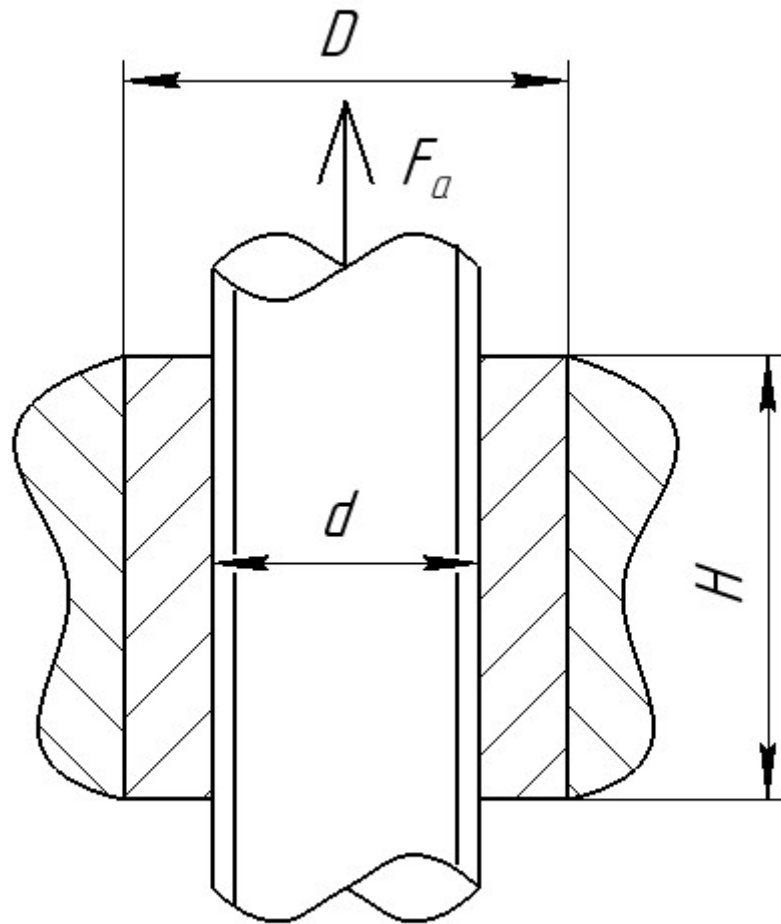


Рис. 1.3. Схема передачі гвинт-гайка

Зовнішній діаметр гайки знаходять з умови міцності корпусу гайки на розтяг з урахуванням за допомогою коефіцієнта $\beta=1,3$ впливу закручування гайки моментом пари сил тертя в різьбі.

Допустимі напруження на розтяг для бронзи

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{s} = \frac{140}{1,5} = 93,3 \text{ МПа.}$$

Зовнішній діаметр гайки

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \beta \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]} + (d')^2} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 120 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 93,3} + 57^2} = 72,56 \text{ мм.}$$

Приймаємо $D=80$ мм.

1.3.8 Визначення ККД передачі

$$\eta_{г-г} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi')} = 0,95 \frac{\operatorname{tg} 3,037^\circ}{\operatorname{tg}(3,037^\circ + 5,91^\circ)} = 0,32.$$

1.4 Розрахунок клинопасової передачі

За умовою завдання на курсовий проект передача обертів від двигуна до редуктора здійснюється за допомогою клинопасової передачі. Вихідні дані для розрахунку беремо з попереднього розділу: $n_1 = n_{дв} = 2820 \text{ хв}^{-1}$; $\omega_1 = 295,16 \text{ с}^{-1}$; $P_1 = 750 \text{ Вт}$; $T_1 = 2,54 \text{ Н} \cdot \text{м}$; $i_{кп} = 2,5$.

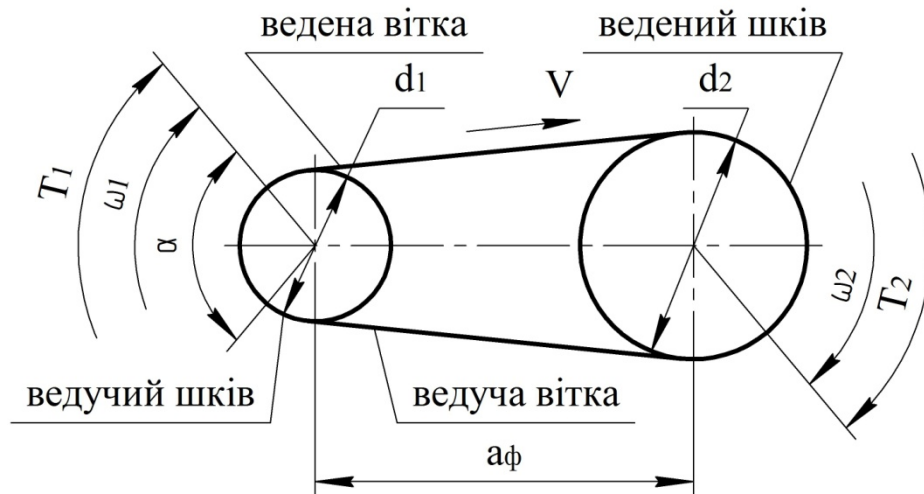


Рис. 1.4.1 Розрахункова схема клинопасової передачі

За вхідним моментом на валу електродвигуна по каталогу обираємо пас типу О ($T_{вх} < 10 \text{ Н} \cdot \text{м}$) з наступними параметрами: $a_p = 8,5 \text{ мм}$; $a = 10 \text{ мм}$; $h = 6 \text{ мм}$; $y_0 = 2,1 \text{ мм}$; $S_0 = 47 \text{ мм}^2$; $L_0 = 1320 \text{ мм}$ (ГОСТ 1284.1-89). Поперечний переріз паса зображено на Рис. 1.5.

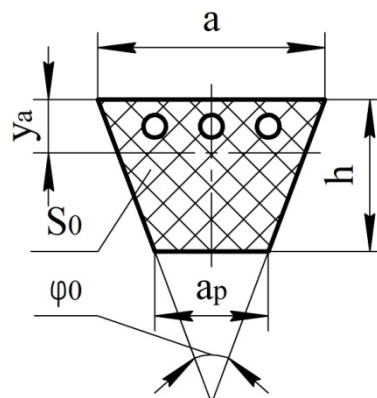


Рис. 1.4.2 Поперечний переріз клинового паса

Діаметр ведучого шківа для даного типу паса за ГОСТ 20889-88

$$d_1=80 \text{ мм.}$$

Діаметр веденого шківa

$$d_2=i_{\text{кп}} \cdot d_1 \cdot (1-\varepsilon), \text{ мм}$$

де ε – коефіцієнт проковзування $\varepsilon=(0,01 \dots 0,02)$, приймається $\varepsilon=0,01$;

$$d_2=2,5 \cdot 80 \cdot (1-0,01)=198 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 20889-88 діаметр веденого шківa приймаємо рівним $d_2=200$ мм.

Уточнене значення передатного відношення клинопасової передачі

$$i_{\text{кп}} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{200}{80} = 2,5.$$

Швидкість паса

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = 295,16 \frac{80}{2} = 11,8 \frac{\text{м}}{\text{с}} \leq [V] = 25 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Орієнтовна величина міжосьової відстані

$$a' = (1 \dots 2) \cdot (d_1 + d_2) = 1,5 \cdot (80 + 200) = 420 \text{ мм.}$$

Довжина паса

$$L = 2 \cdot a' + \frac{\pi \cdot (d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a'} = 2 \cdot 420 + \frac{3,14 \cdot (80 + 200)}{2} + \frac{(200 - 80)^2}{4 \cdot 420} = 1288 \text{ мм.}$$

За ГОСТ 1284.1-89 довжину паса приймаємо рівною $L=1250$ мм.

Міжосьова відстань фактична

$$a_{\phi} = \frac{1}{8} \left(2 \cdot L - \pi \cdot (d_1 + d_2) + \sqrt{(2 \cdot L - \pi \cdot (d_1 + d_2))^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right), \text{ мм}$$

$$a_{\phi} = \frac{1}{8} \left(2 \cdot 1250 - 3,14 \cdot (80 + 200) + \sqrt{(2 \cdot 1250 - 3,14 \cdot (80 + 200))^2 - 8 \cdot (200 - 80)^2} \right) = 400 \text{ мм.}$$

Мінімальне та максимальне значення міжосьової відстані

$$a_{\min} = a_{\phi} - 0,01 \cdot L = 400 - 0,01 \cdot 1250 = 387,5 \text{ мм;}$$

$$a_{\max} = a_{\phi} + 0,025 \cdot L = 400 + 0,025 \cdot 1250 = 431,25 \text{ мм.}$$

Умова довговічності паса

$$U = \frac{V}{L} \leq [U], \text{ с}^{-1}$$

де $[U]$ – допустиме число пробігів в одиницю часу для клинових пасів, становить $[U] = (12 \dots 15) \text{ с}^{-1}$;

$$U = \frac{11,8}{1250 \cdot 10^{-3}} = 9,44 \text{ с}^{-1}.$$

Оскільки $U < [U] = (12 \dots 15) \text{ с}^{-1}$, то умова довговічності виконується.

Кут обхвату пасом ведучого шківa

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{(d_2 - d_1)}{a_{\phi}} = 180^\circ - 57^\circ \frac{(200 - 80)}{400} = 163^\circ \geq [\alpha] = 120^\circ.$$

Допустиме питоме навантаження для одного паса

$$[P] = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_1 \cdot C_p \cdot C_\theta \cdot C_z, \text{ Вт}$$

де P_0 – оптимальна потужність, яка передається одним пасом $P_0 = 1070$ Вт;

C_α – коефіцієнт, що враховує кут обхвату пасом ведучого шківів

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1) = 1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 163^\circ) = 0,949;$$

C_1 – коефіцієнт, що враховує довжину паса

$$C_1 = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{1250}{1320}} = 0,99;$$

C_p – коефіцієнт, що враховує режим роботи, при незначних коливальних навантаженнях $C_p = (0,9 \dots 0,8)$, приймаємо рівним $C_p = 0,85$;

C_θ – коефіцієнт, який враховує нахил лінії центрів шківів до горизонту для кута $\gamma = (0 \dots 60^\circ)$, приймаємо рівним $C_\theta = 1$

C_z – коефіцієнт кількості пасів, що працюють паралельно у одній передачі при $z = (2 \dots 3)$, приймаємо рівним $C_z = 0,95$;

$$[P] = 1070 \cdot 0,949 \cdot 0,99 \cdot 0,85 \cdot 1 \cdot 0,95 = 812 \text{ Вт.}$$

Кількість пасів

$$z = \frac{P_1}{[P]} = \frac{750}{812} = 0,92 \text{ шт.}$$

Приймаємо кількість пасів $z = 1$ шт.

Сила попереднього натягу віток паса

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P \cdot C_1}{V \cdot C_\alpha \cdot C_p} = \frac{0,85 \cdot 750 \cdot 0,99}{11,8 \cdot 0,949 \cdot 0,85} = 66 \text{ Н.}$$

Навантаження на вали пасової передачі

$$R = 2 \cdot F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 66 \cdot \sin\left(\frac{163^\circ}{2}\right) = 131 \text{ Н.}$$

1.5 Визначення кількості і сорту мастила

Для заданого типу редуктора вибираємо ІГП-152 з урахуванням таких факторів, як швидкість ковзання у черв'ячній передачі. Змащування черв'ячних коліс відбувається за рахунок розбризкування масла.

Об'єм мастильної ванни повинен бути таким, щоб на 1 кВт потужності на вхідному валу припадало не менше 0,5...0,8 л мастила. Потужність на швидкохідному валу складає 90 Вт, тому мінімальна кількість мастила складає 0,045 л.

Кількість мастила така, щоб глибина занурювання черв'яка досягала повного занурювання витка, отримали 1,6

1.6 Розрахунок закритої циліндричної косозубої передачі

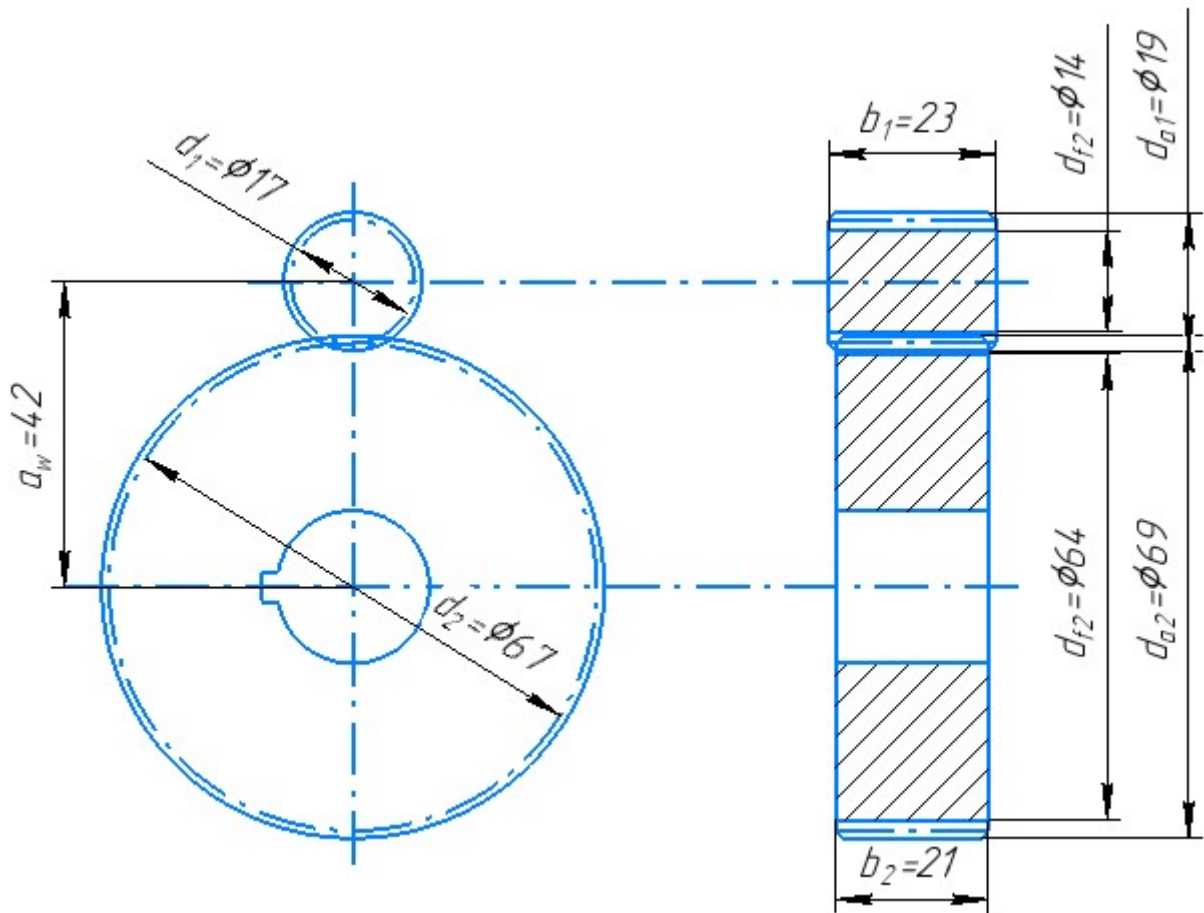


Рис. 1.5 Параметри косозубої зубчастої циліндричної передачі

Вихідні дані для розрахунку косозубої циліндричної передачі редуктора: обертовий момент на ведучому валу $T_2=2,435$ Н·м при його кутовій швидкості $\omega_2=35,85$ с⁻¹; передатне відношення передачі $i_{\text{цк}}=4$; передача реверсивна; режим навантаження – середній рівномірний (СР); можливі короточасні перевантаження до 200% від номінального; строк служби передачі $h=20000$ год.

1.6.1 Параметри навантаження зубчастої передачі

При короточасному перевантаженні до 200% максимальний обертовий момент на ведучому валу

$$T_{2\text{ max}}=2 \cdot T_2=2 \cdot 2,435=4,87 \text{ Н·м.}$$

Сумарне число циклів навантаження зубців шестерні та колеса за строк служби передачі

$$N_{\Sigma 1}=\frac{1800 \cdot \omega_2 \cdot h}{\pi}=\frac{1800 \cdot 35,848 \cdot 20000}{3,14}=4,11 \cdot 10^8 \text{ ц;}$$

$$N_{\Sigma 2} = \frac{N_{\Sigma 1}}{i_{\text{цк}}} = \frac{4,11 \cdot 10^8}{4} = 1,03 \cdot 10^8 \text{ ц.}$$

Еквівалентні числа циклів навантаження для розрахунків на контактну втому N_{HE} і втому при згині N_{FE} з врахуванням коефіцієнтів інтенсивності $K_{HE}=0,25$; $K_{FE}=0,14$ для режиму навантаження СР

$$N_{HE1} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,25 \cdot 4,11 \cdot 10^8 = 1,03 \cdot 10^8 \text{ ц.};$$

$$N_{HE2} = K_{HE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,25 \cdot 1,03 \cdot 10^8 = 0,26 \cdot 10^8 \text{ ц.};$$

$$N_{FE1} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 1} = 0,14 \cdot 4,11 \cdot 10^8 = 0,575 \cdot 10^8 \text{ ц.};$$

$$N_{FE2} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma 2} = 0,14 \cdot 1,03 \cdot 10^8 = 0,144 \cdot 10^8 \text{ ц.}$$

1.6.2 Матеріали зубчастих коліс

Для виготовлення шестерні вибираємо леговану середньовуглецеву сталь марки 40Х (ГОСТ 5443-71) із термообробкою – поліпшення: твердість поверхні зубців $H_1=(269...302)$ НВ (середня $H_1=280$ НВ), границя міцності $\sigma_{B1}=900$ МПа, границя текучості $\sigma_{T1}=750$ МПа при діаметрі заготовки 125 мм.

Для виготовлення колеса вибираємо середньовуглецеву сталь марки 40Х (ГОСТ 1050-88) із термообробкою – поліпшення для якої: $H_2=(235...262)$ НВ (середня $H_2=245$ НВ), $\sigma_{B2}=790$ МПа, $\sigma_{T2}=640$ МПа при діаметрі до 280.

1.6.3 Допустимі напруження

а) Допустимі напруження на контактну витривалість.

Границі контактної витривалості поверхонь зубців шестерні і колеса залежно від виду термічної обробки та їх твердості

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \cdot H_1 + 70 = 2 \cdot 280 + 70 = 630 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim b2} = 2 \cdot H_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа.}$$

Бази випробувань для матеріалу шестерні і колеса

$$N_{HO1} = 30 \cdot H_1^{2,4} = 30 \cdot 280^{2,4} = 2,24 \cdot 10^7;$$

$$N_{HO2} = 30 \cdot H_2^{2,4} = 30 \cdot 245^{2,4} = 1,63 \cdot 10^7.$$

Оскільки $N_{HE1} > N_{HO1}$; $N_{HE2} > N_{HO2}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестерні та колеса $K_{HL}=1$.

Приймаємо шорсткість поверхонь зубців $Ra=(1,25...0,63)$, тоді коефіцієнт який враховує шорсткість спряжених поверхонь зубців $Z_R=1$. Для зубчастих

колiс з однорiдною структурою коефіцієнт запасу $s_H=1,1$.

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H \lim b1} \cdot Z_R \cdot K_{HL}}{s_H} = \frac{630 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 572,73 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H \lim b2} \cdot Z_R \cdot K_{HL}}{s_H} = \frac{560 \cdot 1 \cdot 1}{1,1} = 509,1 \text{ МПа}.$$

Розрахункове допустиме контактне напруження

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (572,73 + 509,1) = 486,82 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо умову

$$[\sigma]_H \leq 1,23 \cdot [\sigma]_{H2} = 1,23 \cdot 509,1 = 626,2 \text{ МПа}.$$

б) Допустиме граничне контактне напруження

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_{T2} = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа}.$$

в) Допустимі напруження на витривалість при згині.

Границі витривалості зубців при згині для бази випробувань $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$

$$\sigma_{F \lim b1} = 1,8 \cdot H_1 = 1,8 \cdot 280 = 504 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b2} = 1,8 \cdot H_2 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ МПа}.$$

Оскільки $N_{FE1} > N_{FO}$; $N_{FE2} > N_{FO}$, то коефіцієнт довговічності для зубців шестерні та колеса $K_{FL} = 1$.

Коефіцієнт, що враховує зміну напрямку навантаження для реверсивної передачі

$$K_{FC} = 1 - \gamma_{FC} \cdot \frac{T_2''}{T_2},$$

де γ_{FC} – коефіцієнт, що враховує вид термічної обробки поверхні зубців після поліпшення, становить $\gamma_{FC} = 0,35$;

T_2' , T_2'' – обертові моменти, що навантажують передачу у протилежних напрямках, приймаємо однаковими;

$$K_{FC} = 1 - 0,35 \cdot 1 = 0,65.$$

Приймаємо ймовірність неруйнування зубців рівною 0,99, тоді коефіцієнт запасу становить $s_F = 2,2$.

Допустимі напруження на витривалість при згині

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \lim b1} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{s_F} = \frac{504 \cdot 0,65 \cdot 1}{2,2} = 148,91 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \lim b2} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}}{s_F} = \frac{441 \cdot 0,65 \cdot 1}{2,2} = 130,3 \text{ МПа}.$$

г) Граничні допустимі напруження на згин для зубців шестерні та колеса.

Граничні напруження на згин для зубців після поліпшення, що не спричиняють залишкових деформацій або крихкої поломки зубців

$$\sigma_{F \lim M1} = 4,8 \cdot H_1 = 4,8 \cdot 280 = 1344 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim M2} = 4,8 \cdot H_2 = 4,8 \cdot 245 = 1176 \text{ МПа}.$$

Допустимі напруження на згин

$$[\sigma]_{F1 \max} = \frac{\sigma_{F \lim M1}}{s_F} = \frac{1344}{2,2} = 610,91 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{F2 \max} = \frac{\sigma_{F \lim M2}}{s_F} = \frac{1176}{2,2} = 534,5 \text{ МПа}.$$

1.6.4 Проектний розрахунок передачі

Мінімальна міжосьова відстань передачі

$$a_{\omega \min} = K_a \cdot (i_{\text{цк}} + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{i_{\text{цк}} \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}}, \text{ мм}$$

де K_a – коефіцієнт, який для косозубих передач із сталевими колесами, становить $K_a=430$ МПа;

ψ_{ba} – коефіцієнт ширини зубчастого вінця колеса, який для косозубої передачі із стандартного ряду приймаємо рівним $\psi_{ba}=0,5$;

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (i_{\text{цк}} + 1) = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (4 + 1) = 1;$$

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців з твердістю $H \leq 350$ НВ, залежно від параметра ψ_{bd} і схеми з консольним розміщенням зубчастого колеса відносно опор, становить $K_{H\beta}=1,3$;

$$a_{\omega \min} = 430 \cdot (4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2,435 \cdot 1,3}{4 \cdot 0,5 \cdot 430^2}} = 40,49 \text{ мм}.$$

Вибираємо фактичну міжосьову відстань $a_{\omega}=42$ мм (ГОСТ 2185-66). Кут нахилу лінії зубців $\beta=17,75^\circ$.

З метою зменшення шуму у швидкохідній передачі число зубців шестерні приймаємо рівним $z_1=16$; колеса $z_2 = z_1 \cdot i_{\text{цк}} = 16 \cdot 4 = 64$.

Модуль зубців

$$m_n = \frac{2 \cdot a_{\omega} \cdot \cos \beta}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 42 \cdot \cos 17,75^\circ}{16 + 64} = 1,05 \text{ мм}.$$

Приймаємо за стандартним рядом значення $m_n=1$ (ГОСТ 9563-60).

Уточнюємо міжосьову відстань

$$a_{\omega} = \frac{0,5 \cdot (z_1 + z_2) \cdot m_n}{\cos \beta} = \frac{0,5 \cdot (16 + 64) \cdot 1}{\cos 17,75^\circ} = 41,22 \text{ мм}, \text{ Беремо } a_{\omega} = 42$$

1.6.5 Попередні значення деяких параметрів передачі

Ділильні діаметри шестерні і колеса

$$d_1 = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta} = \frac{1 \cdot 16}{\cos 17,75^\circ} = 17 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta} = \frac{1 \cdot 64}{\cos 17,75^\circ} = 67 \text{ мм}.$$

Ширина зубчастих вінців

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,5 \cdot 42 = 21 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,075 b_2 = 22,575 \text{ мм}.$$

За нормальним рядом лінійних розмірів приймаємо рівними $b_1 = 23 \text{ мм}$, $b_2 = 21 \text{ мм}$ (ГОСТ 6636-69).

