

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет машинобудування та транспорту
(повне найменування інституту, назва факультету(відділення))

Кафедра галузевого машинобудування
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему:

«Дослідження методів виготовлення важконавантажених зубчастих передач»

08-62.МКР.08.000.000 ПЗ

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1ГМ-24м

спеціальності 133 – Галузеве машинобудування

(шифр і назва напрямку підготовки, спеціальності)

СИДОРЕНКО Максим

(прізвище та ініціали)

Керівник: д. т. н., професор кафедри ГМ

СИВАК Роман

(прізвище та ініціали)

« 12 » грудня 2025 р.

Опонент: к. т. н., завідувач кафедри АТМ

ЦИМБАЛ Сергій

(прізвище та ініціали)

« 12 » грудня 2025 р.

Допущено до захисту

завідувач кафедри ГМ

д. т. н., проф. ПОЛІЩУК Леонід

(прізвище та ініціали)

« 12 » грудня 2025 р.

Вінниця ВНТУ – 2025 р.

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 – Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

Леонід ПОЛЩУК

«14» вересня 2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ
Максиму СИДОРЕНКУ

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Дослідження методів виготовлення важконавантажених зубчастих передач».

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи: д. т. н., проф. Роман СИВАК, затверджені наказом №313 від «24» вересня 2025 р.

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 11.12.2025 р.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1) число зубів шестерні – 20; 2) число зубів колеса – 260; 3) робочий модуль – 16; 4) кут зачеплення – 20° ; 5) кут нахилу зубів – $5^{\circ}11'39''$; 6) коефіцієнт перекриття шестерні – 2,023; 7) коефіцієнт перекриття колеса – 1,502; 8) ширина зубчатого вінця – 600 мм.

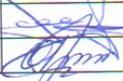
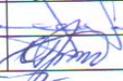
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):

1) Вступ; 2) Проблеми експлуатації машин з важконавантаженими зубчастими передачами; 3) Проектування зностійкої зубчатої передачі приводу з використанням системи моделювання; 4) Дослідження впливу динамічних параметрів зубчатої передачі приводу на термін служби та режими обробки зубів; 5) Теоретичне обґрунтування технологічних параметрів обробки зубчатого венця приводу; 6) Економічна частина.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

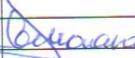
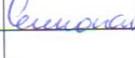
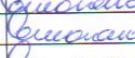
1) Проблеми експлуатації машин з важконавантаженими зубчастими передачами (1 пл. ф. А1); 2) Проектування зностійкої зубчатої передачі приводу з використанням системи моделювання (5 пл. ф. А1); 3) Дослідження впливу динамічних параметрів зубчатої передачі приводу на термін служби та режими обробки зубів (4 пл. ф. А1); 4) Висновки (1 пл. ф. А1).

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Основний	д. т. н., проф. Роман СИВАК		
Економічний	к. т. н., доц. Ольга РАТУШНЯК		

7. Дата видачі завдання 30.09.2025 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Примітка
1	Вступ	10.10.2025 р.	
2	Проблеми експлуатації машин з важконавантаженими зубчастими передачами	16.10.2025 р.	
3	Проектування зностійкої зубчатої передачі приводу з використанням системи моделювання	29.10.2025 р.	
4	Дослідження впливу динамічних параметрів зубчатої передачі приводу на термін служби та режими обробки зубів	12.11.2025 р.	
5	Теоретичне обґрунтування технологічних параметрів обробки зубчатого венця приводу	26.11.2025 р.	
10	Економічна частина	10.12.2025 р.	
11	Підготовка ілюстративної частини МКР	11.12.2025 р.	
12	Попередній захист на кафедрі	12.12.2025 р.	

Студент  Максим СИДОРЕНКО

(підпис)

(ім'я та прізвище)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи  Роман СИВАК

(підпис)

(ім'я та прізвище)

АНОТАЦІЯ

УДК: 621.833

Сидоренко М. П. Дослідження методів виготовлення важконавантажених зубчастих передач. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма - галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2025. 129 с.

Укр. мовою. бібліогр.: 41 назв; рис.: 50; табл.: 20.

У магістерській кваліфікаційній роботі розглянуті проблеми експлуатації машин з важконавантаженими зубчастими передачами. Здійснено проектування зносостійкої зубчатої передачі приводу з використанням системи моделювання, яке включає динаміку косозубої передачі та її вплив на кінематичну похибку, аналіз та синтез робочого зачеплення зубчастої передачі приводу, моделювання та дослідження якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач на основі програмного комплексу, чисельне рішення задачі щодо підвищення якості зубчастого зачеплення. Виконано дослідження впливу динамічних параметрів зубчатої передачі приводу на термін служби та режими обробки зубів, в яке входить розробка динамічної моделі важконавантажених зубчастих передач приводу, розробка методики розрахунку динамічних параметрів та зміцнення поверхневого шару зубчастих передач, оцінка параметрів поверхнево-пластичного деформування при механічному впливі кульковими та роликівими інструментами, дослідження параметрів шорсткості, твердості та зносостійкості робочих поверхонь зубчастих передач приводу. Виконано теоретичне обґрунтування технологічних параметрів обробки зубчатого вінця приводу.

Графічна частина складається з 11 плакатів за результатами дослідження.

Ключові слова: зубчаста передача, зносостійкість, чисельне моделювання, поверхневе пластичне деформування, шорсткість, твердість.

ABSTRACT

Sydorenko M. P. Research on methods of manufacturing heavily loaded gears. Master's qualification work in specialty 133 - branch mechanical engineering, educational program - branch mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2025. 129 p.

In Ukrainian. Bibliography: 41 titles; Fig.: 50; Table: 20.

The master's qualification work considers the problems of operating machines with heavily loaded gears. The design of a wear-resistant gear drive using a modeling system was carried out, which includes the dynamics of the helical gear and its influence on the kinematic error, analysis and synthesis of the working gear of the gear drive, modeling and research of the quality of manufacturing heavily loaded gears based on a software package, numerical solution of the problem of improving the quality of the gear. A study of the influence of dynamic parameters of the gear transmission of the drive on the service life and tooth processing modes was carried out, which includes the development of a dynamic model of heavily loaded gear transmissions of the drive, the development of a methodology for calculating dynamic parameters and strengthening the surface layer of gear transmissions, the assessment of parameters of surface plastic deformation under mechanical impact with ball and roller tools, the study of parameters of roughness, hardness and wear resistance of the working surfaces of gear transmissions of the drive. A theoretical justification of the technological parameters of processing the gear crown of the drive was carried out.

The graphic part consists of 11 posters based on the results of the study.

Keywords: gear transmission, wear resistance, numerical modeling, surface plastic deformation, roughness, hardness.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	9
1 ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИН З ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИМИ ЗУБЧАСТИМИ ПЕРЕДАЧАМИ	12
1.1 Аналіз зношування зубів зубчастих передач при тривалій роботі	12
1.2 Аналіз технологічних джерел похибки зубчастих коліс, шляхи підвищення їх точності	15
1.3 Аналіз основних методів обробки зубчастого вінця	19
1.4 Параметри якості при виготовленні важких зубчастих коліс з великим модулем	22
2 ПРОЕКТУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКОЇ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДУ З ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМИ МОДЕЛЮВАННЯ	30
2.1 Динаміка косозубої передачі та її вплив на кінематичну похибку	30
2.2 Аналіз та синтез робочого зачеплення зубчастої передачі приводу	32
2.3 Моделювання та дослідження якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач на основі програмного комплексу	35
2.4 Чисельне рішення задачі щодо підвищення якості зубчастого зачеплення	40
3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДУ НА ТЕРМІН СЛУЖБИ ТА РЕЖИМИ ОБРОБКИ ЗУБІВ	49
3.1 Розробка динамічної моделі важконавантажених зубчастих передач приводу	49

3.2	Розробка методики розрахунку динамічних параметрів та зміцнення поверхневого шару зубчастих передач	51
3.3	Оцінка параметрів поверхнево пластичного деформування при механічному впливі кульковими та роликowymi інструментами.....	53
3.4	Дослідження параметрів шорсткості, твердості та зносостійкості робочих поверхонь зубчастих передач приводу.....	56
3.5	Дослідження віброзбурень у зубчастій передачі, що впливають на зношення зубів зубчастих коліс.....	61
4	ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБРОБКИ ЗУБЧАТОГО ВІНЦЯ ПРИВОДУ..	67
4.1	Характер поведінки матеріалів зубчастих коліс під впливом зосереджених навантажень	67
4.2	Вибір матеріалу зубчастого вінця та оцінка його на технологічні якості	68
4.3	Методологія структури технологічного процесу виготовлення циліндричних косозубих коліс.....	69
4.4	Розрахунок режимів різання технологічного процесу механічної обробки половини вінця.....	72
4.5	Розрахунок режимів різання технологічного процесу механічної обробки вінця збірного зубчастого колеса.....	75
5	ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	74
5.1	Оцінювання комерційного потенціалу розробки.....	74
5.2	Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи.....	76
5.3	Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки.....	78
5.4	Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності.....	84

ВИСНОВКИ	91
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	
ДОДАТОК А – ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ.....	93
ДОДАТОК Б – ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА.....	96
ДОДАТОК В – ПРОТОКОЛ ПЕРЕРЕВІРКИ НА ПЛАГІАТ.....	97

ВСТУП

Актуальність теми. У машин і механізмів з приводним зубчастим вінцем на барабані, спостерігається інтенсивне зношування зубів, внаслідок важкого режиму роботи, що призводить до необхідності їх частої заміни і як наслідок до великих простоїв обладнання. Зубчасті передачі приводу машин гірничо-збагачувального виробництва відчують інтенсивний ударний вплив, що знижує, внаслідок зношування, ресурс їх роботи.

В існуючих технологіях виготовлення великих вінцевих зубчастих коліс, діаметрами до 10 000 мм., використовується сталь без додаткового загартування та механічної обробки. Досвід використання легованих сталей та зміцнювальних технологій вінцевих зубчастих коліс показав пріоритетність цих технологій, тому наукові дослідження щодо підвищення стійкості зубчастих зачеплень великих важконавантажених зубчастих передач є на сучасному етапі актуальними.

Обладнання гірничо-збагачувального виробництва, обладнане відкритими зубчастими передачами. Натепер відсутні практичні рекомендації щодо підвищення ресурсу роботи важконавантажених зубчастих передач приводу гірничого обладнання, заснованих на ефективних методах зміцнення зубчастих зачеплень та підвищення їх зносостійкості на стадії проектування, виготовлення та експлуатації.

Отже, необхідне проведення досліджень з аналізу причин та характеру руйнування важконавантажених зубчастих передач, обґрунтування конструкторсько-технологічних методів підвищення зносостійкості важконавантажених зубчастих передач приводу.

Дослідження параметрів зносостійкості зубчастого зачеплення гірничого обладнання з урахуванням динамічних навантажень, створення нової зміцнювальної технології зубчастого зачеплення приводу та розробка ресурсозберігаючої технології виготовлення важконавантажених зубчастих коліс приводу є актуальним завданням.

Мета і завдання роботи. Метою роботи є розробка технологічних способів підвищення якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач приводу машин та обладнання гірничодобувної галузі, що дозволяють підвищити довговічність та ресурс роботи зубчастої передачі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- виконати обґрунтування основних методів зношування та обробки зубчастого вінця, джерел технологічної похибки та параметрів якості;

- виконати моделювання та дослідження якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач на основі програмного комплексу та обґрунтувати раціональні параметри профілю зубчастої передачі, що дозволяють передавати навантаження на зуби через гарантований шар мастила;

- розробити динамічну модель важконавантажених зубчастих передач приводу кульового млина, зміна параметрів якого дозволить знизити вплив динамічного навантаження на зубчасту передачу за рахунок демпфуючої здатності приводного валу та магнітної системи електроприводу, тим самим зменшити зношування зубів передачі;

- розробити нову технологію виготовлення великомодульних зубчастих коліс приводу кульового млина із застосуванням нових матеріалів з високоливарними властивостями, підвищеними механічними характеристиками та раціональною технологією механічної обробки із застосуванням поверхневого пластичного деформування;

- розробити метрологічні методи вимірювання якості виготовлення зубчастого колеса із застосуванням прогресивного інструменту.

Об'єкт дослідження. Приводи рудомельних кульових млинів гірничозбагачувального виробництва.

Предмет дослідження. Важконавантажені зубчасті передачі приводу кульових млинів.

Новизна одержаних результатів

- використання системи прямого синтезу зубчастих передач у програмному комплексі, дозволило знайти таку лінію профілю, при якій зубці

передачі контактують тільки через шар мастила на всій лінії зачеплення, що підвищило зносостійкість зубчастої передачі приводу;

- розроблена динамічна модель важконавантажених зубчастих передач приводу кульового млина, зміна параметрів якої дозволила знизити вплив динамічного навантаження кульового млина на зубчасту передачу за рахунок демпфуючої здатності приводного валу і магнітної системи електроприводу, тим самим зменшили зношування зубів передачі;

- розроблено методику розрахунку зубчастого вінця приводу кульового млина в середовищі спеціалізованої програми, яка дозволила виконати розрахунок втомної міцності та прогнозування довговічності зубчастого колеса;

- розроблено нову технологію виготовлення великомодульних зубчастих коліс приводу кульового млина із застосуванням нових матеріалів з високоливарними властивостями та підвищеними механічними характеристиками та раціональною технологією механічної обробки із застосуванням поверхневого пластичного деформування та нової консистенції мастильного матеріалу;

- розроблено метрологічні методи вимірювання якості виготовлення зубчастого колеса із застосуванням прогресивного інструменту.

1 ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИН З ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИМИ ЗУБЧАСТИМИ ПЕРЕДАЧАМИ

1.1 Аналіз зношування зубів зубчастих передач при тривалій роботі

Причини пошкодження зубчастих коліс, які прийняті типовими для всього обладнання:

1) Злам – втомний, статичний чи через попадання стороннього предмета. Даний вид пошкодження, представлений на рис. 1.1, не є найпоширенішим, проте становить найбільшу небезпеку, оскільки призводить до раптової зупинки машини; крім того, зруйнований зуб або його частина може, у свою чергу, призвести до поломки інших деталей редуктора (зубчастих коліс, підшипників).



Рисунок 1.1 - Злам зубів

У разі виламування зуба вал-шестірні, він може бути захоплений консистентним мастилом у западині зубчастого вінця, що веде до накопчування на уламок і призводить до важких руйнувань зубчастого вінця, вал-шестірні, що загрожує великими збитками через тривалі ремонти.

2) Заїдання та піднутрення зубів (піднутрення — це коли інструмент зрізає занадто багато матеріалу біля кореня зуба, створюючи в профілі

характерну виїмку; такий зуб уже не відповідає правильній евольвенті), що проявляються в оплавленнях металу, виривах, борознах, розвинених ризиках та розвитку поглиблення на поверхні зубів. Вириви металу на вершинах зубів представлені рис. 1.2. Цей вид ушкоджень пов'язаний, як правило, з неправильно підбраною геометрією передачі.



Рисунок 1.2 – Виривання металу на вершинах зубів

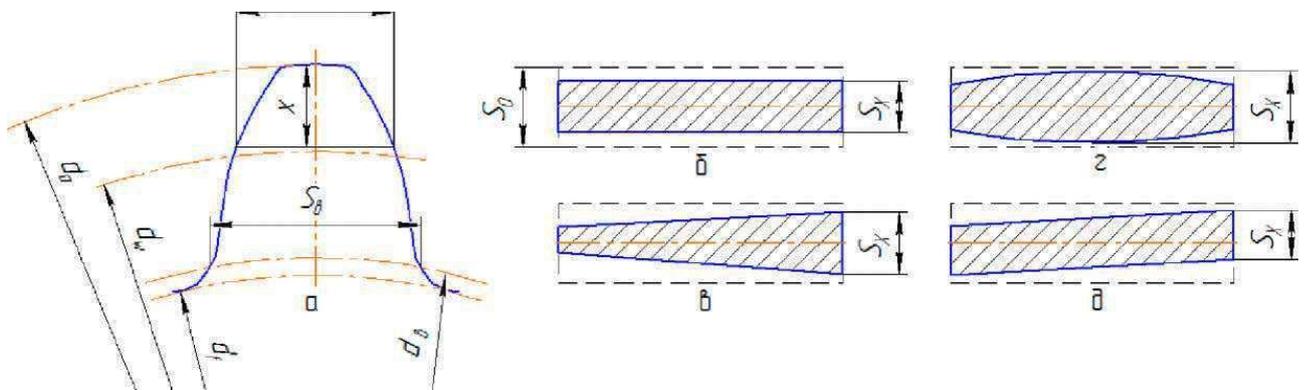
3) Відомо, що процес втомного руйнування і процес зношування поверхонь зубів протікає спільно. Для конкретних умов роботи зачеплення ці процеси мають різну інтенсивність і, отже, різне прояв. Так при невисокій твердості поверхневого шару зубів їх зношування - велике і разом з продуктами зношування знімається наклепаний поверхневий шар, не допускаючи його перенаклепування і руйнування.

При високій твердості поверхневого шару процес зношування – мінімізований і превалює втомне руйнування. Втомне руйнування поверхонь зубів (піттинг), показане на рис. 1.3; відшаровування поверхневого шару, пластична деформація, утворення хребта біля полюсної лінії та западини на голівці зуба [1].

Нерівномірність зношування зубів за їх довжиною призводить до прогресивного наростання зношування. На рис. 1.4, а показаний зуб колеса і його геометричні параметри. При рівномірному зношенні форма перерізу зношеного зуба хордою має вигляд прямокутника (рис. 1.4, б). Найбільш частими відхиленнями від прямокутної форми перерізу є: конусність або клиноподібність (рис. 1.4); бочкоподібність (рис. 1.4, г); перекис (рис. 1.4, д).



Рисунок 1.3 - Руйнування робочої поверхні зуба



а – геометричні параметри зуба; б - рівномірне зношування; в – конусність (клиновидність); г – бочкоподібність; д - переки́с; d_f – діаметр западин; d_a – діаметр вершин; d_w - ділильний діаметр; d_b – основний діаметр; S_b – товщина зуба; S_x – товщина зуба по хорді на висоті x .

Рисунок 1.4 – Геометричні параметри зуба та форма його перерізу зношених зубів по хорді

1.2 Аналіз технологічних джерел похибки зубчастих коліс, шляхи підвищення їх точності

Надійність зубчастих передач - це їхня властивість виконувати задані функції, зберігаючи експлуатаційні показники в заданих межах протягом необхідного проміжку часу. Основними показниками працездатності зубчастих коліс є два протилежні поняття – працездатність та відмова [2].

Аналізуючи причини відмов зубчастих коліс, можна виділити такі групи факторів:

- втомне фарбування бічних поверхонь 20%;
- втомна поломка 24%;
- зношування 18%;
- поломка від навантаження 15%;
- задирання та заїдання, крайові сколи, зношування торців 23%.

Домінуючими видами руйнування зубчастих коліс, що починаються з поверхневих шарів, є втомне руйнування матеріалу, зношування, задирання та заїдання зубів, що становлять 85% всіх відмов [3].

Підвищення надійності важконавантажених зубчастих коліс - комплексна проблема. Її рішення ускладнюється тим, що працездатність зубчастих коліс визначається рядом критеріїв (витривалістю зубів при згині, контактною витривалістю, стійкістю до заїдання, а також міцністю діафрагми, ступиці та інших елементів конструкції зубчастого колеса), що лімітують надійність роботи, залежно від експлуатаційних, конструкторських і технологічних факторів.

При цьому, особливо для високонавантажених зубчастих коліс, сумарний вплив деформації всіх елементів передачі призводить до зміни положення та форми робочих поверхонь зубчастого колеса, що значно перевищує похибку їх виготовлення.

Використання несиметричного профілю зуба в нереверсивних передачах дозволяє за досить великого коефіцієнта перекриття істотно підвищити кут зачеплення [4]. Перехід на більший кут зачеплення супроводжується зменшенням швидкості ковзання, що сприятливо позначається на збільшенні контактно - гідродинамічного шару мастила та стійкості поверхні зубів проти заїдання. Товста контактно – гідродинамічна плівка – природний демпфер коливань зубів зубчастої передачі.

Одним з важливих напрямів підвищення витривалості зубів при згинанні та покращення працездатності за іншими критеріями є зниження динамічних навантажень за рахунок використання профільної модифікації [5].

Введення модифікації зубів зубчастих коліс для компенсації зміни основного кроку, обумовленого деформацією зубів під навантаженням, дозволяє знизити величину динамічного навантаження в зачепленні на 30%. Результат профільної модифікації зуба дорівнює підвищенню точності зубчастого колеса на один ступінь точності.

Комбіноване зміщення профілю зуба (у радіальному та тангенціальному напрямку) при тій же точності виготовлення підвищує міцність при згинанні та зносостійкість їх активних поверхонь в 1,5 – 2 рази. Профільна модифікація дозволяє локалізувати лінії контакту поверхонь, що сполучаються і, як наслідок, підвищити точність розрахунків.

До важливих заходів підвищення витривалості зубів при згині відноситься вибір раціональної форми перехідної кривої, а також виготовлення коліс з піднутренням основи зубів. Довговічність зубчастих коліс з поднутренням і нешліфованою западиною в 2 - 2,5 разів вище, ніж у коліс зі шліфованою перехідною кривою [6].

Гострі кромки торця зуба є концентраторами напружень. Зняття рівномірної радіусної фаски по торцю зуба виключає кромковий контакт і зменшує ймовірність появи втомних тріщин від кромки зуба і руйнування матеріалу.

Точність зубчастої передачі визначається чотирма показниками: кінематична точність, плавність роботи, контакт зубів, бічний зазор. Кожен із цих показників зумовлює певні експлуатаційні якості зубчастої передачі.

Кінематична точність характеризує неузгодженість кута повороту зубчастого колеса за один оберт його в зачепленні з еталонним зубчастим колесом. Кінематична точність визначається: кінематичною похибкою F_t , накопиченою похибкою окружного кроку F_p , радіальним биттям профілів

зубчастого вінця F_r , коливанням довжини загальної нормалі F_{vw} , коливанням міжосьової відстані за оберт колеса $F_{i''}$, похибкою обкатки F_c .

Плавність роботи характеризують коливання швидкості, що багаторазово повторюються за один оберт зубчастого колеса, а отже, динамічні навантаження і шум. Норми плавності визначаються: похибкою профілю f_f , похибкою основного кроку f_{pb} , коливанням міжосьової відстані при повороті на один зуб $f_{i''}$, похибкою окружного кроку f_{pt} та ін.

Контакт зубів характеризує повноту прилягання робочих поверхонь зубів сполучених зубчастих коліс. При цьому необхідно враховувати форму плями контакту та його розташування на поверхні зуба.

На кінематичну точність, плавність роботи та контакт зубів встановлено 12 ступенів точності. На перші два ступені точності допуски не розроблені, вони є резервними. Крім того, незалежно від ступеня точності встановлені норми бічного зазору для шести видів поєднання. У стандарті прийнято такі види сполучення для передач: А – зі збільшеним зазором. У – з нормальним, З – зі зменшеним, D – малим, Е – з особливо малим, М – з нульовим гарантованим бічним зазором [7].

В основу державних стандартів на допуск зубчастих передач покладено кінематичне уявлення про точність цих передач. Точною за кінематикою та плавністю, вважається передача, кінематограма якої є прямою, що збігається з віссю абцис.

У процесі обробки зубчастих коліс виникають помилки в їх елементах, пов'язані з деформацією в процесі різання, зношування ріжучого інструменту, неточності верстата та його налагодження, неточності установки заготовки та ріжучого інструменту [8].

Для забезпечення високої точності зубчастого колеса необхідно підвищувати точність виготовлення базових поверхонь, точність виконання чорнових операцій зубонарізання, оптимізувати хіміко – термічні операції з метою зменшення короблення, виконувати задану модифікацію профілю зуба як за глибиною та довжиною модифікації, так і за формою [9].

Забезпечення високої точності неможливе без застосування відповідного вимірювального обладнання та методів контролю. При виготовленні зубчастих коліс, залежно від призначення, конструкції, точності та наявного обладнання, можуть контролюватись різні комплекси параметрів. Один із шляхів підвищення точності зубчастих коліс – забезпечення рівномірного припуску на робочих поверхнях зуба перед чистовими операціями. Нерівномірність припуску викликає у процесі виконання оздоблювальної операції коливання сил різання [10].

Якість поверхневого шару визначається сукупністю характеристик: шорсткістю поверхні, хвилястістю, структурою, фазовим та хімічним складом, залишковим напруженням.

Для підвищення контактної витривалості цементованих зубчастих коліс вирішальне значення має якість поверхневого шару зубів. Великий вплив на межу витривалості зубів коліс надають залишкові напруження. Особливо це помітно, коли є велика різниця у міцності при розтягуванні та стисканні. Наприклад, для сталей підвищеної твердості напруження, що стискає, значно підвищують межу витривалості, а розтягуючі - знижують. Стискаючі або розтягуючі залишкові напруження залежать не тільки від методів обробки, але і від режимів, на яких вона проводилася.

На параметри поверхневого шару зубчастого вінця впливають режими різання, геометрія інструменту та його зношування, мастильно-охолоджувальна рідина, жорсткість та вібрація технологічної системи, фізико-хімічні властивості деталі та ріжучого інструменту. Якщо глибина поверхневого шару, отриманого на чорнових операціях, перевищує припуск під подальшу обробку, подібні операції впливають на остаточні параметри поверхневого шару.

Проведені дослідження показують, що попередні операції істотно впливають на більшість параметрів якості зубчастих коліс. Технологічна спадковість становить від 10 до 90% за різними параметрами. Необхідно мати на увазі, що ряд поверхонь у процесі чорнової обробки формується остаточно. До таких поверхонь відносяться, перш за все, поверхні западини зуба та зона

піднутрення, що, у свою чергу, визначає нижню межу активної лінії профілю зуба [11].

1.3 Аналіз основних методів обробки зубчастого вінця

Виробництво зубчастих коліс включає крім звичайних операцій: токарних, фрезерних, шліфувальних і тощо, специфічні операції, пов'язані з формоутворенням поверхні зуба виробів.

Існує два методи одержання зуба евольвентного профілю: метод копіювання та метод обкочування. Метод копіювання – нарізування зуба інструментом, профіль ріжучої кромки якого відповідає профілю западини зуба. Інструментом для цього способу обробки є пальцеві та дискові фасонні фрези, протяжки, багаторізцеві зубодовбіжні головки та інший спеціальний інструмент.

Метод обкочування полягає у створенні умов, коли центроїди інструменту і виробу, що нарізається, котяться один по одному без ковзання, при цьому профіль виробу, що нарізається, виходить у процесі обробки як огинаюча різних положень ріжучих кромки інструменту.

Основною перевагою цього є відносна простота ріжучого інструменту та його універсальність. Інструменти, що працюють методом обкочування, розрізняються за модулем та кутом вихідного профілю, за винятком випадків, коли в кресленні деталі обумовлюється форма і розміри зуба за нижньою точкою активного профілю, або задана модифікація профілю. До переваг методу обкочування можна віднести високу продуктивність і можливість обробки зубчастих коліс до 4-го ступеня точності.

До недоліків методу можна віднести необхідність спеціального дорогого обладнання, що працює за методом обкочування, а також складна схема зняття припусків і, як наслідок цього, необхідність складних методик розрахунку сил різання, полів температур, напружень і залишкових деформацій, що виникають в процесі зубообробки.

Розроблені зубообробні верстати внесли суттєві корективи до традиційних методів обробки. Використання у верстатах, що працюють за методом обкочування, замість кінематичного зв'язку між рухами деталі та інструменту, зв'язку, що задається керуючою програмою, дозволило істотно розширити можливості модифікування, як по висоті, так і по довжині зуба.

Паралельно з розробкою нового обладнання ведуться роботи з удосконалення різального інструменту. Значне підвищення ефективності зубообробки можна одержати, використовуючи різальний інструмент, отриманий методом порошкової металургії або біметалічний різальний інструмент. Нанесення покриттів на ріжучий інструмент також підвищує його стійкість [12].

Залежно від типу зубчастих коліс, методу обробки, точності та вимог до якості поверхні деталі розрізняють такі групи операцій: операції з чорнового нарізування зуба, операції з чистового нарізування зуба, оздоблювальні операції.

Розглянемо основні типи операцій обробки зубчастого вінця. Найбільшого поширення набуло зубофрезерування. Зубофрезерування виконується як методом копіювання, так і методом обкочування. Найбільшу питому вагу у зубообробці має зубофрезерування черв'ячними фрезами методом обкочування. Особливо ефективна обробка зубчастих коліс збірними багатозахідними черв'ячними фрезами. Використання фрези з протуберанцем дозволяє нарізати зуб з поднутренням, що дозволяє виготовляти зубчасті колеса з нешліфованою западиною.