Колова швидкість зубчастих коліс

$$V = 0,5 \cdot \omega_2 \cdot d_1 = 0,5 \cdot 35,85 \cdot 17 \cdot 10^{-3} = 0,305 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

В залежності від колової швидкості коліс вибираємо ступінь точності всіх показників зубчастих коліс і передач, рівним $p_{СТ} = 9$.

Еквівалентні числа зубців

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{16}{\cos^3 17,75^\circ} = 18,522;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{64}{\cos^3 17,75^\circ} = 74,088.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{16} + \frac{1}{64} \right) \right] \cdot \cos 17,75^\circ = 1,55.$$

Коефіцієнт осьового перекриття зубців

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi \cdot m_n} = \frac{21 \cdot \sin 17,75^\circ}{3,14 \cdot 1} = -5,95.$$

Колова сила у зачепленні зубчастих коліс

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_1} = \frac{2 \cdot 2,435}{17 \cdot 10^{-3}} = 286,5 \text{ Н}.$$

1.6.6 Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну витривалість

Питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}, \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірний розподіл навантаження між зубцями для косозубих коліс при $\varepsilon_\beta \leq 1$, становить $K_{H\alpha} = 1,05$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по

ширині зубчастих вінців;

$K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців при $n_{ст}=8$, твердості поверхні зубців $H \leq 350$ НВ та коловій швидкості коліс $V=0,305$ м/с для косозубої передачі, становить $K_{H\alpha}=1,05$;

$$\omega_{Ht} = \frac{286,5}{20} \cdot 1,05 \cdot 1,24 \cdot 1,05 = 19,55 \frac{H}{mm}.$$

Розрахункове контактне напруження

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_1} \cdot \frac{i_{цк} + 1}{i_{цк}}} \leq [\sigma]_H, \text{ МПа}$$

де Z_M – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів зубчастих коліс для сталевих, становить $Z_M=275$ МПа ;

Z_H – коефіцієнт форми спряжених поверхонь зубців для передач без зміщення $Z_H=1,77 \cdot \cos\beta=1,77 \cdot \cos 17,75^\circ=1,686$;

Z_ϵ – коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній для косозубих передач при $\epsilon_\beta \leq 0,9$, становить

$$Z_\epsilon = \frac{1}{\sqrt{0,9\epsilon_\alpha}} = \frac{1}{\sqrt{1,395}} = 0,82,;$$

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,686 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{19,55}{17} \cdot \frac{4+1}{4}} = 457,72 \text{ МПа.}$$

Стійкість зубців проти втомного викришування їхніх активних поверхонь забезпечується, оскільки $\sigma_H < [\sigma]_H = 486,82$ МПа.

1.6.7 Розрахунок активних поверхонь зубців на контактну міцність

Під час дії перевантаження максимальне контактне напруження

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{2 \max}}{T_2}} = 457,72 \cdot \sqrt{2} = 647,31 \text{ МПа.}$$

Контактна міцність забезпечується, оскільки $\sigma_{H \max} < [\sigma]_{H \max} = 1792$ МПа.

1.6.8 Розрахунок зубців на витривалість при згині

Питома розрахункова колова сила

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b_2} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}, \frac{H}{mm}$$

де $K_{F\alpha}$ – коефіцієнт, який розраховують за формулою

$$K_{F\alpha} = \frac{[4 + (\varepsilon_{\alpha} - 1) \cdot (n_{CT} - 5)]}{4 \cdot \varepsilon_{\alpha}} = \frac{[4 + (1,55 - 1) \cdot (8 - 5)]}{4 \cdot 1,55} = 0,911;$$

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині зубчастих вінців з твердістю $H \leq 350$ HB, залежно від параметра ψ_{bd} і схеми з консольним розміщенням зубчастого колеса відносно опор та валів на кулькових підшипниках, становить $K_{F\beta} = 1,7$;

K_{Fv} – коефіцієнт, що враховує динамічне навантаження зубців при $n_{CT} = 8$, твердості поверхні зубців $H \leq 350$ HB та коловій швидкості коліс $V = 0,304$ м/с для косозубої передачі, становить $K_{Fv} = 1,1$;

$$\omega_{Ft} = \frac{286,5}{21} \cdot 0,911 \cdot 1,7 \cdot 1,1 = 23,24 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Значення коефіцієнтів форми зубців Y_{F1} і Y_{F2} залежно від еквівалентного числа зубців z_v шестерні та колеса з урахуванням коефіцієнтів зміщення для некоригованих коліс, становлять $Y_{F1} = 4,3$; $Y_{F2} = 3,66$.

Коефіцієнти перекриття та нахилу зубців для косозубих передач, становлять $Y_{\varepsilon} = 1$, $Y_{\beta} = (1 - \beta/140) = 0,873$ відповідно.

Розрахункове напруження згину у зубцях шестерні та колеса

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 4,3 \cdot 1 \cdot 0,873 \cdot \frac{23,24}{1} = 87,27 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F1} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta} \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m_n} = 3,66 \cdot 1 \cdot 0,873 \cdot \frac{23,24}{1} = 74,28 \text{ МПа}.$$

Стійкість зубців проти втомного руйнування при згині забезпечується, оскільки розрахункові напруження згину менші від відповідних допустимих напружень $[\sigma]_{F1} = 148,91$ МПа та $[\sigma]_{F2} = 130,3$ МПа.

1.6.9 Розрахунок зубців шестерні та колеса на міцність при згині максимальним навантаженням

Максимальні напруження згину при перевантаженні

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{T_{2 \max}}{T_2} = 87,27 \cdot 2 = 174,54 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} \cdot \frac{T_{2 \max}}{T_2} = 74,28 \cdot 2 = 148,56 \text{ МПа}.$$

Міцність зубців забезпечується, бо максимальні розрахункові напруження

менші від гранично допустимих значень $[\sigma]_{F1 \max}=610,91$ МПа та $[\sigma]_{F2 \max}=534,54$ МПа.

1.6.10 Геометричний розрахунок зубчастієї передачі

Розміри елементів зубців

- висота головки зубця $h_a=m_n=1$ мм;
- висота ніжки $h_f=1,25 \cdot m_n=1,25 \cdot 1=1,25$ мм;
- кут профілю зубців $\alpha_n=20^\circ$.

Розміри вінців зубчастих коліс

- ділильні діаметри $d_1=17$ мм, $d_2=67$ мм;
- діаметри вершин зубців

$$d_{a1}=d_1+2 \cdot m_n=17+2 \cdot 1=19 \text{ мм};$$

$$d_{a2}=d_2+2 \cdot m_n=67+2 \cdot 1=69 \text{ мм};$$

- діаметри впадин

$$d_{f1}=d_1-2,5 \cdot m_n=17-2,5 \cdot 1=14,5 \text{ мм};$$

$$d_{f2}=d_2-2,5 \cdot m_n=67-2,5 \cdot 1=64,5 \text{ мм};$$

- міжосьова відстань $a_w=42$ мм.

1.6.11 Розрахунок сил у зачепленні передачі

Колова сила $F_t=286,5$ Н.

Радіальна сила

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{286,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17,75^\circ} = 96,31 \text{ Н.}$$

Осьова сила

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 286,5 \cdot \operatorname{tg} 17,75^\circ = 91,72 \text{ Н.}$$

1.7 Розрахунок черв'ячної двохзахідної передачі

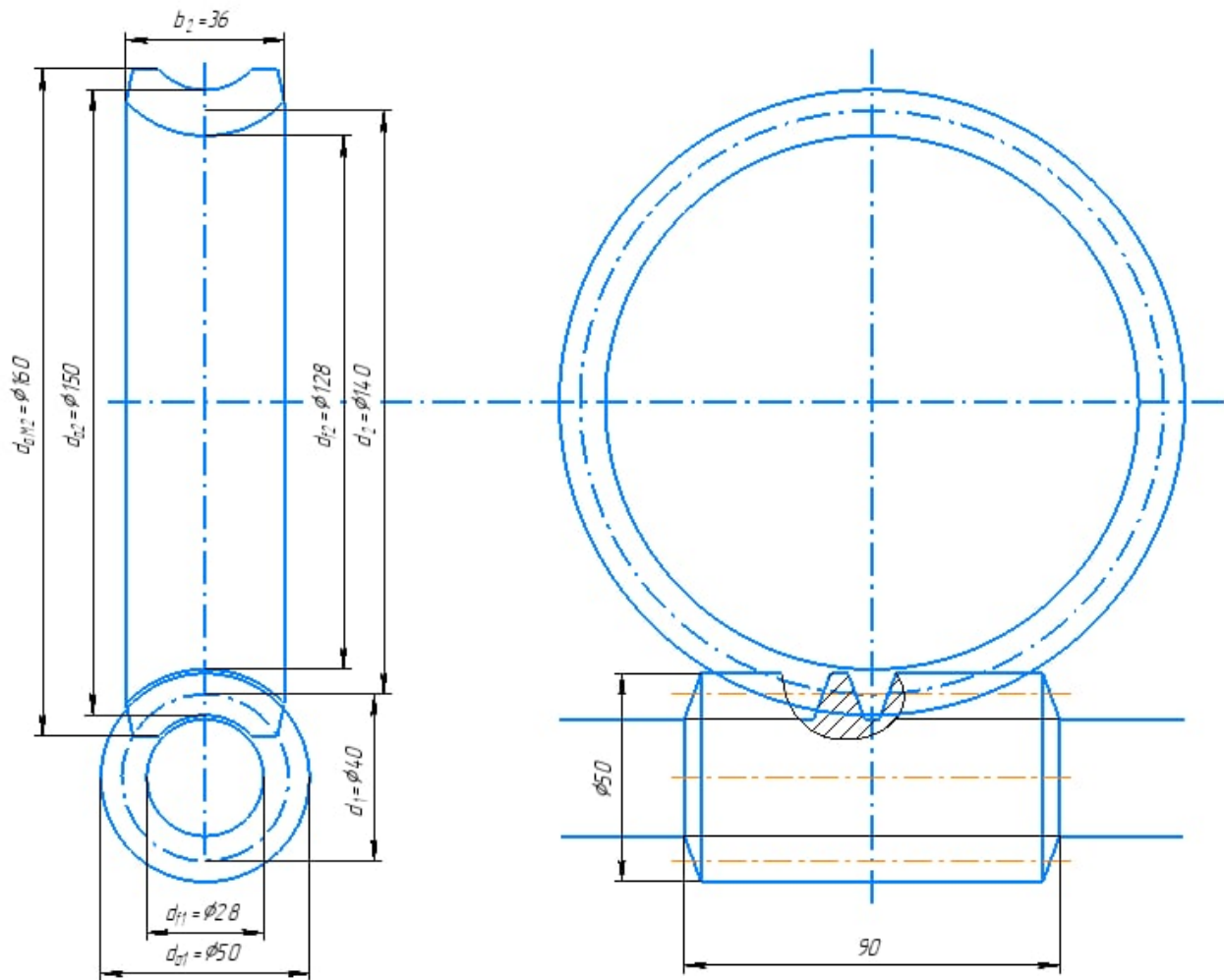


Рис. 1.7 Кінематична схема черв'ячної передачі

Вихідні дані:

Обертний момент на валу черв'яка: $T_1 = 44,32 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Обертний момент на валу колеса: $T_2 = 168,42 \text{ Н} \cdot \text{м}$

Кутова швидкість: $\omega_1 = 1,28 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$

Передатне відношення: $i = 28$

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

1.7.1 Параметри навантаження черв'ячної передачі

Кутова швидкість веденого вала:

$$\omega_2 = 0,32 \text{ рад/с}$$

Під час коротко часового перевантаження максимальний момент на ведучому валу:

$$T_{1\max} = 1,5 \cdot T_1 = 66,48 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначимо орієнтовну швидкість ковзання в зачепленні:

$$V_s = \frac{4 \cdot \omega_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2} = 0,507 \text{ м/с}$$

Сумарне число циклів навантаження зубців колеса за строк служби:

$$N_{\Sigma 2} = 1800 \cdot \frac{\omega_2}{\pi} \cdot h = 7339286 \text{ ц}$$

Для середнього нормального режиму навантаження при коефіцієнті інтенсивності $K_{FE} = 0.01$ еквівалентне число циклів навантаження зубців:
 $N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma 2} = 73392,86$

1.7.2 Матеріали для виготовлення черв'яка і черв'ячного колеса

Для черв'яка беремо леговану сталь 40 X, термообробка – гартування із відпусканням, твердість HRC 45...55. Робочі поверхні витків шліфовані.

Для черв'ячного колеса при $V_s = 0,507$ м/с вибираємо чавун СЧ15 $\sigma_B = 355 \text{ МПа}$,
 $\sigma_T = 0 \text{ МПа}$,

1.7.3 Допустимі напруження на контактну втому

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

$$[\sigma]_{F0} = 0,075 \sigma_B = 0,075 \times 355 = 26,625 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт довговічності

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{73392,86}} = 1,34$$

Враховуючи обмеження $0,54 \leq K_{FL} \leq 1$, беремо $K_{FL} = 1$. Тоді для зубців черв'ячного колеса допустиме напруження на втому при згині

$$[\sigma]_F = [\sigma]_{F0} * K_{FL} = 26,625 * 1 = 26,625 \text{ МПа}$$

Допустиме граничне напруження згину

$$[\sigma]_{Fmax} = 0,75 * \sigma_B = 0,75 * 355 = 266,25 \text{ МПа}$$

1.7.4 Проектний розрахунок передачі

Визначаємо міжосьову відстань з умови на контактну міцність

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

Допоміжний коефіцієнт $K_a = 315 \text{ МПа}^{1/3}$ – при сталевому черв'яку та чавунному колесі.

Число заходів черв'яка: $Z_1 = 1$

Число зубців колеса: $Z_2 = 28$

Коефіцієнт діаметра черв'яка:

$$q \geq 0.212 * Z_2 = 5,936$$

Вибираємо $q = 8$

Коефіцієнт деформації черв'яка: $\theta = 39$

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

Мінімальна міжосьова відстань черв'ячної передачі:

$$a_{wmin} = K_a * \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{(T_{2H} * K_{H\beta} * q^2)}{(Z_2 * [\sigma]_H)^2}} = 315 * \left(\frac{28}{8} + 1 \right)^3 \sqrt{\frac{(44,32 * 1,25 * 8^2)}{(28 * 157,24)^2}} \\ = 79,3$$

Визначимо модуль черв'ячної передачі:

$$m = \frac{2a_{wmin}}{Z_2 + q} = 4,4$$

Виберемо стандартний модуль зачеплення: $m=5\text{мм}, q=8$

Тоді дільний діаметр

$$d_1 = qm = 8 * 5 = 40 \text{ мм}$$

Дільний кут підйому лінії витків черв'яка:

$$\tan \gamma = \frac{Z_1}{q} = \frac{1}{8} = 0,125 \quad \gamma = 7,125^\circ$$

Швидкість ковзання в зачепленні:

$$V_s = \frac{\omega_1 d_1}{2 \cos \gamma} = \frac{35,848 * 40}{2 \cos (7,125)^\circ} = 0,723 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Для черв'ячного колеса допустиме контактне напруження:

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} = 175 - 35 * 0,723 = 149,71 \text{ МПа}$$

1.7.5 Попередні значення деяких параметрів передачі

а) Дільні діаметри

$$d_1 = qm = 8 * 5 = 40 \text{ мм}$$

$$d_2 = m * z_2 = 5 * 28 = 140 \text{ мм}$$

б) Діаметр вершин витків черв'яка та зубців колеса

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 40 + 2 * 5 = 50 \text{ мм}$$

$$d_1 = d_2 + 2m = 140 + 2 * 5 = 150 \text{ мм}$$

в) Міжосьова відстань передачі

$$a_w = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(40 + 140) = 90 \text{ мм}$$

г) Ширина вінця черв'ячного колеса:

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

Приймаємо $b_2 = 37 \text{ мм}$

За рекомендаціями (черв'як із твердістю $H < 350\text{HB}$, колесо нарізають довільним способом) ступінь точності передачі обираємо 8.

е) Еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^2 \gamma} = \frac{28}{\cos^2 7,125} = 28,44 \text{ мм}$$

д) Колова сила, що діє на зубці колеса:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 * 44,32 * 1000}{140} = 633,17 = F_{a1}$$

1.7.6 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на контактну витривалість

Попередньо визначимо деякі коефіцієнти:

Коефіцієнт, що враховує властивості матеріалів черв'яка і вінця колеса, для пари сталі – чавуна $Z_m = 210 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт форми спряжених поверхонь витків і зубців $Z_n = 1,8$

Коефіцієнт сумарної довжини контактних ліній у зачепленні $Z_e = 0,75$.

З попередніх розрахунків $K_{H\beta} = 1,255$

Коефіцієнт динамічного навантаження для швидкості ковзання $V_s = 0,7225 \text{ м/с}$.

Питома колова сила:

$$\omega_{Ht} = \frac{F_{t2}}{b_2} * K_{H\beta} * K_{HV} = \frac{633,17}{37} * 1,255 * 1,15 = 24,7 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Розрахункове контактне напруження:

$$\sigma_H = Z_M * Z_H * Z_e \sqrt{\frac{\omega_{Ht}}{d_2}} = 1,8 * 210 * 0,75 * \sqrt{\frac{24,7}{50}} = 119,1 \text{ МПа}$$

Стійкість зубців проти заїдання і втомного викришування забезпечується, оскільки:

$$\sigma_H < [\sigma_H] = 157,24$$

1.7.7 Розрахунок активних поверхонь зубців черв'ячного колеса на контактну міцність під дією максимального навантаження

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H * \sqrt{\frac{T_{2max}}{T_2}} = 119,1 * \sqrt{1,5} = 145,86 \text{ МПа}$$

Контактна міцність зубців забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{Hmax} < [\sigma]_{Hmax} = 585,75 \text{ МПа}$$

1.7.8 Розрахунок зубців черв'ячного колеса на міцність при згині

$$\sigma_F = Y_F * Y_\epsilon * Y_\beta * \frac{W_{Fl}}{m}$$

Деякі необхідні для розрахунку коефіцієнти, визначаємо з таблиці :

Коефіцієнт, що враховує форму зуба $Y_f = 1,34$.

Коефіцієнт, що враховує перекриття $Y_e = 0,75$.

Коефіцієнт, що враховує кут нахилу зубців $Y_b=0,96$

Коефіцієнт динамічного навантаження $K_{fy}=K_{hv}=1,15$

Коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині $K_{fb}=K_{hb}=1,255$

Питома колова сила:

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} * K_{F\beta} * K_{FV} = \frac{633,17}{37} * 1,15 * 1,255 = 24,7 \frac{H}{mm}$$

Розрахункове напруження згину

$$\sigma_F = Y_F * Y_e * Y_\beta * \frac{\omega_{Ft}}{m} = 1,34 * 0,75 * 0,96 * \frac{24,7}{5} = 4,75 \text{ МПа}$$

Втомна міцність зубців при згині забезпечується, оскільки:

$$\sigma_F < [\sigma]_F = 26,625$$

1.7.9 Перевірка зубців на міцність при навантаженні при згині

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F * \left(\frac{T_{2max}}{T_2} \right) = 4,75 * 1,5 = 7,12 \text{ МПа}$$

Міцність зубців забезпечується, оскільки:

$$\sigma_{Fmax} < [\sigma]_{Fmax} = 266,25 \text{ МПа}$$

1.7.10 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

$$h_a = m = 5 \text{ мм}$$

б) Висота ніжки витка черв'яка та зубця черв'ячного колеса

$$h_f = 1,2 * m = 1,2 * 5 = 6 \text{ мм}$$

в) Висота витка черв'яка та зубця черв'ячного колеса

$$h = 2,2 * m = 2,2 * 5 = 11 \text{ мм}$$

г) Розрахункова товщина витка

$$s = 0,5 * \pi * m = 7,85 \text{ мм}$$

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

а) Ділильні діаметри

$$d_1 = 40 \text{ мм}; d_2 = 140 \text{ мм}$$

б) Діаметри вершин

$$d_{a1} = 50 \text{ мм}; d_{a2} = 150 \text{ мм}$$

в) Діаметри западин

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 * m = 40 - 2,4 * 5 = 28 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 * m = 140 - 2,4 * 5 = 128 \text{ мм};$$

г) Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 2 * m = 150 + 2 * 5 = 160 \text{ мм};$$

д) Довжина нарізаної частини черв'яка

$$b_1 \geq (11 + 0,06 * Z_2)m + 25 = (11 + 0,06 * 28) * 5 + 25 = 88,4 \text{ мм};$$

Вибираємо $b_1=90$ мм .

е) Ширина вінця черв'ячного колеса $b_2=37$ мм .

є) Міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a_w = 0,5 * m * (q + z_2) = 0,5 * 5(8 + 28) = 90 \text{ мм};$$

1.7.11 Сили у зачепленні черв'ячної передачі

Компоненти сил у зачепленні:

а) Колова сила на колесі

$$F_{t2} = F_{a1} = 633,17 \text{ Н}$$

б) Радіальна сила на колесі

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} * \operatorname{tg} \alpha = 633,17 * \operatorname{tg} 20 = 230,45 \text{ Н}$$

в) Осьова сила на колесі

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} * \operatorname{tg} \gamma = 633,17 * \operatorname{tg} 7,125 = 79,146 \text{ Н}$$

1.7.12 ККД черв'ячної передачі

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) * \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = 0,55$$

1.7.13 Перевірка черв'яка на жорсткість

Рівнодійна колової та радіальної сил на черв'яку:

$$F = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} = \sqrt{79,15^2 + 230,45^2} = 243,67 \text{ Н}$$

Осьовий момент інерції черв'яка:

$$J_0 = \frac{\pi * d_{f1}^4}{64} = \frac{3,14 * 28^4}{64} = 44988,35 \text{ мм}^4$$

Беремо наближено відстань між опорами черв'яка

$$l = 0,8 * d_2 = 0,8 * 140 = 112 \text{ мм}$$

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

$$y = \frac{F * l^3}{48 * E * J_0} = \frac{243,67 * 112^3}{48 * 2,1 * 10^5 * 44988,35} = 0,000793 \text{ мм}$$

Допустима стріла прогину:

$$[y] = 0,01 * 5 = 0,05 \text{ мм}$$

Жорсткість черв'яка забезпечується, оскільки

$$y = 0,000793 \leq [y] = 0,05$$

1.8 Розрахунок вхідного вала редуктора

1.8.1 Проектний розрахунок і конструювання вхідного вала

Для виготовлення вала призначаємо сталь 40Х,

для якої $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$, а $\sigma_T = 786 \text{ МПа}$

Діаметр ділянки вала, на якій насаджується черв'як,

попередньо визначимо з умови на кручення. Визначимо діаметр за заниженим $[\tau] = 25 \text{ МПа}$ і маємо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 2,43526}{3,1415 * 25 * 10^6}} = 7,9163$$

Приймаємо $d = 13 \text{ мм}$.

Вал можна представити у вигляді, як зображено на рис.

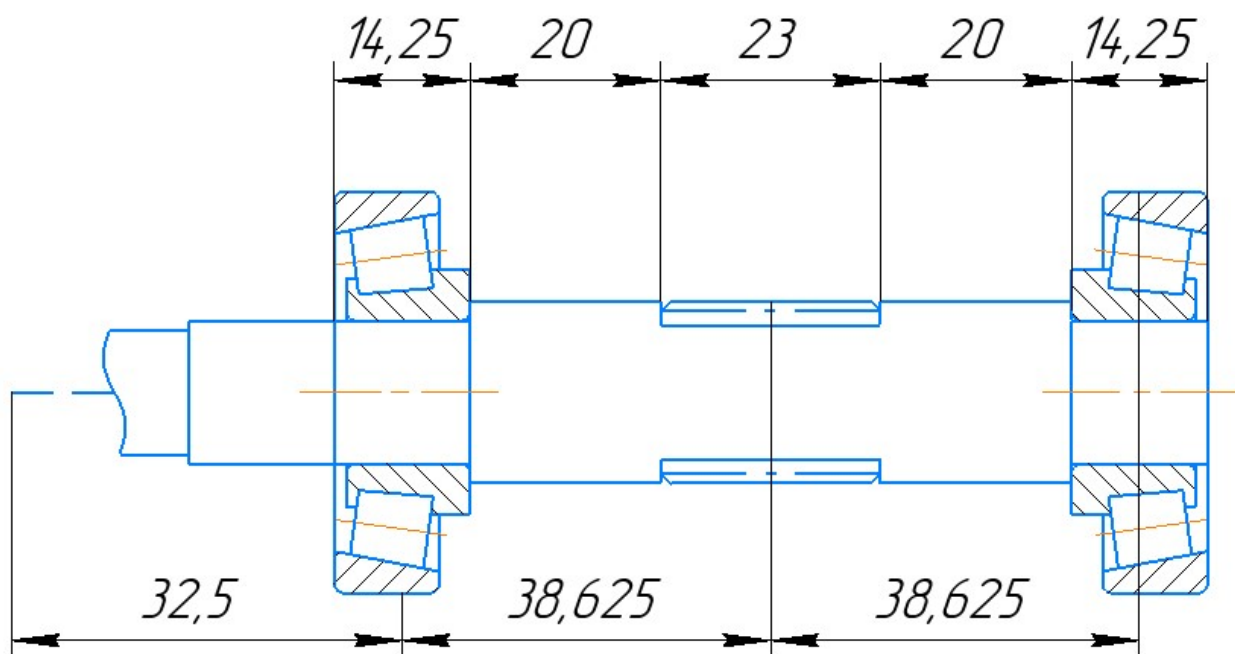


Рис. 1.8 Вхідний вал.

1.8.2 Підбір і перевірка на роботоздатність підшипників на вхідному валі редуктора

Радіальні навантаження на підшипники на опорі В:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{14,89^2 + (-53,34)^2} = 55,38 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{(-73,93)^2 + (-169,91)^2} = 185,3 \text{ Н}$$

Вибираємо радіально-конічні підшипники кочення 7302А ГОСТ 27365-87 ,

для якого $C_r = 21200 \text{ Н}$

Вихідні дані:

надійність – 90%

перевантаження – 200%

температура $< 125 \text{ }^\circ\text{C}$

$$L_h = 10000 \text{ год}$$

$$\omega = 35,848 \text{ с}^{-1}.$$

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 $K_T = 1$.

Кут нахилу: $\alpha = 20^\circ$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 1,5 \cdot 0,364 = 0,545$$

Знайдемо співвідношення осьового і радіального навантаження

$$\frac{F_a}{R_b} = \frac{91,72}{185,3} = 0,495$$

Оскільки $e \leq \frac{F_a}{R_b}$ то: $X = 0,4$; $Y = 0,4 \cdot \operatorname{ctg}(0,1884) = 2,097$

Розрахункове навантаження:

$$R = 33,228 \text{ Н}$$

Еквівалентне розрахункове навантаження

$$R_E = R \cdot K_E = 33,228 \cdot 0,8 = 26,58 \text{ Н}$$

Розрахуємо довговічність підшипника:

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

Для звичайних умов експлуатації стандартних роликових конічних підшипників

$a_{23} = 0,6$, при 90% надійності $a_1 = 1$. Для роликових степінь $p = \frac{10}{3}$.

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p = 1 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{21200}{26,58} \right)^{3,33} = 2,82 \cdot 10^9 \text{ об.}$$

Довговічність в годинах:

$$L_h = \frac{1745 * L}{\omega} = \frac{1745 * 2,82 * 10^9}{35,848} = 13,74 * 10^{10} > 10000 \text{ год.}$$

Підшипник витримає навантаження.

1.9 Розрахунок проміжного вала редуктора

1.9.1 Проектний розрахунок і конструювання проміжного вала

Для виготовлення вала призначаємо сталь 40Х,

для якої $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$, а $\sigma_T = 786 \text{ МПа}$

Діаметр ділянки вала, на якій насаджується черв'як,

попередньо визначимо з умови на кручення. Визначимо діаметр за заниженим $[\tau] = 25 \text{ МПа}$ і маємо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 9,25}{3,1415 * 25 * 10^6}} = 20,82 \text{ мм}$$

Приймаємо $d = 21 \text{ мм}$.

Вал можна представити у вигляді, як зображено на рис.

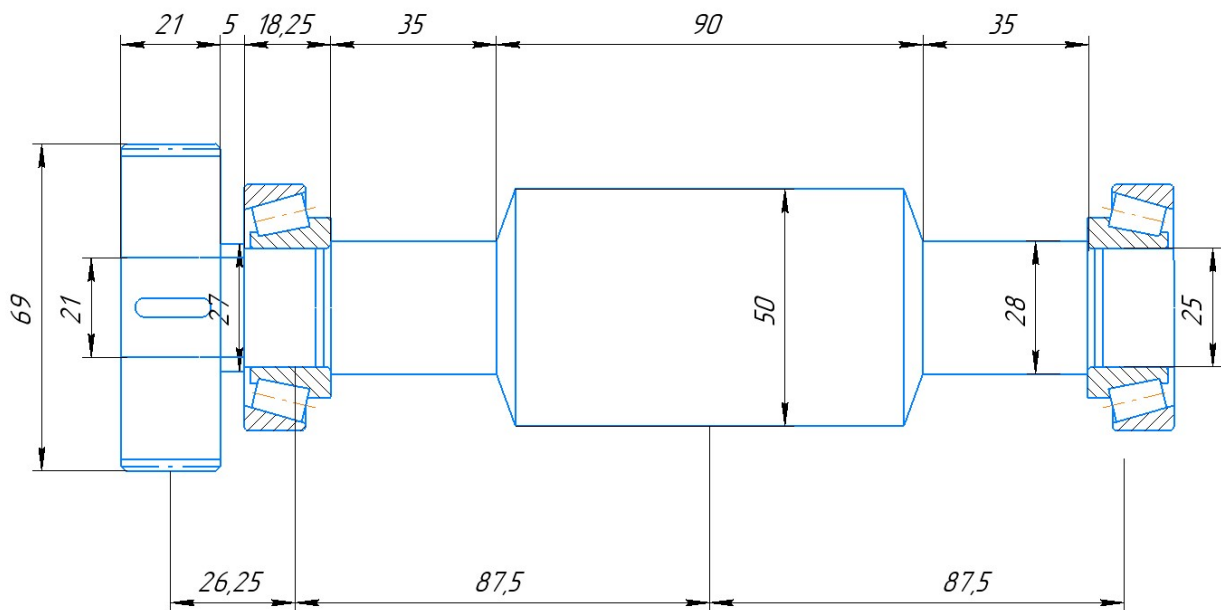


Рис. 1.9.1 Проміжний вал.

1.9.2 Розрахунок валу на статичну міцність

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

$$F_{t1} = 96,31; F_{r1} = 286,5; F_{a1} = 91,725;$$

$$F_{t2} = 79,15; F_{r2} = 230,454; F_{a2} = 633,17;$$

$$M_{a1} = F_{a1} * \frac{d_1}{2} = 3072,79 \text{ H} * \text{м}$$

$$M_{a2} = F_{a2} * \frac{d_1}{2} = 12663,35023 \text{ H} * \text{м}$$

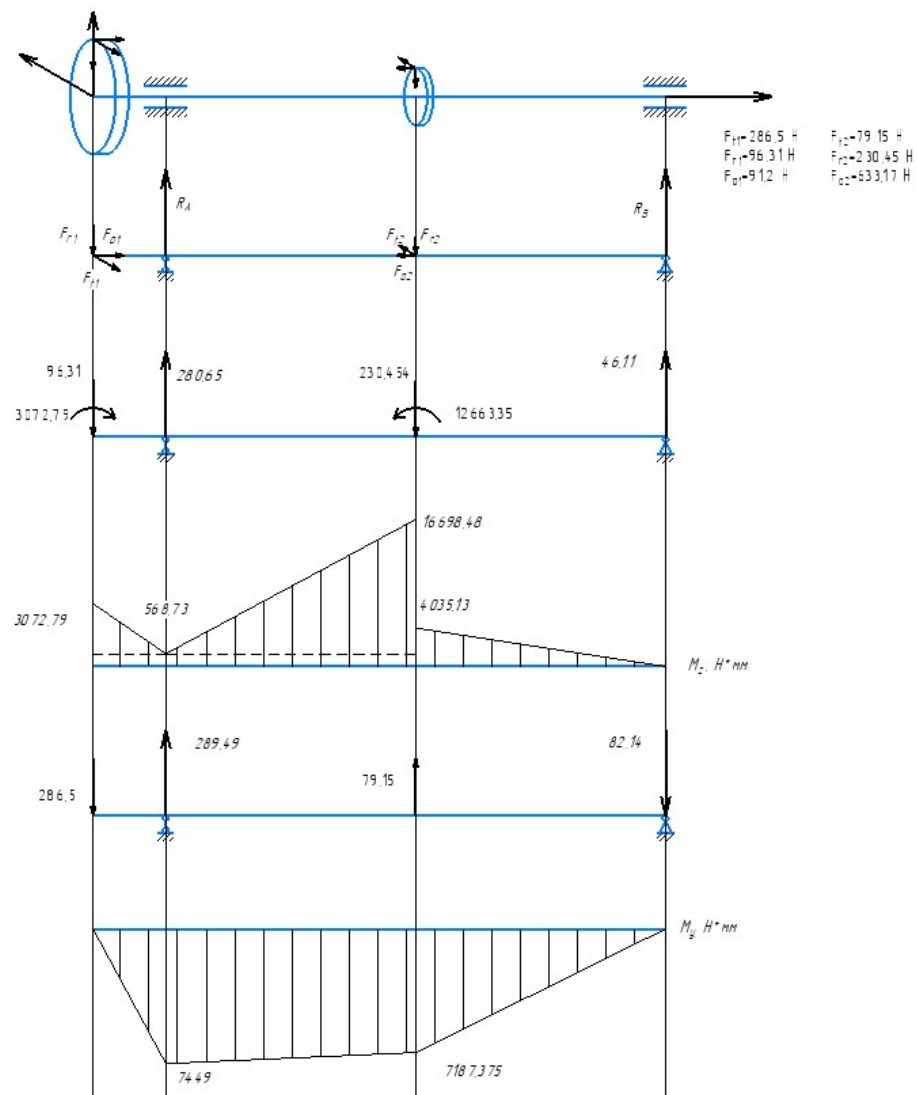
Реакції опор:

$$R_{Az} = 289,49 \text{ H}$$

$$R_{Bz} = -82,14 \text{ H}$$

$$R_{Ay} = 280,65 \text{ H}$$

$$R_{By} = 46,11 \text{ H}$$



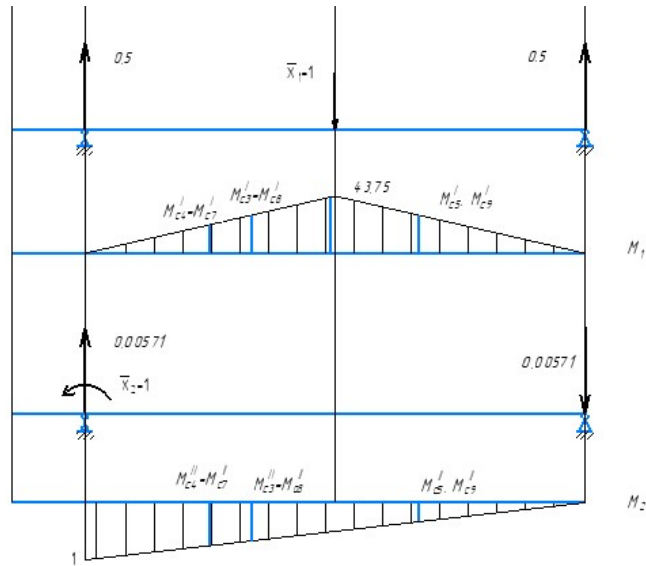


Рис 1.9.2 Схема валу та епюри навантажень.

Небезпечний переріз по σ_{32} - переріз 2.

$$M_{3r} = \sqrt{(M_y^{max})^2 + (M_z^{max})^2} = \sqrt{(16698,48)^2 + (7187,375)^2} = 18179,59 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$\sigma_{3r} = \frac{M_{3r}}{W_0} = \frac{32M_{3r}}{\pi d_{r1}^3} = \frac{32 * 18179,59}{3,14 * 21^3} = 20 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \frac{4F_{a2}}{\pi d_{r1}^2} = \frac{4 * 633,17}{3,14 * 21^2} = 1,83 \text{ МПа}$$

$$\tau = \frac{16 * T}{\pi * d_{r1}^2} = \frac{16 * 44,32 * 10^3}{3,14 * 21^3} = 24,39 \text{ МПа}$$

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_{3r} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(20 + 1,83)^2 + 4 * 24,39^2} = 53,44 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{E\max} = \sigma_e * K_n = 53,44 * 2,2 = 117,56 \text{ МПа}$$

Перевіримо, чи виконується умова статичної міцності:

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

$$\sigma_{E\max} = 117,56 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 628,8 \text{ МПа}$$

Статична міцність валу забезпечена.

1.9.3 Розрахунок на втоми

Границі втоми матеріалу валу:

$$\sigma_{-1} = 0,45\sigma_B = 0,45 * 980 = 441 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,25\sigma_B = 0,25 * 980 = 245 \text{ МПа}$$

Перевіримо вал на втомну міцність в перерізі С.

Амплітуди нормальних і дотичних напружень:

$$\sigma_a = 38,82 \text{ МПа}$$

$$\sigma_m = 1,92 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_m = 16,09 \text{ МПа}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень: $K_\sigma = 2,26$; $K_\tau = 2,22$;

Коефіцієнти, що враховують вплив асиметрії циклу напружень

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 * 10^{-4}\sigma_B = 0,02 + 2 * 10^{-4} * 980 = 0,216$$

$$\psi_\tau = 0,5\psi_\sigma = 0,108$$

Коефіцієнт масштабного фактора: $K_d = 0,86$

Коефіцієнти запасу міцності за нормальними і дотичними напруженнями:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d}\sigma_a + \psi_\sigma\sigma_m} = \frac{441}{\frac{2,26}{0,86} * 38,82 + 0,216 * 1,92} = 4,31$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d}\tau_a + \psi_\tau\tau_m} = \frac{245}{\frac{2,22}{0,86} * 16,09 + 0,108 * 16,09} = 34,54$$

Сумарний коефіцієнт запасу:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4,31 * 34,54}{\sqrt{4,31^2 + 34,54^2}} = 4,27 > [S] = 1,5$$

Втомна міцність вала в перерізі С забезпечена.

1.9.4 Розрахунок вала на жорсткість

Осьовий момент інерції перерізу вала:

$$J = \frac{\pi * d_{r1}^4}{64} = \frac{3,14 * 21^4}{64} = 9541,72 \text{ мм}^4$$

Згідно зі способом Верещагіна прогин вала у вертикальній площині: y_θ і кут нахилу перерізу θ_θ

$$\gamma_B = -0,0095 \text{ мм}; \theta_B = 0,000219 \text{ рад}$$

Прогин вала y_c і кут нахилу перерізу θ_c у горизонтальній площині:

$$\gamma_r = -0,00284 \text{ мм}; \theta_r = 0,000205 \text{ рад}$$

Повний прогин вала:

$$\gamma = \sqrt{\gamma_B^2 + \gamma_r^2} = \sqrt{0,0095^2 + 0,00284^2} = 0,0099 \text{ мм}$$

$$[\gamma] = 0,01 * m = 0,01$$

$$\gamma < [\gamma]$$

Повний кут нахилу:

$$\theta = \sqrt{\theta_B^2 + \theta_r^2} = \sqrt{0,000219^2 + 0,000205^2} = 0,0003 \text{ рад}$$

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

$$\theta \leq [\theta]$$

Таким чином, жорсткість вала забезпечується.

1.9.5 Підбір і перевірка на роботоздатність підшипників на проміжному валі редуктора

Радіальні навантаження на підшипники на опорі В:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(280,65)^2 + (289,49)^2} = 403,2 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{(46,11)^2 + (-82,14)^2} = 94,197 \text{ Н}$$

Вибираємо радіально-конічні підшипники кочення 7505А ГОСТ 27365-87 ,

для якого $C_r = 35800 \text{ Н}$

Вихідні дані:

надійність – 90%

перевантаження – 200%

температура $< 125 \text{ }^\circ\text{C}$

$$L_h = 10000 \text{ год}$$

$$\omega = 1,28 \text{ с}^{-1}$$

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 $K_T = 1$.

Кут нахилу: $\alpha = 20^\circ$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(0,508) = 0,546$$

Знайдемо співвідношення осьового і радіального навантаження

$$\frac{F_a}{R_a} = \frac{91,725}{403,2} = 0,227$$

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

Розрахункове навантаження:

$$R = 341,78 \text{ Н}$$

Еквівалентне розрахункове навантаження

$$R_E = R \cdot K_E = 341,78 \cdot 0,8 = 273,42 \text{ Н}$$

Розрахуємо довговічність підшипника:

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

Для звичайних умов експлуатації стандартних роликових конічних підшипників

$a_{23} = 0,6$, при 90% надійності $a_1 = 1$. Для роликових степінь $p = \frac{10}{3}$.

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p = 1 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{35800}{273,42} \right)^{3,33} = 6,84 \cdot 10^6 \text{ об.}$$

Довговічність в годинах:

$$L_h = \frac{1745 \cdot L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 6,84 \cdot 10^6}{1,28} = 9,32 \cdot 10^{10} > 10000 \text{ год.}$$

Підшипник витримає навантаження.

1.9.6 Розрахунок шпонкових з'єднань

1 Шпонкове з'єднання на проміжному валу

Вихідні данні $d = 21 \text{ мм}$ $h = 4 \text{ мм}$ $b = 4 \text{ мм}$

Потрібна довжина шпонки

$$L_o = \frac{2 \cdot T}{(d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma_{зм}])} = \frac{2 \cdot 29,06}{(22 \cdot (6 - 3,5) \cdot 100)} = 10,56$$

$$L = L_o + 6 = 10,56 + 6 = 16,56$$

За ГОСТ 23360-78 вибираємо шпонку з потрібними параметрами

$$L = 16 \text{ мм} \quad b = 7 \text{ мм}$$

1.10 Розрахунок вихідного вала редуктора

1.10.1 Проектний розрахунок і конструювання вихідного вала

Для виготовлення вала призначаємо сталь 40Х,

для якої $\sigma_B = 980 \text{ МПа}$, а $\sigma_T = 786 \text{ МПа}$

Діаметр ділянки вала, на якій насаджується черв'як,

попередньо визначимо з умови на кручення. Визначимо діаметр за заниженим $[\tau] = 25 \text{ МПа}$ і маємо:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 * 202,11}{3,1415 * 25 * 10^6}} = 34,53092 \text{ мм}$$

Через те, що діаметр вихідного порожнистого вала повинен співвідноситись з діаметром гвинта, Приймаємо $d = 85 \text{ мм}$.

Вал можна представити у вигляді, як зображено на рис.

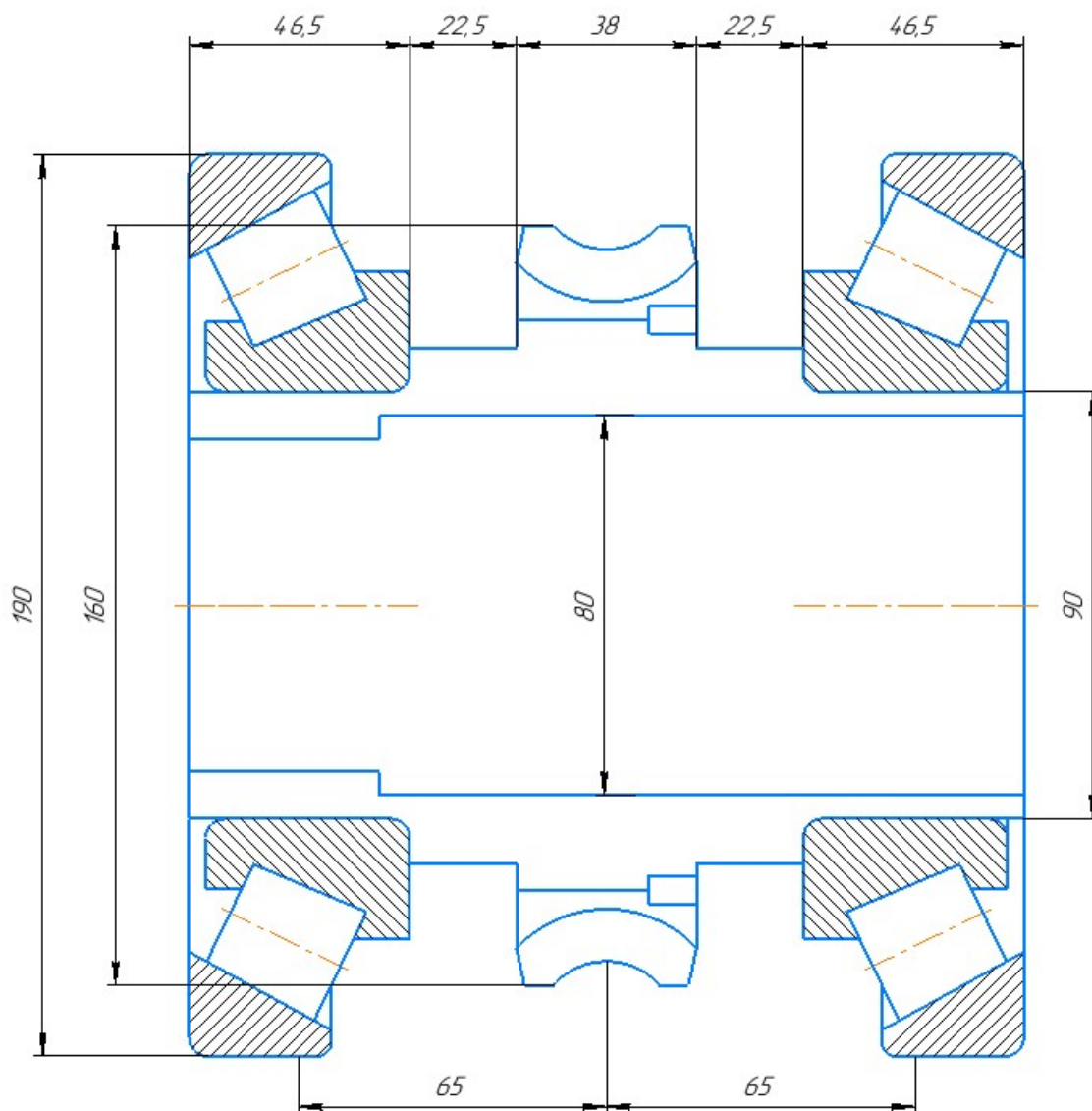


Рис. 1.10 Вихідний вал

1.10.2 Підбір і перевірка на роботоздатність підшипників на вихідному валі редуктора

Радіальні навантаження на підшипники на опорі В:

$$R_A = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Az}^2} = \sqrt{(-158,51)^2 + (-316,584)^2} = 354,0492 \text{ Н}$$

$$R_B = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bz}^2} = \sqrt{(-71,944)^2 + (316,584)^2} = 324,66 \text{ Н}$$

Вибираємо радіально-конічні підшипники кочення 1027318А ГОСТ 27365-87 ,

для якого $C_r = 143000 \text{ Н}$

Вихідні дані:

надійність – 90%

перевантаження – 200%

температура < 125 °C

$$L_h = 10000 \text{ год}$$

$$\omega = 0,32 \text{ с}^{-1}.$$

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 $K_T = 1$.

Кут нахилу: $\alpha = 28,8^\circ$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = 1,5 \cdot 0,55 = 0,825$$

Знайдемо співвідношення осьового і радіального навантаження

$$\frac{F_a}{R_a} = \frac{79,146}{354,049} = 0,22$$

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

Розрахункове навантаження:

$$R = 531,07 \text{ Н}$$

Еквівалентне розрахункове навантаження

$$R_E = R \cdot K_E = 531,07 \cdot 0,8 = 424,86 \text{ Н}$$

Розрахуємо довговічність підшипника:

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

Для звичайних умов експлуатації стандартних роликових конічних підшипників

$a_{23} = 0,6$, при 90% надійності $a_1 = 1$. Для роликових степінь $p = \frac{10}{3}$.

$$L = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E} \right)^p = 1 \cdot 0,6 \cdot \left(\frac{143000}{424,86} \right)^{3,33} = 1,59 \cdot 10^8 \text{ об.}$$

Довговічність в годинах:

$$L_h = \frac{1745 \cdot L}{\omega} = \frac{1745 \cdot 1,59 \cdot 10^8}{0,32} = 8,68 \cdot 10^{11} > 10000 \text{ год.}$$

Підшипник витримає навантаження.