Одним з найбільш перспективних процесів фінішної обробки циліндричних зубчастих коліс є зубохонінгування, застосування якого дозволяє за рахунок зниження шорсткості робочих поверхонь зубів підвищити в 2 – 3 рази довговічність зубчастих коліс і на 25 – 30 % – навантажувальну здатність [13].

Припрацювання - фінішна операція, що полягає в обкочуванні двох коліс з додаванням до зони зачеплення абразивної пасти, при цьому зменшується

шум, але точність зубчастих коліс не збільшується. Істотним недоліком цього обробки є відсутність взаємозамінності. Обкочування – відтворення повного зачеплення колеса із загартованим вимірювальним колесом на спеціальних стендах. Деталі, оброблені методом обкочування, на відміну від припрацювання зберігають взаємозамінність.

Притирання - процес механічної обробки, при якому обробка робочих поверхонь зубів проводиться за допомогою штучного та регульованого зношування профілів зубів за допомогою притирів. Як притири використовуються зубчасті колеса, що мають такий же модуль, як і колеса, що підлягають обробці, але з дещо потовщеними зубами. При цьому припуск, що знімається, не більше 0,03 мм.

Крім основних формотворчих операцій та операцій з обробки бічної поверхні зуба, в технологічний процес виробництва зубчастих коліс вводяться операції зубозаокруглення (зубозагострення) або зняття фаски по торцю зуба. Мета операцій зубозаокруглення (зубозагострення) – заокруглення (загострення) торця зуба для полегшення входження в зачеплення рухомих зубчастих коліс. Зняття фаски по торцю зуба проводиться для притуплення гострих кромek по торцю і западині зуба, зняття задирок, що виникли після операції зубофрезерування, зубодовбання і тощо.

Наявність фасок по контуру зубів призводить до підвищення довговічності передач, оскільки усуваються осередки концентраторів напружень по краях зубів, покращуються умови зачеплення, виключається сколювання шматків матеріалу з високою крихкістю. За рахунок усіх цих факторів довговічність підвищується у 3 – 5 разів [14]. Ці операції виконуються або вручну, або на спеціальних зубозаокруглювальних і зубозагострювальних верстатах. Ці верстати працюють пальцевою або торцевою фрезою.

Підвищення точності виробництва зубчастих коліс та збільшення продуктивності можна досягти за допомогою: нового покоління верстатів, нових інструментів, нових методів обробки та контролю, комп'ютеризації та автоматизації на всіх етапах виробництва.

1.4 Параметри якості при виготовленні важких зубчастих коліс з великим модулем

До деталей, що визначають експлуатаційні властивості машин і механізмів, відносяться зубчасті колеса - найважливіші і найбільш численні елементи сучасних передач. У свою чергу, показники функціональної якості цих деталей, а саме, зносостійкість, ресурс роботи, здатність, рівень шуму тощо, залежать від якості їх виготовлення і, головним чином, від точності.

Циліндричні зубчасті передачі, як складова більшості машин і механізмів, є одними з наймасовіших, складних і трудомістких деталей у машинобудуванні. За сучасними уявленнями структурно – параметричний синтез зубчастої передачі потрібно розглядати у єдиній технічній системі шляхом комплексного розв'язання задач із проектування, виготовлення, експлуатації та ремонту створюваних передач, тобто. з урахуванням основних етапів її життєвого циклу.

Важливими етапами життєвого циклу зубчастої передачі є теоретичне та технологічне формоутворення циліндричних зубчастих коліс. Оптимальне формоутворення зубчастих коліс дозволить підвищити якість та знизити собівартість обробки, покращити експлуатаційні, економічні та екологічні показники різних машин та механізмів, а також їх ремонтпридатність та конкурентоспроможність, що є актуальним завданням. Це особливо важливо для великогабаритних зубчастих коліс, що використовуються у гірничодобувній галузі. Якість зубчастих передач (показники точності, призначення, технологічності, надійності) значною мірою визначає якість гірських машин. Технологічність – це сукупність властивостей конструкції виробу, що визначають її пристосованість до досягнення оптимальних витрат під час виробництва, експлуатації та ремонту для заданих показників якості, обсягу та умов виробництва. Для приводів з показників технологічності конструкцій можна виділити трудомісткість виготовлення деталей, збирання та

ремонту при забезпеченні лінійного контакту зубів (функціональна технологічність). Експлуатаційну технологічність можна характеризувати показниками надійності.

Методи підвищення якості зубчастих передач є єдиним комплексним процесом і поширюється на весь виробничий цикл від проектування до виготовлення передач.

Серед показників якості слід виділити точність. Для зубчастих передач точність – головний показник внаслідок обмеженості використовуваних виготовлення передачі матеріалів і термохімічної обробки коліс.

Точність завжди розглядалася як важлива характеристика якості передачі або виділялася як важлива самостійна характеристика зубчастої передачі. Точність тісно пов'язана з довговічністю (ресурсом) та надійністю роботи редуктора в цілому та зниженням відносної вартості однієї години роботи, тому розробка високоточних редукторів вельми своєчасне та актуальне завдання [15].

Часто зустрічаються в техніці «силові» (важконавантажені) зубчасті передачі, це передачі в редукторах і коробках швидкостей важких машин, у приводах кульових млинів, передачі підйомно-транспортних механізмів, штампувальних та кувальних пресів і тощо.

Зубчасті колеса таких передач зазвичай характеризуються великими модулями та мають відносно широкі зубчасті вінці. До цих передач зазвичай не висувають високих вимог щодо точності кутових переміщень при обертанні. При передачі великих крутних моментів потрібен надійний контакт зубів з бокових поверхонь і максимальне використання площі робочих поверхонь зубів.

Основними причинами несплавності є такі похибки зубчастих вінців, як неправильне взаємне розташування зубів (похибки кроку) та неточність форми робочих поверхонь (похибки форми профілю зубів). Низький рівень плавності роботи зачеплення призводить до підвищення рівня вібрацій та шуму під час роботи виробу.

Евольвентне зачеплення теоретично здатне працювати при нульових бічних зазорах (товщина зуба, що перебуває в зачепленні, дорівнює ширині западини колеса відповідно). Однак неточності виготовлення зубчастого вінця призводять до спотворення форми та взаємного зміщення реальних профілів зубів, що може викликати їхню деформацію чи поломку. Зміщення реальних профілів зубів може бути наслідком неточностей виготовлення корпусних деталей і монтажу зубчастих коліс. Видозмінюють профіль зубів та його розташування також температурні та силові деформації. Для компенсації технологічних неточностей та експлуатаційних спотворень призначають бічний зазор між неробочими профілями зубів, що забезпечує нормальну роботу передачі.

Встановлено 12 ступенів точності циліндричних зубчастих коліс та передач – з 1 по 12 у порядку зменшення точності. В даний час допуски та граничні відхилення параметрів зубчастих коліс та передач нормовані для ступенів точності 3...12, а ступені 1 та 2 передбачені як перспективні. Для кожної передачі (зубчастого колеса) стандартом встановлені норми точності трьох видів, що визначають ступеня точності за нормами кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубів.

Незалежно від ступенів точності встановлюють види сполучення, які визначають вимоги до бічного зазору. Для зубчастих коліс та передач з модулем від 1 мм до 55 мм встановлено шість видів сполучення (A, B, C, D, E, H) та вісім видів допуску (a, b, c, d, h, x, y, z) гарантованого бічного зазору j_{min} . Зі збільшенням у парі гарантованого бічного зазору j_{min} зазвичай зростає і ширина поля допуску бічного зазору, яка визначається видом допуску зазору.

Вид допуску в такому випадку позначають малою буквою, однойменною видом сполучення (крім виду допуску e). У більшості випадків для зубчастих коліс та передач рекомендується підтримувати певну відповідність між видом сполучення, допуском бічного зазору та класом відхилення міжосьової відстані.

Позначення точності зубчастої передачі або колеса включає позначення призначених норм точності, тобто ступенів точності за показниками

кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів і норм бокового зазору передачі. При встановленні різних ступенів точності за різними нормами, а також при невідповідності між видом сполучення, допуском бічного зазору і класом точності міжосьової відстані в позначенні пишуться три цифри (ступеня точності) і дві літери (вид сполучення і допуск бічного зазору), а через косу риску вказується клас відхилення міжосьової відстані. Наприклад, позначення 7-8-7 Вс/IV розшифровується наступним чином: ступінь точності за нормами кінематичної точності 7, за нормами плавності роботи 8, за нормами контакту зубів 7, вид сполучення В, вид допуску бічного зазору, клас точності міжосьової відстані IV.

При виборі та обґрунтуванні ступенів точності та бічних зазорів зубчастих передач слід використовувати один із наступних методів:

- аналітичний («розрахунковий»);
- експериментальний (дослідний);
- метод подібності.

Аналітичний метод, полягає в тому, що на основі кінематичного розрахунку похибок всієї передачі та допустимого кута неузгодженості визначається необхідний ступінь точності за нормами кінематичної точності. В основу розрахунку ступеня точності за нормою плавності закладаються розрахунки динаміки передачі, вібрацій та шумових характеристик передачі. Ступінь точності за нормою контакту зубів визначається на основі розрахунків на міцність і розрахунків на довговічність. Так для зубчастих передач кульових млинів ступінь точності становить 6-9.

Для важконавантажених передач, що працюють з невисокими швидкостями без реверсування, наприклад, редукторів кульових млинів, основною вимогою є контакт робочих поверхонь зубів (прилягання при обкатуванні бічних поверхонь зуба як по довжині, так і по висоті). Вимоги до кінематичної точності і до бічних зазорів в умовах роботи передач є вирішальними. Плавність роботи повинна запобігти появі вібрацій та шуму.

Комбінування норм точності з різних ступенів істотно з технологічної точки зору, оскільки кожна обробна операція, як правило, підвищує якість колеса не за всіма трьома нормами точності, а тільки щодо однієї норми. Наприклад, шліфування зубів колеса покращує головним чином кінематичну точність, шевінгування – насамперед плавність роботи колеса, а притирання – контакт між зубами. Завдяки комбінуванню норм з різних ступенів точності виготовлення стає економічнішим, при цьому забезпечуються необхідні експлуатаційні властивості колеса.

Для оцінки метрологічних параметрів зубчастих коліс необхідно забезпечити їх контроль за всіма нормами точності (показниками кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів та боковим зазором у передачі). Стандартом регламентовано контрольні комплекси показників, які забезпечують перевірку відповідності зубчастого колеса всім встановленим нормам.

Вибір поелементних показників точності замість комплексних може бути обумовлений відносною простотою і дешевизною засобів вимірювань порівняно з приладами для вимірювання комплексних показників. Крім того, засоби вимірювання поелементних показників у ряді випадків значно зручніше при виявленні конкретних технологічних похибок (з метою підналагодження технологічного процесу). Тому при контролі точності технологічних процесів найчастіше вибирають поелементні показники (параметри), безпосередньо пов'язані з технологічними джерелами похибок. Поелементні вимірювання показників точності зубчастих коліс можна здійснювати безпосередньо на робочому місці за допомогою технологічного обладнання. Деякі параметри зубчастого колеса вимірюють безпосередньо на зуборізному верстаті, не знімаючи колеса зі верстата.

Існують такі норми точності: кінематична точність, плавність роботи, контакту зубів та бічного зазору [16]. За нормами кінематичної точності регламентується максимальна похибка функції положення (яка вимірюється як помилка переміщення). Для зубчастого колеса - це похибка кута повороту в

межах його обороту, для зубчастої передачі - похибка при повному циклі зміни відносного положення кількох зубчастих коліс.

За нормами плавності роботи регламентуються (причому побічно) циклічні похибки, що є складовими повної похибки кута повороту зубчастого колеса, які багаторазово повторюються при одному обертанні колеса.

За нормами контакту зубів визначається повнота прилягання робочих поверхонь зубів сполучених коліс у передачі, що є найбільш суттєвим для важконавантажених передач. Зубчасті колеса таких передач зазвичай характеризуються великими модулями і мають відносно широкі зубчасті вінці. До цих передач зазвичай не пред'являють високих вимог щодо точності кутових переміщень при обертанні. При передачі великих крутних моментів потрібен надійний контакт зубів з бокових поверхонь та максимальне використання площі робочих поверхонь зубів.

Показники плавності роботи зубів та показники контакту встановлюються за граничними значеннями номінального коефіцієнта осьового перекриття. Коефіцієнт перекриття ε_γ зубчастої передачі розраховується за формулою:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (1.1)$$

де ε_α - коефіцієнт торцевого перекриття,

ε_β – коефіцієнт осьового перекриття.

Коефіцієнт торцевого перекриття визначається за формулою :

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{\alpha 1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{\alpha 2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi} \quad (1.2)$$

де z_1, z_2 – числа зубів відповідно шестірні та колеса;

$\alpha_{\alpha 1}, \alpha_{\alpha 2}$ – кути профілю зуба в точці на колі вершин відповідно шестерні та колеса;

α_{tw} – кут зачеплення.

Коефіцієнт осьового перекриття розраховується за формулою:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{p_x} \quad (1.3)$$

де b_w - робоча ширина вінця;

p_x - осьовий крок.

У прямозубих зубчастих коліс $\varepsilon_{\beta} = 0$. Забезпечення різних норм точності при виготовленні коліс може бути досягнуто різними технологічними прийомами. Кожному технологічному процесу з певною технологічною системою верстата, заданими подачами і швидкостями, відповідає певний набір норм точності, а чи збігаються вони у норми одного ступеня точності чи різні – це справа випадку.

Саме методи виробництва зубчастих коліс обкаткою мали на увазі при встановленні можливостей комбінування норм точності. Якщо розглядати сучасні методи виготовлення зубчастих коліс, то вийде, що природне комбінування норм значно перевищує вказані межі [17].

У рекомендаціях ISO 1328 не встановлюється норм кінематичної точності, плавності роботи та контакту зубів. Також там немає: видів поєднання зубчастих коліс у передачі, видів допуску на бічний зазор, класів відхилення міжосьової відстані, норм бокового зазору. Бічний зазор згаданий у ISO 1328-1 серед вимог для перевірки кінематичної похибки [18].

Підвищення точності виготовлення передачі тільки за рахунок посилення допусків на одні тільки колеса не можливе. Високу точність передачі можна досягти тільки при виготовленні всіх деталей вузлів передачі з високою точністю [19].

Однією з основних характеристик важконавантажених зубчастих передач, наприклад, є пляма контакту зубів за довжиною та висотою їх робочих поверхонь (величина клину неприлягання зубів). Функціональні характеристики точності пар зубчастих коліс наведені у роботі [20], а методи та засоби технологічного забезпечення якості виготовлення редукторів – у роботі [21].

Аналіз розглянутих питань експлуатації та роботи кульових млинів свідчить про те, що їх слабкою ланкою є важконавантажена зубчаста передача приводу кульового млина.

В результаті виконаних досліджень по роботі кульових млинів і заходах щодо підвищення їх ресурсу роботи, а також дослідження в галузі підвищення зносостійкості деталей у машинобудуванні та оцінку зносостійкості важконавантажених зубчастих передач, встановлено, що, в даний час, існує цілий ряд задач дослідницького характеру, розрахункового та технологічного напрямку, що дозволяють продовжити дослідження в напрямку підвищення ресурсу важконавантажених зубчастих передач приводу рудомельних млинів. Основними напрямками дослідження щодо підвищення ресурсу роботи зубчастих передач приводу кульових млинів та млина в цілому є:

- на стадії проектування необхідний вибір раціональних геометричних параметрів евольвентного зачеплення зубчастих передач, що впливають на зносостійкість;
- врахування динамічних параметрів роботи млина, які істотно впливають на зносостійкість поверхні зубчастих зачеплень;
- вибір способу поверхневого зміцнення зубів передач;
- розробка прогресивної технології виготовлення важконавантажених зубчастих передач великого модуля та розмірів.

2 ПРОЕКТУВАННЯ ЗНОСТІЙКОЇ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДУ З ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМИ МОДЕЛЮВАННЯ

2.1 Динаміка косозубої передачі та її вплив на кінематичну похибку

Визначення впливу технології виготовлення на експлуатаційні показники зубчастих передач пов'язане із розробкою математичної моделі процесів збудження вібрацій у зачепленні. При дослідженні питань динаміки зубчастих передач запропоновані різні динамічні моделі, які тією чи іншою мірою відображають явища, що супроводжують процес пересполучення зубів коліс [22].

Вібрації, що виникають у процесі роботи зубчастої передачі, пояснюються ударом зубів коліс, зумовленим наведеною похибкою [23]. Основною причиною вібрації в даній моделі є нерівність кроків зачеплення зубчастих коліс, що сполучаються, що призводить до їх нерівномірного обертання. Віброзбудження розглядається у вигляді періодичної послідовності ударних імпульсів. При цьому враховується нелінійність контактної та згинальної жорсткості пружного елемента. Одержувана сила удару зубів виявляється прямо пропорційною швидкості удару.

Модель кромочної взаємодії пояснює коливання, що виникають у передачі тим, що процес пересполучення зубів відбувається поза теоретичною лінією зачеплення і пояснюється наявністю наведеної похибки. При цьому розглядаються процеси деформації зубів, що перебувають уже в зачепленні та зубів, що тільки входять у зачеплення, що призводить до їх деформації. Пара зубів, що перебувають в цей момент на лінії зачеплення, відгукується на стрибок швидкості, але тільки після того, як маси коліс відреагують своїм переміщенням на деформацію пари зубів.

У процесі роботи зубчасті колеса передають крутний момент постійного або змінного значення. Таким чином, на зуби коліс діють сили, що призводять до їх згинання, і подальшої зміни їх геометричних параметрів. Стосовно

косозубих коліс величина переданого ними навантаження залежить від стадії зачеплення, тобто чи є пара коліс в однопарному або двопарному зачепленні. Періодичні зміни переданого навантаження призводить до аналогічної зміни величини деформації, що підвищує віброактивність зубчастої передачі [24].

В іншому типі моделей збуджуючі сили часто представляються виразом кінематичного збудження загального виду. Конкретні жорсткісні і точнісні характеристики враховані у виразах вимушувальних сил, що зумовлюються змінною жорсткістю зачеплення і похибкою кроку зачеплення [25].

До іншого типу моделей відносяться віброударні моделі, що зводяться до: ударів двох тіл, що описуються рівняннями Ньютона при збудженні зовнішньої гармонійною силою; періодичним коливанням тіла на нелінійному пружному зв'язку із зазором; перескокам тіла за синусоїдальною твірною; руху тіла в зазорі між двома синусоїдальними стінками, що імітують кінематичну похибку; удару зубів у зазорі зворотними профілями [26].

Періодична зміна величини навантаження, що передається кожною парою зубів коліс призводить до зміни сили тертя, яка також впливає на процес збудження вібрації в зубчастому зачепленні [27].

Аналіз відомих моделей зубчастих передач свідчить про їхню розрізненість. У роботах [28] була спроба розробки моделі вибровозбудження зубчастих передач з урахуванням узагальнення всіх вищенаведених моделей. Однак, вказана модель описує процес пересполучення зубів і, як наслідок, причини виникнення коливань системи в дискретному вигляді не враховуючи безперервність даного процесу.

В результаті аналізу моделей причини, що викликають віброактивність зубчастої передачі, можна поділити на кінематичні та параметричні [29].

Кінематичні похибки пов'язані з неточностями виготовлення та збирання зубчастої передачі, параметричні – зі змінною жорсткістю зачеплення [30]. Для визначення впливу технології виготовлення на експлуатаційні показники зубчастих коліс за допомогою профільних твердосплавних черв'ячних фрез

розроблено методику оцінки величини динамічного прояву кінематичної похибки, що є комплексним показником точності зубчастих передач [31].

Процес формування профілю зуба колеса супроводжується контактною взаємодією заготовки колеса з різальним інструментом, що характеризується силою та швидкістю. У процесі шліфування в зоні контакту зуба колеса з шліфувальним кругом через високі швидкості різання відбувається локальне нагрівання матеріалу заготовки до значних температур. В результаті цього в поверхневому шарі зуба формуються розтягуючі залишкові напруження, що негативно впливає на експлуатаційні показники передачі. Процес зубофрезерування на відміну від шліфування відбувається з відносно низькими швидкостями різання і високими контактними навантаженнями а, отже, незначною температурою в зоні контакту інструменту з заготовкою. У поверхневому шарі зубів виникають стискаючі залишкові напруження, що підвищує жорсткість та зносостійкість зубів коліс. Оскільки при додаванні навантаження поверхневий шар є найбільш напруженим, то його структура значно впливає на деформацію зуба колеса, що є складовою динамічного прояву кінематичної похибки [32].

В процесі експлуатації зубчастої передачі про величину деформації зуба можна судити з амплітуди колювання із зубцевою частотою. Оскільки при різних методах чистової обробки відбувається формування, як точності геометричних параметрів, так і механічних властивостей поверхні зубів, то по амплітуді колювань можна судити про вплив технології на кінематичну похибку в процесі експлуатації передачі.

2.2 Аналіз та синтез робочого зачеплення зубчастої передачі приводу

Численні дослідження з оптимізації параметрів евольвентного зачеплення спрямовані на збільшення здатності навантаження і надійності зубчастих передач, зменшення їх габаритних розмірів, маси, рівня шуму і вібрації. Кращі результати пояснюються винятком із задач оптимізації важливого

технологічного обмеження – положення про стандартний вихідний контур. В роботі [33] зазначено, що такий синтез зачеплення та передачі загалом відкриває можливості творчого конструювання, поділяючи цей процес на конструювання евольвентної частини зубів та конструювання перехідної кривої. При цьому інженера не задовольнить стандартний вихідний контур з єдиною можливим поєднанням параметрів. У випадку потрібно буде розробка спеціального інструменту, якого оптимальне проектування стане неможливим. З відмовою частини розробників від стандартного вихідного контуру у практиці проектування евольвентних передач затвердилися два підходи: добре відомий технологічний та відносно новий конструктивний.

Технологічний підхід передбачає синтез робочого зачеплення на основі стандартного вихідного контуру, стандартні розрахунки геометрії та міцності. Теоретичні положення даного підходу використовуються як методичні засади викладання теорії та технології зубчастих передач. Високий рівень стандартизації та усталені програми підготовки фахівців сприяють збереженню технологічного підходу у більшості галузей машинобудування. Проте сучасні вимоги до здатності навантаження зубчастих передач, рівням шуму і вібрації показують, що норми технологічного підходу не завжди достатні для досягнення конкурентоспроможності машин.

Конструктивний підхід передбачає синтез робочого зачеплення на основі аналізу показників здатності навантаження та якості, які розглядаються як функції геометричних параметрів робочого зачеплення. Прибічники конструктивного підходу відмовилися від технологічних обмежень стандартного вихідного контуру і на основі прямого конструювання (Direct Gear Design) створюють зачеплення, які перевершують аналоги, розроблені за нормами технологічного підходу. Підвищення здатності навантаження, зниження рівнів шуму і вібрації досягаються раціональною формою зубів і високими коефіцієнтами перекриття [34]. Конструктивний підхід розвиває технічні ідеї, інтерес до яких було втрачено за тривалий період домінування технологічних норм проектування. За допомогою ручного графічного аналізу та

емпіричного конструювання було створено безліч оригінальних зачеплень, включаючи зачеплення несиметричних зубів. У фундаментальній праці [35] наведено огляд публікацій, які успішно конструювали зачеплення, виділивши як найбільш вдалі в галузі евольвентного зачеплення праці.

Конструктивний підхід отримав системне застосування в авіаційній промисловості, де діють галузеві стандарти та методики проектування [36]. Технічні вимоги до важконавантаженої зубчастої передачі наступні: коефіцієнт запасу по вигину зуба – $2 \dots 2,5$; коефіцієнт запасу по контактній витривалості – $1,5 \dots 2$; поверхнева твердість після обробки шестерні – $58 \dots 62$ HRC; поверхнева твердість після обробки колеса – $55 \dots 60$ HRC; шорсткість поверхні – $Ra \leq 1,6$.

Конструктивний підхід до оптимізації був застосований і до вирішення проблеми продовження терміну служби важконавантажених зубчастих коліс приводу. На рис. 2.1 показано руйнування вершини зуба зубчастого колеса кульового млина внаслідок зношування.



Рисунок 2.1 – Зруйнування зуба приводу кульового млина

На рис. 2.1 показаний зуб приводу кульового млина, в якому відбувається виникнення тріщин і руйнувань в зонах кромкового контакту.

2.3 Моделювання та дослідження якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач на основі програмного комплексу

У цій роботі описано застосування програмного комплексу для розрахунку зубчастої передачі кульового млина, вихідні дані якого представлені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 - Параметри зубчастих передач

Число зубів	20	260
Робочий модуль, мм	16	16
Кут зачеплення, град	20°	20°
Кут нахилу зубів, град	5°11'39"	5°11'39"
Коефіцієнт перекриття	2,023	1,502
Ширина зубчатого вінця, мм	600	600

На рис. 2.2 показано спроектоване вихідне зубчасте зачеплення у програмному комплексі.

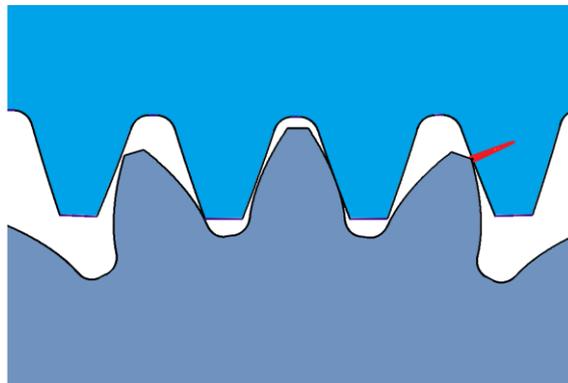


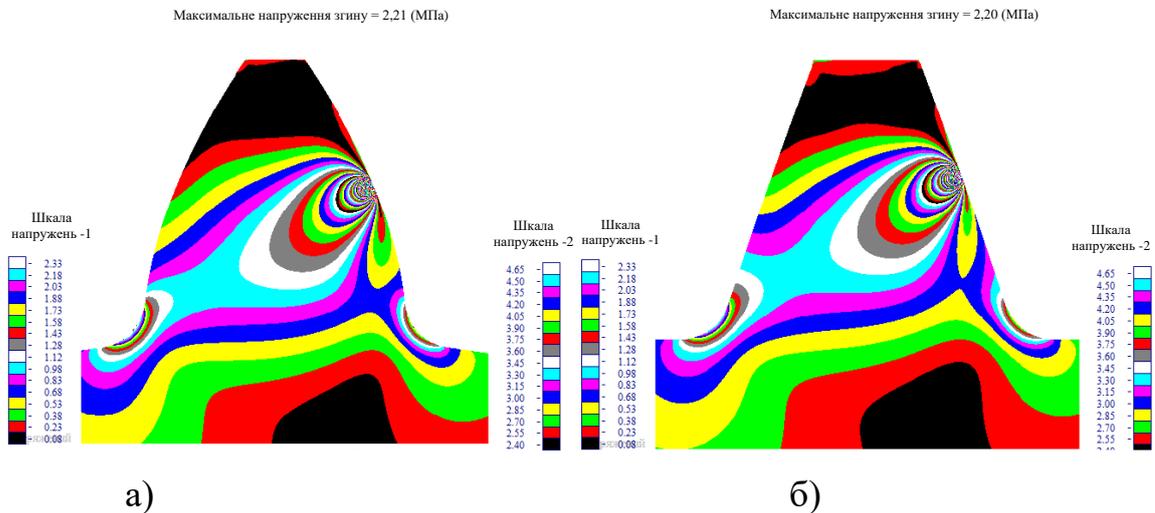
Рисунок 2.2 – Початкове зубчасте зачеплення у програмному комплексі

На рис. 2.3 показано форму тіл коліс і форму зубів, жовтий колір, вказує на те, що в даному виді зачеплення існує проблема, від входу зубів у зачеплення до виходу з нього є коливання навантажень - це наслідок динамічних процесів, що збуджуються змінною жорсткістю зубів та похибками профілю зубів коліс.



Рисунок 2.3 – Форма зубчастого зачеплення

На рис. 2.4 представлений результат розподілу напружень від діючих навантажень веденого і ведучого колеса.



а – ведене колесо; б - ведуче колесо

Рисунок 2.4 – Поля напружень

Можливості програми дозволяють змодельовати місця зародження тріщин утоми у вигляді піків, розташованих уздовж ширини зубів (рис. 2.5).