2. ПРОЕКТУВАННЯ КОРЕГОВАНОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС

2.1 Мета проведення корегування

Привід установки СН-10, розрахунок та проектування якого було наведено в розділі 1, має у своєму складі циліндричну зубасту передачу. Під час розрахунків враховувався режим роботи, проектний строк експлуатації і коефіцієнт перевантаження. Для виготовлення шестерні та зубчастого колеса була обрана Сталь 40Х із термообробкою поліпшення. Завданням даного розділу є – проведення перевірки показників якості зачеплення та їх покращення через вибір оптимальних показників зачеплення.

2.2 Вибір коефіцієнтів зміщення

Передача оптимізується за такими показниками:

ε_{α} – коефіцієнт торцевого перекриття;

λ – коефіцієнт питомого ковзання;

θ – коефіцієнт питомого тиску;

Коефіцієнт торцевого перекриття вводиться для того, щоб забезпечити неперервність зачеплення.

Також необхідно враховувати коефіцієнт товщини зубця у вершині, так як надмірне загострення зубця може призвести до зменшення його міцності у вершині в початковий момент контакту. Його вибрано в частині 1.

Для програмного розрахунку потрібно обрати найближчі значення коефіцієнтів питомого ковзання для шестерні та зубчастого колеса. В свою чергу коефіцієнт питомого ковзання є характеристикою ступеня ковзання коліс під час зачеплення.

Коефіцієнт питомого тиску враховує вплив кривизни профілів зубців на контактні напруження.

При виборі коефіцієнта зміщення повинні виконуватись умови відсутності підрізання зубців та загострення вершин. Неперервність зачеплення також повинна бути забезпеченою. При певному від'ємному значенні коефіцієнта зміщення відбувається підрізання ніжки зубця, а за певного додатного – можливе загострення головки. Такі форми зубця неприпустимі. Тому необхідно щоб вибрані коефіцієнти зміщення для шестерні та колеса повинні бути більше за x_{min1} та x_{min2} . Загострення зубця характеризується коефіцієнтом товщини зубця, граничні значення якого визначаються структурою матеріалу і видом термообробки. Для термообробки поліпшення маємо $S_{\alpha} \geq 0,25...0,3$.

2.3 Розрахунок параметрів некорегованої передачі

Ввівши вхідні дані:

- кількість зубців z_1 і z_2 ;
- модуль зачеплення m ;

- кут нахилу зубця β .
- міжосьова відстань a_w

Кількість зубів шестерні: $z_1 = 16$

Число зубів колеса: $z_2 = 64$

Модуль зачеплення: $m = 1$ мм

Кут нахилу лінії зуба (град): $\beta = 17,75^\circ$

Міжосьова відстань $a_w = 42$ мм.

Задаємо діапазон зміни x_1 в межах від 0 до 0.

Результати записано в Табл. 2.1.

x_1	x_2	x_{k_1}	x_{k_2}	ε_a	λ_1	λ_2	θ	$x_{1 \min}$	$x_{2 \min}$
0	0	0,729	0,838	1,54	7,449	0,277	0,438	-0,067	-3,267

Табл. 2.3.1. Показники якості не корегованого зачеплення

В результаті розрахунку були отримані значення коефіцієнту товщини зубця $S_a = 0,729$ для шестерні та $S_a = 0,838$ для колеса. Отже обраний раніше матеріал задовольняє умову не загострення зубців $S_a \geq 0,25 \dots 0,3$. Коефіцієнт перекриття нульового зміщення має значення $\varepsilon_a = 1,54 > [\varepsilon_a] = 1$. Розрахункові коефіцієнти ковзання спроектованої зубчастої передачі без зміщення: $\lambda_1 = 7,449$, $\lambda_2 = 0,277$ – це вказує на те, що спрацювання колеса та шестерні відбуватиметься нерівномірно. Розрахуємо інші параметри передачі приймаючи коефіцієнт зміщення шестерні $x_1 = 0$.

Вибраний коефіцієнт зміщення шестерні $x_1 = 0.000$

Вибраний коефіцієнт зміщення колеса $x_2 = 0.001$

Параметри з'єднання:

Міжосьова відстань: $a_w = 42$ мм

Кут зачеплення (град): $\alpha_{tw} = 20,919^\circ$

Висота зуба: $h_i = 2,25$ мм

Коефіцієнт торцевого перекриття: $e_a = 1.54$

Коефіцієнт тиску в полюсі: $\theta = 0.438$

Параметри шестерні:

Радіус ділительного кола: $r = 8.4$ мм

Радіус початковій окружності: $r_w = 8.4$ мм

Радіус кола вершин: $r_a = 9.4$ мм

Радіус кола западин: $r_f = 7.15$ мм

Радіус основного кола: $r_b = 7.846$ мм

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0.694$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 7.448$

Параметри колеса:

Радіус ділительного кола: $r = 33.599$ мм

Радіус початковій окружності: $r_w = 33.6$ мм

Радіус кола вершин: $r_a = 34.6$ мм

Радіус кола западин: $r_f = 32.35$ мм

Радіус основного кола: $r_b = 31.386$ мм

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0.798$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0.277$

Обчислюємо за допомогою програми координати двадцяти точок профілю зубців шестерні та колеса і записуємо відповідно у Табл. 2.3.2. і Табл. 2.3.3.

№	Т-д	х	у
1	Прхд	1,335	7,017
2	Прхд	1,104	7,132
3	Прхд	0,977	7,298
4	Прхд	0,919	7,462
5	Прхд	0,898	7,626
6	Прхд	0,903	7,797
7	Евлв	0,904	7,814
8	Евлв	0,905	7,847
9	Евлв	0,904	7,896
10	Евлв	0,899	7,961
11	Евлв	0,89	8,042
12	Евлв	0,874	8,139
13	Евлв	0,851	8,25
14	Евлв	0,819	8,376
15	Евлв	0,776	8,515
16	Евлв	0,722	8,668
17	Евлв	0,655	8,833
18	Евлв	0,574	9,01
19	Евлв	0,477	9,196
20	Евлв	0,364	9,393

Табл. 2.3.2. Координати точок профілю зубця шестерні

№	Т-д	х	у
1	Прхд	1,52	32,308
2	Прхд	1,321	32,369
3	Прхд	1,209	32,466
4	Прхд	1,153	32,552
5	Прхд	1,122	32,623
6	Прхд	1,102	32,687
7	Евлв	1,073	32,798
8	Евлв	1,041	32,913
9	Евлв	1,007	33,032
10	Евлв	0,969	33,155
11	Евлв	0,929	33,282
12	Евлв	0,886	33,413
13	Евлв	0,839	33,548
14	Евлв	0,79	33,687
15	Евлв	0,737	33,83

16	ЕВЛВ	0,68	33,976
17	ЕВЛВ	0,621	34,127
18	ЕВЛВ	0,557	34,28
19	ЕВЛВ	0,49	34,437
20	ЕВЛВ	0,419	34,598

Табл. 2.3.3. Координати точок профілю зубця колеса

2.4 Розрахунок параметрів корегованої передачі

Проведемо корегування даної передачі. Для цього межі зміни коефіцієнта зміщення шестерні задаємо від -1 до 1. Отримані дані записуємо в Табл. 2.4.1.

№	x_1	x_2	x_{k_1}	x_{k_2}	ε_a	λ_1	λ_2	θ
1	-1	1,001	0,885	0,657	1,56	-3,324	0	0,438
2	-0,8	0,801	0,894	0,703	1,59	-3,968	0,057	0,438
3	-0,6	0,601	0,881	0,744	1,599	-5,229	0,112	0,438
4	-0,4	0,401	0,849	0,781	1,591	-8,817	0,166	0,438
5	-0,2	0,201	0,798	0,812	1,571	-	99,785	0,221
6	0	0,001	0,729	0,838	1,54	7,449	0,277	0,438
7	0,2	-0,199	0,643	0,859	1,499	2,857	0,334	0,438
8	0,4	-0,399	0,541	0,874	1,448	1,411	0,394	0,438
9	0,6	-0,599	0,424	0,883	1,389	0,702	0,455	0,438
10	0,8	-0,799	0,29	0,887	1,32	0,28	0,519	0,438
11	1	-0,999	0,142	0,885	1,242	0	0,586	0,438

Табл. 2.4.1. Показники якості корегованого зачеплення при $-1 \leq x_1 \leq 1$

$x_{1 \min}$	$x_{2 \min}$
-0,067	-3,267

Вирівнювання коефіцієнтів ковзання λ_1 і λ_2 відбувається в діапазоні

$0,28 \leq \lambda_1 \leq 0,702$ і $0,455 \leq \lambda_2 \leq 0,519$. Отримані дані представлено в Табл. 2.4.2.

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	ε_a	λ_1	λ_2	θ
1	0,6	-0,599	0,424	0,883	1,389	0,702	0,455	0,438
2	0,62	-0,619	0,411	0,884	1,382	0,651	0,461	0,438
3	0,64	-0,639	0,398	0,885	1,376	0,602	0,467	0,438
4	0,66	-0,659	0,385	0,885	1,369	0,555	0,474	0,438
5	0,68	-0,679	0,372	0,886	1,362	0,51	0,48	0,438
6	0,7	-0,699	0,359	0,886	1,356	0,468	0,486	0,438
7	0,72	-0,719	0,346	0,886	1,349	0,427	0,493	0,438
8	0,74	-0,739	0,332	0,887	1,342	0,388	0,499	0,438
9	0,76	-0,759	0,318	0,887	1,335	0,351	0,506	0,438
10	0,78	-0,779	0,304	0,887	1,327	0,315	0,512	0,438

11	0,8	-0,799	0,29	0,887	1,32	0,28	0,519	0,438
----	-----	--------	------	-------	------	------	-------	-------

Табл. 2.4.2. Показники якості корегованого зачеплення при $0,6 \leq x_1 \leq 0,8$.

$x_{1 \min}$	$x_{2 \min}$
-0,067	-3,267

Вирівнювання коефіцієнтів ковзання λ_1 і λ_2 відбувається в діапазоні $0,468 \leq \lambda_1 \leq 0,51$ і $0,48 \leq \lambda_2 \leq 0,486$. Отже в наступному розрахунку будемо використовувати межі коефіцієнту зміщення x_1 від 0,68 до 0,7. Отримані дані представлено в Табл. 2.4.3.

№	x_1	x_2	x_{k1}	x_{k2}	ε_a	λ_1	λ_2	θ
1	0,68	-0,679	0,372	0,886	1,362	0,51	0,48	0,438
2	0,682	-0,681	0,371	0,886	1,362	0,506	0,481	0,438
3	0,684	-0,683	0,37	0,886	1,361	0,502	0,481	0,438
4	0,686	-0,685	0,368	0,886	1,36	0,497	0,482	0,438
5	0,688	-0,687	0,367	0,886	1,36	0,493	0,483	0,438
6	0,69	-0,689	0,366	0,886	1,359	0,489	0,483	0,438
7	0,692	-0,691	0,364	0,886	1,358	0,484	0,484	0,438
8	0,694	-0,693	0,363	0,886	1,358	0,48	0,485	0,438
9	0,696	-0,695	0,362	0,886	1,357	0,476	0,485	0,438
10	0,698	-0,697	0,36	0,886	1,356	0,472	0,486	0,438
11	0,7	-0,699	0,359	0,886	1,356	0,468	0,486	0,438

Табл. 2.4.3. Показники якості корегованого зачеплення при $0,68 \leq x_1 \leq 0,7$

$x_{1 \min}$	$x_{2 \min}$
-0,067	-3,267

Вирівнювання коефіцієнтів ковзання відбувається при $x_1 = 0,692$. Далі розраховуємо інші параметри передачі, прийнявши коефіцієнт загострення зубця $S_a = 0,364$, а коефіцієнт загострення колеса $S_a = 0,886$, отже матеріал задовольняє умову не загострення зубців. Коефіцієнт перекриття

$\varepsilon_a = 1,358 > [\varepsilon_a] = 1$, що забезпечує неперервність зачеплення. Коефіцієнти питомого ковзання $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,484$ тому спрацювання колеса та шестерні буде відбуватися рівномірно, що збільшить сумарний ресурс передачі.

Далі розраховуємо інші параметри передачі, прийнявши коефіцієнти зміщення шестерні $x_1 = 0,692$ і колеса $x_2 = -0,691$.

Вхідні параметри

Кількість зубів шестерні: $z_1 = 16$

Число зубів колеса: $z_2 = 64$

Модуль зачеплення: $m = 1$ мм

Кут нахилу лінії зуба (град): $\beta_0 = 17.75^\circ$

Коефіцієнт зміщення шестерні: $x_1 = 0.692$

Коефіцієнт зміщення колеса: $x_2 = -0.691$

Параметри з'єднання

Міжосьова відстань: $a_w = 50$ мм

Кут зачеплення (град): $\alpha_{tw} = 20.375^\circ$

Висота зуба: $h_i = 2.25$ мм

Коефіцієнт торцевого перекриття: $e_a = 1.48$

Коефіцієнт тиску в полюсі: $\theta = 0.348$

Параметри шестерні

Радіус ділительного кола: $r = 8,4$ мм

Радіус початковій окружності: $r_w = 8,4$ мм

Радіус кола вершин: $r_a = 10,092$ мм

Радіус кола западин: $r_f = 7,842$ мм

Радіус основного кола: $r_b = 7,846$ мм

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0,347$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0,485$

Параметри колеса

Радіус ділительного кола: $r = 33,599$ мм

Радіус початковій окружності: $r_w = 33,6$ мм

Радіус кола вершин: $r_a = 33,908$ мм

Радіус кола западин: $r_f = 31,658$ мм

Радіус основного кола: $r_b = 31,386$ мм

Коефіцієнт товщини по окружності вершин: $s_k = 0,844$

Коефіцієнт питомого ковзання: $\lambda = 0,484$.

Обчислимо за допомогою програми координати двадцять точок профілю зубців шестерні та колеса і занотуємо їх відповідно у Табл. 2.4.4. і Табл. 2.4.5.

№	Т-д	x	y
1	Прхд	1,471	7,731
2	Прхд	1,294	7,813
3	Прхд	1,205	7,913
4	Прхд	1,169	7,988
5	Прхд	1,154	8,039
6	Прхд	1,147	8,077
7	Евлв	1,133	8,166
8	Евлв	1,113	8,266
9	Евлв	1,087	8,376
10	Евлв	1,054	8,496
11	Евлв	1,013	8,625
12	Евлв	0,963	8,763
13	Евлв	0,904	8,91
14	Евлв	0,835	9,065
15	Евлв	0,755	9,227
16	Евлв	0,663	9,395
17	Евлв	0,56	9,57
18	Евлв	0,443	9,751

19	ЕВЛВ	0,314	9,936
20	ЕВЛВ	0,171	10,125

Табл. 2.4.4. Координати точок профілю зубця шестерні

№	Т-д	х	у
1	Прхд	1,486	31,582
2	Прхд	1,256	31,654
3	Прхд	1,116	31,781
4	Прхд	1,037	31,91
5	Прхд	0,986	32,04
6	Прхд	0,952	32,178
7	ЕВЛВ	0,933	32,27
8	ЕВЛВ	0,912	32,366
9	ЕВЛВ	0,889	32,467
10	ЕВЛВ	0,863	32,573
11	ЕВЛВ	0,835	32,683
12	ЕВЛВ	0,804	32,797
13	ЕВЛВ	0,77	32,917
14	ЕВЛВ	0,733	33,04
15	ЕВЛВ	0,693	33,168
16	ЕВЛВ	0,65	33,3
17	ЕВЛВ	0,604	33,437
18	ЕВЛВ	0,554	33,578
19	ЕВЛВ	0,5	33,722
20	ЕВЛВ	0,443	33,871

Табл. 2.4.5. Координати точок профілю зубця шестерні

За розрахованими програмою координатами точок профілів зубців шестерні і колеса на рис. 2. зображуємо відповідно кореговані та не кореговані профілі зубців.

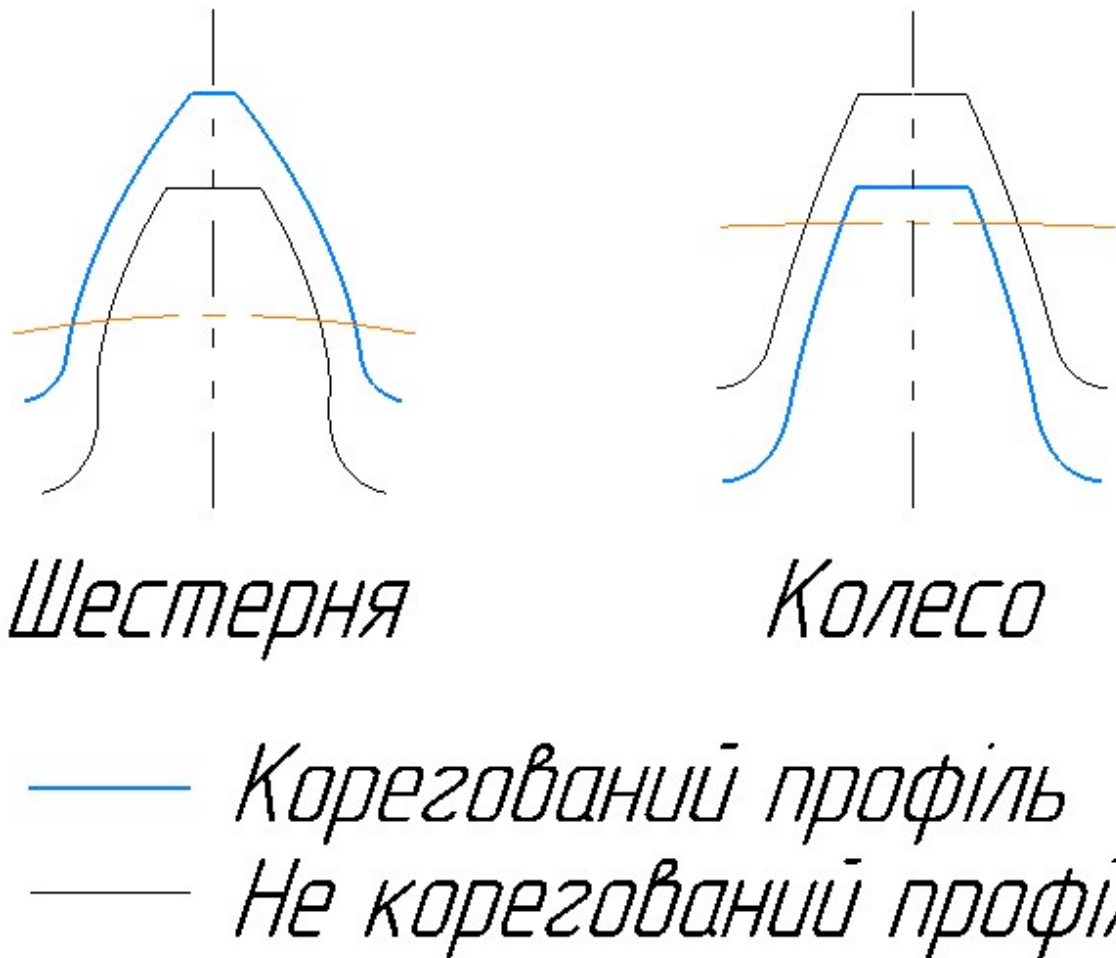


Рис. 2. Кореговані та не кореговані профілі зубців шестерні і колеса.

2.5 Висновки

В результаті проведеного корегування були визначені коефіцієнти зміщення ($x_1 = 0,692$, $x_2 = -0,691$), при яких основні геометричні показники якості зачеплення зубчастої передачі отримали оптимальні значення.

- 1) умова рівномірного спрацювання шестерні і колеса виконується через те, що коефіцієнти ковзання однакові $\lambda_1 = \lambda_2 = 0,484$.
- 2) умова неперервності зачеплення виконується, оскільки $\varepsilon_\alpha = 1,358 > [\varepsilon_\alpha] = 1$.
- 3) загострення зубців відбувається в заданих межах для призначеного способу термообробки, а саме поліпшення, оскільки $S_{k1} = 0.364 > 0.25$; $S_{k2} = 0.886 > 0.25$
- 4) підрізання зубців не відбувається $x_1 = 0,692 > x_{1\min} = -0,067$, $x_2 = -0,691 > x_{2\min} = -3,267$

У випадку корегованої передачі знос шестерні та зубчастого колеса є рівномірним. Отже строк служби передачі буде більшим.

Параметр	Не корегована	Скорегована
x_1	0	0,692
x_2	0	-0,691
S_{a1}	0,729	0,364
S_{a2}	0,838	0,886
ε_a	1,54	1,358
λ_1	7,449	0,484
λ_2	0,277	0,484
θ	0,438	0,438

Таблиця 2.5 Порівняння параметрів не корегованої та корегованої передачі.

3. ПРОЕКТУВАННЯ ВИПРОБУВАЛЬНОГО ЗРАЗКА ТА ПРОВЕДЕННЯ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ

3.1 Вибір типу зразка та його конструювання

Для початку потрібно визначитися із типом зразка, який підійде до нашої установки. Так як ми використовуємо установку СН-10, яка використовується для дослідження матеріалів за складного напруженого стану, то виберемо згідно до рекомендацій трубчастий зразок.

Для того щоб визначити геометричні характеристики, скористаємося формулами опору матеріалів.

Початкові дані (для дослідження за розтяг):

Модуль Юнга матеріалу $E = 2.23 \cdot 10^5$ МПа.

Коефіцієнт Пуассона матеріалу $\mu = 0.32$.

Границя міцності матеріалу $\sigma_B = 1400$ МПа.

Максимально допустимий коефіцієнт концентрації напружень у перехідній зоні зразка $\alpha = 1.05$.

Максимальна осьова сила $N_{max} = 100$ кН.

Гарантований запас потужності устаткування $k = 1.6$.

Знаходимо максимальну силу, яку можна прикласти до зразка:

$$N = \frac{N_{max}}{k} = \frac{100000}{1.6} = 62500 \text{ Н.}$$

Максимальне напруження, яке може бути досягнуте в трубчастій частині зразка, без врахування концентрації напружень:

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_B}{\alpha} = \frac{1400}{1.05} = 1333,33 \text{ МПа.}$$

Площа поперечного перерізу зразка:

$$A = \frac{N}{\sigma_{max}} = \frac{62500}{1333,33} = 46,875 \text{ мм}^2$$

Так як в нас зразок трубчастої форми, то нам потрібно визначити два незалежних розміри, а саме внутрішній d_B та наріжний d_H діаметри (або середній діаметр D та товщину стінки δ).

Площа перерізу трубки визначається за наступною формулою:

$$A = \frac{\pi(d_H^2 - d_B^2)}{4} = \pi \frac{d_H + d_B}{2} \frac{d_H - d_B}{2} = \pi D \delta$$

Де

$$D = \frac{d_H + d_B}{2}$$

$$\delta = \frac{d_H - d_B}{2}$$

За рекомендаціями відношення D до δ приймають в діапазоні від 15 до 20.

Візьмемо відношення D до $\delta = 20$.

Тоді:

$$A = 20\pi\delta^2$$

Отже маємо:

$$\delta = \sqrt{A/(20\pi)} = \sqrt{46,875/(20\pi)} = 0,86 \text{ мм}$$

Тоді $D = 20\delta = 17,2 \text{ мм}$, $d_B = D - \delta = 17,2 - 0,86 = 16,34 \text{ мм}$. Тоді

$$d_H = d_B + 2\delta = 18,06 \text{ мм}$$

Так як таких величин немає в таблицях стандартних розмірів, то візьмемо найближчі значення.

Отже, $D = 21 \text{ мм}$, $\delta = 1 \text{ мм}$, $d_B = 20 \text{ мм}$, $d_H = 22 \text{ мм}$.

Початкові дані (для дослідження на кручення):

Модуль Юнга матеріалу $E = 2,23 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт Пуассона матеріалу $\mu = 0,32$.

Границя міцності матеріалу $\sigma_B = 1400 \text{ МПа}$.

Максимально допустимий коефіцієнт концентрації напружень у перехідній зоні зразка $\alpha = 1,05$.

Максимальний крутний момент $M_{max} = 0,8 \text{ кН*м}$.

Гарантований запас потужності устаткування $k = 1,6$.