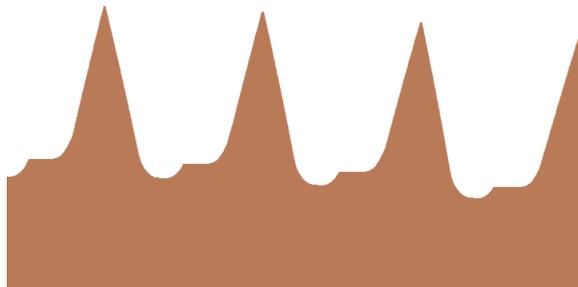


Рисунок 2.5 – Руйнування вершини зубів зношенням у програмному комплексі

На рис. 2.6 та 2.7 представлена розрахункова форма зачіпних зубів у двопарному та в однопарному зачепленні.

На рис. 2.8 – 2.11 показано сумарний контакт двох зубів, профіль ведучого колеса, профіль веденого колеса, пряма лінія між позначеними профілями зубів означає ідеальну передачу без похибок.

Точки концентрації відповідають контакту вершин зубів і піки напружень відповідають для згинальних напружень 40 МПа (ведуче колесо), для контактних напружень 5000 МПа. Саме це є причиною руйнувань, показаних на рис. 2.9.

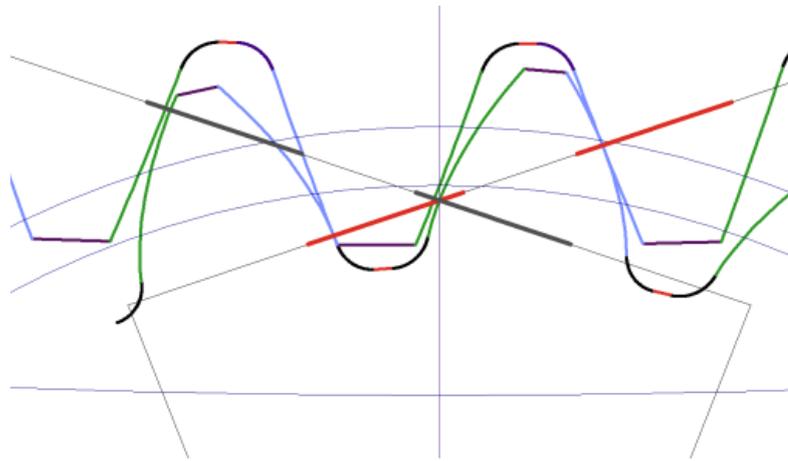


Рисунок 2.6 – Структурна схема зубів у двопарному зачепленні у програмному комплексі

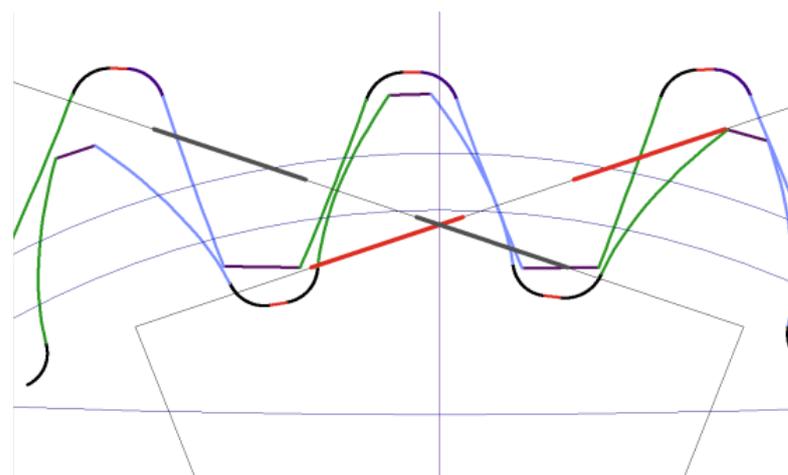


Рисунок 2.7 – Структурна схема зубів у однопарному зачепленні у програмному комплексі

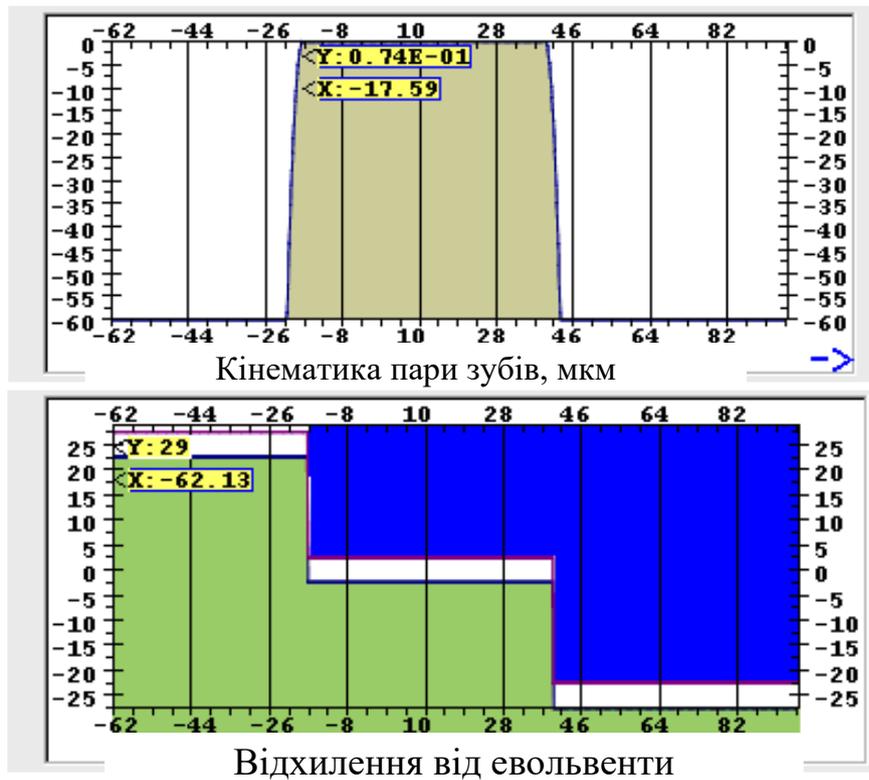


Рисунок 2.8 – Результати розрахунку кінематики зубчастої передачі

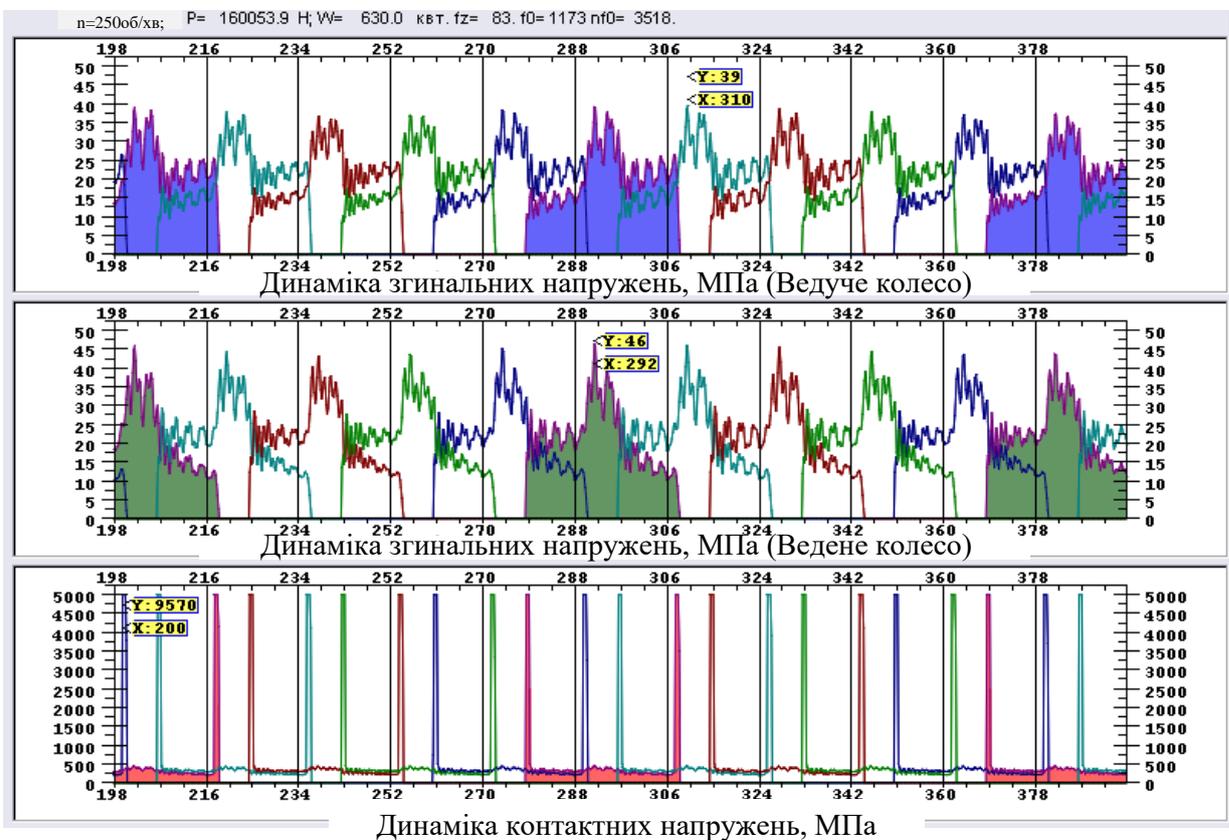


Рисунок 2.9 – Результати розрахунку динаміки згинальних та контактних напружень

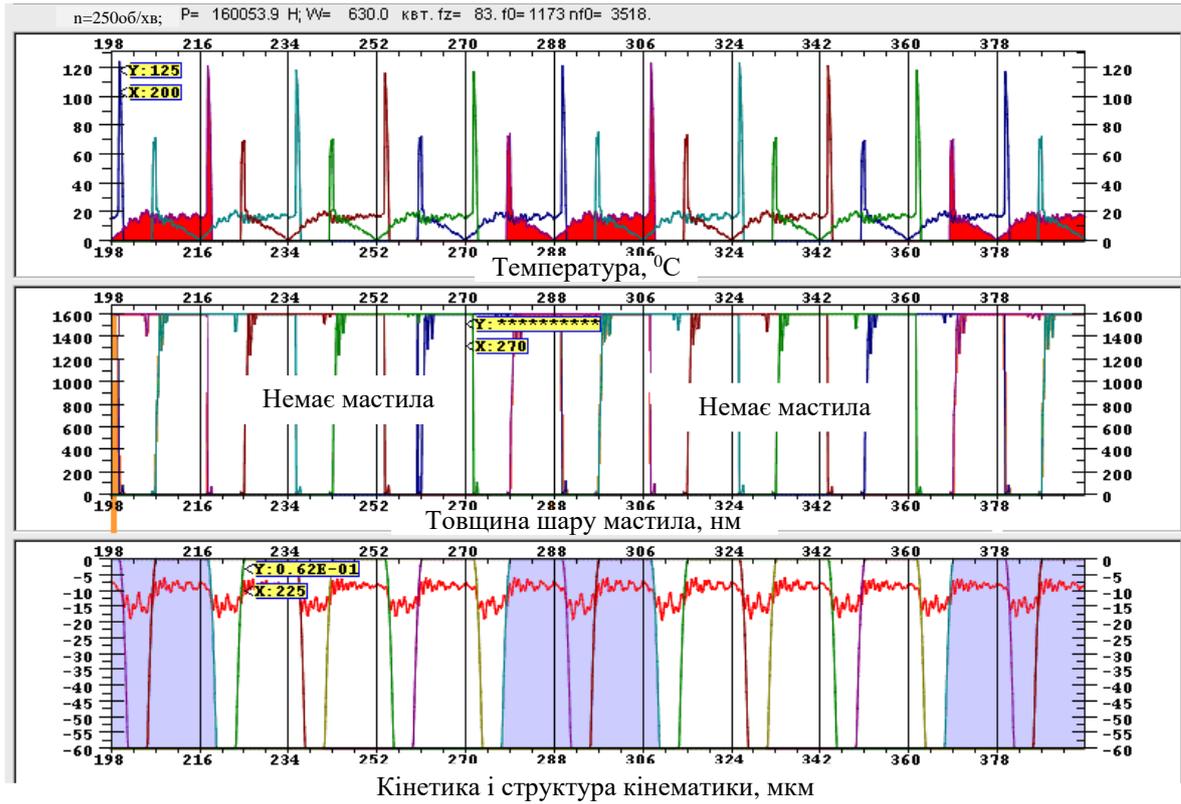


Рисунок 2.10 – Результати розрахунку вібропотужності передачі (аркуш 1)

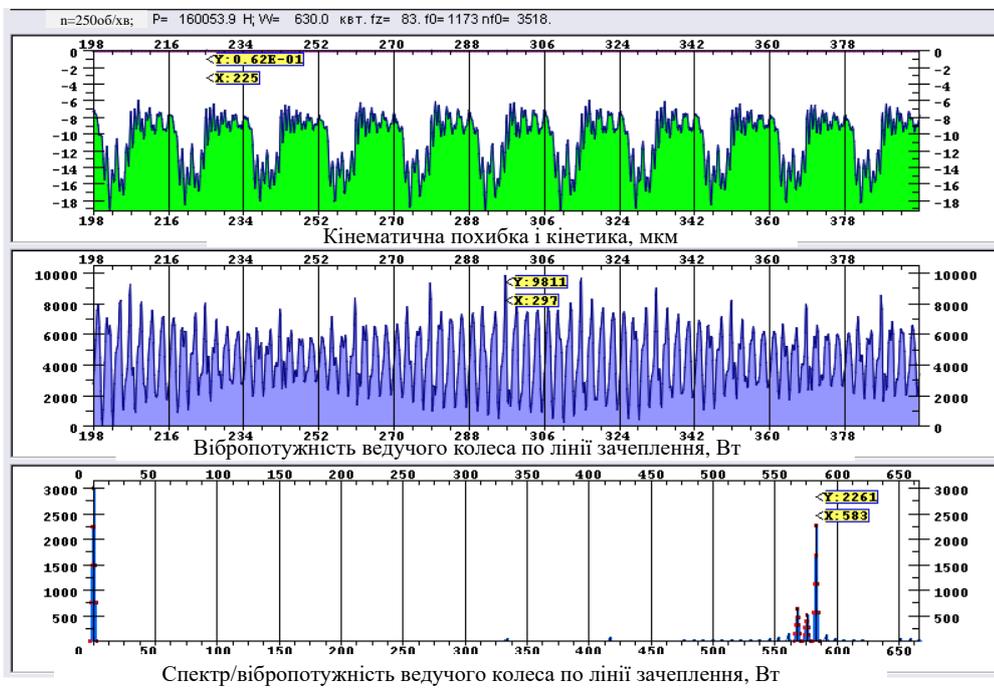


Рисунок 2.11 - Результати розрахунку вібропотужності передачі (аркуш 2)

Вібропотужність — це фізична величина, що характеризує енергетичний аспект коливань у машині, механізмі чи конструкції. Вона показує, яка кількість енергії передається або витрачається у процесі вібрації за одиницю часу.

2.4 Чисельне рішення задачі щодо підвищення якості зубчастого зачеплення

На рис. 2.12 – 2.14 показані динаміка згинальних та контактних напружень ведучого та веденого коліс до модифікації (видні великі піки напружень), розрахунок температури, товщини шару мастила та структури кінематики, розрахунок кінематичної похибки, вібропотужності провідного колеса по лінії.

Обчислювальний експеримент 1 (модифікація 11 мкм):

Розрахунок модифікованої передачі починаємо з введення даних параметрів, а також параметрів модифікації типу бочкоподібність і фланкування, як зріз головки зуба з радіусом 11 мкм (рис. 2.15).

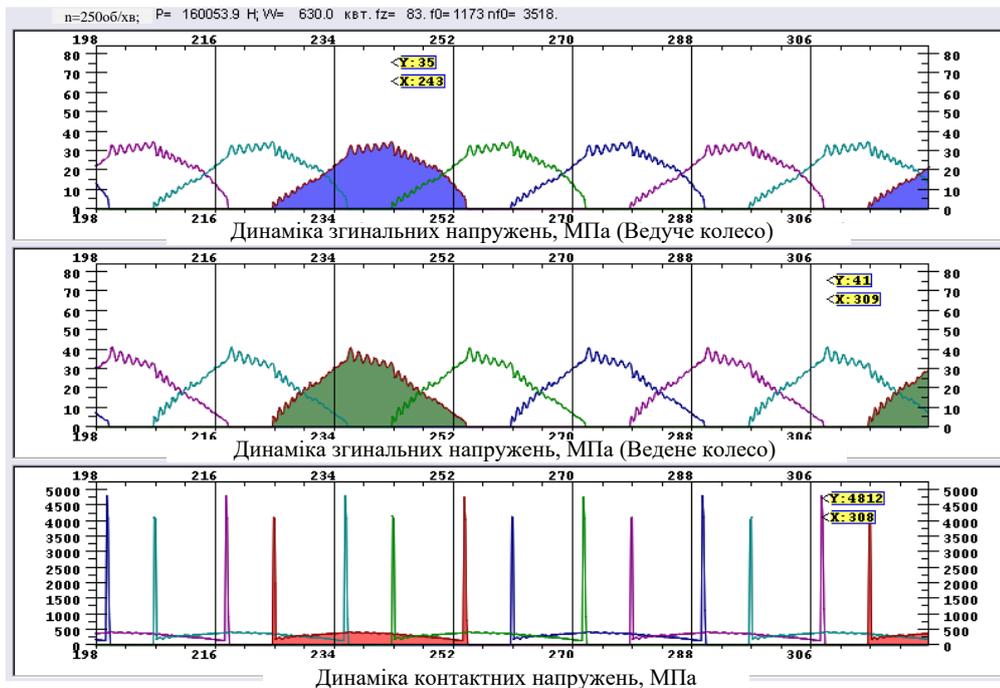


Рисунок 2.12 – Динаміка згинальних та контактних напружень ведучого та веденого коліс

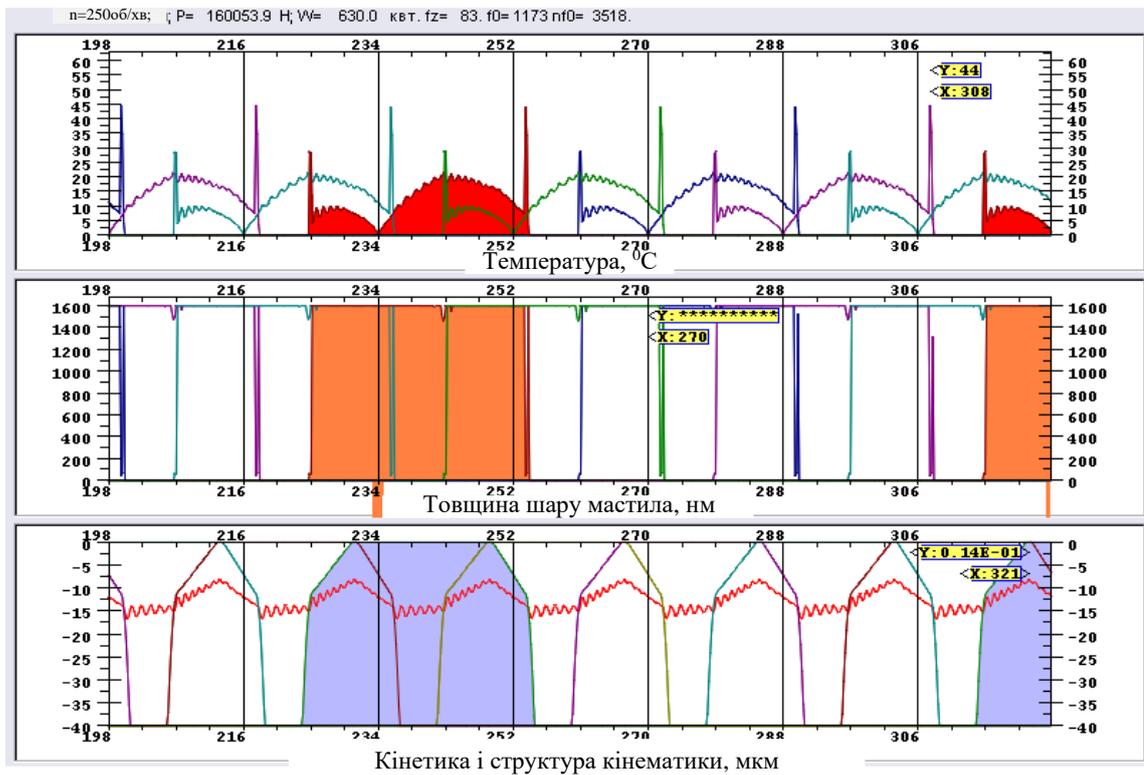


Рисунок 2.13 – Розрахунок температури, товщини шару мастила та структури кінематики у програмному комплексі

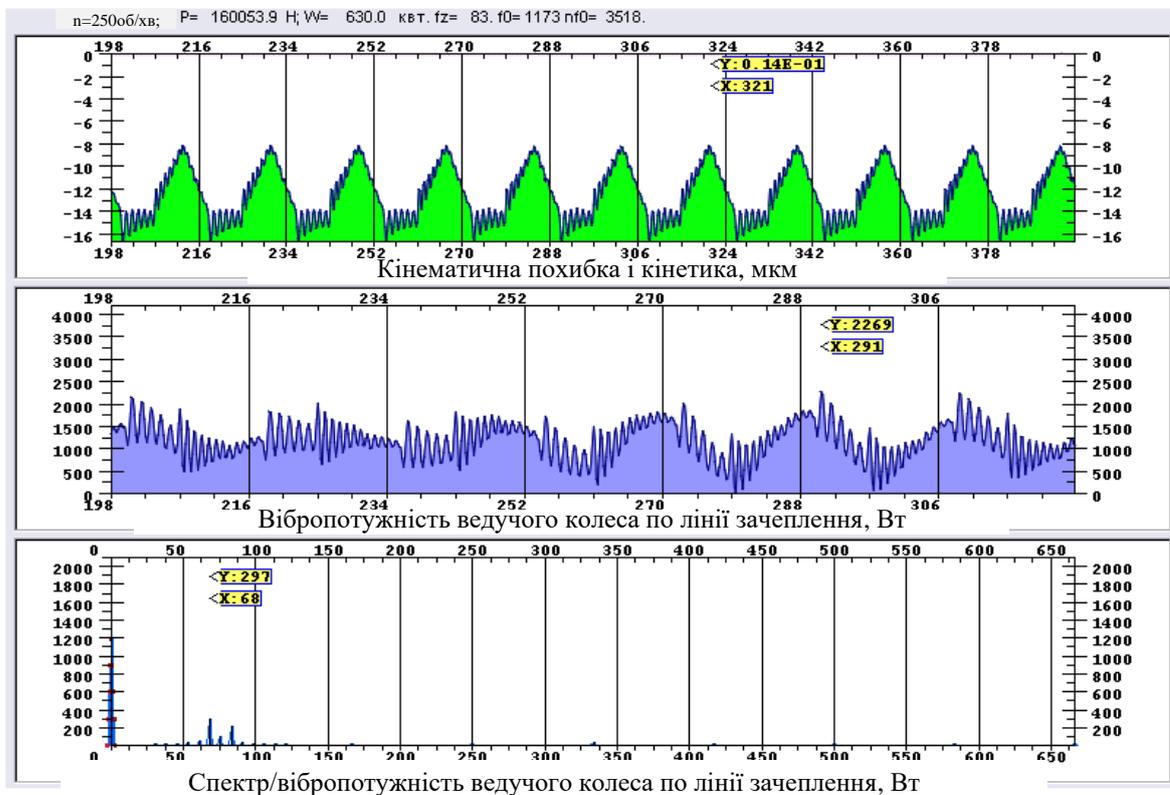


Рисунок 2.14 – Розрахунок кінематичної похибки, вібропотужності ведучого колеса по лінії зачеплення у програмному комплексі

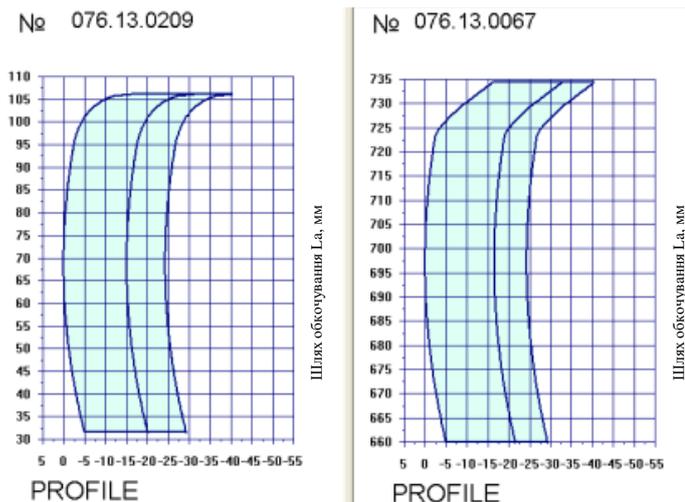


Рисунок 2.15 – Вихідні дані модифікованої передачі

Були проведені експериментальні розрахунки зубчастого зачеплення у програмному комплексі з модифікацією 11 мкм, результати яких представлені на рис. 2.16 - 2.18.

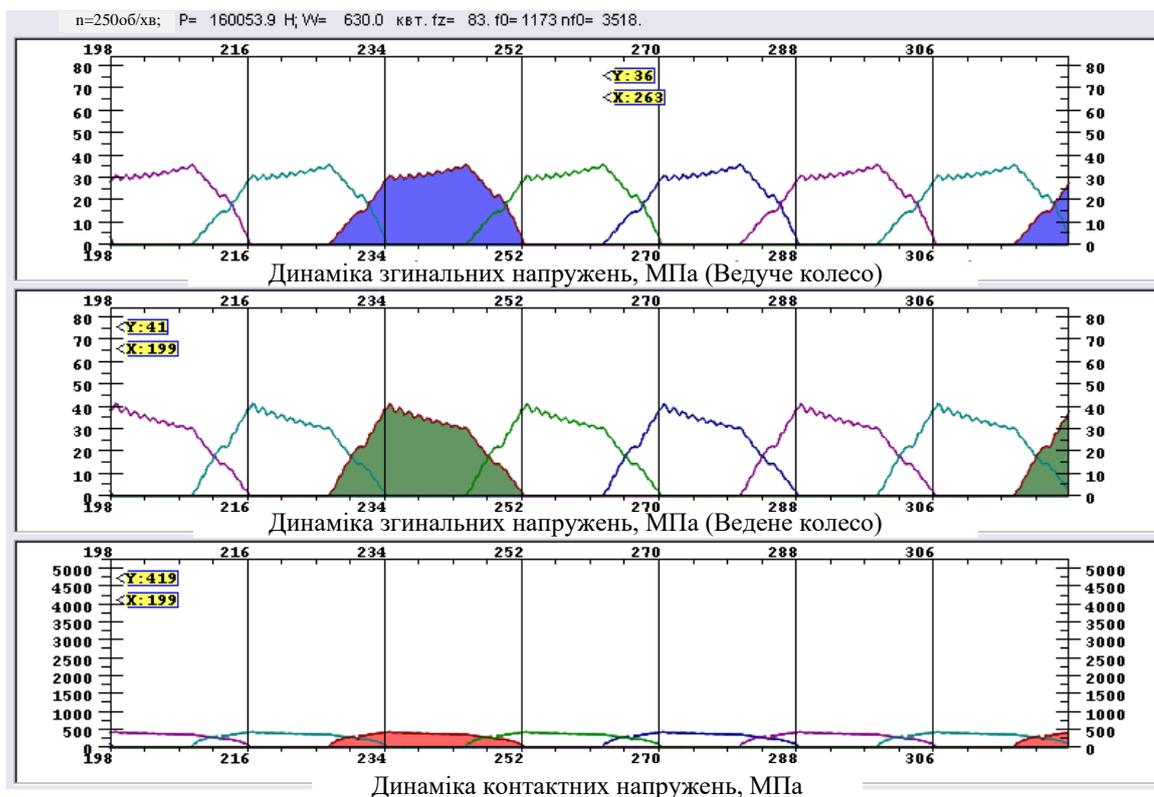


Рисунок 2.16 – Розрахунок динаміки згинальних напружень (ведучого та веденого коліс) та динаміка контактних напружень у програмному комплексі

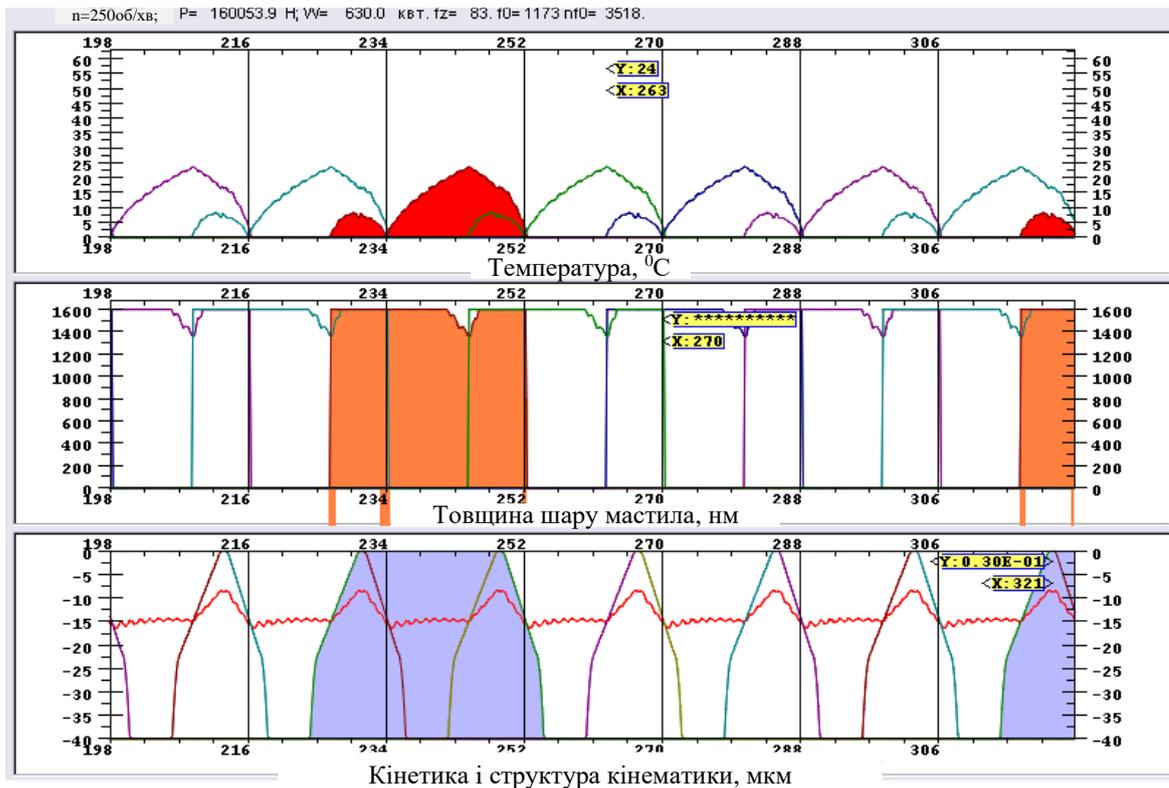


Рисунок 2.17 – Розрахунок температури, товщини шару мастила та структури кінематики у програмному комплексі

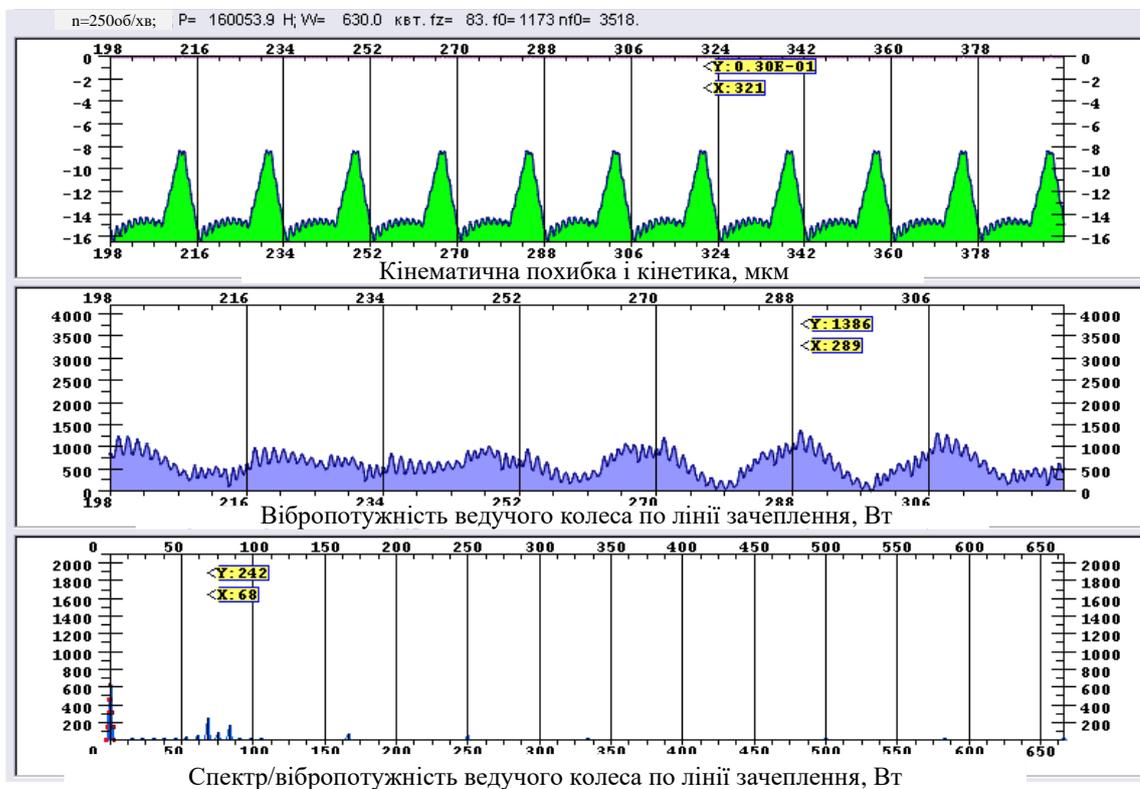


Рисунок 2.18 – Розрахунок кінематичної похибки, вібропотужності ведучого колеса по лінії зацеплення у програмному комплексі

Розрахунок динаміки згинальних напружень (провідного та веденого коліс) у програмному комплексі з модифікацією 11 мкм показав, що динаміка контактного напруження значно зменшилася, значення контактного напруження з рівня 4500 МПа знизилися до рівня 450 МПа, що показано на рис. 2.19.

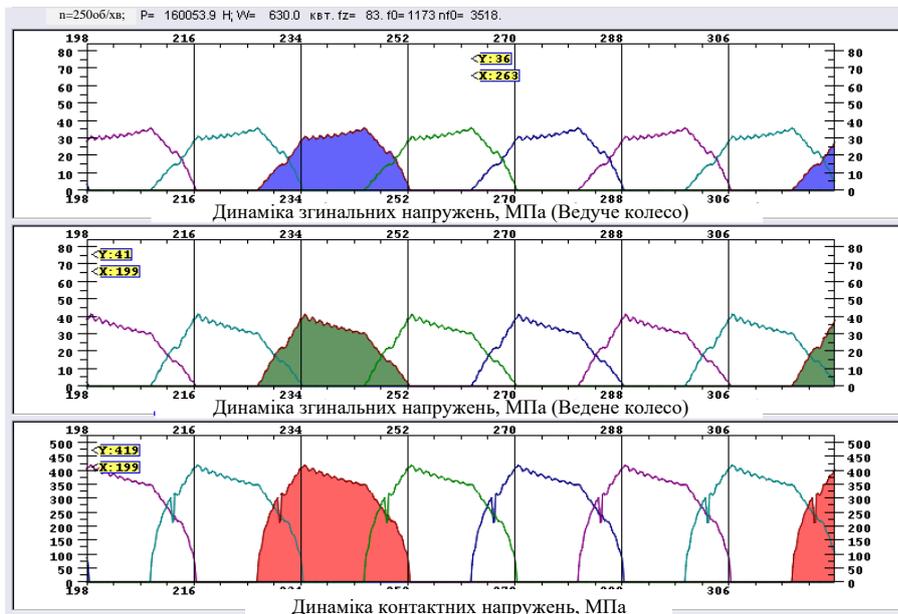


Рисунок 2.19 – Розрахунок динаміки згинальних напружень ведучого та веденого колеса у програмному комплексі

Вікно введення даних для модифікації ведучого колеса показано рис. 2.20, модифікація 11 мкм.

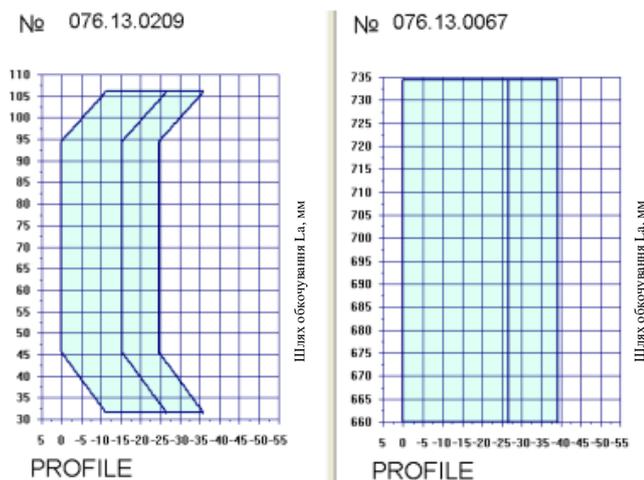


Рисунок 2.20 – Введення вихідних даних для модифікації 11 мкм ведучого колеса

Результати розрахунку модифікованої передачі представлені на рис. 2.21 – 2.23.

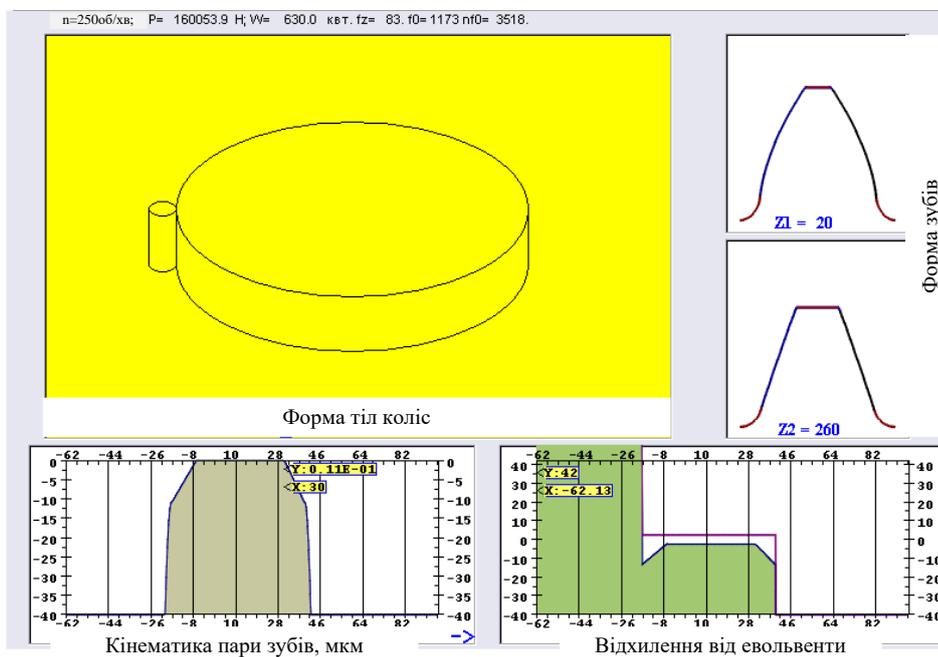


Рисунок 2.21 – Відхилення від евольвенти 11 мкм ведучого колеса

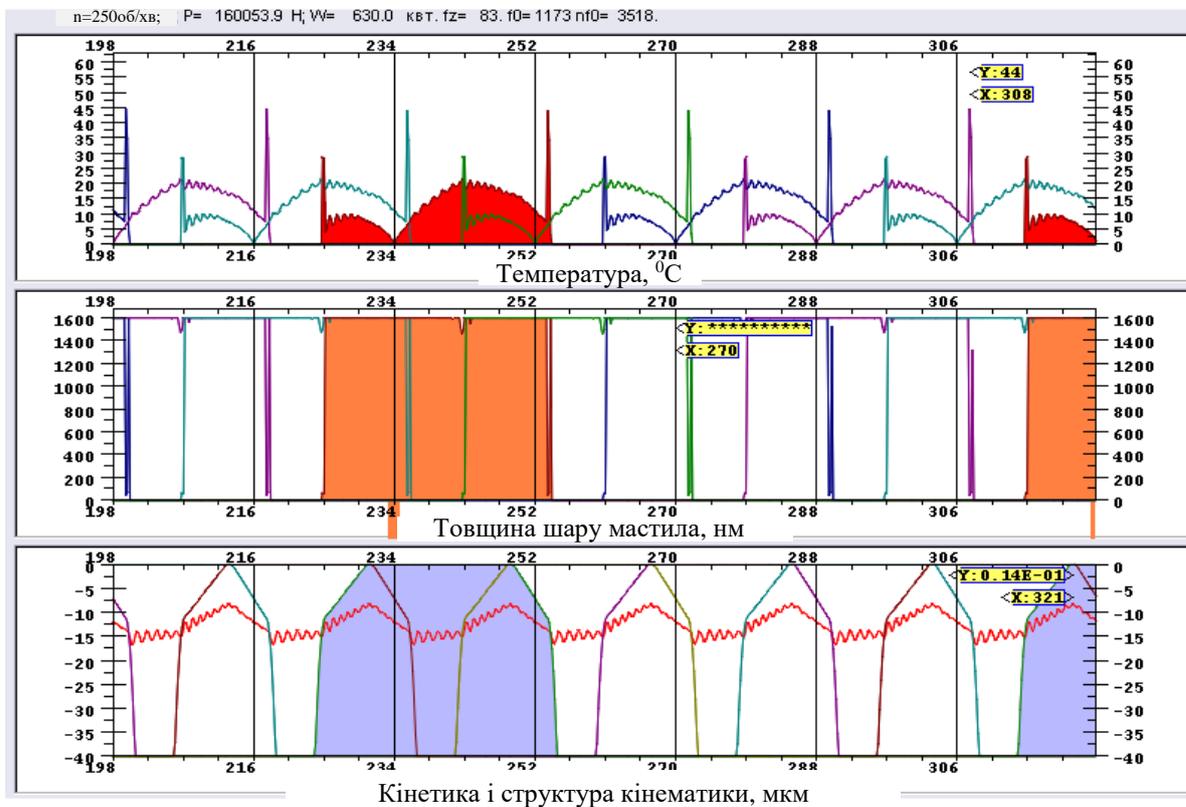


Рисунок 2.22 – Результати розрахунку товщини шару мастила, кінетики та структури при модифікації 11мкм

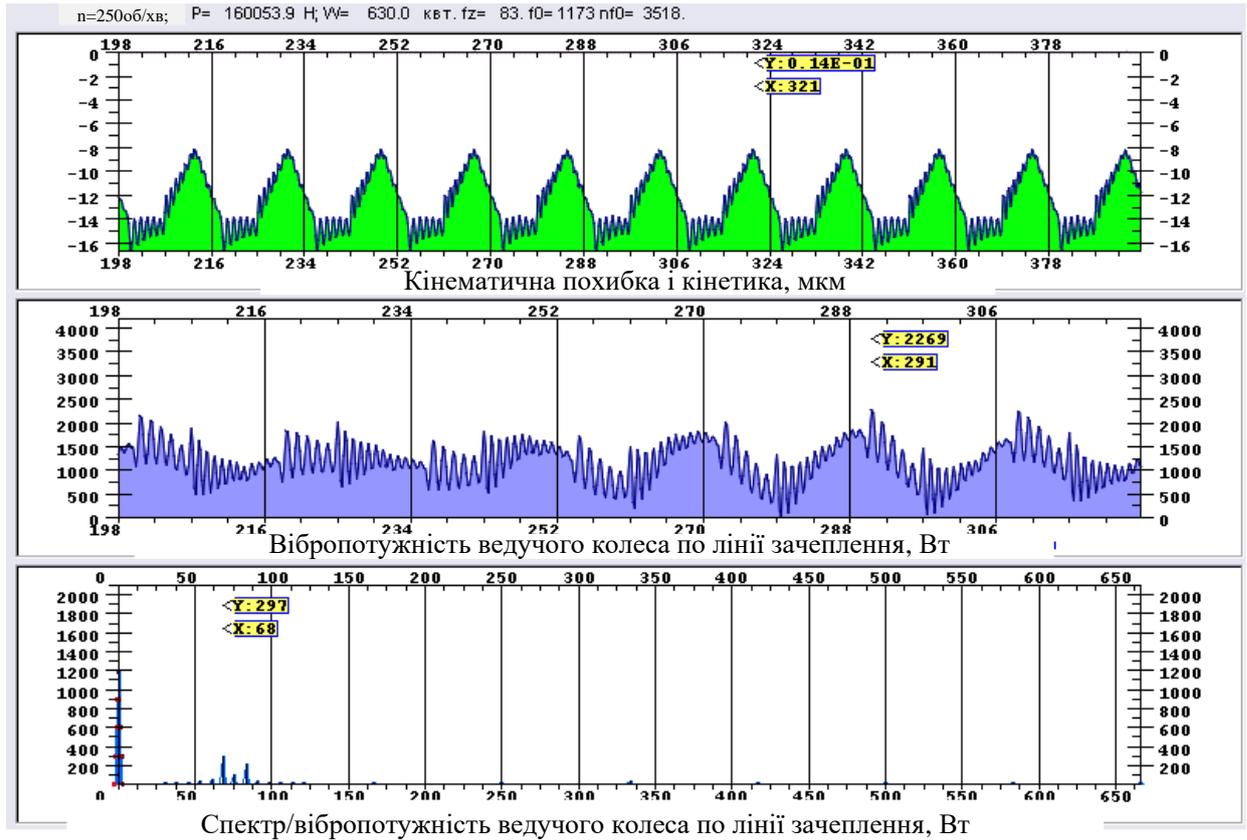


Рисунок 2.23 – Результати розрахунку вібропотужності

Обчислювальний експеримент 2 (модифікація 22 мкм):

Вихідними даними для фланкування є зріз профілю головки та ніжки зуба ведучого колеса на 22 мкм, рис. 2.24.

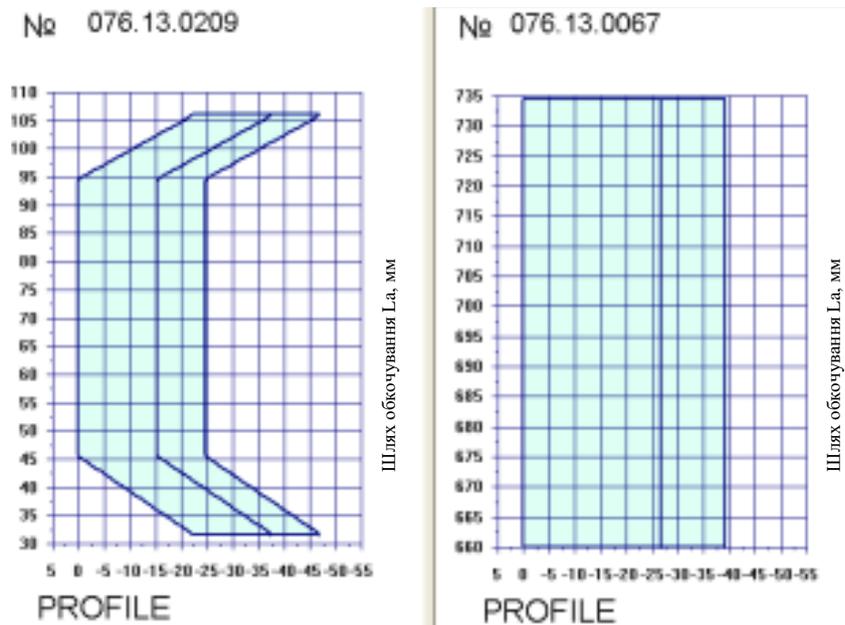


Рисунок 2.24 – Вікно введення даних модифікації 22 мкм ведучого колеса

Після чисельного розрахунку були отримані результати згинальних і контактних напружень, по товщині мастильного шару, а також по вібропотужності ведучого зубчастого колеса, рис. 2.25 - 2.28.

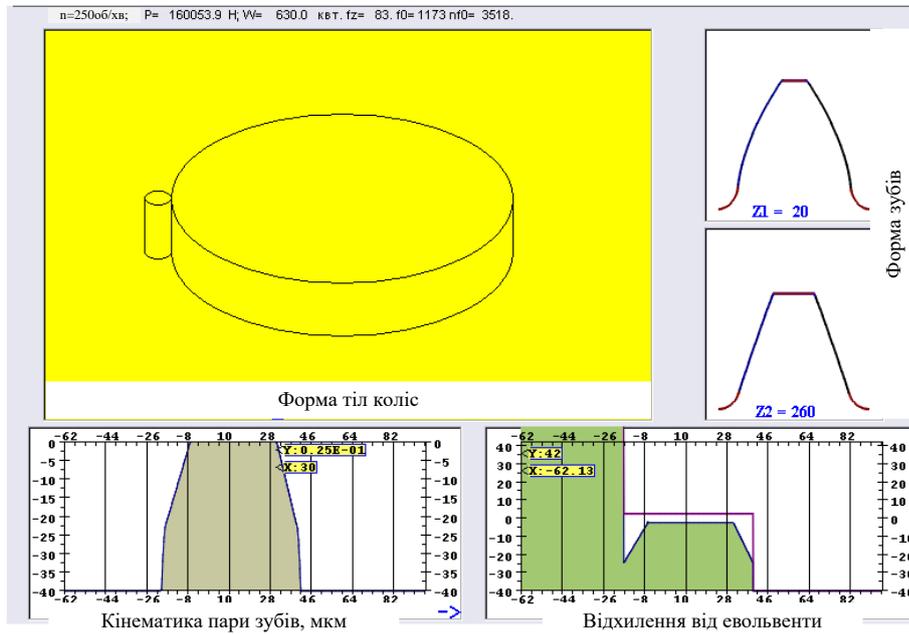


Рисунок 2.25 – Відхилення від евольвенти 22 мкм ведучого колеса

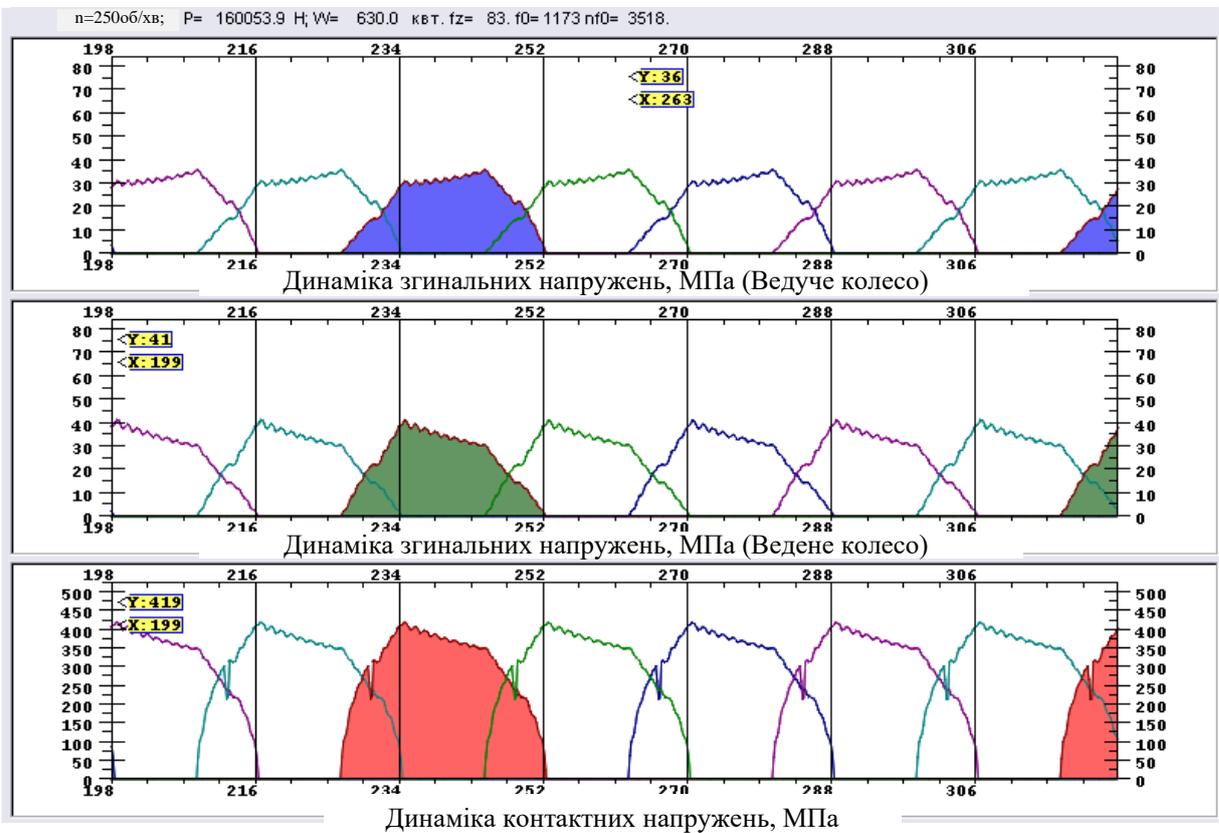


Рисунок 2.26 – Результати розрахунку напружень при модифікації 22 мкм ведучого колеса

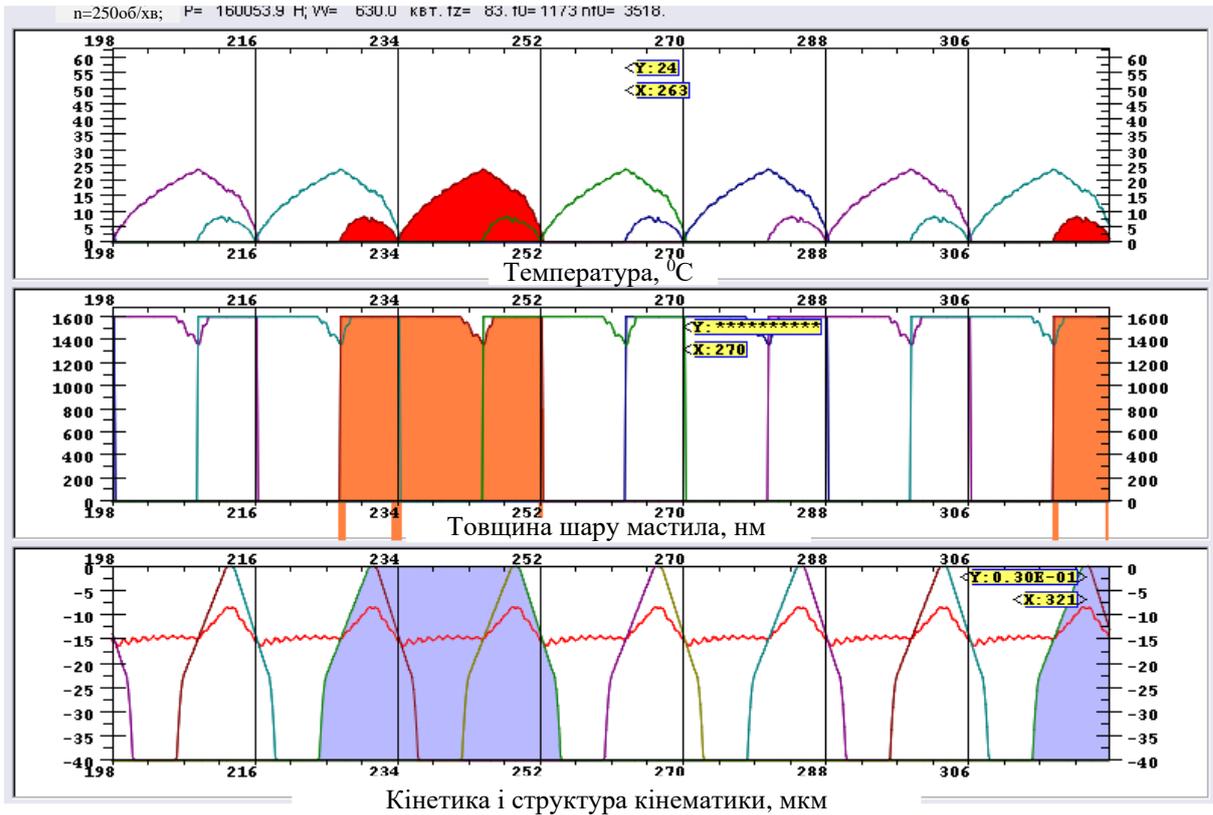


Рисунок 2.27 – Результати розрахунку кінетичних показників передачі при модифікації 22 мкм ведучого колеса

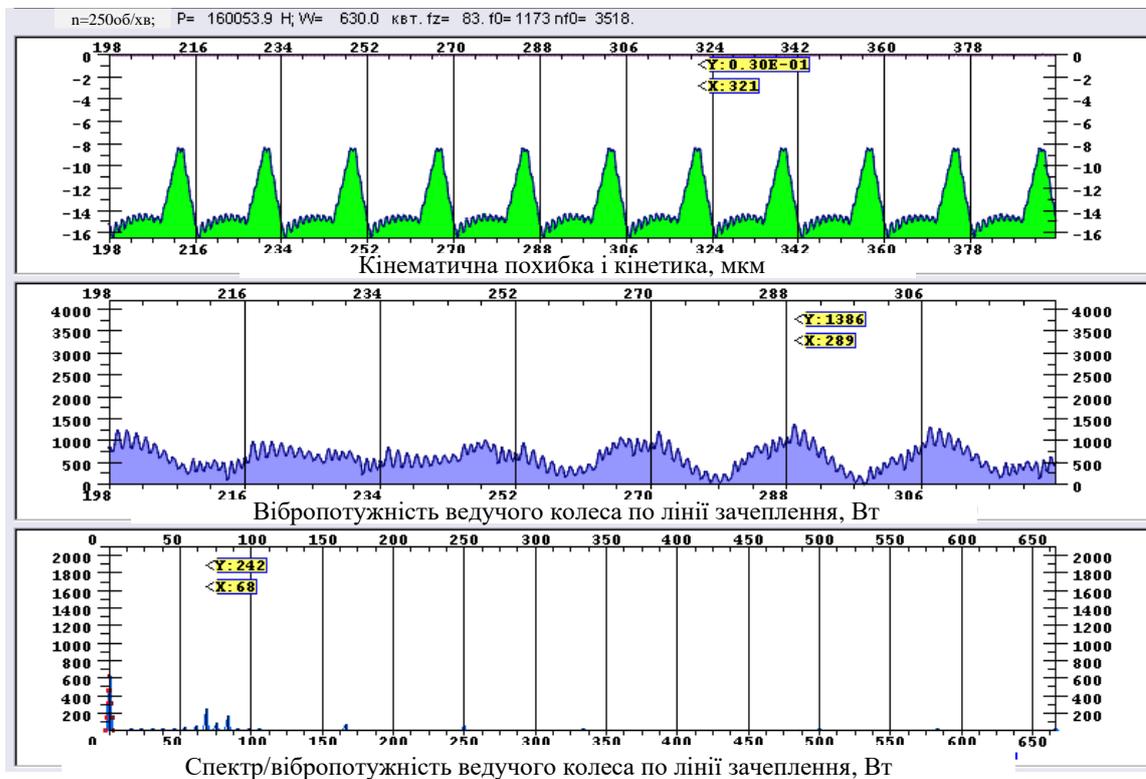


Рисунок 2.28 – Результати розрахунку вібропотужності при модифікації 22 мкм ведучого колеса

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДУ НА ТЕРМІН СЛУЖБИ ТА РЕЖИМИ ОБРОБКИ ЗУБІВ

3.1 Розробка динамічної моделі важконавантажених зубчастих передач приводу

Моделювання є єдино важливим способом необхідним для вирішення динамічних задач, що важко піддаються математичному опису, таких, наприклад, як врахування зазору між частинами елементів, що стикаються, при визначенні їх власних частот, врахування змінності мас, знаходження коефіцієнтів впливу при коливаннях складних систем (рис. 3.1).