Максимальний крутний момент, який можна прикласти до зразка:

$$M_k = \frac{M_{max}}{k} = \frac{800}{1,6} = 500 \text{ Н*м} = 500000 \text{ Н*мм}$$

Максимальне напруження, яке може бути досягнуте в трубчастій частині зразка, без врахування концентрації напружень:

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma_B}{\alpha} = \frac{1400}{1,05} = 1333,333 \text{ МПа}$$

Момент спротиву перерізу зразка при крученні знайдемо з виразу:

$$\frac{W_k}{\sqrt{3}} = \frac{M_k}{\sigma_{max}} = \frac{500000}{1333,33} = 375 \text{ мм}^3$$

$$W_k = 375\sqrt{3} = 649,52 \text{ мм}^3$$

Також момент спротиву перерізу трубки при крученні дорівнює:

$$W_k = \frac{\pi D^2 \delta}{2}$$

Візьмемо відношення D до $\delta = 20$.

Тоді:

$$W_k = 200\pi\delta^3$$

Отже маємо:

$$\delta = \sqrt[3]{W_k/200\pi} = \sqrt[3]{649,25/(200\pi)} = 1,01 \text{ м}$$

Тоді $D = 20\delta = 20,2 \text{ мм}$, $d_B = D - \delta = 20,2 - 1,01 = 19,19 \text{ мм}$. Тоді

$$d_H = d_B + 2\delta = 21,21 \text{ мм}.$$

Так як таких величин немає в таблицях стандартних розмірів, то візьмемо найближчі значення.

Отже, $D = 21 \text{ мм}$, $\delta = 1 \text{ мм}$, $d_B = 20 \text{ мм}$, $d_H = 22 \text{ мм}$.

Обидва розглянуті варіанти прийшли до ідентичного результату. Тож, геометричні характеристики:

Середня лінія циліндра $D = 21 \text{ мм}$.

Товщина стінки циліндра $\delta = 1 \text{ мм}$.

Внутрішній діаметр зразка $d_B = 20 \text{ мм}$.

Зовнішній діаметр циліндра $d_H = 22 \text{ мм}$.

Діаметр голівки $D_{гол} = 36 \text{ мм}$.

Довжина голівки $L_{гол} = 24 \text{ мм}$.

Робоча довжина зразка (циліндра) $L_{цил} = 5d_H = 110 \text{ мм}$.

Загальна довжина зразка $L = 220 \text{ мм}$.

Кут нахилу перехідної частини зразка $\theta = 7^\circ$.

Радіуси заокруглень перехідної частини зразка:

$r_1 = 30 \text{ мм}$, (для отримання задовільного значення

коефіцієнта концентрації напружень $\alpha \leq 1.05$ призначаємо

$r_1 > d_H$; $r_2 = 2 \text{ мм}$.

Сила, діюча на зразок:

$$F = \left(\frac{\sigma_B}{\alpha}\right) A = \left(\frac{1400}{1.05}\right) 46,875 = 62500 \text{ Н}$$

3.2 Постановка крайової задачі пружності

В даній роботі потрібно отримати значення коефіцієнта концентрації напружень α , який буде реалізовуватися в зразку, щоб порівняти його з допустимим. Для цього потрібно розв'язати крайову задачу лінійної пружності, тобто розрахувати напружено-деформований стан зразка. Результати – поля переміщень, деформацій, напружень.

Сформулюємо постановку задачі та метод її розв'язування.

Приймемо, що розглядається тіло об'ємом Ω , обмежене поверхнею S ; фізичні величини: напруження, деформації, зусилля, переміщення; застосовуються Лагранжеві координати; матеріал вважається ізотропним, а деформації – малими.

Припустимо, що в початковий момент t_0 в актуальному тілі переміщення $U_i(\vec{x}, t_0)$, 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 , а також на частині його поверхні $S_G = S_U \cup S_P$ за деякий проміжок часу відбудеться зміна навантажень, тобто на час t прикладемо: $\bar{P}_m(\vec{x}, t)$ – поверхневі сили на S_P ; відбулися переміщення $\bar{U}_i(\vec{x}, t)$ на S_U . Тоді для визначення в кожній точці тіла величин: $U_i(\vec{x}, t)$ – переміщень, $\varepsilon_{ij}(\vec{x}, t)$ – деформацій, $\sigma_{mn}(\vec{x}, t)$ – напружень маємо наступну крайову задачу:

рівняння рівноваги як окремий випадок рівняння руху:

$$\nabla_n \sigma_{mn} = 0;$$

геометричні (для малих деформацій):

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

а також присутні тільки пружні деформації:

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon_{ij}^e;$$

фізичні рівняння:

$$\varepsilon_{ij}^e = C_{ijmn} \sigma_{mn};$$

де C_{ijmn} – тензор модулів піддатливості.

Додатково залучаються ГУ на S_U та S_P :

$$U_i|_{S_U} = \bar{U}_i;$$

$$\sigma_{mn} \nu_n|_{S_P} = \bar{P}_m.$$

Для отримання розв'язку крайової задачі зазвичай застосовують принцип можливих переміщень.

Для отримання рівняння принципу можливих переміщень використовують співвідношення, властивості симетрії тензора напружень $\sigma_{mn} = \sigma_{nm}$ і теорема Гауса-Остроградського. В підсумку отримують наступний функціонал відносно варіацій переміщень і зв'язаних із ними деформацій

$$F = \int_{\Omega} \sigma_{mn} \delta \varepsilon_{mn} d\Omega - \int_{S_P} \bar{P}_m \delta U_m dS = 0,$$

що в поєднанні з кінематичними ГУ (5.2.5) на поверхні S_U визначає незліченну множину можливих (віртуальних) напружено-деформованих станів. Дійсний НДС є одним з віртуальних, але він додатково задовольняє фізичним рівнянням зв'язків $\sigma_{mn} \propto \varepsilon_{mn}$.

3.3 Метод розв'язування крайової задачі лінійної пружності

Застосуємо метод скінченних елементів. Спочатку перейдемо до матричних позначень.

Закон Гука запишемо у вигляді

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon^e\},$$

де $[D]$ – матриця модулів пружності.

У випадку пружної ізотропії матеріалу матриця

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

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.

Всі деформації – пружні:

$$\{\varepsilon\} = \{\varepsilon^e\}.$$

Враховуючи це, запишемо вираз у вигляді:

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}.$$

Геометричні рівняння отримують вигляд:

$$\{\varepsilon\} = [B]\{q\}_e,$$

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 в вузлах СЕ; $[B]$ – матриця диференціювання за глобальними координатами, пов'язана лише з типом СЕ і системою глобальних координат.

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

$$F = \sum_e \int_{\Omega^e} \{\delta q\}_e^T [B]^T [D] [B] \{q\}_e d\Omega - \sum_e \int_{S_p^e} \{\delta q\}_e^T [\phi]^T \{p\} dS = 0$$

де позначено вектори навантажень $\{p\} = \{\bar{p}_1, \bar{p}_2, \bar{p}_3\}^T$; S_p^e – сторона СЕ, що виходить на S_p тіла; знак $\sum_e$ означає додавання по всіх СЕ, що містять актуальний ступінь свободи вузла.

Оскільки в підінтегральних виразах є вектори $\{\delta q\}_e^T$ і $\{q\}_e$, що не залежать від параметрів інтегрування, їх можна винести за межі інтегралів. Згрупувавши інтеграли, отримаємо:

$$F = \sum_e \{\delta q\}_e^T \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega \cdot \{q\}_e + \sum_e \{\delta q\}_e^T \int_{S_p^e} [\phi]^T \{p\} dS = 0$$

Позначимо:

$$[K]_e = \int_{\Omega^e} [B]^T [D] [B] d\Omega,$$

$$\{P\}_e = \int_{S_p^e} [\phi]^T \{p\} dS.$$

Тоді

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

Оскільки варіації переміщень – довільні, то отримали СЛАР вигляду

$$[K]\{q\} = \{P\}$$

відносно глобального вектора приростів дійсних переміщень $\{q\}_e$ у вузлах СЕ сітки. В останньому обчисленні F позначено додавання за ступенями свободи вузлів: $[K] = \sum_e [K]_e$; $\{P\} = \sum_e \{P\}_e$. Вектор $\{P\}$ зумовлюється зовнішніми силовими навантаженнями. У СЛАР ще необхідно врахувати кінематичні ГУ.

3.4 Розрахункова схема

Розглядаємо розтяг зразка, який має робочу частину у вигляді тонкостінної трубки. Використовуючи симетрію зразка, будемо розглядати тільки половину його довжини. Силу, яка розтягує зразок, задаємо у вигляді розподіленого навантаження, що діє на поверхню голівки. Характер закріплення приймаємо такий, щоб були відсутні поворот та переміщення перпендикулярно до площини розсічення, в циліндричній системі координат.

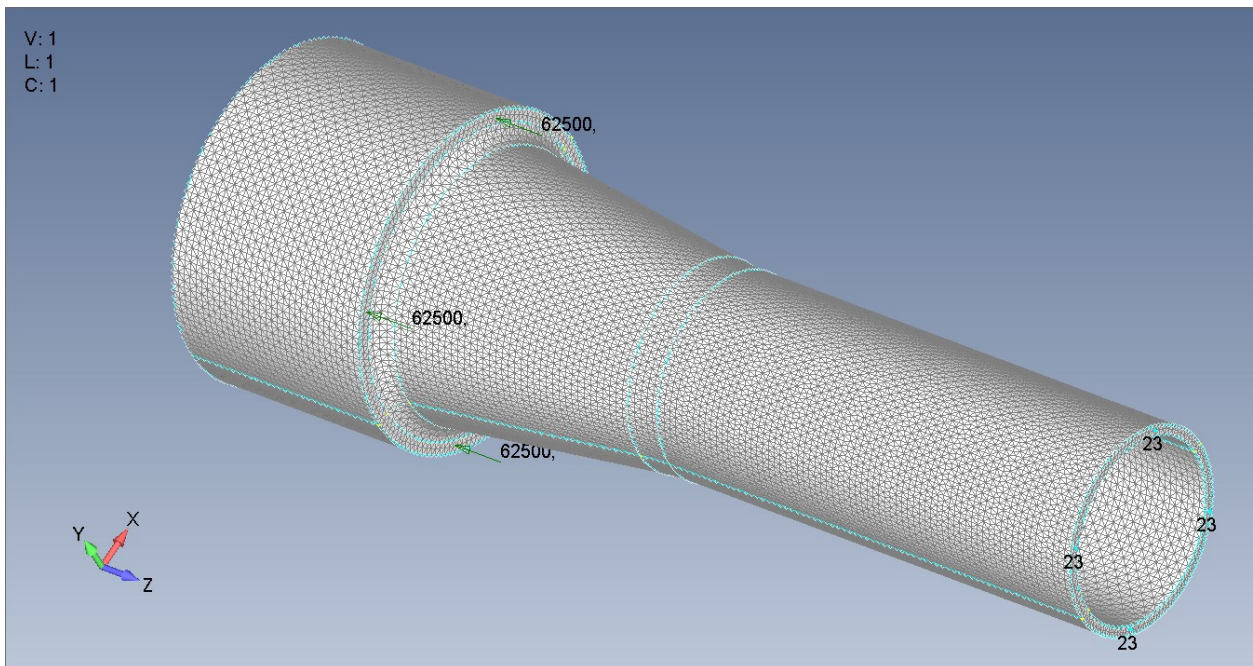


Рис. 3.4. Розрахункова схема зразка

Скінченно-елементна сітка зроблена в автоматичному режимі на основі

геометрії за таку умову, щоб по товщині трубки зразка було не менше двох скінченних елементів.

3.5 Результати розрахунків

За допомогою програмного забезпечення FEMAP отримали напружено-деформований стан зразка в пружній області.

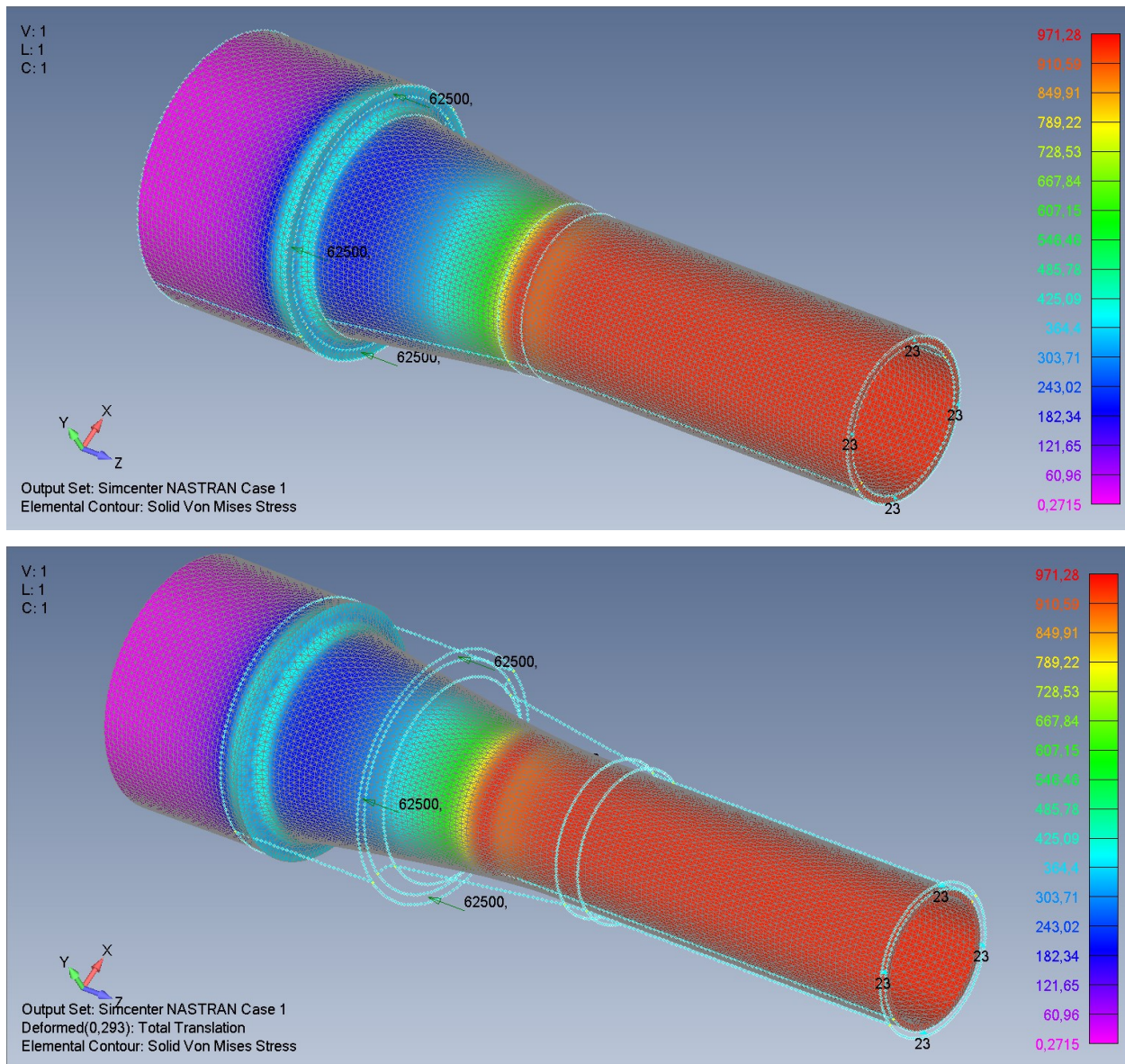


Рис 3.5.1 Розподіл напружень за Мізесом (МПа) від зусилля, що розтягує

Обчислимо коефіцієнт концентрації напружень за Мізесом для заокруглення.

Для цього побудували графіки Рис 5.5.2 розподілу цих напружень у вузлах, вздовж двох ліній, що зображені на Рис. 5.5.3.

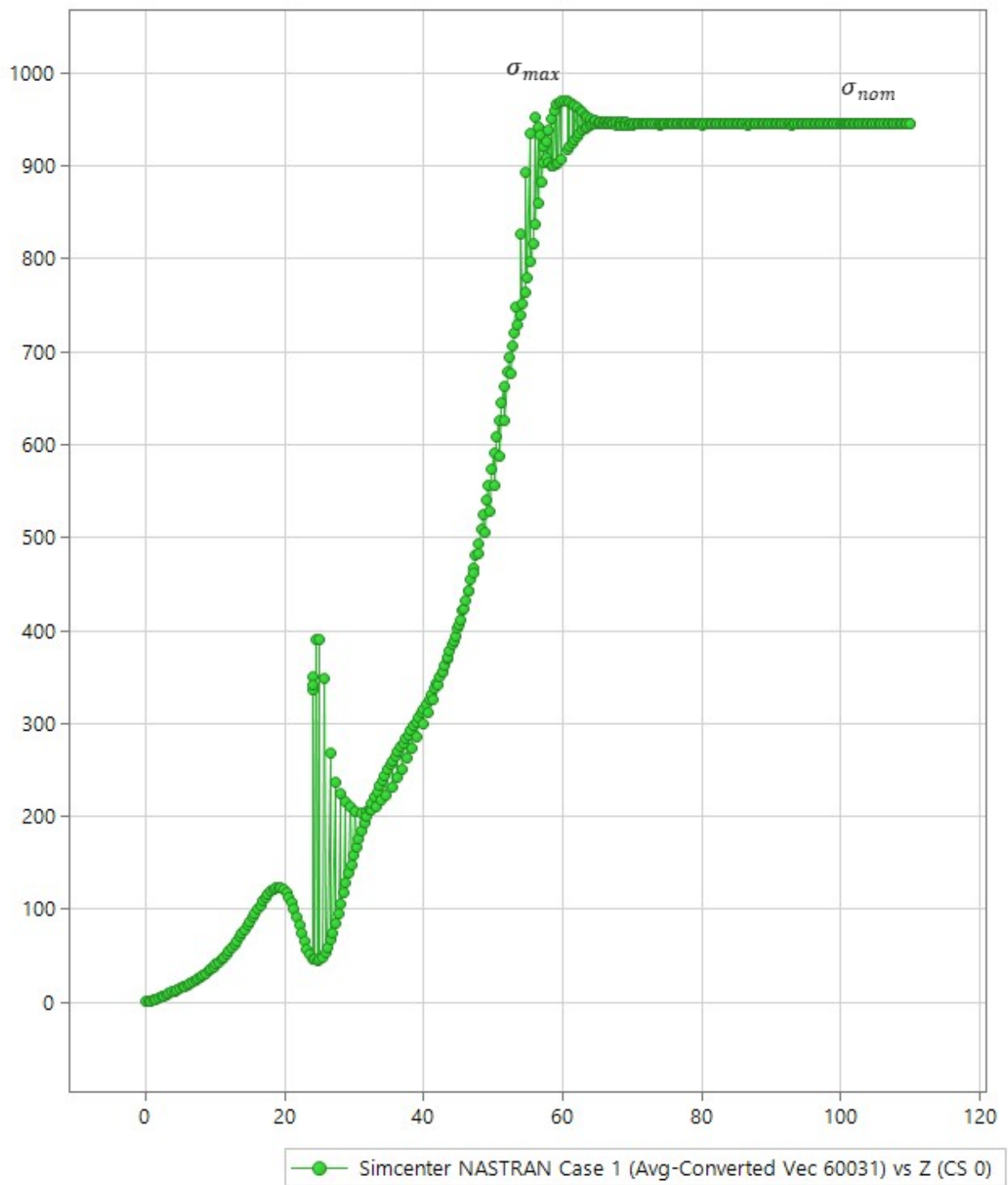


Рис 3.5.2 Графіки розподілу напружень за Мізесом, МПа

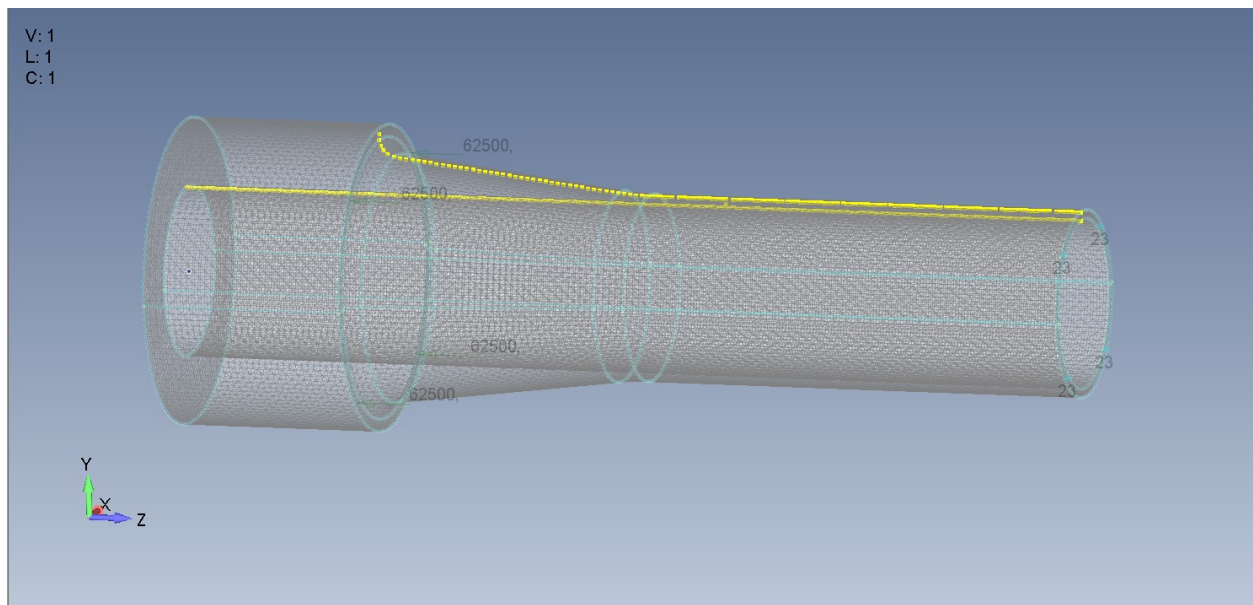


Рис. 3.5.3. Розташування вузлів, для яких побудовані графіки розподілу напружень за Мізесом

Отримали, що $\alpha = \frac{\sigma_{\max}}{\sigma_{\text{ном}}} = \frac{970,4}{945,5} = 1,026 < 1,05$. Отже, немає великої концентрації напружень, тобто зразок спроектовано вірно.

4. РОЗРАХУНОК ОСЕСИМЕТРИЧНОЇ ПЛАСТИНИ НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ

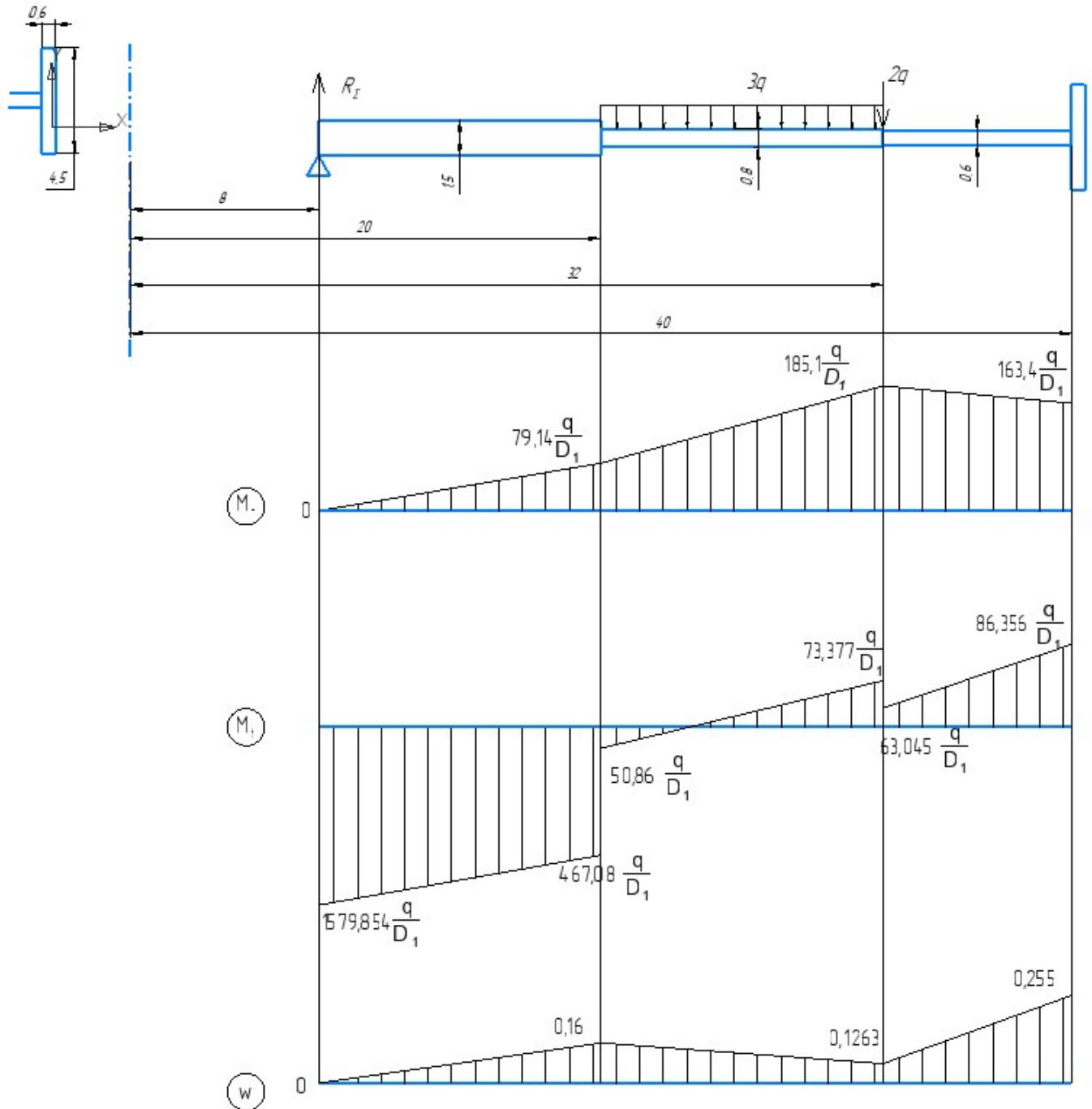


Рис. 6 Схема плити та епюри моментів та переміщень

Напружено-деформований стан плити можна знайти за допомогою модифікованого метода початкових параметрів в формі метода двох розрахунків. Для початку потрібно знайти реакцію в опорі

4.1 Обчислення реакцій в опорах

$$R_{\Sigma} = R \cdot 2\pi \cdot 8 = 3q\pi(32^2 - 20^2) + 2q \cdot 2\pi \cdot 32 = 1872\pi q + 128\pi q = 2000\pi q$$

4.2 Знаходження характеристик ділянок

(жорсткість D_i , матриці переходу L_i , початкові сили P_i , вектори навантажень R_i):

$$\lambda_1 = \frac{8}{20} = 0.4$$

$$\lambda_2 = \frac{20}{32} = 0,625$$

$$\lambda_3 = \frac{32}{40} = 0.8$$

$$\frac{D_2}{D_1} = \left(\frac{0,8}{1,5}\right)^3 = 0,152$$

$$\frac{D_1}{D_2} = \left(\frac{1,5}{0,8}\right)^3 = 6,592$$

$$\frac{D_3}{D_1} = \left(\frac{0,6}{1,5}\right)^3 = 0,064$$

$$\frac{D_1}{D_3} = \left(\frac{1,5}{0,6}\right)^3 = 15,625$$

Матриця переходу знаходиться за формулою:

$$L_i = \begin{vmatrix} \psi_{\vartheta\vartheta}(\lambda_i) & \frac{D_1}{D_i} \psi_{\vartheta m}(\lambda_i) \\ \frac{D_i}{D_1} \psi_{r\vartheta}(\lambda_i) & \psi_{rm}(\lambda_i) \end{vmatrix}$$

Знайдемо матриці переходу для кожної ділянки пластини:

$$L_1 = \begin{vmatrix} \psi_{\vartheta\vartheta}(0.4) & \psi_{\vartheta m}(0.4) \\ \psi_{r\vartheta}(0.4) & \psi_{rm}(0.4) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0,454 & 0,42 \\ 0,3822 & 0,706 \end{vmatrix}$$

$$L_2 = \begin{vmatrix} \psi_{\vartheta\vartheta}(0,625) & \frac{D_1}{D_2} \psi_{\vartheta m}(0,625) \\ \frac{D_2}{D_1} \psi_{r\vartheta}(0,625) & \psi_{rm}(0,625) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0,6043 & 2,0066 \\ 0,0421 & 0,787 \end{vmatrix}$$

$$L_3 = \begin{vmatrix} \psi_{\vartheta\vartheta}(0.8) & \frac{D_1}{D_3} \psi_{\vartheta m}(0.8) \\ \frac{D_3}{D_1} \psi_{r\vartheta}(0.8) & \psi_{rm}(0.8) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0,766 & 2,8125 \\ 0,0105 & 0,874 \end{vmatrix}$$

$$P_{11} = R_{\Sigma} = 2000\pi q$$

$$P_{21} = R_{\Sigma} = 2000\pi q$$

$$P_{31} = R_{\Sigma} - 128\pi q - 3\pi q(32^2 - 20^2) = 0$$

Вектор навантажень знаходять за наступною формулою:

$$R_i = \begin{pmatrix} \frac{P_i}{D_1} \cdot \psi_{\vartheta P}(\lambda_i) + \frac{q_i \cdot r_i^2}{D_1} \cdot \psi_{\vartheta q}(\lambda_i) \\ \frac{P_i}{D_1} \cdot \psi_{rP}(\lambda_i) + \frac{q_i \cdot r_i^2}{D_1} \cdot \psi_{rq}(\lambda_i) \end{pmatrix}$$

Знайдемо вектори навантажень нашої пластини:

$$R_3 = \begin{pmatrix} 0 + 0 \\ 0 + 0 \end{pmatrix} = 0$$

$$R_1 = \begin{pmatrix} \frac{2000\pi q}{D_1} \cdot \psi_{\vartheta P}(0,4) + 0 \\ \frac{2000\pi q}{D_1} \cdot \psi_{rP}(0,4) + 0 \end{pmatrix} = \frac{q\pi}{D_1} \begin{pmatrix} 79,2 \\ 236,4 \end{pmatrix}$$

$$R_2 = \begin{pmatrix} \frac{2000\pi q}{D_1} \cdot 6,592 \cdot \psi_{\vartheta P}(0,625) - \frac{3q \cdot 40^2}{D_1} \cdot 6,592 \cdot \psi_{\vartheta q}(0,625) \\ \frac{2000\pi q}{D_1} \cdot \psi_{rP}(0,625) - \frac{3q \cdot 40^2}{D_1} \cdot \psi_{rq}(0,625) \end{pmatrix}$$

$$= \begin{pmatrix} \frac{174,688\pi q}{D_1} - \frac{225,605q}{D_1} \\ \frac{131,5\pi q}{D_1} - \frac{267,6q}{D_1} \end{pmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{pmatrix} 323,1935 \\ 145,519 \end{pmatrix}$$

Ребро:

$$I_x = \frac{4,5^3 \cdot 0,6}{12} = 4,556 \text{ см}^4$$

$$D_1 = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 1,5^3}{12(1-0,3^2)} = 6181,319 \text{ кН} \cdot \text{см}$$

$$R = 40$$

$$\frac{EI_x}{RD_1} = \frac{2 \cdot 10^4 \cdot 4,556}{40 \cdot 6181,319} = 0,3685$$

4.3 Перший розрахунок

$$\{\bar{X}\}_{i2} = [L]_i \{\bar{X}\}_{i1}$$

$$\{\bar{X}\}_{11} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\{\bar{X}\}_{12} = [L]_1 \{\bar{X}\}_{11} = \begin{vmatrix} 0,454 & 0,42 \\ 0,3822 & 0,706 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0,454 \\ 0,3822 \end{Bmatrix} = \{\bar{X}\}_{21}$$

$$\{\bar{X}\}_{22} = [L]_2 \{\bar{X}\}_{21} = \begin{vmatrix} 0,6043 & 2,0066 \\ 0,0421 & 0,787 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} 0,454 \\ 0,3822 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1,0413 \\ 0,3199 \end{Bmatrix}$$

$$\{\bar{X}\}_{32} = [L]_3 \{\bar{X}\}_{31} = \begin{vmatrix} 0,766 & 2,8125 \\ 0,0105 & 0,874 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} 1,0413 \\ 0,3199 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1,697 \\ 0,2905 \end{Bmatrix}$$

4.4 Другий розрахунок

$$\{\bar{\bar{X}}\}_{i2} = [L]_i \{\bar{\bar{X}}\}_{i1} + \{R\}_i$$

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

$$\{\bar{\bar{X}}\}_{12} = [L]_1 \{\bar{\bar{X}}\}_{11} + \{R\}_1 = \begin{vmatrix} 0,454 & 0,42 \\ 0,3822 & 0,706 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 248,814 \\ 742,6725 \end{Bmatrix}$$

$$= \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 248,814 \\ 742,6725 \end{Bmatrix} = \{\bar{\bar{X}}\}_{21}$$

$$\begin{aligned}
\{\bar{X}\}_{22} &= [L]_2 \{\bar{X}\}_{21} + \{R\}_2 = \frac{q}{D_1} \begin{vmatrix} 0,6043 & 2,0066 \\ 0,0421 & 0,787 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} 248,814 \\ 742,6725 \end{Bmatrix} + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 323,1935 \\ 145,519 \end{Bmatrix} = \\
&= \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 1963,798 \\ 740,477 \end{Bmatrix} = \{\bar{X}\}_{31} \\
\{\bar{X}\}_{32} &= [L]_3 \{\bar{X}\}_{31} + \{R\}_3 = \begin{vmatrix} 0,766 & 2,8125 \\ 0,0105 & 0,874 \end{vmatrix} \cdot \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 1963,79 \\ 740,477 \end{Bmatrix} + 0 \\
&= \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 3586,861 \\ 667,797 \end{Bmatrix}
\end{aligned}$$

4.5 Повний векторний стан

$$\begin{aligned}
\{X\} &= \{\bar{X}\} \cdot C + \{\bar{X}\} \\
\left(0,2905C + 740,477 \frac{q}{D_1}\right) \cdot \frac{r_{cp} \cdot D_1}{E \cdot I_x} &= 1,697C + 3586,861 \frac{q}{D_1} \\
r_{cp} &= 40 \\
\left(0,2905C + 740,477 \frac{q}{D_1}\right) \cdot \frac{40 \cdot 6181,319}{2 \cdot 10^4 \cdot 4,556} &= 1,697C + 3586,861 \frac{q}{D_1} \\
\left(0,2905C + 740,477 \frac{q}{D_1}\right) \cdot 2,7135 &= 1,697C + 3586,861 \frac{q}{D_1} \\
0,7883C - 1,697C &= (3586,861 - 2009,2843) \frac{q}{D_1} \\
-0,9087C &= 1577,5767 \frac{q}{D_1} \\
C &= -1736,0809 \frac{q}{D_1}
\end{aligned}$$

4.6 Визначення повних векторів стану для ділянок з урахуванням константи С

$$\begin{aligned}
\{X\} &= \{\bar{X}\} \cdot C + \{\bar{X}\} \\
\{X\}_{11} &= \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix} \cdot \left(-1736,0809 \frac{q}{D_1}\right) + \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} -1736,0809 \\ 0 \end{Bmatrix} \\
\{X\}_{12} &= \begin{Bmatrix} 0,454 \\ 0,3822 \end{Bmatrix} \cdot \left(-1736,0809 \frac{q}{D_1}\right) + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 248,814 \\ 742,6725 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} -539,367 \\ 79,1424 \end{Bmatrix} \\
\{X\}_{22} &= \begin{Bmatrix} 1,0413 \\ 0,3199 \end{Bmatrix} \cdot \left(-1736,0809 \frac{q}{D_1}\right) + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 1936,798 \\ 740,477 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 129,017 \\ 185,1047 \end{Bmatrix} \\
\{X\}_{32} &= \begin{Bmatrix} 1,697 \\ 0,2905 \end{Bmatrix} \cdot \left(-1736,0809 \frac{q}{D_1}\right) + \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 3586,681 \\ 667,737 \end{Bmatrix} = \frac{q}{D_1} \begin{Bmatrix} 640,732 \\ 163,4355 \end{Bmatrix}
\end{aligned}$$

4.7 Визначення колових згинаючих моментів

$$M_t = \mu M_r + D_i (1 - \mu^2) \frac{\vartheta}{r}$$

$$\begin{aligned}
\left(\frac{M_t}{D_1}\right)_{11} &= 0,3 \cdot 0 + 1(1 - 0,3^2) \cdot \left(-1736,0809 \frac{q}{D_1}\right) = -1579,854 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1}\right)_{12} &= 0,3 \cdot 79,1424 \frac{q}{D_1} - 1(1 - 0,3^2) \cdot 539,367 \frac{q}{D_1} = -467,08 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1}\right)_{21} &= 0,3 \cdot 79,1424 \frac{q}{D_1} - 0,152(1 - 0,3^2) \cdot 539,367 \frac{q}{D_1} = -50,86 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1}\right)_{22} &= 0,3 \cdot 185,1047 \frac{q}{D_1} + 0,152(1 - 0,3^2) \cdot 129,017 \frac{q}{D_1} = 73,377 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1}\right)_{31} &= 0,3 \cdot 185,1047 \frac{q}{D_1} + 0,064(1 - 0,3^2) \cdot 129,017 \frac{q}{D_1} = 63,045 \frac{q}{D_1} \\
\left(\frac{M_t}{D_1}\right)_{32} &= 0,3 \cdot 163,4655 \frac{q}{D_1} + 0,064(1 - 0,3^2) \cdot 640,732 \frac{q}{D_1} = 86,356 \frac{q}{D_1}
\end{aligned}$$

4.8 Визначення допустимого навантаження

$$\begin{aligned}
\sigma_{IVекв} &= \frac{6}{h^2} \sqrt{M_r^2 + M_t^2 - M_r M_t} \leq [\sigma] = 16 \frac{кН}{см^2} \\
(\sigma_{IVекв})_{12} &= \frac{6q}{h_1^2} \sqrt{79,1424^2 + (-467,081)^2 - (-467,081) \cdot (79,1424)} \\
&= \frac{6q}{2,25} \sqrt{261394,0914} = 1363,379q \\
(\sigma_{IVекв})_{22} &= \frac{6q}{h_2^2} \sqrt{185,1047^2 + 73,377^2 - 73,377 \cdot 185,1047} \\
&= \frac{6q}{0,64} \sqrt{26065,5065} = 1513,576q \\
(\sigma_{IVекв})_{32} &= \frac{6q}{h_3^2} \sqrt{163,4655^2 + 86,356^2 - 86,356 \cdot 163,4655} \\
&= \frac{6q}{0,36} \sqrt{20062,1017} = 2360,679q
\end{aligned}$$

Для визначення допустимого навантаження розглядаємо:

$$(\sigma_{IVекв})_{32} = 2360,679q \leq [\sigma] = 16 \frac{кН}{см^2} \rightarrow q \leq \frac{16}{2360,679} = 0,006778 \frac{кН}{см^2}$$

4.9 Обчислення прогинів

$$\begin{aligned}
w_{i2} - w_{i1} &= -r_{i2}^2 \psi_{w\vartheta}(\lambda_i) \cdot \left(\frac{\vartheta}{r}\right)_{i1} - r_{i2}^2 \psi_{wm}(\lambda_i) \cdot \left(\frac{M_r}{D_1}\right)_{i1} \cdot \frac{D_1}{D_i} - \frac{P_{i1}}{D_1} \frac{D_1}{D_i} r_{i2}^2 \psi_{wp}(\lambda_i) \\
&\quad - \frac{q_i r_{i2}^4}{D_1} \frac{D_2}{D_i} \psi_{wq}(\lambda_i) \\
w_{11} &= 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
w_{12} &= w_{11} - 20^2 \psi_{w\vartheta}(0,4) \cdot (-1736,0809) \frac{q}{D_1} - 20^2 \psi_{wm}(0,4) \cdot 0 \\
&\quad - \frac{2000\pi q}{D_1} 20^2 \psi_{wp}(0,4) - 0 = 168260,9608 \frac{q}{D_1} - 0 - 7096 \frac{\pi q}{D_1} \\
&\quad = -\frac{989,3726}{6181,319} = w_{21} = -0,16 \text{ cm} \\
w_{22} &= w_{21} - 32^2 \psi_{w\vartheta}(0,625) \cdot (-539,367) \frac{q}{D_1} - 32^2 \psi_{wm}(0,625) \cdot 79,1424 \frac{q}{D_1} \\
&\quad \cdot 6,592 - \frac{2000q\pi}{D_1} \cdot 6,592 \cdot 32^2 \psi_{wp}(0,625) - \frac{(-3q) \cdot 32^2}{D_1} \\
&\quad \cdot 6,592 \psi_{mq}(0,625) \\
&\quad = -0,16005 + 124573,928 \frac{q}{D_1} - 32454,3304 \frac{q}{D_1} - 75918,926 \frac{q}{D_1} \\
&\quad + 14557,1206 \frac{q}{D_1} = -0,1263 \text{ cm} = w_{31} \\
w_{32} &= w_{31} - 40^2 \psi_{w\vartheta}(0,8) \cdot 129,017 \frac{q}{D_1} - 40^2 \psi_{wm}(0,8) \cdot 185,1047 \frac{q}{D_1} \cdot 15,625 - 0 \\
&\quad - 0 = -0,1263 - 32182,0005 \frac{q}{D_1} - 85610,924 \frac{q}{D_1} = -0,255 \text{ c}
\end{aligned}$$

5 РОЗРАХУНОК ВЛАСНИХ ЧАСТОТ ТА ФОРМ КОЛИВАНЬ ПРОМІЖНОГО ВАЛУ

5.1 Визначення власних крутильних частот вала

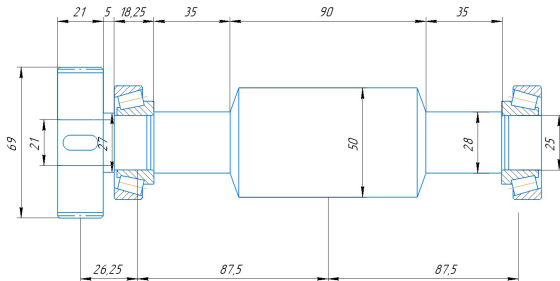


Рис. 5.1.1 Креслення валу



Рис. 5.1.2 Розрахункова схема

ϕ_1, ϕ_2 – кути повороту відповідно шестерні та черв'ячного колеса, які являють собою узагальнені координати;
матеріал шестерні – Сталь40Х;
матеріал черв'ячного колеса – СЧ15;
значення густини матеріалів:

- для чавуну $\rho_2 = 4 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$,
- для сталі $\rho_1 = 7,85 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$,

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

жорсткість стержня визначається по формулі $k = \frac{G \cdot I_P}{l}$,

де I_P – полярний момент інерції, який знаходиться по формулою:

$$I_P = \frac{\pi \cdot d_B^4}{32} = \frac{\pi \cdot (25 \times 10^{-3})^4}{32} = 3,83 \times 10^{-8} \text{ м}^4$$

де d_B – діаметр вала.

$$k = \frac{G \cdot I_P}{l} = \frac{8 \times 10^{10} \cdot 3,83 \times 10^{-8}}{200,5 \times 10^{-3}} = 15281,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Значення I_1, I_2 – осьових моментів інерції для шестерні та черв'ячного колеса знайдемо за формулою:

$$I_1 = \frac{\pi \rho_1 h_1 D_1^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 7,85 \times 10^3 \cdot 21 \times 10^{-3} (69 \times 10^{-3})^4}{32} = 3,67 \times 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}$$

$$I_2 = \frac{\pi \rho_2 h_2 D_2^4}{32} = \frac{3,14 \cdot 4 \times 10^3 \cdot 90 \times 10^{-3} (50 \times 10^{-3})^4}{32} = 2,21 \times 10^{-4} \text{ Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}$$

де D_1, D_2 – відповідно значення діаметрів циліндричного колеса та черв'ячного колеса,

h_1, h_2 – відповідно їх ширина.

Запишемо вирази для кінетичної та потенціальної енергії:

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

$$\Pi = \frac{1}{2}k(\phi_2 - \phi_1)^2.$$

Підставляючи значення кінетичної і потенціальної 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, отримаємо систему рівнянь у вигляді:

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\phi}_1 + k\phi_1 - k\phi_2 = 0 \\ I_2 \ddot{\phi}_2 - k\phi_1 + k\phi_2 = 0 \end{cases}$$

Складемо матриці інерції та жорсткості:

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

Запишемо рівняння вільних коливань у матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \ddot{\phi}_1 \\ \ddot{\phi}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Рішення шукаємо у вигляді: $\{\phi\} = \{\Phi\} \cos(\omega t - \beta)$

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

Прирівнявши детермінант до нуля отримаємо:

$$\begin{aligned} \det \begin{bmatrix} k - \omega^2 I_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 I_2 \end{bmatrix} &= 0; \\ (k - \omega^2 I_1)(k - \omega^2 I_2) - k^2 &= 0; \\ k^2 - \omega^2 k I_1 - \omega^2 k I_2 + \omega^4 I_1 I_2 - k^2 &= 0. \end{aligned}$$

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

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

$$\omega^2 = \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} \end{bmatrix} \quad \left[\begin{array}{l} \omega_1^2 = 0 \\ \omega_2^2 = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 I_2} = \frac{15281,8 \cdot (3,67 + 2,21) \cdot 10^{-4}}{3,67 \cdot 2,21 \cdot 10^{-8}} = 11,08 \times 10^7 \text{ c}^{-2} \end{array} \right];$$

Підставляючи значення частот матимемо:

- у першому випадку $\omega_1^2 = 0$

$$\begin{bmatrix} k - \omega^2 I_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Phi_{11} = 1 \\ \Phi_{12} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

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

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

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

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

$$k - \frac{k(I_1 + I_2)}{I_2} - k \Phi_{22} = 0 \quad \Rightarrow \quad \Phi_{22} = -\frac{I_1}{I_2} = -\frac{3,67}{2,21} = -1,66$$

Зобразимо знайдені значення форм коливань в графічному вигляді:

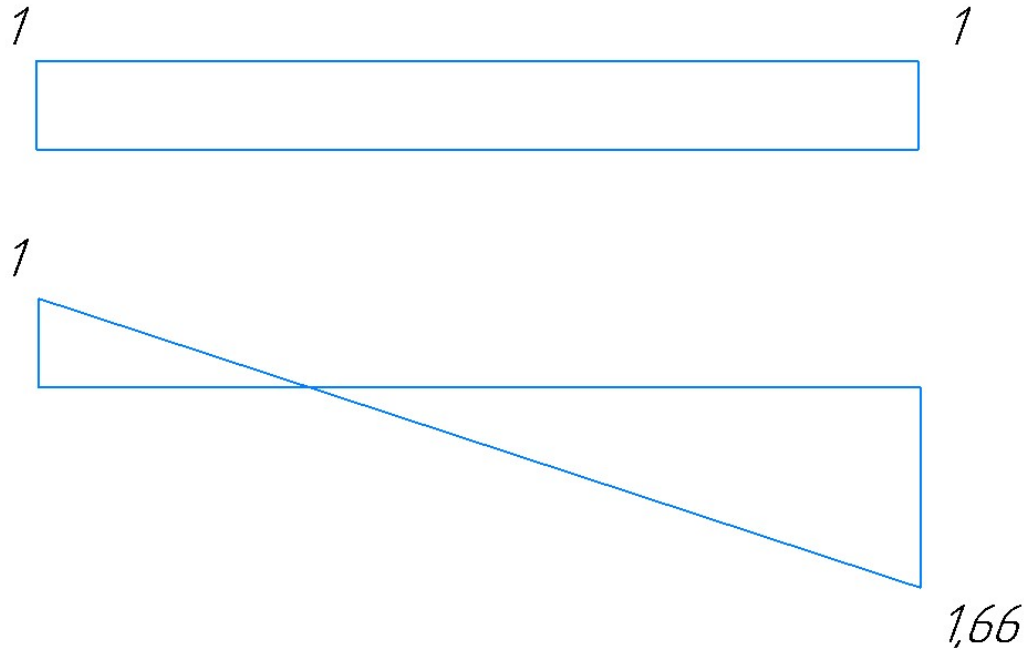


Рис. 5.1.3 Форми коливань

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

$$\begin{aligned} \{\Phi\}_l^T [c] \{\Phi\}_s &= 0 \\ \{\Phi\}_l^T [a] \{\Phi\}_s &= 0 \end{aligned}$$

У першому випадку перевірка:

$$\begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 3,67 & 0 \\ 0 & 2,21 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -1,66 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 3,67 \\ -3,67 \end{Bmatrix} = 3,67 - 3,67 = 0;$$

У другому випадку перевірка:

$$\begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 & 1 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} k + k \frac{I_1}{I_2} \\ -k - k \frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix} = 0$$

Використовуючи метод Релея знайдемо значення власних частот

$$\omega_l^2 = \frac{\{\Phi\}_l^T [c] \{\Phi\}_l}{\{\Phi\}_l^T [a] \{\Phi\}_l};$$

використовуючи формулу
отримаємо:

$$\begin{aligned}\omega_1^2 &= \frac{\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}}{\{1 \quad 1\} \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 1 \end{Bmatrix}} = \frac{\{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}}{\{1 \quad 1\} \begin{Bmatrix} I_1 \\ I_2 \end{Bmatrix}} = 0; \\ \omega_2^2 &= \frac{\left\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\right\} \begin{bmatrix} k & -k \\ -k & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\left\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\right\} \begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ -\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}} = \frac{\left\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\right\} \begin{Bmatrix} k + k\frac{I_1}{I_2} \\ k - k\frac{I_1}{I_2} \end{Bmatrix}}{\left\{1 \quad -\frac{I_1}{I_2}\right\} \begin{Bmatrix} I_1 \\ -I_1 \end{Bmatrix}} = \frac{k\left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right) + \frac{I_1}{I_2}k\left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \\ &= \frac{k\left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)\left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1 \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)} = \frac{k \cdot \left(1 + \frac{I_1}{I_2}\right)}{I_1} = k\left(\frac{1}{I_1} + \frac{1}{I_2}\right) = \frac{k(I_1 + I_2)}{I_1 \cdot I_2} = \\ &= \frac{15281,8 * (3,67 + 2,21) \times 10^{-4}}{3,67 \cdot 2,21 \times 10^{-8}} = 11,08 \times 10^7 \text{ c}^{-2}\end{aligned}$$

Отже,
$$\begin{cases} \omega_1 = 0 \\ \omega_2 = \sqrt{11,08 \times 10^7} = 10536,16 \text{ c}^{-1} \end{cases}$$

5.2 Визначення власних згинальних частот методом сил

$$m = \rho V$$

$$m_1 = 7.85 * 3,14 * (34,5 * 10^{-3} - 12,5 * 10^{-3})^2 * 21 = 0,251 \text{ кг}$$

$$m_2 = 4 * 3,14 * (25 * 10^{-3} - 12,5 * 10^{-3})^2 * 90 = 0,177 \text{ кг}$$

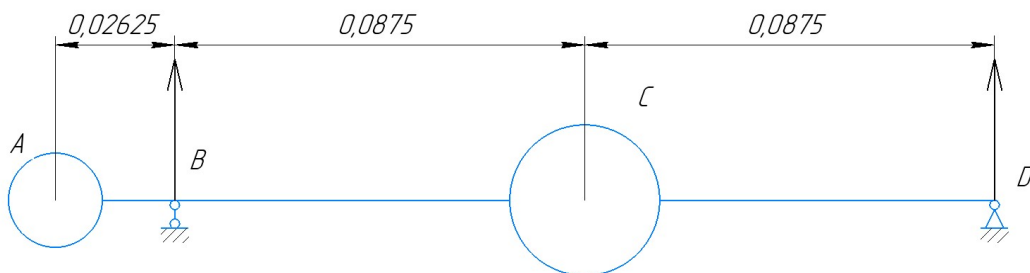


Рис. 5.2.1 Система з двома ступенями свободи

$$EI = 2,1 * 10^{11} * 1,92 * 10^{-8} = 4032 \text{ H} \cdot \text{M}^2$$

Момент інерції:

$$I = \frac{\pi * d_B^4}{64} = \frac{\pi * (25 * 10^{-3})^4}{64} = 1,92 * 10^{-8} \text{ M}^4$$

Знайдемо переміщення $\delta_{11}, \delta_{12}, \delta_{21}, \delta_{22}$. Побудуємо епюри (Рис. 1.5) від дії одиничних сил $\overline{X}_1 = 1, \overline{X}_2 = 1$ відповідно.