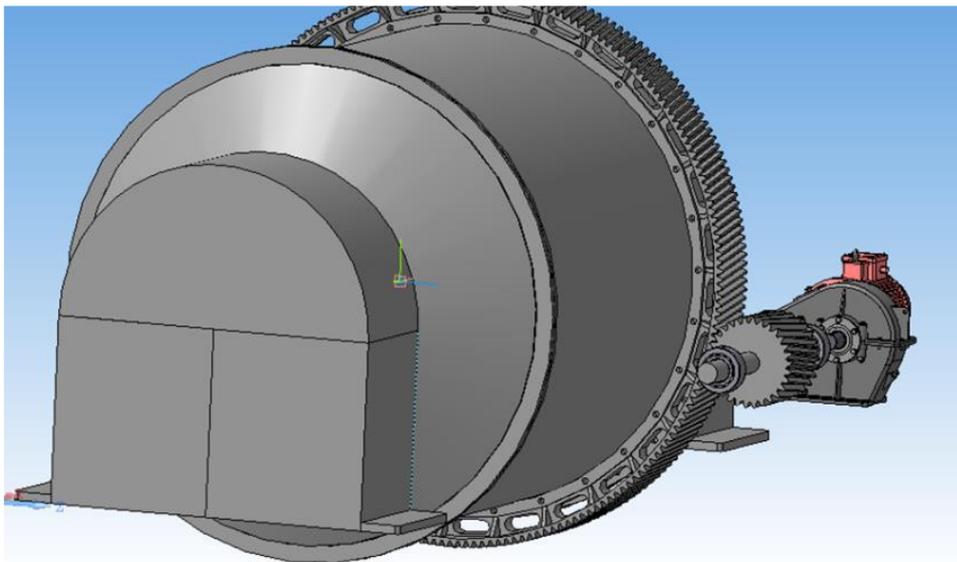


Рисунок 3.1 - 3D модель системи приводу кульового млина

Структурна схема електромеханічної системи кульового млина серед MatLab представлена рис. 3.2 [37].

Один із найбільш прийнятних варіантів перехідних процесів швидкості двигуна та моменту пружної деформації наведено на рис. 3.3.

Структурна схема електроприводу розроблена на основі узагальненої математичної моделі асинхронного двигуна з новою системою керування.

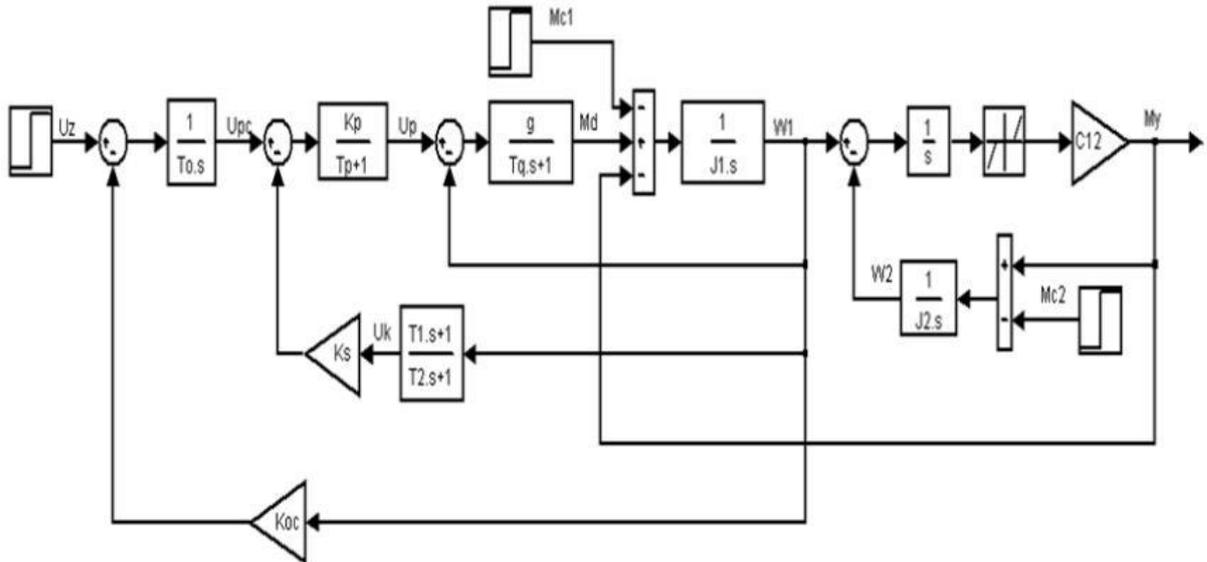


Рисунок 3.2 – Структурна схема електроприводу кульового млина

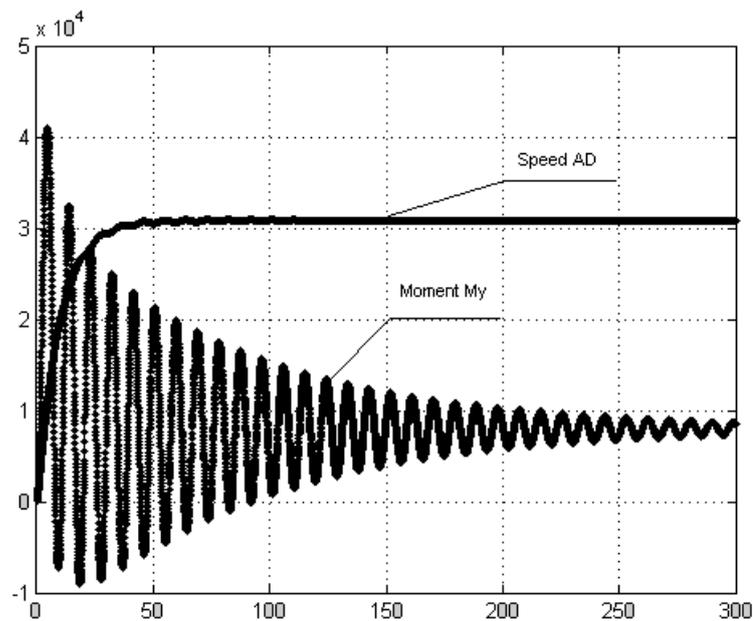


Рисунок 3.3 – Осцилограми перехідних процесів швидкості двигуна та моменту пружної деформації

Програма розрахунку параметрів системи управління електроприводом з механічною частиною кульового млина, розроблена на основі методу Рунге – Кутта 4-го порядку, програма синтезу написана алгоритмічною мовою.

3.2 Розробка методики розрахунку динамічних параметрів та зміцнення поверхневого шару зубчастих передач

Твердотільна модель приводного валу була створена в САД системі і імпортована в програмний комплекс (рис. 3.4).

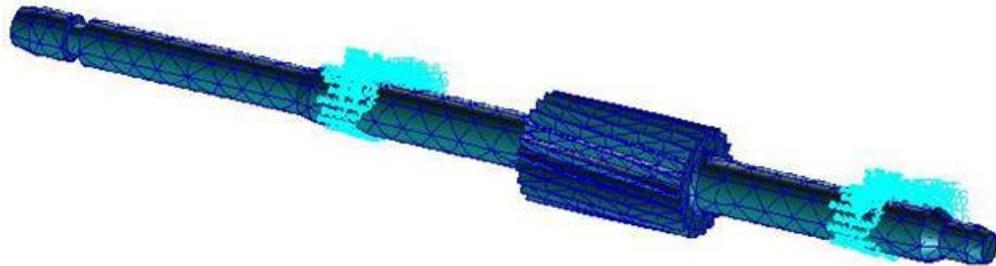


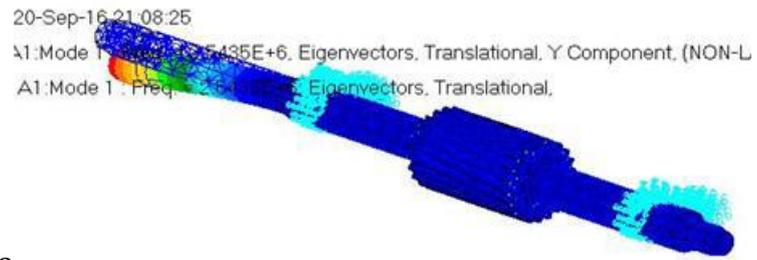
Рисунок 3.4 – Кінцево-елементна модель приводного валу

Приклади форм коливань конструкції, що відповідають 1-й та 10-й власним частотам (табл. 3.1), показано на рис. 3.5. Видно, що коливання валу мають складний характер і поєднують згинальні та крутильні форми. Нижча частота, якій відповідає згинальна форма, становить 13,49 Гц.

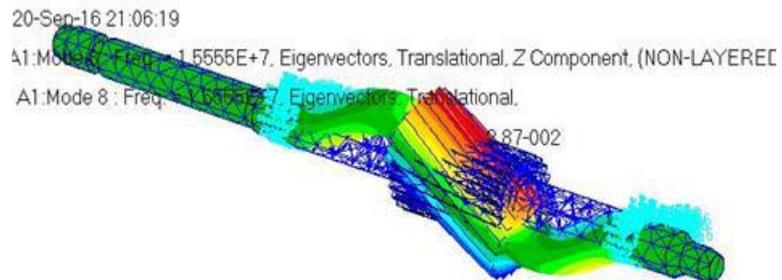
Таблиця 3.1 - Значення частот

Мода №	Частота (Гц)
1	21,421
2	21,475
3	70,225
4	70,379
5	100,300
6	113,300
7	113,300
8	182,690
9	182,690
10	183,490

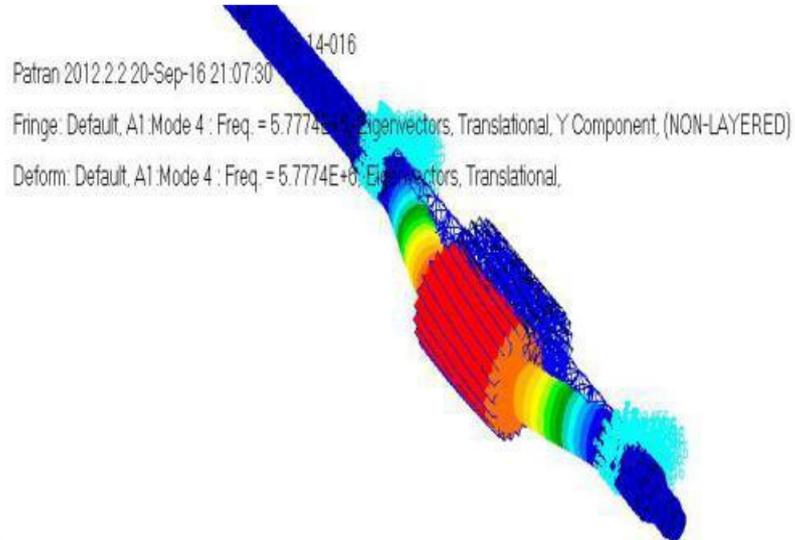
Результати розрахунку представлені у вигляді діаграми, де по осях відкладаються інтервали частот збудувальної сили та відгуки системи на обурення у вигляді амплітуд коливань вимушених коливань (рис. 3.6).



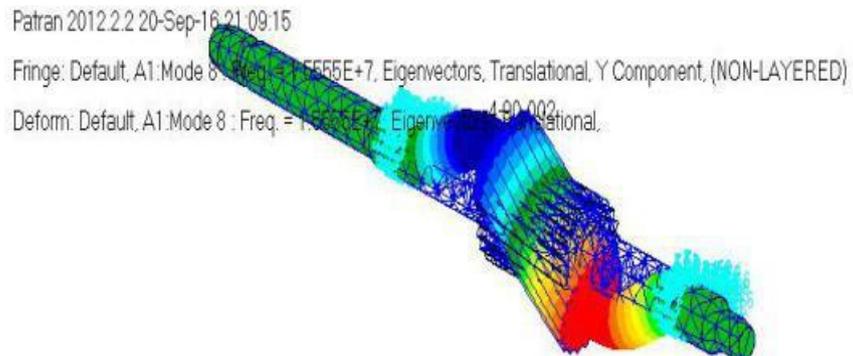
1 форма



3 форма



4 форма



8 форма

Рисунок 3.5 – Форми власних коливань приводного валу

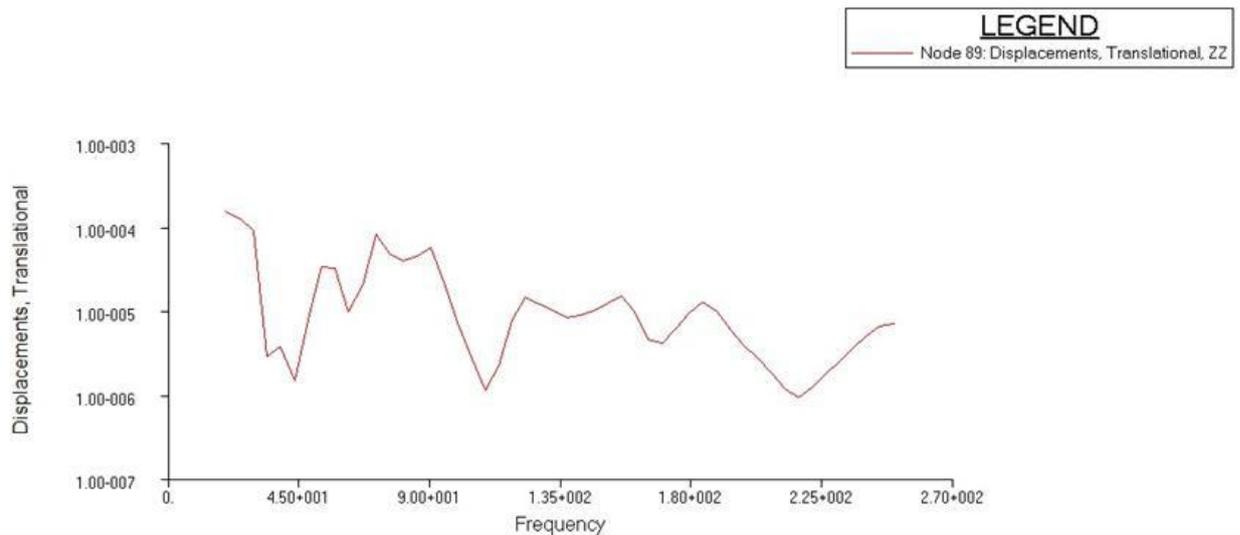


Рисунок 3.6 – Амплітудно-частотна характеристика

Аналізуючи досвід дослідження та проведений динамічний аналіз приводного валу кульового млина, для збільшення стійкості передачі рекомендується підбір електродвигуна з частотою понад 21 Гц та мастильною в'язкістю 32 – 50 мм²/с.

Зниження динамічного навантаження на зубчасту передачу здійснюється за рахунок демпфуючої здатності приводного валу та магнітної системи електроприводу.

3.3 Оцінка параметрів поверхнево пластичного деформування при механічному впливі кульковими та роликowymi інструментами

Для зовнішньої циліндричної поверхні (рис. 3.7, а) необроблена поверхня знаходиться ліворуч від лінії $M_1KK_1K_2M_2$, а оброблена - праворуч.

При статичному вдавлюванні формою контакту є еліпс із півосями a , b . Під час обкатування зі швидкістю v та подачею S перед кулею утворюється стояча хвиля деформованого металу, а за кулею залишається пластично деформована поверхня. Тому передня частина плями контакту обмежена лінією KK_1K_2 , близькою до дуги еліпса, але частково що виходить за неї з-за утворення стоячої хвилі, яка охоплює сферичну поверхню кулі. Задня частина плями

контакту обмежена лінією KK_3MK_2 , причому ділянки KK_3 , K_3M , MK_2 є кривими, близькими до дуг відповідних еліпсів. Тому площу плями контакту можна з достатньою точністю визначити з геометричних співвідношень, ця площа на 30 - 50% менше площі еліпса з півосями a , b . Площу контакту визначають за формулою

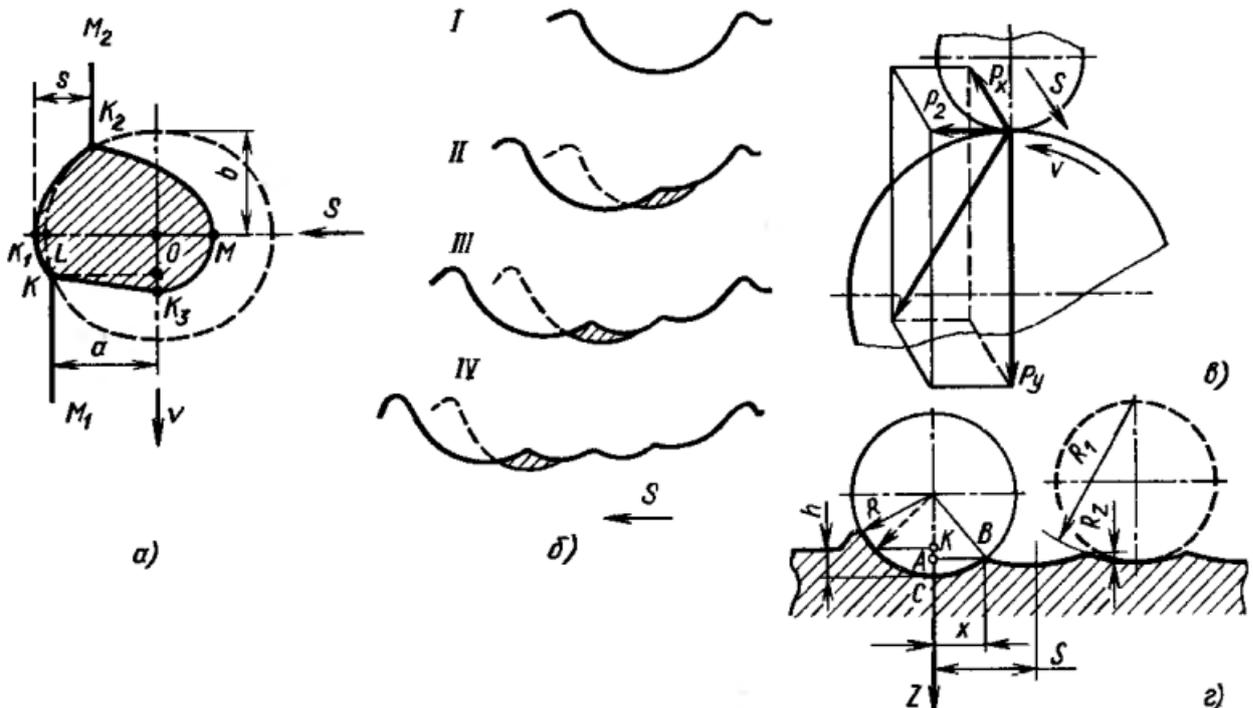
$$F_k = 8/3R \sqrt{\frac{R_d}{R_d \pm R}} (\sqrt{(h_1 + \omega)\omega} + \omega + \frac{1}{4}\sqrt{\omega h_1}), \quad (3.1)$$

де R - радіус кулі;

R_d - радіус деталі;

h_1 - залишкова деформація;

ω - місцева пружна деформація деталі та інструменту.



а - пляма контакту інструменту з поверхнею; б - схема формування мікрогеометрії поверхні в напрямку подачі; в - схема сил; г - схема контакту до розрахунку величини R_z ; К - рівень вихідної поверхні; АВ - рівень мікронерівностей обкатаної поверхні; R_1 - радіус западин обкатаної поверхні; h - глибина застосування інструмента

Рисунок 3.7 – Обкочування поверхні кулею

Величину h_1 визначають експериментально, а ω розраховують за формулами теорії та пружності. Знак «+» у знаменнику першого підкореного виразу – для обробки зовнішніх циліндричних поверхонь, а знак «-» – для обробки отворів.

При обробці різних матеріалів оптимальних режимах (тиск 1200 – 1300 МПа) $F_k = 0,4 \dots 1,2 \text{ мм}^2$

Співвідношення сил при обкатуванні (рис. 3.7, в) таке: $P_z/P_y = 0,07\dots 0,12$; $P_x/P_y = 0,05\dots 0,1$.

Параметр шорсткості R_z , який отримується після обкатування інструментом радіусом 1,5 – 2,0 мм з $S = 0,04 \dots 0,4 \text{ мм/об}$, можна розрахувати за формулами (рис. 3.7, г)

$$R_z = R - \sqrt{R^2 - \frac{S^2}{4}} \quad (3.2)$$

$$R_z \approx \frac{S^2}{8R} \quad (3.3)$$

З урахуванням пружної деформації остання формула має вигляд:

$$R_z = [S^2/(8R) - (\omega_C - \omega_B)], \quad (3.4)$$

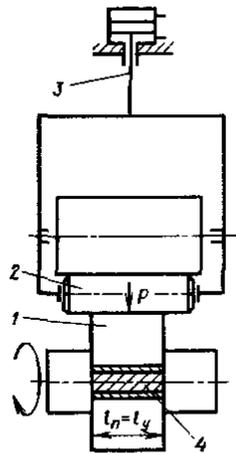
де ω_C та ω_B – пружна деформація відповідно в точках С та В.

Пружну деформацію нерівностей приблизно визначають за допомогою формули Герца. З теорії пружності відомо, що при пружному контакті двох тіл зміщення (ω_1 та ω_2) від місцевої деформації точок першого та другого тіла у напрямку дії сили визначається наступним чином:

$$\omega_1 + \omega_2 = \alpha - \beta\chi^2, \quad (3.5)$$

де α - зближення обох тіл; β - постійна величина, яка залежить від радіусу кривизни; χ - відстань точок від осі (від центру).

Для обкочування використовують ролики різної конфігурації, які зазвичай встановлюють під певним кутом до осі деталі при цьому в зоні контакту залишається відбиток, форма якого залежить від конфігурації ролика, кривизни оброблюваної поверхні і кута α (рис. 3.8)



1 - деталь, що обробляється; 2 – ролик; 3 – система навантаження; 4 – пляма контакту; P – нормальна сила, l_n – довжина пластичного відбитка; l_y – довжина пружного відбитка

Рисунок 3.8 – Схема обкочування циліндричним роликом без осьової подачі «на врізання»

3.4 Дослідження параметрів шорсткості, твердості та зносостійкості робочих поверхонь зубчастих передач приводу

Методика проведення роботи з поверхневого пластичного деформування полягає в наступному:

- 1) Встановити заготовку у верстаті, токарний різець – в різцетримач супорта.
- 2) Проточити з однієї установки чотири сегменти заготовки, сталь 40Х ($R_{z1} = 14,3$ мкм; $R_{z2} = 13,5$ мкм; $R_{z3} = 12,8$ мкм; $R_{z4} = 10$ мкм) і сталь 35ХМЛ ($R_{z1} = 13,9$ мкм; $R_{z2} = 13,1$ мкм; $R_{z3} = 12$ мкм; $R_{z4} = 9,2$ мкм)
- 3) Виміряти штангенциркулем діаметри всіх чотирьох ділянок.
- 4) Виміряти середнє арифметичне відхилення профілю твердості (HRC) на всіх проточених ділянках.
- 5) Виміряти середнє арифметичне відхилення профілю шорсткості (R_z) на всіх проточених чотирьох сегментах заготовок.

6) Закріпити заготовку в центрах верстата, а в різцетримачі встановити кульковий обкатник.

7) Встановити режими обкочування для кожного сегменту заготовки окремо.

8) Встановити для першого сегмента заготовки зусилля обкочування. Для цього підвести обкатник до торкання кулькою поверхні першого пояса і встановити тиск обкатника. Обкатати пояс за один робочий хід при тиску обкатника $P = 820$ Н. Повторити вказані прийоми для решти трьох сегментів заготовки, послідовно змінюючи кількість оборотів згідно з розрахунками.

9) Виміряти діаметри сегментів, твердість HRC та шорсткість Rz їхньої поверхні на всіх ділянках, результати занести до табл. 3.2.

10) При подачі $S = 0,23$ мм/об число оборотів $n_1 = 260$ об / хв; $n_2 = 500$ об/хв; $n_3 = 630$ об/хв; $n_4 = 800$ об/хв, обробити заготовки для подальшого проведення експериментів.

11) При постійному тиску накатника $P = 820$ Н, постійної подачі S змінюючи кількість обертів n , провести обкочування кульковим і роликним накатниками заготовки із сталі 40Х і 35ХМЛ, заміряти твердість HRC і шорсткість Rz.

12) Усі отримані результати при обкочуванні кульковим та роликним накатниками, твердість HRC, шорсткість Rz, для сталі 40Х та 35ХМЛ занести до табл. 3.3 – 3.6.

Таблиця 3.2 – Експериментальні дані шорсткості Rz (мкм) та твердості HRC (МПа) поверхні заготовок до накочування для сталі 40Х у чисельнику та 35ХМЛ у знаменнику

№ Сег. заг.	Режими обробки до накочування					Матеріал
	Діаметр валу, мм	HRC, МПа	R_z , мкм	S , мм/об	n , об/хв	
1	41	49/53	14,3/ 13,9	0,23/0,23	260	40Х/ 35ХМЛ
2	41	57/61	13,5/ 13,1	0,23/0,23	500	40Х/ 35ХМЛ
3	41	65/70	12,8/ 12	0,23/0,23	630	40Х/ 35ХМЛ
4	41	70/77	10/ 9,2	0,23/0,23	800	40Х/ 35ХМЛ

За представленими в табл. 3.3 даним побудований графік залежності твердості поверхні $HRC = f(n)$ для сталі 40X при обробці кульковим ($d = 15$ мм) та роликівим ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н (рис. 3.9).

Таблиця 3.3 – Експериментальні дані щодо оцінки твердості HRC при обробці сталі 40X кульковим та роликівим накатниками, при тиску $P = 820$ Н

№ Сег. заг.	Чистова обробка сталі 40X		Кулька ($d=15$ мм)		ролик ($d = 22$ мм)	
	Твердість, HRC	n, об/хв	Твердість, HRC	n, об/хв	Твердість, HRC	n, об/хв
1	49	260	75	260	70	260
2	57	500	79	500	74	500
3	65	630	82	630	76	630
4	70	800	90	800	85	800

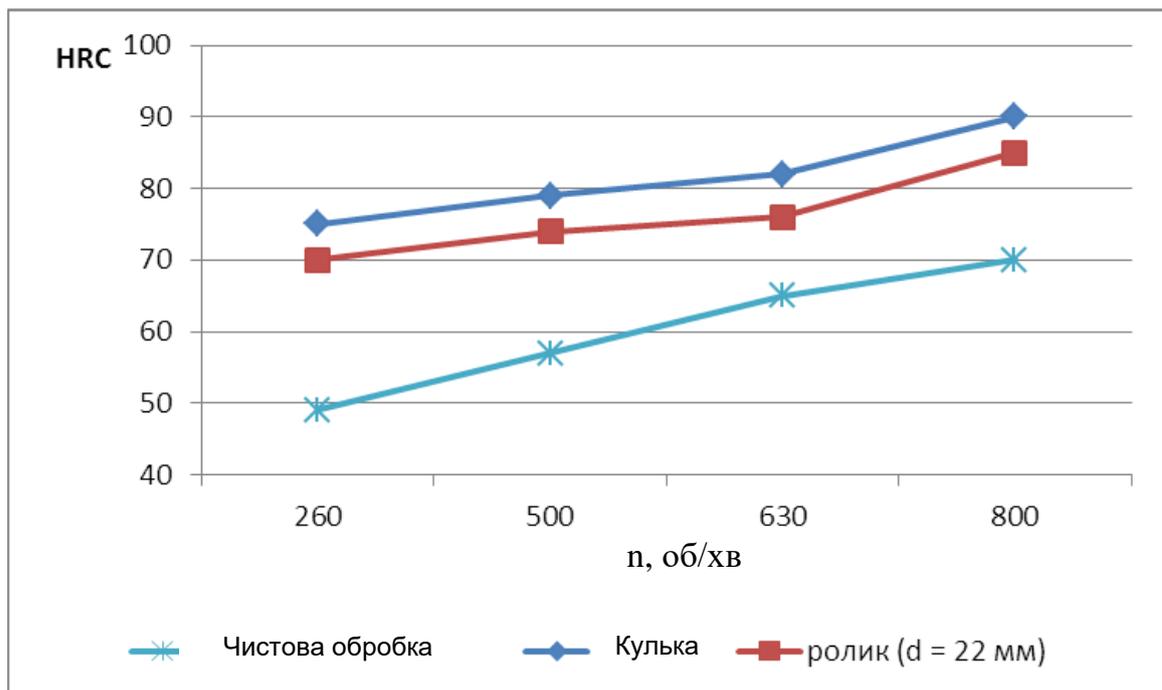


Рисунок 3.9 – Графік залежності твердості поверхні $HRC = f(n)$ для сталі 40X при обробці кульковим ($d = 15$ мм) та роликівим ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н

За представленими, у табл. 3.4, даними побудовано графік залежності твердості поверхні $HRC = f(n)$ для сталі 35ХМЛ при обробці кульковим ($d = 15$ мм) та роликівим ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н (рис. 3.10).

За представленими в табл. 3.5 даним побудований графік залежності шорсткості поверхні $Rz = f(n)$ для сталі 40Х при $P=820$ Н і обробці кульковим ($d = 15$ мм) та роликівим ($d = 22$ мм) накатниками (рис. 3.11).

Таблиця 3.4 – Експериментальні дані щодо оцінки твердості HRC при обробці сталі 35ХМЛ кульковим та роликівим накатниками, при тиску $P = 820$ Н

№ Сег. заг.	Чистова обробка сталі 35ХМЛ		Кулька ($d=15$ мм)		ролик ($d = 22$ мм)	
	Твердість, HRC	n, об/хв	Твердість, HRC	n, об/хв	Твердість, HRC	n, об/хв
1	53	260	80	260	73	260
2	61	500	85	500	80	500
3	70	630	88	630	83	630
4	77	800	90	800	85	800

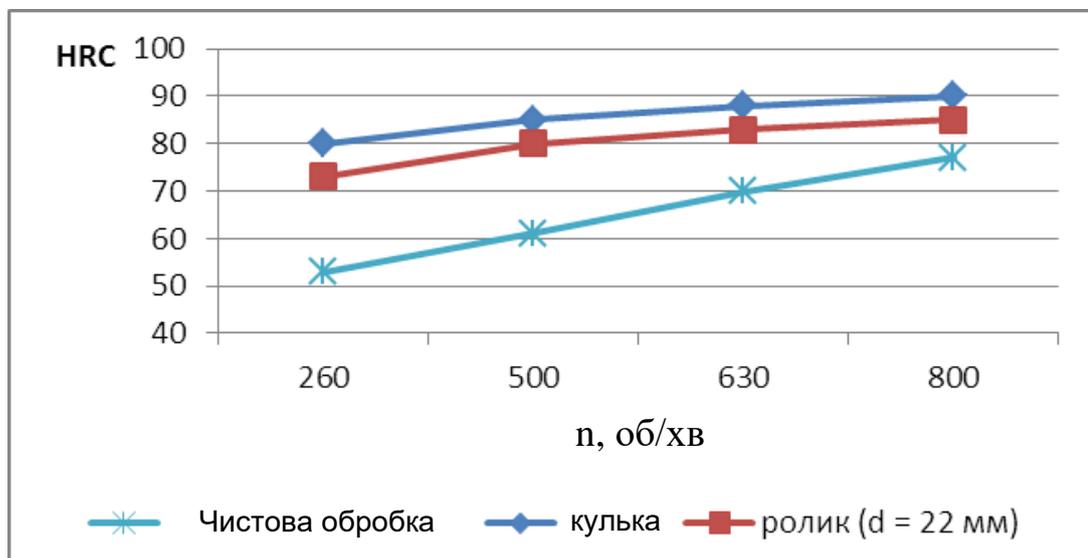


Рисунок 3.10 – Графік залежності твердості поверхні $HRC = f(n)$ для сталі 35ХМЛ при обробці кульковим ($d = 15$ мм) та роликівим ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н

Таблиця 3.5 - Експериментальні дані щодо оцінки шорсткості поверхні Rz (мкм) при обробці сталі 40Х кульковим та роликовим накатниками, при тиску P=820Н

Номер сег. заг.	Чистова обробка сталь 40Х		ролик (d = 22 мм)		Кулька (d=15мм)	
	Rz, мкм	n, об/хв	Rz, мкм	n, об/хв	Rz, мкм	n, об/хв
1	14,3	320	5,6	320	3,7	320
2	13,5	500	4	500	3,3	500
3	12,8	630	3,9	630	2	630
4	10	800	3,6	800	0,9	800

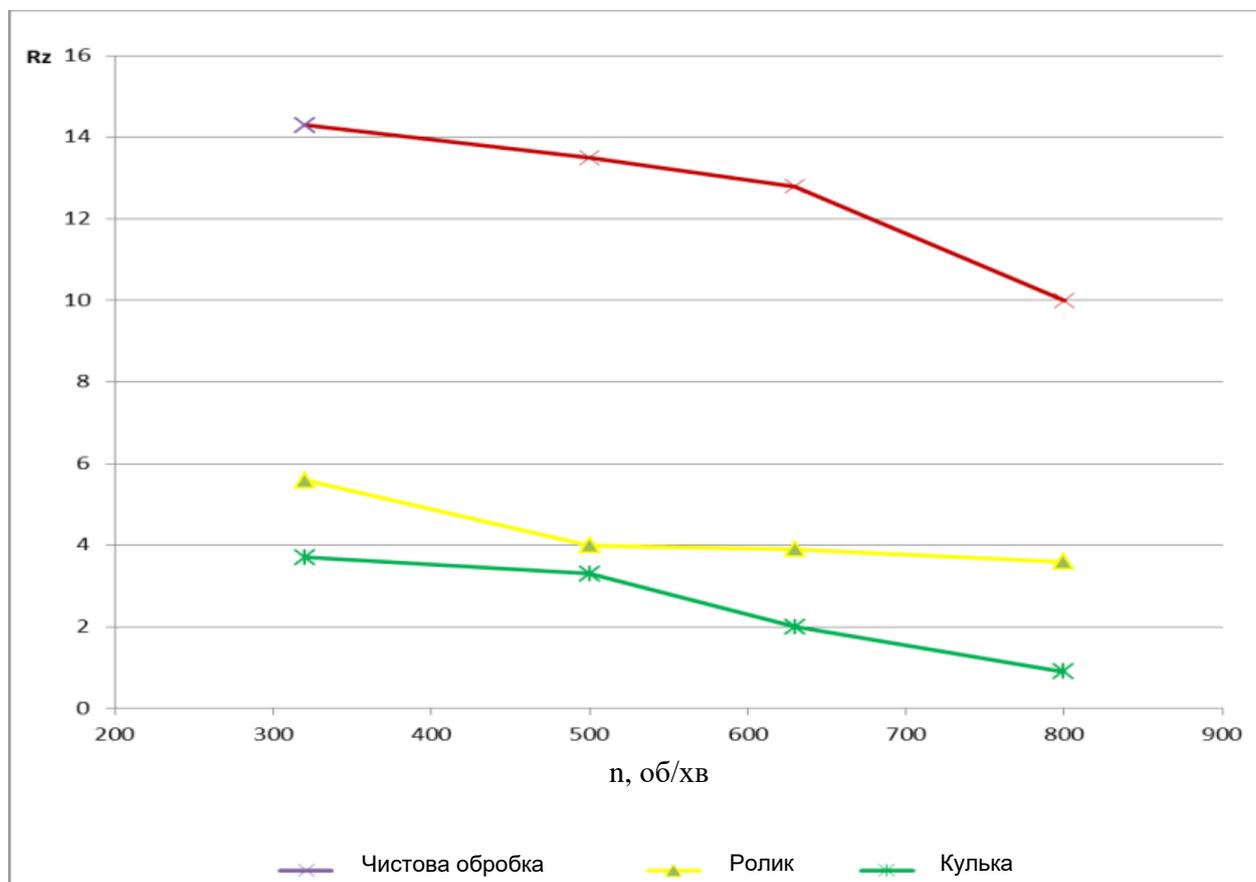


Рисунок 3.11 – Графік залежності шорсткості Rz = f(n) для сталі 40Х, за P=820Н

За представленими в табл. 3.6 даними побудовано графік залежності шорсткості поверхні Rz = f (n) для сталі 35ХМЛ при P = 820 Н і обробці кульковим (d = 15 мм) та роликовим (d = 22 мм) накатниками (рис. 3.12).

Таблиця 3.6 – Експериментальні дані щодо оцінки шорсткості Rz при обробці сталі 35ХМЛ кульковим та роликівим накатниками при навантаженні P=820Н

Номер сег. заг.	Чистова обробка сталь 35ХМЛ		ролик (d = 22 мм)		кулька (d=15мм)	
	Rz, мкм	n, об/хв	Rz, мкм	n, об/хв	Rz, мкм	n, об/хв
1	13,9	320	5,3	320	4	320
2	13,1	500	4	500	3	500
3	12	630	2,5	630	1,3	630
4	9,2	800	1,5	800	0,5	800

Подані залежності на рис. 3.17 - 3.20 дозволяють зробити такі висновки:

- існує стійка тенденція зростання зміцнення поверхневого шару під дією кулькового та роликівого накатників при збільшенні кількості обертів обертання деталі та тиску накатника, що досягають 30%;
- зниження шорсткості поверхні після накочування кульковим і роликівим накатниками залежить від кількості обертів деталі та тиску накатника, що значно відповідає прийнятій моделі зміцнення.

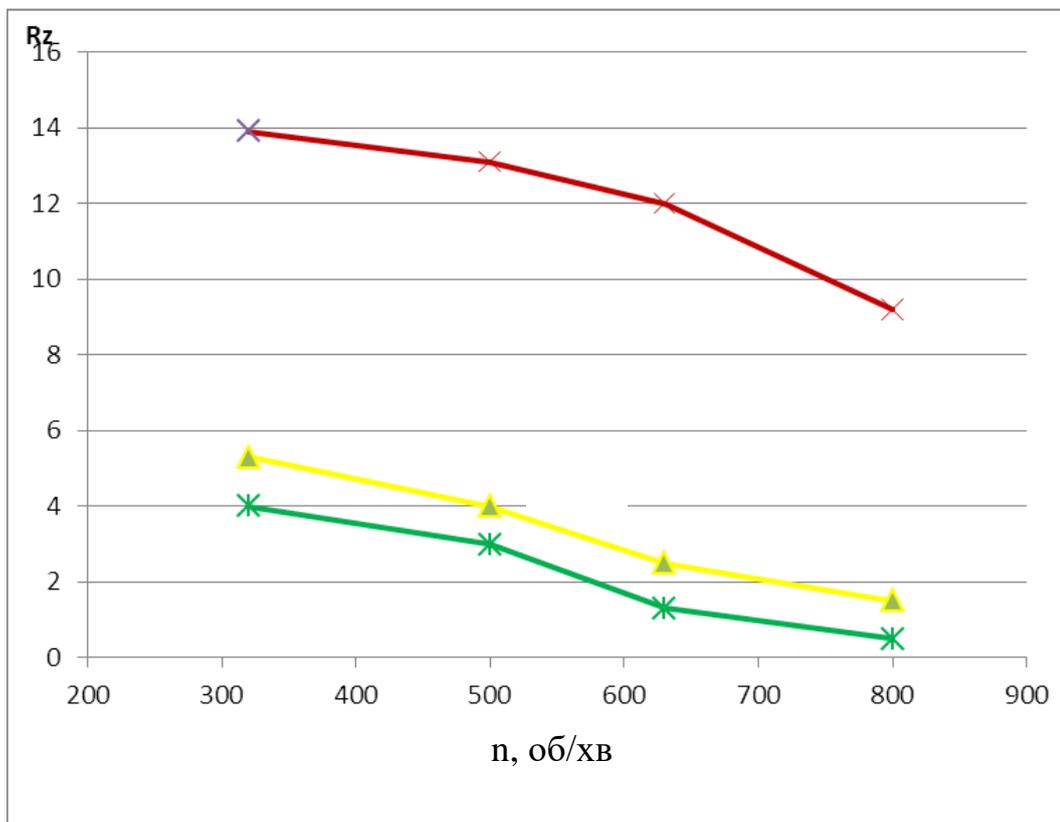


Рисунок 3.12 – Графік залежності шорсткості $Rz = f(n)$ для сталі 35ХМЛ при P=820Н обробці кульковим (d = 15 мм) та роликівим (d = 22 мм) накатниками

3.5 Дослідження віброзбурень у зубчастій передачі, що впливають на зношення зубів зубчастих коліс

В результаті проведених експериментів за даними табл. 3.7 - 3.10, побудовані графіки залежності величини вібрації від швидкості обертання валу та величини вібрації від навантаження на зубчасте колесо при різних значеннях швидкості обертання, представлені на рис. 3.13-3.16.

Таблиця 3.7 – Експериментальні дані щодо оцінки вібрації (мкм) від швидкості обертання валу та від навантаження на зубчасте колесо при $n = 20$ об/хв

P, кН	горизонтальна осьова вібрація (мкм)	горизонтальна поперечна вібрація (мкм)	вібрація по вертикалі (мкм)	n, об/хв
500	1,2	1,17	0,85	20
750	1,25	1,227	0,87	
1000	1,3	1,26	0,9	
1250	1,325	1,28	0,95	
1500	1,35	1,3	1	

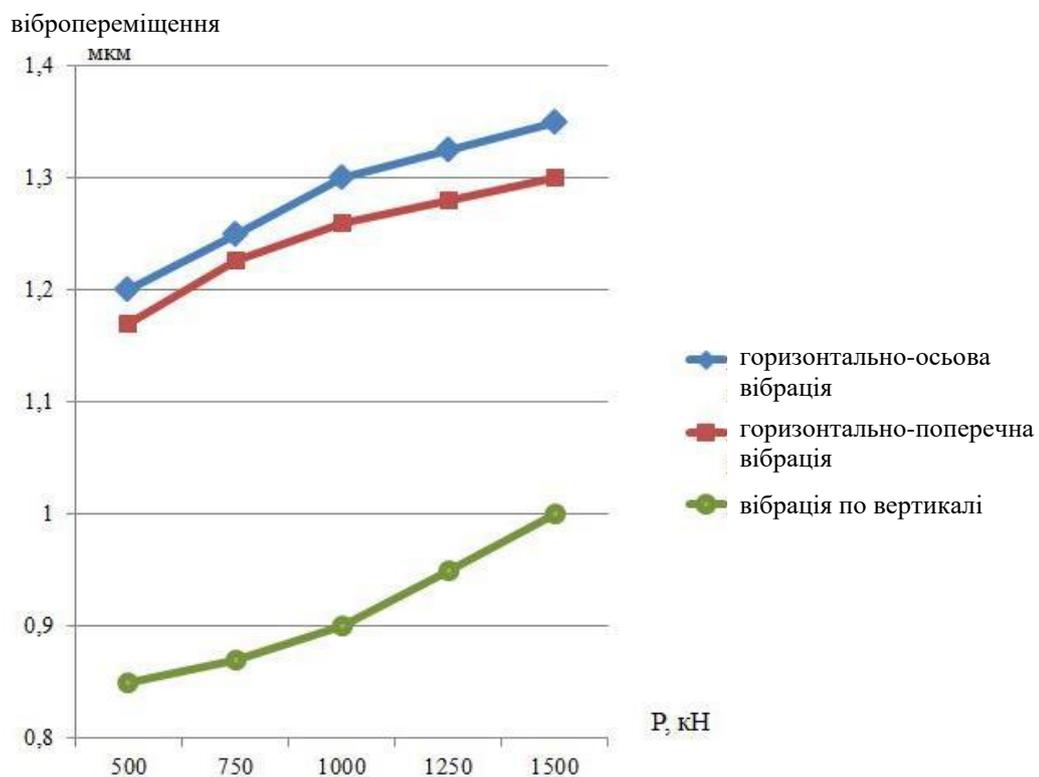


Рисунок 3.13 – Графік залежності вібропереміщення від навантаження при числі обертів $n = 20$ об/хв

З графіків видно, що зі збільшенням кількості обертів значно зростає вібрація вздовж осі. При числі обертів 20 об/хв і навантаженні $P = 500$ кН вібрація вздовж осі становить 0,85 мкм і зростає до 6 мкм при числі обертів рівному 40 об/хв.

Таблиця 3.8 – Експериментальні дані щодо оцінки вібрації (мкм) від швидкості обертання валу та від навантаження на зубчасте колесо при $n = 30$ об/хв.

P, кН	горизонтальна осьова вібрація (мкм)	горизонтальна поперечна вібрація (мкм)	вібрація по вертикалі (мкм)	n, об/хв
500	2,2	1,6	1,2	30
750	2,22	1,615	1,215	
1000	2,23	1,625	1,23	
1250	2,25	1,65	1,25	
1500	2,3	1,7	1,3	

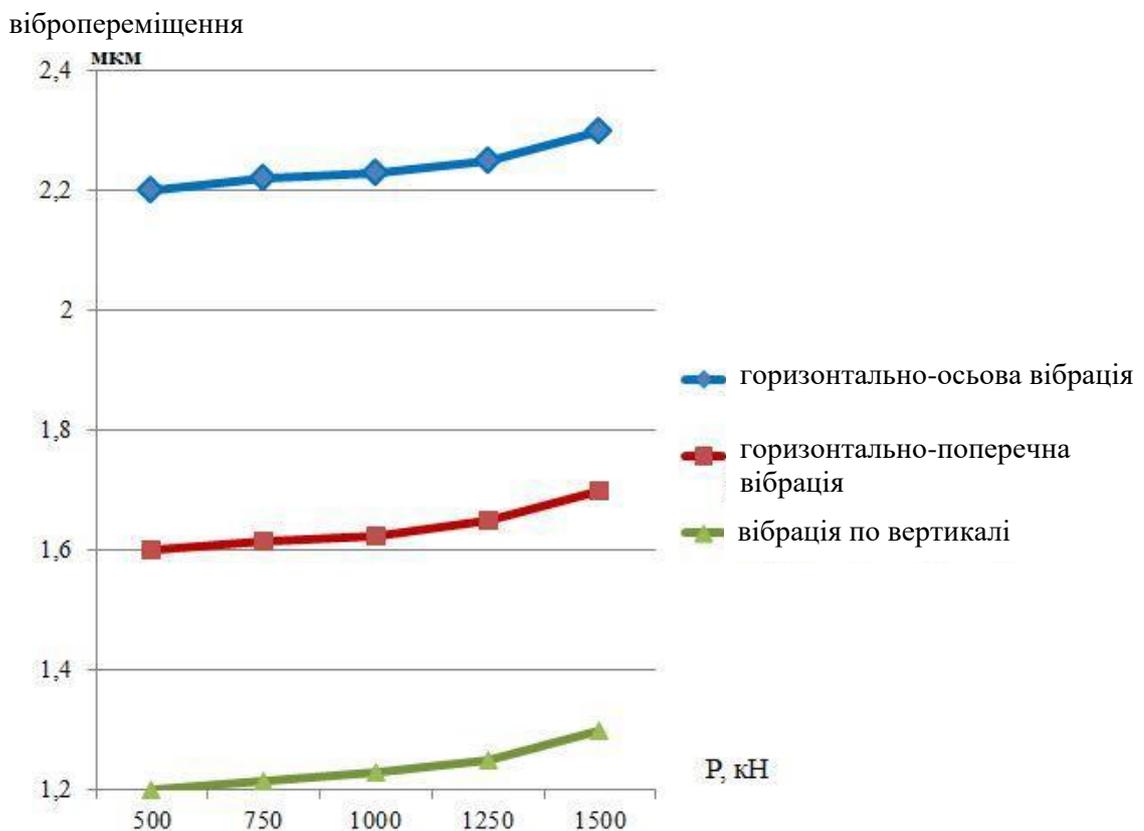


Рисунок 3.14 – Графік залежності вібропереміщення від навантаження при числі обертів $n = 30$ об/хв

Були проведені вимірювання зношування поверхні зубів колеса під час роботи стенду 60 годин при навантаженні 500 кН, 1000 кН і 1500 кН та числі обертів 20 об/хв. При такому режимі роботи зубчастої передачі величина зношування становить близько 0,02 мм.

Таблиця 3.9 – Експериментальні дані щодо оцінки вібрації (мкм) від швидкості обертання валу та від навантаження на зубчасте колесо при $n=40$ об/хв.

P, кН	горизонтальна осьова вібрація (мкм)	горизонтальна поперечна вібрація (мкм)	вібрація по вертикалі (мкм)	n, об/хв
500	7	6,95	6	40
	7,1	7,015	6,04	
1000	7,2	7,065	6,078	
	7,225	7,1	6,12	
1500	7,25	7,17	6,2	

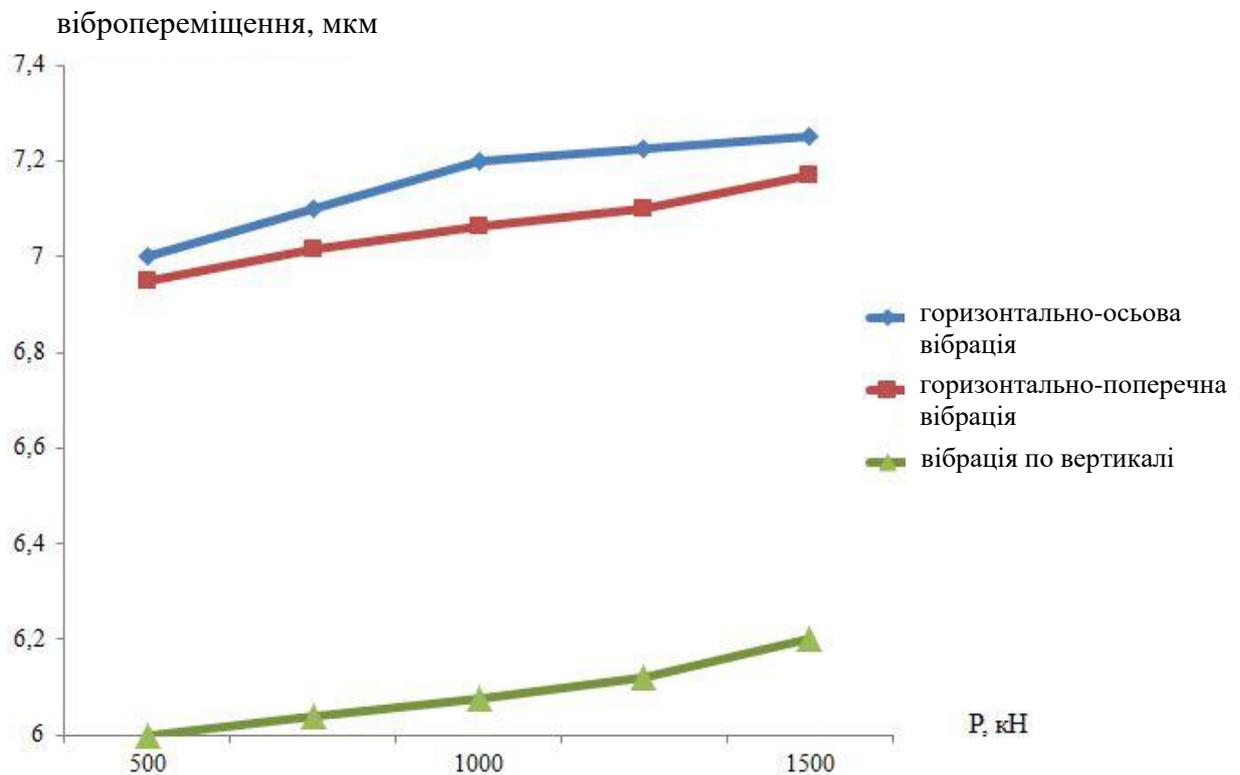


Рисунок 3.15 – Графік залежності вібропереміщення від навантаження при числі обертів $n = 40$ об/хв

Загальний ресурс роботи зубчастих передач приводу кульових млинів складає близько 3,5 року або при обертанні млина 19 об/хв складе понад 20 млн. оборотів, при цьому величина зношування становитиме понад 5,6 мм.