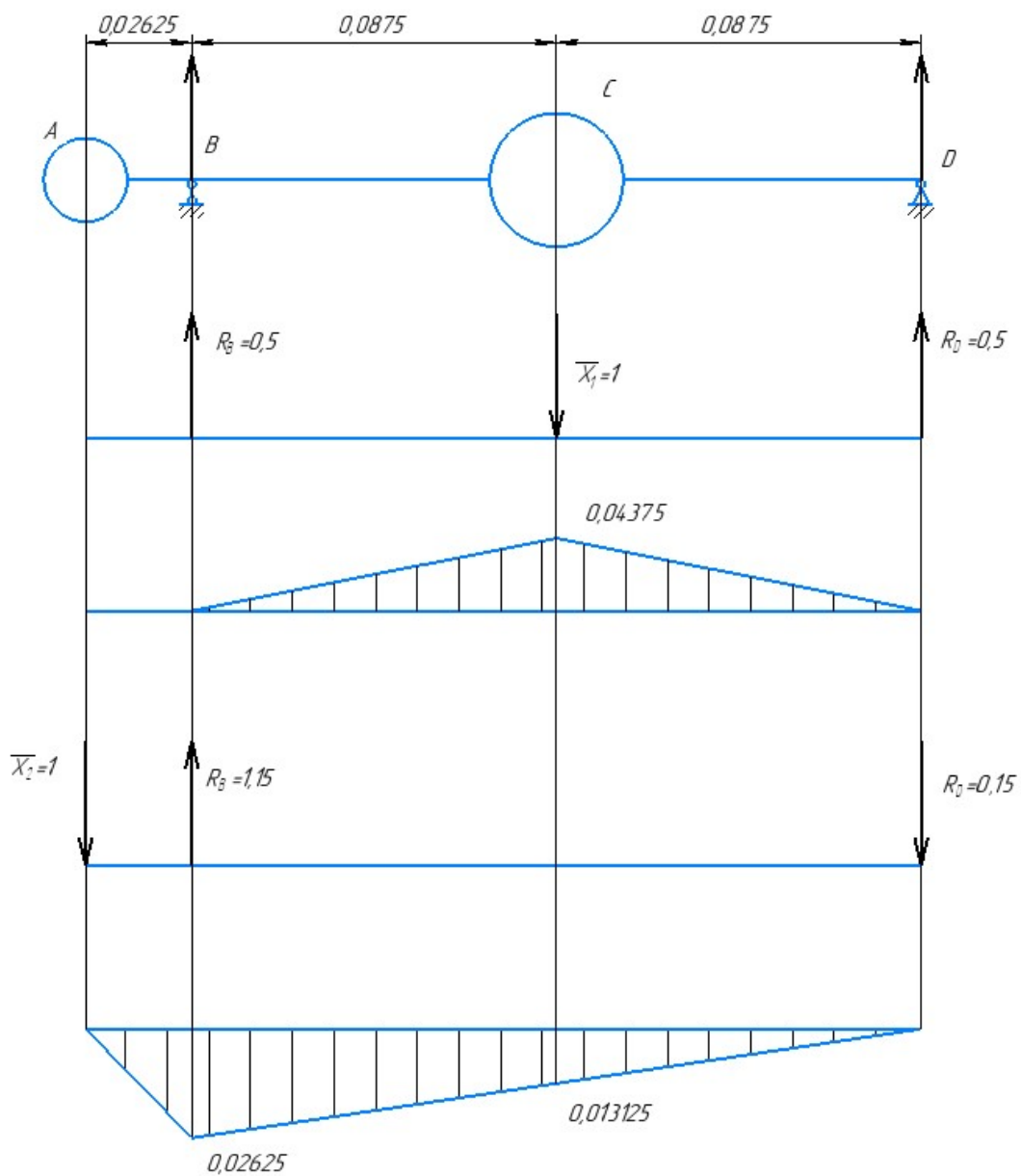


Рис. 5.2.2 Епюри моментів від одиничних сил

$$\delta_{11} = \frac{1}{EI} \left[0,04375 * 0,0875 * \frac{2}{3} * 0,04375 \right] = 2,77 \cdot 10^{-8}$$

$$\delta_{12} = -\frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} * 0,04375 * 0,0875 * \frac{1}{3} * 0,02625 + \frac{1}{2} * 0,04375 * 0,0875 * \frac{2}{3} * 0,02625 \right] = -1,2 * 10^{-8}$$

$$\delta_{22} = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} * 0,02625 * 0,175 * \frac{2}{3} * 0,02625 + \frac{1}{2} * 0,02625 * 0,02625 * \frac{2}{3} * 0,02625 \right] = 1,146 * 10^{-8}$$

Запишемо диференційні рівняння в переміщеннях:

$$\begin{cases} \ddot{w}_1 = -\ddot{w}_1 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - \ddot{w}_2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \ddot{w}_2 = -\ddot{w}_1 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 - \ddot{w}_2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 \end{cases}$$

Шукаємо переміщення у вигляді

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

Підставимо та отримаємо:

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

Оскільки маємо отримати не тривіальний розв'язок маємо, що детермінант останньої матриці має бути рівний нулю:

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

Розкриваючи визначник, отримуємо характеристичне рівняння відносно ω^2 , з якого знаходимо ω^2_1, ω^2_2 :

$$\begin{aligned} &(\omega^2 m_1 \delta_{11} - 1)(\omega^2 m_2 \delta_{22} - 1) - \omega^4 m_1 m_2 \delta_{12} \delta_{21} = 0; \\ &\omega^4 m_1 m_2 \delta_{11} \delta_{22} - \omega^2 m_1 \delta_{11} - \omega^2 m_2 \delta_{22} + 1 - \omega^4 m_1 m_2 \delta_{12} \delta_{21} = 0; \\ &\omega^4 (\delta_{11} \delta_{22} - \delta_{12} \delta_{21}) m_1 m_2 - \omega^2 (m_2 \delta_{22} + m_1 \delta_{11}) + 1 = 0; \\ &\omega^4 (3,174 - 1,44) * 10^{-16} * 0,044 - \omega^2 (0,203 + 0,695) 10^{-8} + 1 = 0; \\ &\omega^4 * 0,076 * 10^{-16} - \omega^2 * 0,898 * 10^{-8} + 1 = 0; \end{aligned}$$

Визначили власні частоти:

$$\omega_1^2 = 124342105 \text{ c}^{-2}, \omega_2^2 = 1057236842 \text{ c}^{-2}$$

$$\omega_1 = 11150,88 \text{ c}^{-1}, \omega_2 = 32515,18 \text{ c}^{-1}$$

Знаходимо власні форми коливань та перевіряємо умови ортогональності. Оскільки кожній частоті відповідає своя форма коливань, то розглянемо два можливих випадки, підставляючи до відповідної матриці значення знайдених двох частот та знайдемо W_{1i}, W_{2i} .

$$\begin{bmatrix} (\omega_i^2 \cdot \delta_{11} \cdot m_1 - 1) & \omega_i^2 \cdot \delta_{12} \cdot m_2 \\ \omega_i^2 \cdot \delta_{21} \cdot m_1 & (\omega_i^2 \cdot \delta_{22} \cdot m_2 - 1) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{13} \\ W_{23} \end{Bmatrix} = 0$$

При $\omega_1^2 = 124342105 \text{ c}^{-2}$ і нормованій $W_{11} = 1$ отримаємо з розв'язку рівняння таку першу власну форму:

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

$$\begin{bmatrix} -0,135 & -0,264 \\ -0,374 & -0,75 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ W_{21} \end{Bmatrix} = 0$$

$$W_{21} = -0,505$$

Аналогічно при $\omega_2^2 = 1057236842 \text{ c}^{-2}$ і нормованій $W_{12} = 1$

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

$$\begin{bmatrix} 6,35 & -2,246 \\ -3,184 & 1,145 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ W_{22} \end{Bmatrix} = 0$$

$$W_{22} = 2,804$$

Оскільки однією з властивостей власних форм коливань є їх ортогональність, то перевіримо виконання цієї умови:

$$\{W\}_1^T \{W\}_2 = 0;$$

$$\{W\}_1 = \begin{Bmatrix} 1 \\ -0,505 \end{Bmatrix}, \{W\}_2 = \begin{Bmatrix} 1 \\ 2,804 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} 1 & -0,505 \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} 0,251 & 0 \\ 0 & 0,177 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} 1 \\ 2,804 \end{Bmatrix} =$$

$$= \begin{Bmatrix} 0,251 & -0,089 \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 1 \\ 2,804 \end{Bmatrix} = 0,251 - 0,25063 = 0,00036 \approx 0$$

Зобразимо отримані власні форми згинальних коливань на Рис. 5.2.3):

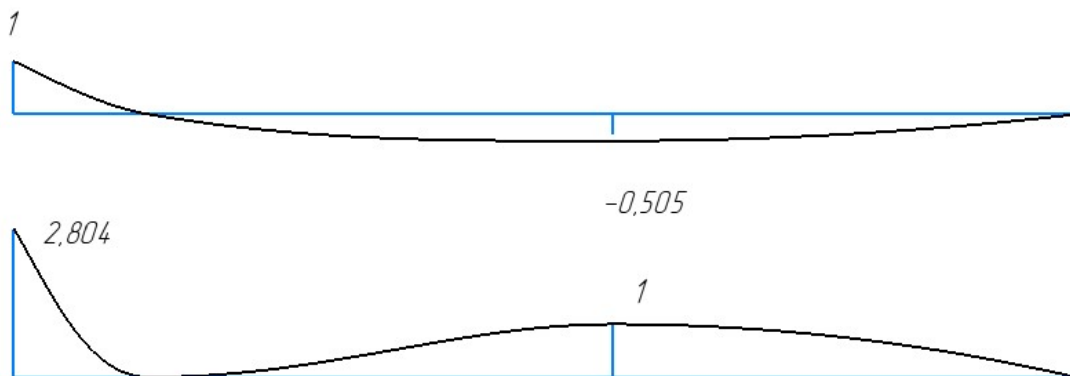


Рис 5.2.3. Власні форми коливань

5.3 Визначення першої власної частоти методом Релея

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

$$Q_i = m_i g;$$

$$Q_C = m_2 g = 1,74 \text{ H}$$

$$Q_A = m_1 g = 0,251 \cdot 9,81 = 2,46 \text{ H}$$

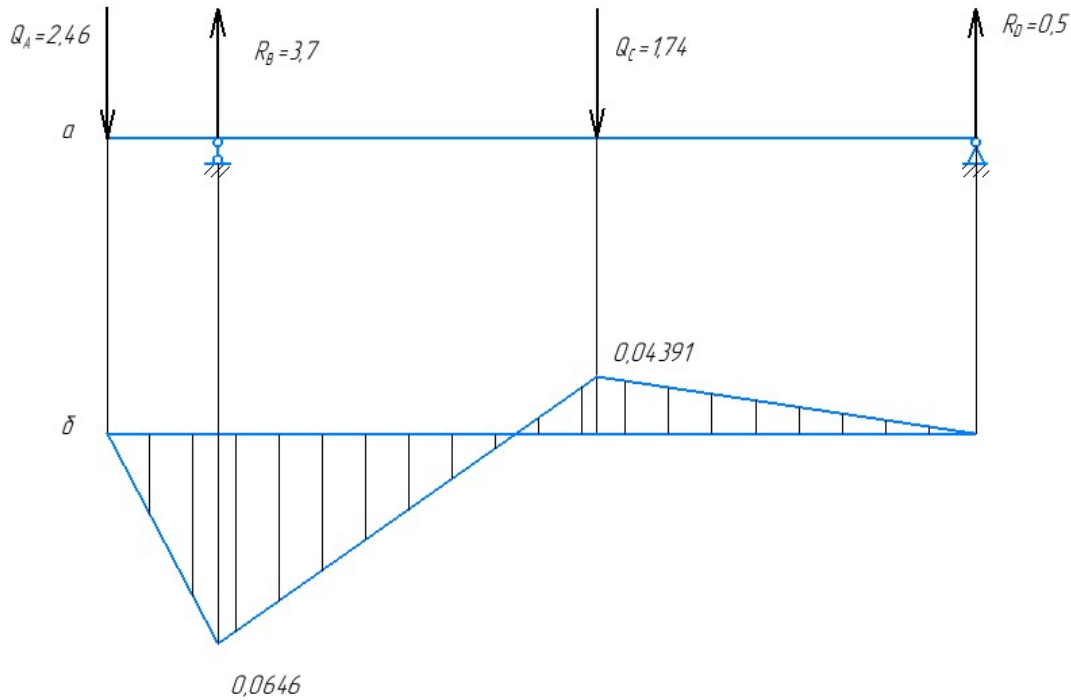


Рис. 5.3 а) Система з двома ступенями свобода
б) Епюри моментів зовнішніх сил

Значення $W_i [\text{м}]$ знаходимо за допомогою методу Верещагіна.

$$W_1 = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} * 0,0646 * 0,02625 * \frac{2}{3} * 0,02625 + \left(\frac{1}{2} * 0,0646 * 0,052 + \frac{1}{2} * 0,0354 * 0,04391 \right) * \frac{2}{3} * 0,02625 + \frac{1}{2} * 0,04391 * 0,0875 * \frac{2}{3} * 0,02625 \right] = 2,27 * 10^{-8} \text{ м}$$

$$W_2 = \frac{1}{EI} \left[\frac{1}{2} * 0,0646 * 0,02625 * \frac{2}{3} * 0,0875 + \left(\frac{1}{2} * 0,0646 * 0,052 + \frac{1}{2} * 0,0354 * 0,04391 \right) * \frac{2}{3} * 0,0875 + \frac{1}{2} * 0,04391 * 0,0875 * \frac{2}{3} * 0,0875 \right] = 7,56 * 10^{-8} \text{ м}$$

$$\omega_1^2 = \frac{2,51 * 2,27 * 10^{-8} + 1,77 * 7,56 * 10^{-8}}{0,251 * (2,27 * 10^{-8})^2 + 0,177 * (7,56 * 10^{-8})^2} = 167199136,3 \text{ с}^{-2}$$

$$\omega_1 = 12930,55 \text{ с}^{-1}$$

5.4 Визначення першої власної частоти методом Донкерлі

$$\frac{1}{\omega_1^2} = \frac{1}{(\omega_1')^2} + \frac{1}{(\omega_2')^2};$$

$$\frac{1}{(\dot{\omega}_1)^2} = m_1 \delta_{11} = 0,251 * 2,77 * 10^{-8} = 0,695 * 10^{-8}$$

$$\frac{1}{(\dot{\omega}_2)^2} = m_2 \delta_{22} = 0,177 * 1,146 * 10^{-8} = 0,203 * 10^{-8}$$

$$\frac{1}{\omega_1^2} = 0,695 * 10^{-8} + 0,203 * 10^{-8} = 0,898 * 10^{-8}$$

$$\omega_1^2 = 111358574,6 \text{ c}^{-2} \quad \omega_1 = 10552,66 \text{ c}^{-1}$$

5.5 Обробка результатів

Для порівняння, значення першої власної частоти згинальних коливань:

- методом сил : $\omega_1 = 11150,88 \text{ c}^{-1}$
- методом Релея: $\omega_1 = 12930,55 \text{ c}^{-1}$
- методом Донкерлі: $\omega_1 = 10552,66 \text{ c}^{-1}$

Похибка результатів:

$$\delta_{\text{Релея}} = \left| \frac{12930,55 - 11150,88}{11150,88} \right| \cdot 100\% = 15,96\%$$

$$\delta_{\text{Донкері}} = \left| \frac{10552,66 - 11150,88}{11150,88} \right| \cdot 100\% = 5,36\%$$

6 РОЗРАХУНОК ТРУБЧАСТОЇ КОЛОНИ НА МІЦНІСТЬ ТА ЖОРСТКІСТЬ МЕТОДАМИ ТЕОРІЇ ПРУЖНОСТІ

Початкові дані:

Розглядається пустотіла трубчаста колона установки СН-10 що стискається під траверсами під час жорсткого закріплення останніх.

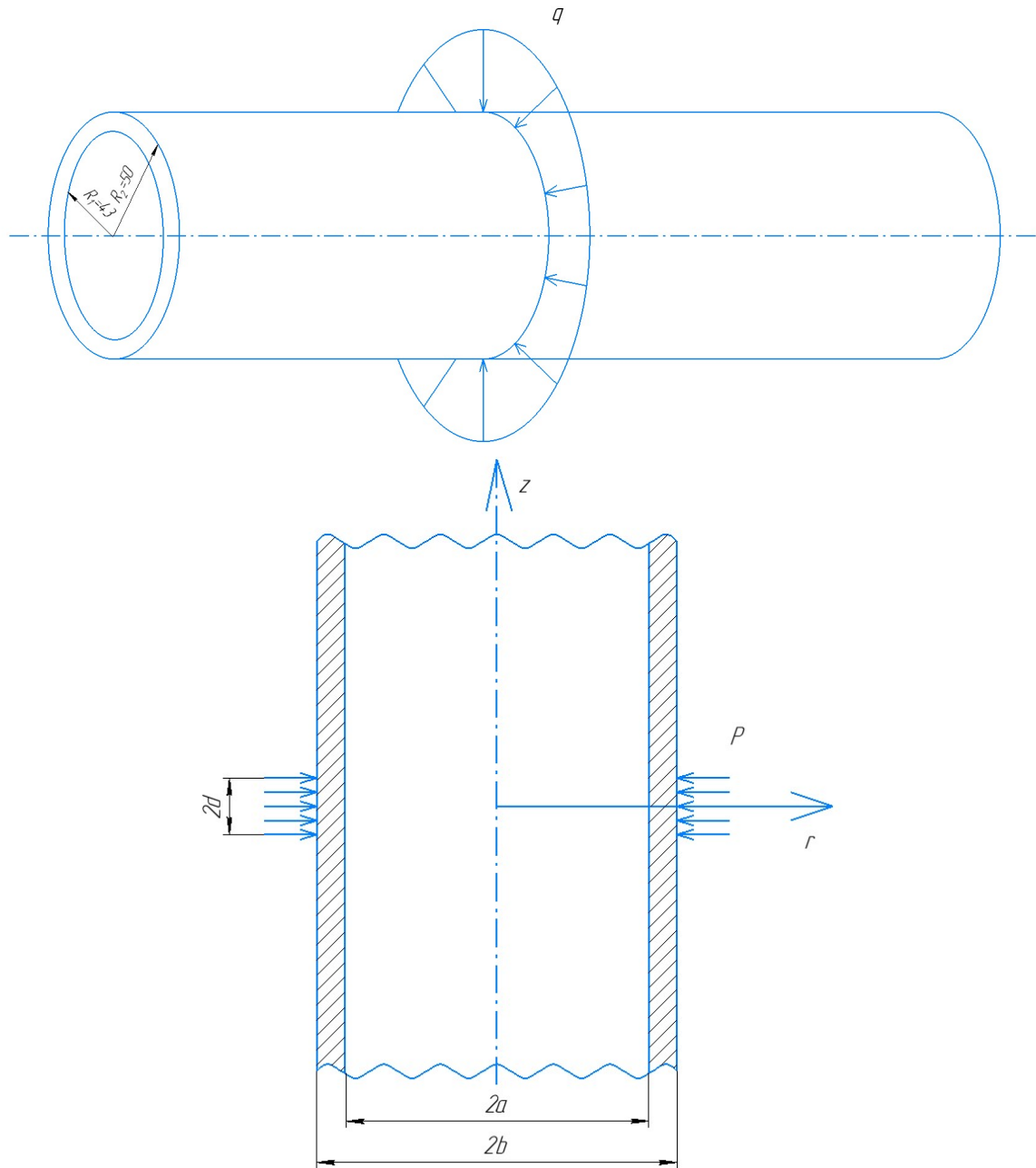


Рис 6.1

Виходячи з того, що сили прикладені до зовнішнього шару циліндру, виразимо значення напружень за формулами:

$$\sigma_{rr}(a, z) = \tau_{rz}(a, z) = \tau_{rz}(b, z) = 0;$$

$$\sigma_{rr}(b, z) = \frac{2}{\pi} \int_0^\pi \cos \beta z d\beta \int_0^b f_b(z) \cos \beta z dz.$$