Таблиця 3.10– Експериментальні дані щодо оцінки вібрації (мкм) від швидкості обертання валу та від навантаження на зубчасте колесо при різних швидкостях

Р, кН	горизонтальна осьова вібрація (мкм)	горизонтальна поперечна вібрація (мкм)	вібрація по вертикалі (мкм)	п, об/хв
500	1,2	1,01	0,85	20
	1,65	1,32	1,05	25
	2,2	1,6	1,2	30
	4,3	3,8	3,2	35
	7	6,75	6	40

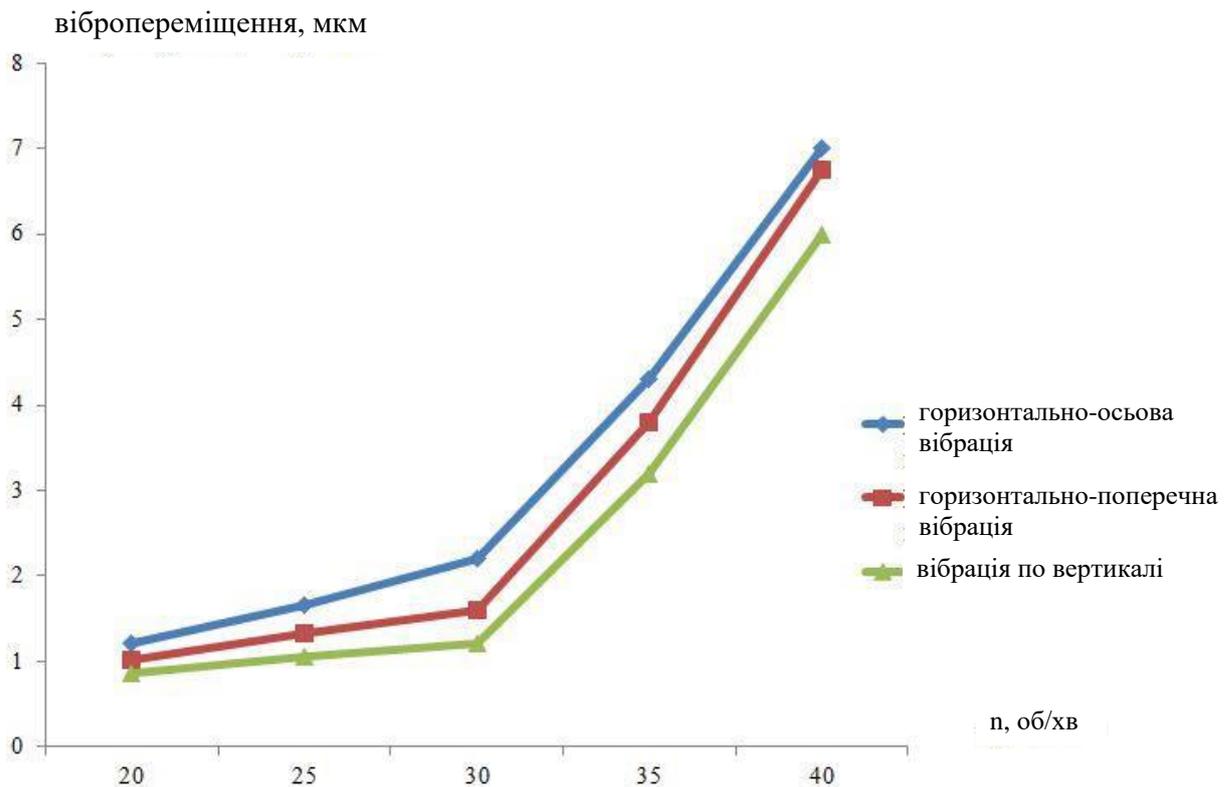


Рисунок 3.16 – Графік залежності вібропереміщення від кількості обертів за $P=500\text{кН}$

З урахуванням вищевикладеного можна констатувати таке:

1) Встановлено, що підвищення експлуатаційної надійності та розширення технологічних можливостей при відновленні та виготовлення зубчастих зачеплень, може бути ефективно досягнуто за рахунок застосування методів пластичного деформування поверхонь зубів зубчастих передач;

2) Моделювання процесу дробоструменевої обробки забезпечується застосуванням поверхневого пластичного деформування механічним способом накочення кульковим або роликковим накатниками. Знайдено функціональні залежності якості поверхні $Rz = f(n)$; $HRC = f(n)$, які дозволяють рекомендувати методи поверхнево-пластичного деформування зубчастих зачеплень як зміцнювальної технології.

4 ТЕОРЕТИЧНЕ ОБГРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ОБРОБКИ ЗУБЧАТОГО ВІНЦЯ ПРИВОДУ

4.1 Характер поведінки матеріалів зубчастих коліс під впливом зосереджених навантажень

На малюнку 4.1 показаний процес зношування, що складається із трьох стадій.

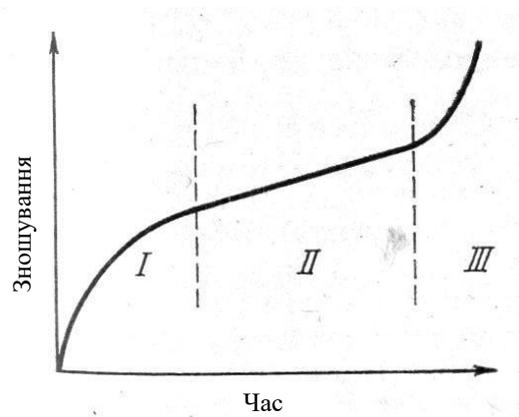
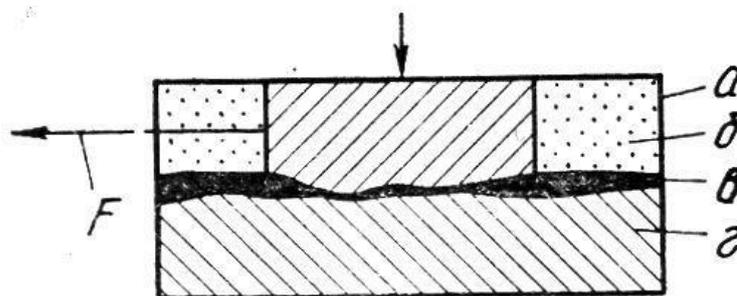


Рисунок 4.1 – Крива зношування

Схематична модель процесу зношування представлена на рис. 4.2, де а і г – контактуючі тіла 1 і 2; б – навколишнє середовище; в – проміжна речовина.



F – напрямок руху; а, г – контактуючі тіла 1 і 2; б – навколишнє середовище; в – проміжна речовина

Рисунок 4.2 – Модель процесу зношування

4.2 Вибір матеріалу зубчастого вінця та оцінка його на технологічні якості

Хімічні та механічні властивості сталі 35ХМЛ наводяться у табл. 4.1

Таблиця 4.1 – Хімічний склад сталі 35ХМЛ, %

Хімічний елемент	Вміст, %
Кремній (Si)	0,20-0,40
Марганець (Mn)	0,40-0,90
Мідь (Cu)	не більше 0,30
Молибден (Mo)	0,20- 0,30
Нікель (Ni)	не більше 0,30
Сірка (S)	не більше 0,040
Вуглець (C)	0,30-0,40
Фосфор (P)	не більше 0,040
Хром (Cr)	0,80- 1,10

У табл. 4.2 наводяться механічні властивості сталі 35ХМЛ залежно від температури відпуску.

Таблиця 4.2 – Механічні властивості сталі 35ХМЛ залежно від температури відпуску

Температура відпуску, °С	$\sigma_{0,2}$ (МПа)	σ_B (МПа)	δ_5 (%)	ψ (%)	КСУ (кДж/м ²)	НВ
600	740	830	22	52	78	250
650	700	830	26	55	108	238
700	640	760	32	60	-	225

Для оцінки виробу в цілому, у нашому випадку, зубчастого колеса необхідно розглянути деталь з точки зору технологічності її виготовлення. У табл. 4.3-4.5 наведено похибку кроку $\pm f_{pt}$, мкм, повну накопичену похибку кроку F_p , мкм, похибку гвинтової лінії зуба загальну (похибку напрямку зуба загальну) F_β , мкм.

Таблиця 4.3 - Похибка кроку $\pm f_{pt}$, мкм

Ступінь точності	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$\pm f_{pt}$	16	25	32	45	71	100	140	200	-

Таблиця 4.4 - Повна накопичена похибка кроку F_p , мкм

Ступінь точності	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F_p			100	160	224	315	-	-	-	-

Таблиця 4.5 - Похибка гвинтової лінії зуба загальна (похибка напрямки зуба загальна) F_β , мкм

Ступінь точності	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
F_β			22	28	32	56	90	140	224	355

4.3 Методологія структури технологічного процесу виготовлення циліндричних косозубих коліс

Експлуатаційні показники зубчастих коліс визначаються всім комплексом виконуваних при виготовленні операцій, починаючи від формування заготовки колеса та закінчуючи операцією чистової обробки зубів. Як показують результати досліджень причин утворення дефектів та руйнування зубчастих коліс у процесі експлуатації, основний вплив на їх несучу здатність та довговічність надає спосіб формування заготовки, термічна або хіміко-термічна обробка, методи формування зубів та операція остаточної обробки [38].

Вибір матеріалу, видів механічної термічної або хіміко-термічної, а також остаточної обробки зубчастих коліс зумовлюється необхідністю забезпечення необхідної стійкості поверхневих шарів зубів проти контактних пошкоджень, абразивного зношування та заїдання, необхідну згинальну міцність. Відповідно до цього основним матеріалом для зубчастих коліс є термічно оброблена сталь.

При проектуванні технологічного процесу виготовлення зубчастих коліс необхідно враховувати: форму вінця зубчастого колеса, ступінь точності, призначення, режими роботи, вимоги до ваги та габаритних розмірів;

технологічні вимоги, пов'язані з серійністю, технологічними можливостями підприємства щодо виготовлення коліс; економічні вимоги, пов'язані з вартістю матеріалу та хіміко-термічної обробки, отримання заготовки та механічної її обробки.

Необхідно також враховувати витрати на інструмент для механічної обробки заготовки на всіх етапах технологічного процесу. У зв'язку з підвищенням окружних швидкостей і навантажень, що передаються при забезпеченні високої кінематичної точності, все більшого поширення в машинобудуванні отримують термооброблені зубчасті колеса, твердість бічних поверхонь яких становить 58-63 HRC.

Технологічний процес виготовлення циліндричних косозубих коліс умовно можна розділити на чотири етапи: одержання заготовки зубчастого колеса; попереднє формування зубчастого вінця; термічна чи хіміко-термічна обробка; остаточне формування зубів колеса.

Вибір заготовки виготовлення зубчастого колеса залежить від серійності виробництва, і навіть оснащеності конкретного підприємства парком необхідного верстатного устаткування. Крім цього, етап отримання заготовки включає в свій склад операції механічної обробки під подальше попереднє зубонарізання.

Визначення способу попереднього формування зубів проводиться, виходячи з оброблюваності матеріалу, конструктивних особливостей зубчастого колеса, а також вимог, що пред'являються до здатності навантаження, економічних міркувань (тип виробництва, продуктивність способу обробки, витрати на обладнання та інструмент, можливості автоматизації) [39].

У виробництві виготовлення зубчастого колеса для попереднього формування зубів найбільшого поширення набув лезовий інструмент, що працює методом обкату. Він, поряд з високою продуктивністю, забезпечує високу точність геометричних параметрів зубів, що нарізаються.

Для виробництва зубчастих коліс зовнішнього зачеплення з відкритим вінцем серед лезового ріжучого інструменту, що працює методом обкату, частіше використовують черв'ячні фрези [40].

З метою підвищення окружних швидкостей, а також навантажень, що передаються, необхідно застосовувати хіміко-термічну обробку зубчастих коліс. При використанні термічної обробки - загартування струмом високої частоти, на поверхні зубів виникають залишкові напруження стиснення великої величини та сприятливе їх поширення по глибині. Виникнення залишкових напружень стиснення обумовлено мартенситними перетвореннями при охолодженні матеріалу заготовки колеса та збільшення об'єму поверхневого шару [13, 14].

Напруження, що виникають під дією прикладеного навантаження в процесі експлуатації зубчастого колеса, підсумовуються залишковими напруженнями, викликаними термічною обробкою, в результаті чого відбувається перерозподіл напружень в небезпечній зоні біля основи зуба, що призводить до підвищення втомної міцності. Колеса із зубами високої твердості зовнішньої поверхні та відносно м'якою серцевиною в процесі експлуатації мають вищі динамічні та експлуатаційні показники [15, 16].

Остаточну обробку зубів виконують з метою забезпечення заданої точності та мікрогеометрії робочих поверхонь зубів. Найбільшого поширення набуло зубофрезерування.

З появою надтвердих ріжучих матеріалів твердістю 87-92 HRC з'явилася можливість застосування твердосплавних черв'ячних фрез. Для обробки загартованих зубчастих коліс із твердістю бічної поверхні зубів 58-63 HRC [17, 18].

Застосування твердосплавних черв'ячних фрез підвищує несучу здатність і довговічність зубчастих коліс, що обумовлено збільшенням втомної міцності, утворенням в поверхневому шарі стискаючих залишкових напружень і поліпшенням епюри розподілу залишкових напружень в перерізі зуба [19].

За даними автора [20] використання черв'ячних фрез дозволяє також реалізувати основу принцип зубонарізання, згідно з яким головний рух має бути незалежним від формотворчих рухів і здійснюватися по плавній та замкнутій траєкторії.

Застосування твердосплавних черв'ячних фрез з криволінійними бічними поверхнями зубів замість апроксимованих прямою лінією дозволяє отримати колеса з профілем зубів, наближеним до теоретично точного. Цим знижується кінематична похибка від неточності профілю бічних поверхонь зубів та її динамічний прояв.

Застосування твердосплавних черв'ячних фрез для чистової обробки зубів коліс дозволяє поряд з високою точністю геометричних параметрів отримати якісний механічно зміцнений поверхневий шар зубів. При цьому порівняно із зубошліфуванням тривалість чистової обробки зубчастого колеса скорочується в 1,5-4 рази, що підвищить технологічну ефективність їх виробництва [21, 22].

Крім цього, за рахунок застосування операції зубофрезерування замість зубошліфування стає можливим скорочення парку шліфувальних верстатів. Цим скорочується номенклатура використововуваного устаткування, отже, знижуються витрати на його обслуговування, ремонт та необхідний різальний інструмент.

4.4 Розрахунок режимів різання технологічного процесу механічної обробки половини вінця

Розрахунок режимів різання визначається відповідно до методики, викладеної [23]. Аналіз процесу механічної обробки половини вінця має бути проведений з точки зору забезпечення якості продукції. При цьому слід з'ясувати, чи правильно він складений для виконання вимог креслення та чи дотримуються всі вимоги технологічного процесу. Дані технологічного процесу з механічної обробки половини вінця. Представлений технологічний процес дозволяє виконати всі вимоги креслення.

Фрезерна операція 025, 030.

Верстат: Фрезерний верстат 6М616Ф11-22

Інструмент : Фреза торцева + 210 твердосплавні Т15К6 із вставними зубами $D_{фр1} = 210500$ мм, $z = 20$, $B = 45$ мм, $D_{фр2} = 50300$ мм, $z = 6$.

Пристрій: підкладки, планки, болти, упори.

Вибираємо глибину фрезерування $t = 5$ та ширину фрезерування $B = 45$.

Визначаємо подачу.

Розрахунок подачі визначається за формулою:

$$S_M = S_Z \cdot z \cdot n_{ст}, \quad (4.1)$$

$$S_M = 0,05 \cdot 20 \cdot 340 = 340 \text{ мм/хв.}$$

Розрахунок швидкості різання визначається за формулою:

$$v = \frac{C_v \cdot D^{0,25}}{T^{0,2} \cdot t^{0,15} \cdot S^{0,4} \cdot z^{0,1} \cdot B^{0,1}} \cdot K \quad (4.2)$$

де $C_v = 332$; $T = 500$ хв - стійкість інструменту; $B = 45$ мм – ширина фрезерування.

$$v = \frac{332 \cdot 210^{0,25}}{500^{0,2} \cdot 5^{0,15} \cdot 0,05^{0,4} \cdot 20^{0,1} \cdot 45^{0,1}} \cdot 0,88 = 264 \text{ м/хв}$$

Поправочний коефіцієнт визначається за формулою:

$$K = K_{mv} K_{nv} K_{uv} \quad (4.3)$$

де $K_{mv} = 1$ - коефіцієнт, що враховує якість оброблюваного матеріалу;

$K_{uv} = 1,1$ - коефіцієнт, що враховують матеріал інструменту;

$K_{nv} = 0,8$ - коефіцієнт враховують стан поверхні заготовки.

Розрахунок обороту фрези при фрезеруванні розраховуємо за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi \cdot D_{фр}}$$

$$n = \frac{1000 \cdot 264}{3,14 \cdot 210} = 400$$

$$\text{об/хв} \quad (4.4)$$

За паспортом верстата $n_B = 340$ об/хв.

Потужність різання визначається за формулою:

$$N = \frac{P_z \cdot v}{1020 \cdot 60}$$

$$N = \frac{1555,9 \cdot 264}{1020 \cdot 60} = 6,7 \text{ кВт} \quad (4.5)$$

Сила різання при фрезеруванні дорівнює $P_z = 1555,9$ Н.

Визначаємо потужність верстата за формулою:

$$N_B = N / \eta \quad (4.6)$$

де $\eta = 0,75$ - ККД верстата.

$$N_B = 8,9 \text{ кВт.}$$

Операція свердлильна: 045

Верстат: розточувальний верстат WNB-150.

Інструмент: Свердло спіральне +46.

Пристрій: планки, болти, упори. Пластина підрізна 85*50*14*40.

Оправлення до пластини +45,5 * 5 * 50 * 14 * 40 * 530 * №5.

Розрахунок глибини різання: $t = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 46 = 27$

Вибір подачі при свердлінні отвору без факторів, що обмежують вибираємо максимальну допустиму за міцністю свердла вибираємо подачу [24] за таблицею: $S = 0.48 - 0.58$ мм / об. Вибираємо велику подачу 0,5 мм/об.

Розрахунок швидкості різання визначаємо за формулою:

$$v = \frac{C_V D^q}{T^m s^y} K_V = \frac{9,8 \cdot 46^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,5^{0,5}} 0,9 = 32,2 \text{ м/хв} \quad (4.7)$$

де $c_v = 9,8$ коефіцієнт, $q = 0,4$; $y = 0,5$; $m = 0,2$; ступеня дано у таблиці [25].

Період вартості $T = 25$. [26].

Коефіцієнт на оброблюваний матеріал: $K_{MV} = 1$ [24]

Коефіцієнт на інструментальний матеріал: $K_{iv} = 1,06$ [27].

Коефіцієнт глибини різання: $K_{lv} = 0,85$ [28]

Загальний поправочний коефіцієнт: $K_v=1,6 \cdot 1 \cdot 0,85=0,9$

Розрахунок обертання шпинделя розраховується за формулою:

$$n = \frac{1000 \cdot v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 29,6}{3,14 \cdot 46} = 204,9 \text{ об/хв} \quad (4.8)$$

Поправка за паспортом верстата: $n_d = 205 \text{ об/хв}$.

Розрахунок швидкості різання розраховується за формулою:

$$v_d = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 46 \cdot 205}{1000} = 29,6 \text{ м/хв} \quad (4.9)$$

Розрахунок крутного моменту розраховується за формулою:

$$M_{кр} = 10 C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p = 10 \cdot 0,0345 \cdot 46^2 \cdot 0,5^{0,7} \cdot 0,94 = 411 \text{ Нм} \quad (4.10)$$

де $C_M = 0.0345$ – коефіцієнт, $y = 0.8$, $q = 2$ показники ступеня.

$C_p = 68$ - коефіцієнт, $y = 0.7$, $q = 12$ показники ступеня [29].

Розрахунок потужності різання розраховується за формулою (4.11):

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{411 \cdot 205}{9750} = 8,6 \text{ кВт} \quad (4.11)$$

4.5 Розрахунок режимів різання технологічного процесу механічної обробки вінця збірного зубчастого колеса

На першій стадії розрахунку наводимо розрахунок режимів різання вінця збірного зубчастого колеса.

Операція свердлильна: 010, 025, 055.

Верстат: свердлильний верстат 2А576, розточувальна з ЧПУ IP 1400.

Інструмент: свердло спіральне +40.

Пристрій: планки, болти, упори.

Пластина підрізна 85*50*14*40.

Оправлення до пластини +45,5*5*50*14*40*530*№5

Розрахунок глибини різання: $t = 0,5 \cdot D = 0,5 \cdot 40 = 20$

Вибір подачі при свердлінні отвору без факторів, що обмежують, вибираємо максимальну допустиму за міцністю свердла, вибираємо подачу за таблицею: $S = 0.48 - 0.58$ мм/об. Вибираємо велику подачу 0,5 мм/об.

Розрахунок швидкості різання розраховується за формулою:

$$v = \frac{C_V D^q}{T^m S^y} K_V = \frac{9,8 \cdot 40^{0,4}}{50^{0,2} \cdot 0,5^{0,5}} 0,9 = 30,5 \text{ м/хв} \quad (4.12)$$

Де $C_V = 9,8$ - коефіцієнт, $q = 0,4$; $y=0,5$; $m=0,2$ – ступінь, дані із таблиці [30].

Період вартості $T = 25$ [26].

Поправочні коефіцієнти: $K = K_M \cdot K_n \cdot K_u$.

Коефіцієнт на оброблюваний матеріал: $K_{MV} = 1$ [24].

Коефіцієнт на інструментальний матеріал: $K_{iv} = 1,06$ [25].

Коефіцієнт глибини різання: $K_{lv} = 0,85$ [28].

Загальний коефіцієнт поправки: $K_v = 1,6 \cdot 1 \cdot 0,85 = 0,9$.

Розрахунок обертання шпинделя розраховується за формулою

$$n = \frac{1000 v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 29,6}{3,14 \cdot 46} = 204,9 \text{ об/хв} \quad (4.13)$$

Виправлення за паспортом верстата: $n = 205$ об/хв.

Розрахунок швидкості різання розраховується за формулою:

$$v_d = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{1000} = \frac{3,14 \cdot 46 \cdot 205}{1000} = 29,6 \text{ м/хв} \quad (4.14)$$

Розрахунок моменту, що крутить, розраховується за формулою:

$$M_{кр} = 10 C_M \cdot D^q \cdot S^y \cdot K_p = 10 \cdot 0,0345 \cdot 40^2 \cdot 0,5^{0,7} \cdot 0,94 = 311 \text{ Нм} \quad (4.15)$$

де $C_M = 0,0345$ – коефіцієнт;

$y=0,8$, $q=2$ – показники ступеня;

$C_p = 68$ коефіцієнт;

$y=0,7$, $q=1,2$ – показники ступеня [29].

Розрахунок потужності різання розраховується за формулою (4.16):

$$N_e = \frac{M_{кр} \cdot n}{9750} = \frac{311 \cdot 205}{9750} = 6,5 \text{ кВт} \quad (4.16)$$

Операція токарна 015, 020, 035.

Верстат: карусельний верстат КУ-51Ф1.

Інструмент: набір токарних різців.

Різець - прохідний відігнутий різець.

Пристрій: планшайба, підставки, планки, болти.

Точення, глибина різання t : при чорновому точінні та відсутності обмежень за потужністю обладнання, жорсткістю системи верстат-пристосування-інструмент-деталь приймається рівною припуску на обробку; при чистовому точінні припуск зрізається за два проходи та більше. На кожному наступному проході належить призначати меншу глибину різання, ніж попередньому. При параметрі шорсткості обробленої поверхні $Ra = 3,2$ мкм включно $t = 0,5-2,0$ мм; $Ra = 1,6$ мкм, $t = 0,1-0,4$ мм.

Приймаємо для точіння: чорнового - $t = 2$ мм, чистового - $t = 0,2$ мм.

Подача s : при чорновому точінні приймається в залежності від максимально допустимої потужності обладнання, жорсткості системи верстат-пристосування-інструмент-деталь, міцності ріжучої пластини та міцності державки.

Подачі при чистовому точінні вибирають залежно від необхідних параметрів шорсткості обробленої поверхні та радіусу при вершині різця [26].

Приймаємо подачу при точінні: чорновому - $s = 0,8$ мм/об; чистовому - $s = 0,1$ мм/об.

Швидкість різання v : при зовнішньому поздовжньому та поперечному точенні та розточуванні розраховують за емпіричною формулою:

$$v = \frac{C_v}{T^m t^x s^y} K_v \quad (4.17)$$

Середнє значення стійкості T при одній інструментальній обробці – 30...60 хв., приймаємо $T = 45$ хв.

Значення коефіцієнта C_v показників ступеня x , y та m наведені в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 - Значення коефіцієнтів

При точінні	
чорновому	чистовому
$C_v = 340$	$C_v = 420$
$x = 0,15$	$x = 0,15$
$y = 0,35$	$y = 0,20$
$m = 0,20$	$m = 0,20$

Коефіцієнт K_v є добутком коефіцієнтів, що враховують вплив матеріалу заготовки - K_{mv} [25], стан поверхні - K_{vv} , матеріалу інструменту - K_{iv} .

$$K_v = K_{mv} K_{pv} K_{iv} \quad (4.18)$$

$$K_{mv} = \left(\frac{750}{\sigma_s} \right)^{n_v}$$

При чорновому та чистовому точінні:

$$K_v = \left(\frac{750}{\sigma_s} \right)^{n_v} = \left(\frac{750}{930} \right)^1 = 0,81$$

Значення коефіцієнта K_{pv} , K_{iv} , K_v наведені у табл. 4.7.

При чорновому точінні:

$$v = \frac{C_v}{T^m t^x s^y} K_v = \frac{340}{45^{0,2} \cdot 2^{0,15} \cdot 0,8^{0,35}} \cdot 0,73 = 112,9 \quad \text{м/хв}$$

Таблиця 4.7 - Значення коефіцієнтів

При точінні	
чорновому	чистовому
$K_{pv} = 0,9$	$K_{pv} = 1,0$
$K_{iv} = 1,0$	$K_{iv} = 1,0$
$K_v = 0,81 \cdot 0,9 \cdot 1,0 = 0,73$	$K_v = 0,81 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 0,81$

При чистовому точенні:

$$v = \frac{C_v}{T^m t^x s^y} K_v = \frac{420}{45^{0,2} \cdot 0,2^{0,15} \cdot 0,1^{0,2}} \cdot 0,81 = 307,1 \text{ м/хв}$$

Силу різання прийнято розкласти на складові сили, спрямовані по осях координат верстата (тангенціальну P_z , радіальну P_y та осьову P_x).

При зовнішньому поздовжньому та поперечному точінні ці складові розраховують за формулою:

$$P_{z,y,x} = 10C_p t_x s_y v_n K_p, \quad (4.19)$$

Постійна C_p та показники ступеня x , y та n для конкретних (розрахункових) умов обробки для кожної із складових сили різання наведені в табл. 4.8 та 4.9.

Поправочний коефіцієнт K_p є добутком ряду коефіцієнтів, що враховують фактичні умови різання

$$K_p = K_{mp} K_{\phi p} K_{\gamma p} K_{\lambda p} K_{\Gamma p} \quad (4.20)$$

Усі розрахункові дані при чорновому точінні та чистовому точінні наведено у табл. 4.8 та 4.9.

Таблиця 4.8 – Рекомендовані подачі при зовнішньому чорновому точінні

	C_p	t , мм	s , мм /об	v , м/хв	x	y	n	K_{mp}	$K_{\phi p}$	$K_{\gamma p}$	$K_{\lambda p}$	$K_{\Gamma p}$	$P, Н$
P_x	339	2	0,8	112,9	1,0	0,5	-0.4	0,92	1,0	1,0	1,0	0,93	658
P_y	243	2	0,8	112,9	0,9	0,6	-0.3	0,92	1,0	1,0	1,25	0,82	794
P_z	300	2	0,8	112,9	1,0	0,75	-0.15	0,92	1,0	1,0	0,85	1,0	1830

Таблиця 4.9 – Рекомендовані подачі при зовнішньому чистовому точінні

	C_p	t , мм	s , мм /об	v , м/хв	x	y	n	K_{mp}	$K_{\phi p}$	$K_{\gamma p}$	$K_{\lambda p}$	$K_{\Gamma p}$	$P, Н$
P_x	339	0,1	0,1	307,1	1,0	0,75	-0.4	0,92	1,0	1,0	1,0	0,93	8,63
P_y	243	0,1	0,1	307,1	0,9	0,75	-0.3	0,92	1,0	1,0	1,25	0,82	14,89
P_z	300	0,1	0,1	307,1	1,0	0,4	-0.15	0,92	1,0	1,0	0,85	1,0	84,59

Потужність різання розраховують за формулою:

$$N = \frac{P_z v}{1020 \cdot 60} \text{ кВт} \quad (4.21)$$

При точінні чорновому:

$$N = \frac{P_z v}{1020 \cdot 60} = \frac{1830 \cdot 112,9}{1020 \cdot 60} = 3,37 \text{ кВт}$$

При точінні чистовому:

$$N = \frac{P_z v}{1020 \cdot 60} = \frac{84,6 \cdot 307,1}{1020 \cdot 60} = 0,42 \text{ кВт}$$

Вибираємо верстат з потужністю, що перевищує розраховану потужність (11кВт).

Операція зубофрезерна - 040.

Верстат: зубофрезерний верстат мод. 5345

Інструмент: фреза черв'ячна, чистові однозахідні для циліндричних зубчастих коліс з евольвентним профілем, $m = 16$

Пристосування: оправка

Розрахунок режимів різання при зубофрезеруванні - $m = 16$, $Z = 260$

Режими різання черв'ячними фрезами зазвичай призначають, виходячи з мінімальних витрат на зубообробку. При цьому за основу приймають значення стійкості та зношування фрези по задній поверхні, що визначаються за таблицею [25].

$$T^* = 360 \text{ хв}, h_3^* = 0,8 \text{ мм}$$

Повну обробку слід проводити не більше ніж за 2-3 робочі ходи. Якщо внаслідок недостатньої потужності або жорсткості верстата доводиться виробляти два чорнові ходи, то зазвичай приймають глибину фрезерування $t_1=1,4 \text{ м}$ і $t_2 = 0,8 \text{ м}$.

Для підвищення продуктивності приймають можливо великі значення подачі, які при чорновому обмеженні нарізанні зазвичай потужністю головного приводу верстата, а при чистовому - шорсткістю і хвилястістю поверхні зубів.