Де $f_b(z)$ - значення функції f при $r = b = R_2$. Значення напружень

отримуємо з підстановки функції у рішення Лява:

$$\sigma_{rr} = \int_0^{\infty} \left\{ A' \left(-I_{0r} + \frac{I_{1r}}{\beta r} \right) + B' \left[- (1 - 2\mu) I_{0r} - \beta r I_{1r} \right] + A'' \left(-K_{0r} - \frac{K_{1r}}{\beta r} \right) + B'' \left[\left(\frac{1}{1} - 2\mu \right) K_{0r} - \beta r K_{1r} \right] \right\} \cos \beta z d\beta$$

$$\sigma_{\theta\theta} = \int_0^{\infty} \left[-A' \frac{I_{1r}}{\beta r} - B' (1 - 2\mu) I_{0r} + A'' \frac{K_{1r}}{\beta r} + B'' (1 - 2\mu) K_{0r} \right] \cos \beta z d\beta$$

$$\sigma_{zz} = \int_0^{\infty} \left\{ A' I_{0r} + B' [2(2 - \mu) I_{0r} + \beta r I_{1r}] + A'' K_{0r} + B'' \left[-2(2 - \mu) K_{0r} + \beta r K_{1r} \right] \right\} \cos \beta z d\beta$$

$$\tau_{rz} = \int_0^{\infty} \left\{ A' I_{1r} + B' [2(1 - \mu) I_{1r} + \beta r I_{0r}] - A'' K_{1r} + B'' [2(1 - \mu) K_{1r} - \beta r K_{0r}] \right\} \sin \beta z d\beta$$

$$u_r = \frac{1 + \mu}{E} \int_0^{\infty} \frac{1}{\beta} \left(-A' I_{1r} - B' \beta r I_{0r} + A'' K_{1r} + B'' \beta r K_{0r} \right) \cos \beta z d\beta$$

$$u_z = \frac{1 + \mu}{E} \int_0^{\infty} \frac{1}{\beta} \left\{ A' I_{0r} - B' [4(1 - \mu) I_{0r} + \beta r I_{1r}] + A'' K_{0r} - B'' [4(1 - \mu) K_{0r} - \beta r K_{1r}] \right\} \sin \beta z d\beta$$

Де $I_{0r} = I_0(\beta r)$; $K_{0r} = K_0(\beta r)$; $I_{1r} = I_1(\beta r)$; $K_{1r} = K_1(\beta r)$

З граничних умов для дотичних напружень на бокових площинах

$\tau_{rz}(a, z) = \tau_{rz}(b, z) = 0$, випливає, що:

$$\{A' I_{1a} + B' [2(1 - \mu) I_{1a} + \beta a I_{0a}] - A'' K_{1a} + B'' [2(1 - \mu) K_{1a} - \beta a K_{0a}] = 0$$

$$\{A' I_{1b} + B' [2(1 - \mu) I_{1b} + \beta b I_{0b}] - A'' K_{1b} + B'' [2(1 - \mu) K_{1b} - \beta b K_{0b}] = 0$$

Запишемо значення σ_{rr} , через змінні $A(\beta)$ і $B(\beta)$:

$$\sigma_{rr}(a, z) = \int_0^{\infty} \left\{ A' \left(-I_{0a} + \frac{I_{1a}}{\beta a} \right) + B' \left[- (1 - 2\mu) I_{0a} - \beta a I_{1a} \right] + A'' \left(-K_{0a} - \frac{K_{1a}}{\beta a} \right) + B'' \left[(1 - 2\mu) K_{0a} - \beta a K_{1a} \right] \right\} \cos \beta z d\beta = \int_0^{\infty} A(\beta) \cos \beta z d\beta$$

$$\sigma_{rr}(b, z) = \int_0^{\infty} \left\{ A' \left(-I_{0b} + \frac{I_{1b}}{\beta b} \right) + B' \left[- (1 - 2\mu) I_{0b} - \beta b I_{1b} \right] + A'' \left(-K_{0b} - \frac{K_{1b}}{\beta b} \right) + B'' \left[(1 - 2\mu) K_{0b} - \beta b K_{1b} \right] \right\} \cos \beta z d\beta = \int_0^{\infty} B(\beta) \cos \beta z d\beta$$

Для спрощення, перетворимо отримані рівняння у інший вигляд:

$$A' a_1 + B' b_1 + A'' c_1 + B'' d_1 = 0$$

$$A' a_2 + B' b_2 + A'' c_2 + B'' d_2 = 0$$

$$A' a_3 + B' b_3 + A'' c_3 + B'' d_3 = A(\beta)$$

$$A'a_4 + B'b_4 + A''c_4 + B''d_4 = B(\beta)$$

Де:

$$\begin{aligned} a_1 &= I_{1a} & b_1 &= 2(1 - \mu)I_{1a} + \beta a I_{0a} \\ a_2 &= I_{1b} & b_2 &= 2(1 - \mu)I_{1b} + \beta b I_{0b} \\ a_3 &= -I_{0a} + \frac{I_{1a}}{\beta a} & b_3 &= -(1 - 2\mu)I_{0a} - \beta a I_{1a} \\ a_4 &= I_{0b} + \frac{I_{1b}}{\beta b} & b_4 &= -(1 - 2\mu)I_{0b} - \beta b I_{1b} \\ c_1 &= -K_{1a} & d_1 &= 2(1 - \mu)K_{1a} - \beta a K_{0a} \\ c_2 &= -K_{1b} & d_2 &= 2(1 - \mu)K_{1b} - \beta b K_{0b} \\ c_3 &= -K_{0a} - \frac{K_{1a}}{\beta a} & d_3 &= (1 - \mu)I_{1a} + \beta a I_{0a} \\ c_4 &= -K_{0b} - \frac{K_{1b}}{\beta b} & d_4 &= (1 - 2\mu)K_{0b} - \beta a K_{1b} \end{aligned}$$

Вирішуючі ці рівняння, знаходимо співвідношення між A' , A'' , B' , B'' :

$$\begin{aligned} A' &= \frac{\Delta A_1}{\Delta} A + \frac{\Delta B_1}{\Delta} B; & B' &= \frac{\Delta A_2}{\Delta} A + \frac{\Delta B_2}{\Delta} B; \\ A'' &= \frac{\Delta A_3}{\Delta} A + \frac{\Delta B_3}{\Delta} B; & B'' &= \frac{\Delta A_4}{\Delta} A + \frac{\Delta B_4}{\Delta} B. \end{aligned}$$

Де $\Delta A_1, \Delta A_2, \Delta A_3, \Delta A_4, \Delta B_1, \Delta B_2, \Delta B_3, \Delta B_4$ - алгебраїчні доповнення для елементів $a_3, b_3, c_3, d_3, a_4, b_4, c_4, d_4$ у визначнику:

$$\Delta = \begin{vmatrix} a_1 & b_1 & c_1 & d_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 & d_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 & d_3 \\ a_4 & b_4 & c_4 & d_4 \end{vmatrix}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{rr} &= \int_0^\infty \left\{ \frac{A}{\Delta} [\Delta A_1 (-I_{0r} + \frac{I_{1r}}{\beta r}) + \Delta A_2 [-(1 - 2\mu)I_{0r} - \beta r I_{1r}] + \Delta A_3 (-K_{0r} - \frac{K_{1r}}{\beta r}) + \right. \\ &\quad \left. + \Delta A_4 [(1 - 2\mu)K_{0r} - \beta r K_{1r}] + \frac{B}{\Delta} [\Delta A_1 (-I_{0r} + \frac{I_{1r}}{\beta r}) + \Delta B_2 [-(1 - 2\mu)I_{0r} - \beta r I_{1r}] + \right. \\ &\quad \left. + \Delta B_3 (-K_{0r} - \frac{K_{1r}}{\beta r}) + \Delta B_4 [(1 - 2\mu)K_{0r} - \beta r K_{1r}]] \right\} \cos \beta z d\beta \\ \sigma_{\theta\theta} &= \int_0^\infty \left\{ \frac{A}{\Delta} [-\Delta A_1 \frac{I_{1r}}{\beta r} - \Delta A_2 (1 - 2\mu)I_{0r} + \Delta A_3 \frac{K_{1r}}{\beta r} + \Delta A_4 (1 - 2\mu)K_{0r}] + \right. \\ &\quad \left. + \frac{B}{\Delta} [-\Delta B_1 \frac{I_{1r}}{\beta r} - \Delta B_2 (1 - 2\mu)I_{0r} + \Delta B_3 \frac{K_{1r}}{\beta r} + \Delta B_4 (1 - 2\mu)K_{0r}] \right\} \cos \beta z d\beta \\ \sigma_{zz} &= \int_0^\infty \left\{ \frac{A}{\Delta} [\Delta A_1 I_{0r} + \Delta A_2 (2(2 - \mu)I_{0r} + \beta r I_{1r}) + \Delta A_3 K_{0r} + \right. \\ &\quad \left. + \Delta A_4 (-2(2 - \mu)K_{0r} + \beta r K_{1r})] + I_{0r} + \frac{B}{\Delta} [\Delta B_1 I_{0r} + \Delta B_2 (2(2 - \mu)\beta r I_{1r}) + \Delta B_3 K_{0r} + \right. \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& +\Delta B_4(-2(2-\mu)K_{0r}+\beta rK_{1r})\}\cos\beta zd\beta \\
\tau_{rz} = & \int_0^\infty \left\{ \frac{A}{\Delta} [\Delta A_1 I_{1r} + \Delta A_2 (2(1-\mu)I_{1r} + \beta r I_{0r}) - \Delta A_3 K_{1r} + \Delta A_4 (2(1-\mu)K_{1r} \right. \\
& \left. - \beta r K_{0r})] + \frac{B}{\Delta} [\Delta B_1 I_{1r} + \Delta B_2 (2(1-\mu)I_{1r} + \beta r I_{0r}) - \Delta B_3 K_{1r} + \right. \\
& \left. + \Delta B_4 (2(1-\mu)K_{1r} - \beta r K_{0r})] \right\} \sin\beta zd\beta \\
u_r = & \frac{1+\mu}{E} \int_0^\infty \left[\frac{A}{\beta\Delta} (-\Delta A_1 I_{1r} - \Delta A_2 \beta r I_{0r} + \Delta A_3 K_{1r} + \Delta A_4 \beta r K_{0r}) + \right. \\
& \left. + \frac{B}{\beta\Delta} (-\Delta B_1 I_{1r} - \Delta B_2 \beta r I_{0r} + \Delta B_3 K_{1r} + \Delta B_4 \beta r K_{0r}) \right] \cos\beta zd\beta \\
u_r = & \frac{1+\mu}{E} \int_0^\infty \left\{ \frac{A}{\beta\Delta} [\Delta A_1 I_{0r} + \Delta A_2 (4(1-\mu)I_{0r} + \beta r I_{1r}) + \Delta A_3 K_{0r} - \right. \\
& - \Delta A_4 (4(1-\mu)K_{0r} - \beta r K_{1r})] + \frac{B}{\beta\Delta} [\Delta B_1 I_{0r} + \Delta B_2 (4(1-\mu)I_{0r} + \beta r I_{1r}) + \Delta B_3 K_{0r} - \\
& - \Delta B_4 (4(1-\mu)K_{0r} - \beta r K_{1r})] \left. \right\} \sin\beta zd\beta
\end{aligned}$$

Згідно з початковими умовами нам відомо, що:

$$\begin{aligned}
& \int_0^\infty A \cos\beta zd\beta = 0 \\
& \int_0^\infty B(\beta) \cos\beta zd\beta = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty \cos\beta zd\beta \int_0^\infty f_b(z) \cos\beta zdz
\end{aligned}$$

Виходячи з цього:

$$\begin{aligned}
& A = 0 \\
& B = \frac{2}{\pi} \int_0^\infty f_b(z) \cos\beta zdz = \frac{2p \sin\beta d}{\pi \beta}
\end{aligned}$$

Підставимо знайдені коефіцієнти:

$$\begin{aligned}
\sigma_{rr} = & \frac{2p}{\pi} \int_0^\infty \left\{ \frac{\sin\beta d}{\beta\Delta} [\Delta B_1 (-I_{0r} + \frac{I_{1r}}{\beta r}) + \Delta B_2 (-(1-2\mu)I_{0r} - \beta r I_{1r}) + \right. \\
& + \Delta B_3 (-K_{0r} - \frac{K_{1r}}{\beta r}) + \Delta B_4 ((1-2\mu)K_{0r} - \beta r K_{1r})] \left. \right\} \cos\beta zd\beta \\
\sigma_{\theta\theta} = & \int_0^\infty \left\{ \frac{2p \sin\beta d}{\pi \beta\Delta} [-\Delta B_1 \frac{I_{1r}}{\beta r} - \Delta B_2 (1-2\mu)I_{0r} + \Delta B_3 \frac{K_{1r}}{\beta r} + \right. \\
& + \Delta B_4 (1-2\mu)K_{0r}] \left. \right\} \cos\beta zd\beta \\
\sigma_{zz} = & \frac{2p}{\pi} \int_0^\infty \left\{ \frac{\sin\beta d}{\beta\Delta} [\Delta B_1 I_{0r} + \Delta B_2 (2(2-\mu)\beta r I_{1r}) + \Delta B_3 K_{0r} + \right.
\end{aligned}$$

$$+\Delta B_4(-2(2-\mu)K_{0r}+\beta rK_{1r})\}\cos\beta z d\beta$$

$$\tau_{rz}=\frac{2p}{\pi}\int_0^{\infty}\left\{\frac{\sin\beta d}{\beta\Delta}[\Delta B_1I_{1r}+\Delta B_2(2(1-\mu)I_{1r}+\beta rI_{0r})-\Delta B_3K_{1r}+\right.$$

$$+\Delta B_4(2(1-\mu)K_{1r}-\beta rK_{0r})\}\sin\beta z d\beta$$

$$u_r=\frac{2p}{\pi}\frac{1+\mu}{E}\int_0^{\infty}\left[\frac{\sin\beta d}{\beta^2\Delta}(-\Delta B_1I_{1r}-\Delta B_2\beta rI_{0r}+\Delta B_3K_{1r}+\Delta B_4\beta rK_{0r})\right]\cos\beta z d\beta$$

$$u_z=\frac{2p}{\pi}\frac{1+\mu}{E}\int_0^{\infty}\left\{\frac{\sin\beta d}{\beta^2\Delta}[\Delta B_1I_{0r}+\Delta B_2(4(1-\mu)I_{0r}+\beta rI_{1r})+\Delta B_3K_{0r}-\right.$$

$$-\Delta B_4(4(1-\mu)K_{0r}-\beta rK_{1r})\}\sin\beta z d\beta$$

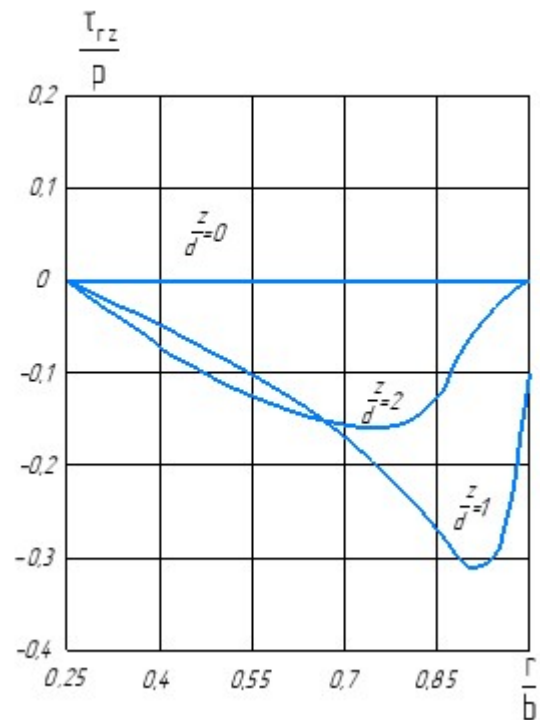
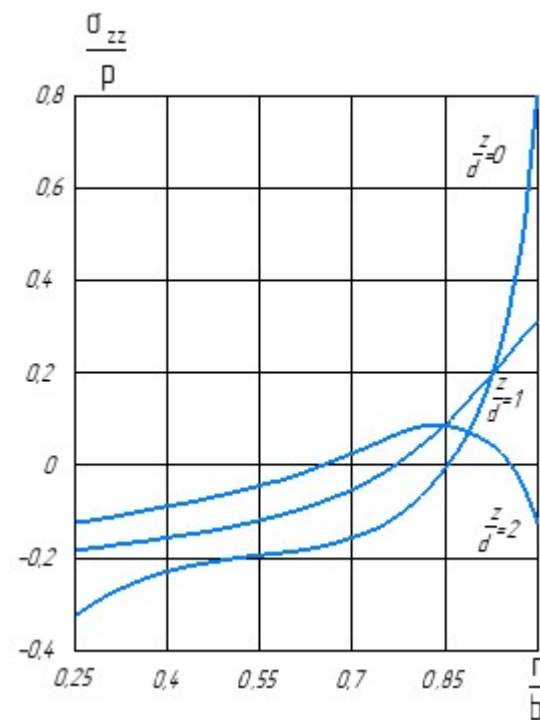
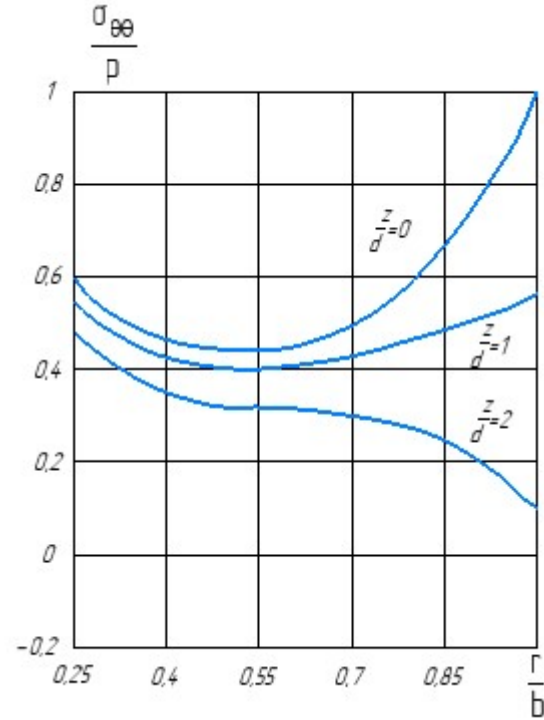
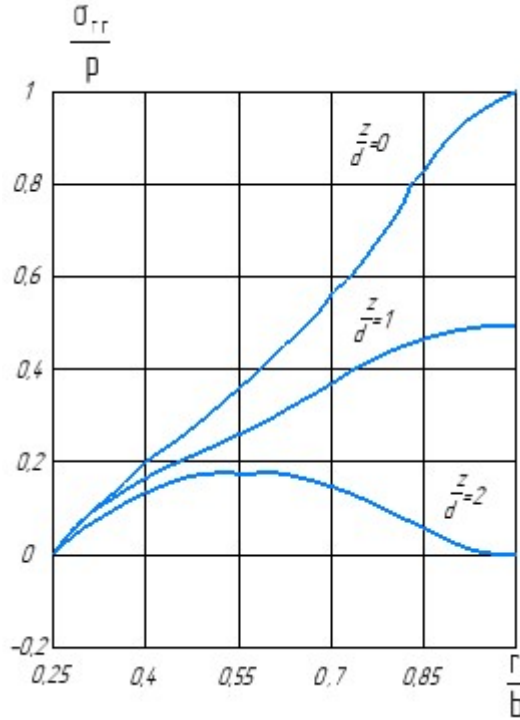
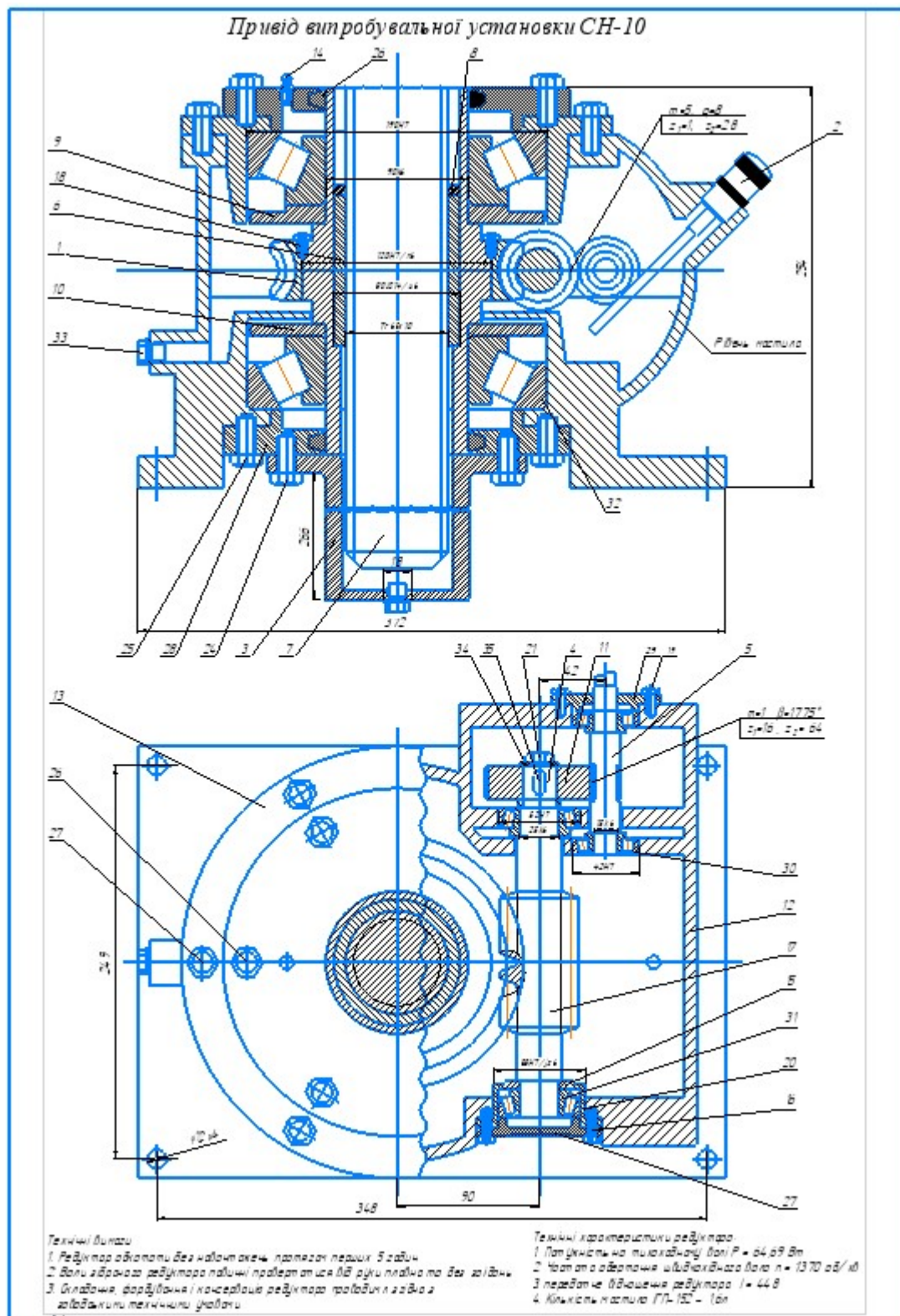


Рис. 8.2 : графічне зображення головних та дотичних напружен

Список літератури

1. Иванов М.Н. Детали машин: Учебник для вузов. 1998.
2. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для вузов. 1989.
3. Заблонский К.И. Детали машин: Учебник для вузов. 1985.
4. Павлице В.Т. Основы конструювання та розрахунок деталей машин: Підручник для вузів. 1993.
5. Гузенков П.Г. Детали машин: Учебник для вузов. 1982.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. 2000.
7. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие/ Под ред. С.А. Чернавского. 1984.
8. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчёт и проектирование деталей машин. 1991.
9. Детали машин. Атлас конструкций/ Под ред. Д.Н. Решетова. 1992.
10. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас Конструкций редукторов. 1990.
11. Дьяченко С.К., Столбовой С.В. Детали машин. 1984.
12. Зубчатые передачи: Справ./ Под ред. Е.Г. Гинзбурга. – Л.: Машиностроение, 1980.
13. Ануриев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. 1992.
14. Орлов Н.И. Основы конструирования. 1988.
15. Колтунов М.А, Васильев Ю.Н., Черных В.А. Упругость и прочность цилиндрических тел 1975

Додатки



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
Перв. примен.								
				Документація				
				Складальне креслення				
				Складальні одиниці				
		1		Колесо черв'ячне	1			
		2		Масловимірювач	1			
Справ. №		3		Стакан захисний	1			
				Деталі				
		4		Вал	1			
		5		Вал-шестерня	1			
		6		Гайка	1			
		7		Гвинт	1			
		8		Кільце різьбове	1			
		9		Кільце маслобійне	1			
		10		Кільце маслобійне	1			
		11		Колесо зубчасте	1			
		12		Корпус	1			
		13		Кришка корпусу	1			
		14		Пробка масляна	1			
		15		Прокладка регулювальна	1			
		16		Стакан підшипника	1			
		17		Черв'як	1			
Папн. и дата								
Взам. инд. №								
Папн. и дата								
Инд. № папн.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
	Разрб.							
	Пров.							
	Н.контр.							
	Чтб.							
						Лит.	Лист	Листов
							1	3

Κατω οβελ

Φασην Α4