Визначимо подачі при чорновому та чистовому нарізуванні зубчастого колеса однозахідною черв'ячною фрезою:

чорнове – $S_0 = 3$ мм/об

чистове – $S_0 = 1$ мм/об

За таблицею [125] визначимо швидкість різання:

чорнове – $v = 27$ м/хв

чистове – $v = 48,5$ м/хв

Визначимо силу різання за формулою.

$$P_z = C_p m^{1,4} S^{0,95} t^{1,4} v^{-0,28} K_{10} K_M^{0,8} \quad (4.22)$$

де C_p - коефіцієнт, що враховує вплив постійних факторів на силу різання (при зубофрезеруванні черв'ячною фрезою можна прийняти $C_p = 15$);

K_{10} - коефіцієнт, що враховує західність фрези;

K_M - коефіцієнт, що враховує твердість матеріалу колеса.

Сила різання: чорнова обробка - $P_z = 10309$ Н; чистова обробка - $P_z = 3081$ Н

Модифікація головки та ніжки зуба, глибина обробки становить $t = 22$ мкм.

5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Основна мета проведення комерційного та технологічного аудиту є розробка технологічних способів підвищення якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач приводу машин та обладнання гірничодобувної галузі, що дозволяють підвищити довговічність та ресурс роботи зубчастої передачі

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету, кафедри галузевого машинобудування: Обертюх Р. Р., Слабкий А. В., Шенфельд В. Й.

Для проведення технологічного аудиту було використано табл. 5.1 [1] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 5.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно	Технічні та споживчі властивості продукту трохи	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні	Технічні та споживчі властивості продукту трохи	Технічні та споживчі властивості продукту значно

	гірші, ніж в аналогів	гірші, ніж в аналогів	аналогів	кращі, ніж в аналогів	кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					
6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкурентів немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки пові-домлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 5.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В табл. 5.3 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 5.3 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Обертюх Р. Р.	Слабкий А. В.	Шенфельд В. Й.
	Бали, виставлені експертами:		
1	2	2	2
2	2	3	2
3	3	3	3
4	4	3	4
5	3	3	3
6	3	4	3
7	1	2	1
8	3	3	3
9	3	3	3
10	2	3	4
11	4	3	4
12	2	3	2
Сума балів	СБ ₁ =32	СБ ₂ =35	СБ ₃ =34
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_1^3 СБ_i}{3} = \frac{32 + 35 + 34}{3} = 33,67$		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 33,67 бали, і згідно з табл. 5.2, це вказує на рівень вище середнього комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатом роботи є удосконалення конструкції зубчастого колеса приводу кульових млинів та підвищення якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач технологічними методами

Основні сфери використання: промислове машинобудування (металургійні стани, прокатні та пресові машини, шахтне обладнання, підйомно-транспортні механізми); важка техніка та транспорт (сільськогосподарська техніка, будівельна техніка, бронетехніка та спеціальні машини); енергетика (приводи турбін, редуктори в гідро- та вітроенергетиці, приводні системи великих генераторів); гірничодобувна та нафтогазова галузі (бурові установки, конвеєрні лінії, дробарки та млини); важкі редуктори та приводи (редуктори для змішувачів, великих насосів, компресорів, промислові редуктори для високих навантажень і низьких швидкостей).

Проведемо оцінку якості і конкурентоспроможності нової розробки порівняно з аналогом.

В якості аналога для розробки було обрано - стандартна важконавантажена відкрита зубчаста передача приводу кульових млинів (модуль 20–40 мм). Основними недоліками аналога є: не враховуються локальні дефекти, не оцінюється вплив режимів різання на поверхневу якість.

Також до недоліків можна віднести: не враховується деградація мастила та реальна геометрію після зношування, неспроможність прогнозувати ресурс у реальних умовах млина.

У розробці дана проблема вирішується проектуванням зносостійкої зубчатої передачі приводу з використанням системи моделювання, дослідженням впливу динамічних параметрів зубчатої передачі приводу на термін служби та режими обробки зубів, теоретичним обґрунтуванням технологічних параметрів обробки зубчатого венця приводу.

Задача розв'язується за допомогою проектування за класичними аналітичними методами розрахунку згину й контактної витривалості; CAE-моделюванням типу FEM/FEA (ANSYS, ABAQUS, Nastran) — але часто лише в частині статичного напруження або вирівнювання зачеплення; використанням

типових режимів обробки зубів: нарізання, термообробка, шліфування або фінішна доробка; з частковим аналізом динаміки, наприклад, вібрацій або розподілу навантаження вздовж лінії контакту.

Також система випереджає аналог за такими параметрами як: пов'язання FEM-розрахунків із вибором режимів обробки, теоретичне обґрунтування технологічних параметрів, оптимізацію мікропрофілю залежно від розподілу навантажень. Це значно підвищує якість і довговічність вінця.

В табл. 5.4 наведені основні техніко-економічні показники аналога і нової розробки.

Проведемо оцінку якості продукції, яка є найефективнішим засобом забезпечення вимог споживачів та порівняємо її з аналогом.

Таблиця 5.4 – Основні параметри нової розробки та товару-конкурента

Показник	Варіанти		Відносний показник якості	Коефіцієнт вагомості параметра
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)		
1	2	3	4	5
Клас точності зубів	8-9	6-7	1,29	21%
Очікуваний ресурс роботи, тис год	40...60	60...90	1,5	30%
Нерівномірність розподілу навантаження по ширині зуба, %	15...30	5...10	3	23%
Динамічний коефіцієнт	1,3...1,6	1,05...1,2	1,3	24%
ККД	96...97	97...98	1,01	2%

Визначимо відносні одиничні показники якості по кожному параметру за формулами (5.1) та (5.2) і занесемо їх у відповідну колонку табл. 4.5.

$$q_i = \frac{P_{Hi}}{P_{Bi}} \quad (5.1)$$

або

$$q_i = \frac{P_{Bi}}{P_{Hi}} \quad (5.2)$$

де P_{Hi} , P_{Bi} – числові значення i -го параметру відповідно нового і базового виробів.

$$q_1 = \frac{9}{7} = 1,29;$$

$$q_2 = \frac{90}{60} = 1,5;$$

$$q_3 = \frac{30}{10} = 3;$$

$$q_4 = \frac{1,6}{1,2} = 1,3;$$

$$q_5 = \frac{98}{97} = 1,01.$$

Відносний рівень якості нової розробки визначаємо за формулою:

$$K_{\text{я.в.}} = \sum_{i=1}^n q_i \cdot \alpha_i, \quad (5.3)$$

$$K_{\text{я.в.}} = 1,21 \cdot 0,21 + 1,5 \cdot 0,3 + 3 \cdot 0,23 + 1,3 \cdot 0,24 + 1,01 \cdot 0,02 = 1,72$$

Відносний коефіцієнт показника якості нової розробки більший одиниці, отже нова розробка якісніший базового товару-конкурента.

Наступним кроком є визначення конкурентоспроможності товару. Конкурентоспроможність товару є головною умовою конкурентоспроможності підприємства на ринку і важливою основою прибутковості його діяльності.

Однією із умов вибору товару споживачем є збіг основних ринкових характеристик виробу з умовними характеристиками конкретної потреби покупця. Такими характеристиками найчастіше вважають нормативні та технічні параметри, а також ціну придбання та вартість споживання товару.

В табл. 5.5 наведено технічні та економічні показники для розрахунку конкурентоспроможності нової розробки відносно товару-аналога, технічні дані взяті з попередніх розрахунків.

Таблиця 5.5 – Нормативні, технічні та економічні параметри нової розробки і товару-виробника

Показники	Варіанти	
	Базовий (товар-конкурент)	Новий (інноваційне рішення)
1	2	3
<i>1. Нормативно-технічні показники</i>		
Клас точності зубів	8-9	6-7
Очікуваний ресурс роботи, тис год	40...60	60...90
Нерівномірність розподілу навантаження по ширині зуба, %	15...30	5...10
Динамічний коефіцієнт	1,3...1,6	1,05...1,2
ККД	96...97	97...98
<i>2. Економічні показники</i>		
Ціна придбання, грн	250 000	200 000

Загальний показник конкурентоспроможності інноваційного рішення (К) з урахуванням вищезазначених груп показників можна визначити за формулою:

$$K = \frac{I_{m.n.}}{I_{e.n.}}, \quad (5.4)$$

де $I_{m.n.}$ – індекс технічних параметрів; $I_{e.n.}$ – індекс економічних параметрів.

Індекс технічних параметрів є відносним рівнем якості інноваційного рішення. Індекс економічних параметрів визначається за формулою (5.5)

$$I_{e.n.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_{Hei}}{\sum_{i=1}^n P_{Bei}}, \quad (5.5)$$

де P_{Hei} , P_{Bei} – економічні параметри (ціна придбання та споживання товару) відповідно нового та базового товарів.

$$I_{e.n.} = \frac{250000}{200000} = 1,25;$$

$$K = \frac{1,72}{1,25} = 1,38.$$

Зважаючи на розрахунки, можна зробити висновок, що нова розробка буде конкурентоспроможніше, ніж конкурентний товар.

5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників Z_0 , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (5.6)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21...23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Зведемо сумарні розрахунки до табл. 5.6.

Таблиця 5.6 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату грн.
Керівник	18000	857,1	5	4286
Інженер	15000	714,3	21	15000
Всього				19286

2. Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (5.7)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_c}{T_p \cdot t_{зм}}, \quad (5.8)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_c – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 5.7 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1. Підготовчі	2	1	47,6	95,2
2. Монтажні	3	3	64,3	192,9
3. Інтеграційні	2	5	81,0	161,9
4. Налагоджувальні	6	2	52,4	314,3
5. Випробувальні	3	4	71,4	214,3
Всього				978,6

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата Z_d всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$Z_d = (Z_o + Z_p) * \frac{N_{\text{дод}}}{100\%} \quad (5.9)$$

$$Z_d = 0,11 * (19286 + 978,6) = 2229,07 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $N_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (5.10):

$$N_{зп} = (Z_o + Z_p + Z_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (5.10)$$

де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.;

Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

Z_p – основну заробітну плату робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$N_{зп} = (19286 + 978,6 + 2229,07) * \frac{22}{100} = 4948,54 \text{ (грн)}$$

5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нормами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j - \sum_{j=1}^n B_j \cdot C_{вj}, \quad (5.11)$$

де H_j – норма витрат матеріалу j -го найменування, кг;

n – кількість видів матеріалів;

C_j – вартість матеріалу j -го найменування, грн/кг;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

B_j – маса відходів j -го найменування, кг;

$C_{вj}$ – вартість відходів j -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в табл. 5.8.

Таблиця 5.8 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, шт	Вартість витраченого матеріалу, грн
Сталь 40Х	40	1 000	40000
Масило трансмісійне	20	20	400
З врахуванням коефіцієнта транспортування			44440

6. Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі вироби ($K_в$), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_в = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j \quad (5.12)$$

де H_j – кількість комплектуючих j -го виду, шт.;

C_j – покупна ціна комплектуючих j -го виду, грн;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$).

Проведені розрахунки бажано звести до табл. 5.9.

Таблиця 5.9 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Підшипники	2	120	240
Гвинти	16	100	1600
Болти	18	20	360
Шпонки	2	30	60
Стопорні кільця	2	3	6
Ущільнення	8	354	2832
Витратні матеріали	10	40	400
Всього з врахуванням транспортних витрат			6047,80

7. Програмне забезпечення для наукових (експериментальних) робіт

Балансову вартість програмного забезпечення розраховують за формулою:

$$B_{\text{прог}} = \sum_{i=1}^k C_{\text{инрг}} \cdot C_{\text{прог.і}} \cdot K_i, \quad (5.13)$$

де $C_{\text{инрг}}$ – ціна придбання одиниці програмного засобу даного виду, грн;

$C_{\text{прог.і}}$ – кількість одиниць програмного забезпечення відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

K_i – коефіцієнт, що враховує інсталяцію, налагодження програмного засобу тощо, ($K_i = 1, 10 \dots 1, 12$);

k – кількість найменувань програмних засобів.

Отримані результати необхідно звести до табл. 5.10.

Таблиця 5.10 – Витрати на придбання програмних засобів по кожному виду

Найменування програмного засобу	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн	Вартість, грн
CAE / FEM (ANSYS, Abaqus)	1	420 000	420000
Всього з врахуванням налагодження			462000

8. Витрати на «Спецустаткування для наукових (експериментальних) робіт»

Балансову вартість спецустаткування розраховують за формулою:

$$B_{спец} = \sum_{i=1}^k C_i \cdot C_{np.i} \cdot K_i, \quad (5.14)$$

де C_i – ціна придбання одиниці спецустаткування даного виду, марки, грн;

$C_{np.i}$ – кількість одиниць устаткування відповідного найменування, які придбані для проведення досліджень, шт.;

K_i – коефіцієнт, що враховує доставку, монтаж, налагодження устаткування тощо, ($K_i = 1, 10 \dots 1, 12$);

k – кількість найменувань устаткування.

Отримані результати необхідно звести до табл. 5.11.

Таблиця 5.11 – Витрати на придбання спецустаткування по кожному виду

Найменування устаткування	Кількість, шт	Ціна за одиницю, грн	Вартість, грн
Верстат токарний	1	420 000	420000
Верстат фрезерний	1	630 000	630000
Індукційні установки для поверхневого загартування	1	63 000	63000
Всього			1113000
			1224300

9. Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{Ц_{\delta}}{T_e} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (5.15)$$

де $Ц_{\delta}$ – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

T_g – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до табл. 5.12.

Таблиця 5.12 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
Профілометр	42000	4	2	1750,00
Всього				1750,00

10. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot C_e \cdot K_{впi}}{\eta_i} \quad (5.16)$$

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{впi}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{впi} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розрахуємо витрати на електроенергію.

$$B_e = \frac{2 \cdot 180 \cdot 12,69 \cdot 0,5}{0,8} = 2855,25$$

11. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{св} = (3_o + 3_p) * \frac{H_{св}}{100\%}, \quad (5.17)$$

де N_{CB} – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$V_{CB} = 0,2 * (19286 + 978,6) = 4052,86$$

12. Накладні (загальновиробничі) витрати $V_{HЗВ}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $V_{HЗВ}$ можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

$$V_{HЗВ} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{N_{HЗВ}}{100\%}, \quad (4.18)$$

де $N_{HЗВ}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$V_{HЗВ} = (19286 + 978,6) \cdot \frac{100}{100\%} = 20264,28 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$V = 19286 + 978,6 + 2229,07 + 4948,54 + 44440 + 6047,80 + 462000 + 1224300 + 1750,0 + 2855,25 + 4052,86 + 20264,28 = 1793152,09 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних втрат $ZВ$ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ZВ = \frac{B}{\eta}, \quad (4.19)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,7$.

Звідси:

$$ZВ = \frac{1793152,09}{0,7} = 2561645,84 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової

роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (4.20)$$

де ΔC_o – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

C_o – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

λ – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $\lambda = 0,8333$.

ρ – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $\rho = 0,25$;

ν – ставка податку на прибуток. У 2025 році – 18%.

Припустимо, що ціна зростає на 5000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 60 шт., протягом другого року – на 70 шт., протягом третього року на 75 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 20000 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_1 &= [5000 \cdot 1 + (200000 + 5000) \cdot 60] \cdot 0,8333 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 2102020,1 \text{ грн.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_2 &= [5000 \cdot 1 + (200000 + 5000) \cdot (60 + 70)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 4557526,2 \text{ грн.}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\Delta\Pi_3 &= [5000 \cdot 1 + (200000 + 5000) \cdot (60 + 70 + 75)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 7183983,7 \text{ грн.}\end{aligned}$$

5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot ЗВ, \quad (5.21)$$

де $k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 2561645,84 = 5123291,68$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$ згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (5.22)$$

де $ПП$ – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1 + \tau)^i}, \quad (5.23)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн.;

T – період часу, протягом якого виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;

t – період часу (в роках).

$$\text{ПП} = \frac{2102020,1}{(1 + 0,2)^1} + \frac{4557526,2}{(1 + 0,2)^2} + \frac{7183983,7}{(1 + 0,2)^3} = 9093366,86 \text{ грн.}$$

$$E_{\text{абс}} = (9093366,86 - 5123291,68) = 3970075,18 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{\text{абс}} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_e . Для цього користуються формулою:

$$E_e = T_{\text{жс}} \sqrt[3]{1 + \frac{E_{\text{абс}}}{PV}} - 1, \quad (5.24)$$

де $T_{\text{жс}}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_e = \sqrt[3]{1 + \frac{3970075,18}{5123291,68}} - 1 = 0,37 = 37\%$$

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (5.25)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2025 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau_{\text{min}} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Оскільки $E_g > \tau_{\min}$ то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_g} \quad (5.26)$$

$$T_{ок} = \frac{1}{0,37} = 2,7 \text{ роки}$$

Оскільки $T_{ок} \leq 3...5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

ВИСНОВКИ

Основні висновки, отримані в результаті завершених досліджень, полягають у наступному:

1. Розглянуто основні параметри зношування зубів зубчастих передач кульового млина при тривалій роботі, головними причинами виходу з ладу відкритих зубчастих передач приводу є механічне зношування в поєднанні з абразивним і втомним руйнуванням;

2. Виконано аналіз та оцінку параметрів якості виготовлення важконавантажених зубчастих коліс з великим модулем, за всіма нормами точності (показниками кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів та за бічним зазором у передачі);

3. Виконано моделювання та дослідження якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач на основі програмного комплексу, встановлено, що використання системи прямого синтезу зубчастих передач дозволяє знайти таку лінію профілю, при якій зубці контактують тільки через шар мастила на всьому протязі лінії зачеплення, що дозволить знизити зношування;

4. Виконано розрахунок динаміки згинальних напружень зубчастих коліс у програмному комплексі при модифікації 11 мкм і 22 мкм, що дає зниження контактних напружень до рівня 400 МПа, а згинальних напружень до 30 МПа;

5. Проведено динамічний аналіз методом кінцевих елементів у програмній системі, визначено амплітудно-частотні характеристики приводного валу із зубчастою передачею та вплив їх пікових характеристик на зносостійкість зубчастих передач;

6. Встановлено, що моделювання процесу дробоструменевої обробки забезпечується застосуванням поверхневим пластичним деформуванням механічним способом накочування кульковим або роликівим накатниками. Знайдено функціональні залежності якості поверхні $R_z = f(n)$ та $HRC = f(n)$, які

дозволяють рекомендувати методи поверхнево-пластичного деформування зубчастих зачеплень як зміцнювальну технологію;

7. Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на рівень вище середнього комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень. Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 2,7 роки. Загальні витрати складають 1793152,09 грн. Прибуток за три роки складає 9093366,86 грн.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. B. V. Vinogradov¹, D. O. Fedin¹, V. I. Samusia, D. L. Kolosov. Dynamic loads in self-aligning gear transmissions of heavy loaded machines. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2021, № 1, p. 84-90.
2. Wu, Jizhan & Wei, Peitang & Caichao, Zhu & Zhang, Peng & Liu, Huaiju. (2024). Development and application of high strength gears. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 132. 1-26. 10.1007/s00170-024-13479-x.
3. Grzegorz Dziaekiewicz, Krzysztof Kuska, Rafał Popiel, Evolutionary Optimizing Process Parameters in the Induction Hardening of Rack Bar by Response Surface Methodology and Desirability Function Approach under Industrial Conditions, *Materials*, 10.3390/ma16175791, 16, 17, (5791), (2023).
4. Guanyu Zhang, Guoqiang Wang, Xuefei Li, Yunpeng Ren, Global optimization of reliability design for large ball mill gear transmission based on the Kriging model and genetic algorithm, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 69, 2013, Pages 321-336, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.06.003>.
5. Boral, Piotr & Gołębski, Rafał & Kralikova, Ruzena. (2023). Technological Aspects of Manufacturing and Control of Gears—Review. *Materials*. 16. 7453. 10.3390/ma16237453.
6. Kiakojouri, F., Tavakoli, H.R., Sheidaii, M.R. *et al.* Numerical analysis of all-steel sandwich panel with drilled I-core subjected to air blast scenarios. *Innov. Infrastruct. Solut.* **7**, 320 (2022). <https://doi.org/10.1007/s41062-022-00912-x>.
7. D. Fuchs, C. Güntner, T. Tobie, and K. Stahl, “Geeignete Werkstoffwahl für Stirnräder großer Baugröße/Suitable Material Selection for Large Size Cylindrical Gears,” *HTM Journal of Heat Treatment and Materials*, vol. 76, no. 1, pp. 19–35, 2021, doi: 10.1515/htm-2020-0002.

8. Sivák, Samuel & Maláková, Silvia. (2021). Constructional design of the body shape of large gear wheels. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 1199. 012019. 10.1088/1757-899X/1199/1/012019.
9. Chen, Jiwei; YAO, Weixing; LIN, Hanyu. Compressive fatigue response and reliability analysis of thermoplastic composite with low-velocity impact damage. *Polymer Composites*, 2021, 42.11: 5678-5690.
10. Shiqi, F., Xuanneng, G. Equivalent method for calculating internal blast loads in cylindrical lattice shell structure. *Sci Rep* **15**, 27656 (2025). <https://doi.org/10.1038/s41598-025-13066-4>.
11. Hyde, Alden, et al. Effects of microvoids on strength of unidirectional fiber-reinforced composite materials. *Composites Part B: Engineering*, 2020, 187: 107844.
12. Jin Xu, Chun Xia Wang. Small Module Design of Ball Mill Main Drive Gear with F2.4×10m. *Advanced Materials Research*, Volume 787, 2013, p. 490-494.
13. Shin, Ju Hwan Jay; ZHOU, Min. Piezoelectric response of energetic composites under an electrostatic excitation. *Journal of Applied Physics*, 2021, 129.24.
14. D. Fuchs, S. Schurer, T. Tobie, and K. Stahl, “On the determination of the bending fatigue strength in and above the very high cycle fatigue regime of shot-peened gears,” *Forsch Ingenieurwes*, vol. 20, p. 229, 2021, doi: 10.1007/s10010-021-00499-2.
15. A. A. Ryazantsev. Analysis of means of reliability and service life growth for open gear drive of ore-pulverizing mills. *Metallurgical and Mining Industry*, 2014, No. 4, p. 16-22.
16. Anas, S.M.; Al-Dala’ien, R.N.; Benzerara, M.; Al-Ezzi, M.J. Computational and Experimental Insights into Blast Response and Failure Mechanisms of Square, Rectangular and Circular Reinforced Concrete Columns: A State-of-the-Art Review. *Buildings* 2025, 15, 3928. doi. org / 10.3390 / buildings 15213928.

- 17.B. Coşkun and H. Güçdemir, “Analysis and Improvement of Gearbox Manufacturing Process Using Simulation Modelling”, *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, vol. 14, no. 2, pp. 1166–1181, 2025, doi: 10.17798/bitlisfen.1656352.
- 18.Miltenović, A.; Rakonjac, I.; Oarcea, A.; Perić, M.; Rangelov, D. Detection and Monitoring of Pitting Progression on Gear Tooth Flank Using Deep Learning. *Appl. Sci.* 2022, 12, 5327. <https://doi.org/10.3390/app12115327>.
- 19.A. Khodae, “Innovative Manufacturing Method for Gears for Heavy Vehicle Application,” Ph.D. dissertation, KTH, Production Engineering, 2021, p. 93.
- 20.M. Mileti, P. Strobl, H. Pflaum, and K. Stahl, “Design of a Hyper-HighSpeed Powertrain for EV to Achieve Maximum Ranges,” Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2020, pp. 265–273.
- 21.B. Kianian and C. Andersson, “Analysis of Manufacturing Costs for Powder Metallurgy (PM) Gear Manufacturing Processes: A Case Study of a Helical Drive Gear,” in *EcoDesign and Sustainability I*, ser. Sustainable Production, Life Cycle Engineering and Management, Singapore: Springer Singapore, 2020, pp. 471–487.
- 22.V. Vullo, *Gears Volume 2: Analysis of Load Carrying Capacity and Strength Design*, 1st ed. 20, ser. Springer Series in Solid and Structural Mechanics, 11. 2020.
- 23.D. Mallipeddi, M. Norell, V. M. Naidu, X. Zhang, M. N’aslund, and L. Nyborg, “Micropitting and microstructural evolution during gear testing -from initial cycles to failure,” *Tribology International*, vol. 156, no. July 2020, 2021.
- 24.E. Bergstedt, A. Holmberg, P. Lindholm, and U. Olofsson, “Influence of the DIN 3962 Quality Class on the Efficiency in Honed Powder Metal and Wrought Steel Gears,” *Tribology Transactions*, vol. 0, no. 0, pp. 1–9, Aug. 2020.
- 25.J. Lin, C. Teng, E. Bergstedt, H. Li, Z. Shi, and U. Olofsson, “A quantitatively distributed wear-measurement method for spur gears during micropitting and

- pitting tests,” *Tribology International*, vol. 157, no. November 2020, p. 106 839, 2020.
- 26.B. Coşkun and H. Güçdemir, “Analysis and Improvement of Gearbox Manufacturing Process Using Simulation Modelling”, *Bitlis Eren Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, vol. 14, no. 2, pp. 1166–1181, 2025, doi: 10.17798/bitlisfen.1656352.
- 27.Miltenović, A.; Rakonjac, I.; Oarcea, A.; Perić, M.; Rangelov, D. Detection and Monitoring of Pitting Progression on Gear Tooth Flank Using Deep Learning. *Appl. Sci.* 2022, 12, 5327. <https://doi.org/10.3390/app12115327>.
- 28.Liu, G., Liu, H., Zhu, C. *et al.* Design optimization of a wind turbine gear transmission based on fatigue reliability sensitivity. *Front. Mech. Eng.* **16**, 61–79 (2021). <https://doi.org/10.1007/s11465-020-0611-5>.
- 29.Debashis Ghosh, Abhijit Mondal, Nasir Hussain, Sanjib Kumar De, Subrata Ray, Chidambaram Subramanian, Failure analysis of helical gear pinion, *Materials Today: Proceedings*, Volume 66, Part 9, 2022, Pages 3714-3717, <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.05.335>..
- 30.Pinheiro, P.M.; Junio, J.U.; Gonçalves, L.A.P.; da Costa, J.Â.P.; Ochoa, A.A.V.; Alves, K.G.B.; Leite, G.d.N.P.; Michima, P.S.A. Modeling and Simulation of the Induction Hardening Process: Evaluation of Gear Deformations and Parameter Optimization. *Processes* 2024, 12, 1428. <https://doi.org/10.3390/pr12071428>.
- 31.Zhang, D.; Lv, L.; Shao, W.; Tang, J.; Zhao, J.; Zhang, H. An Advanced DEM-FEM Method for Herringbone Gear in Shot Peening. *Appl. Sci.* 2024, 14, 9536. <https://doi.org/10.3390/app14209536>.
- 32.Mahboubkhah,M. and Karim Babazade Mamaghani,T. (2016). Measurement and Quality Control of the Geometrical Parameters of Helical Gear Using Image Processing. *Journal of Machine Vision and Image Processing*, 3(1), 55-63.

33. Wang, X.; Liu, M.; Yao, T.; Zheng, K.; Zhao, C.; Xiao, L.; Zhu, D. Study on the Measurability of Gear Analytical Parameters in Double-Flank Measurement. *Sensors* 2023, *23*, 9728. <https://doi.org/10.3390/s23249728>.
34. Zhuge Shao, Yao Xiao, Zheng Han, Yun Zhang, Yi Han, Adaptive evolutionary mechanism of magnetic-thermal in meshing-type electromagnetic heating, *Applied Thermal Engineering*, 10. 1016 / j. applthermaleng. 2025. 128237,280, (128237), (2025).
35. Yu-qian Zhao, Xiao-hui Pei, Yao-long Ouyang, Zhu-ge Shao, Yi Han, Study on Induction Heating Characteristics of Spiral Bevel Gear Excited by Selective Laser Melting Coil, *Journal of Materials Engineering and Performance*, 10.1007/s11665-025-12116-2, (2025).
36. Yi Han, Zhuge Shao, Peizhou Xiong, Zhihai Zhang, Yao Xiao, Study on the asynchronous evolution characteristics of magneto-thermal in bevel gear scanning heating, *Applied Thermal Engineering*, 10.1016/j.applthermaleng.2025.125819, 267, (125819), (2025).
37. Yuqian Zhao, Yaolong Ouyang, Shan Wang, Zehui Zheng, Yi Han, Yao Xiao, Study on the Temperature Uniformity of Sprocket Surface Based on Electromagnetic Guidance, *steel research international*, 10.1002/srin.202400874, 96, 9, (176-189), (2025).
38. Pedro Maranhão Pinheiro, José Urbano Junio, Lídice Aparecida Pereira Gonçalves, José Ângelo Peixoto da Costa, Alvaro Antonio Villa Ochoa, Kleber Gonçalves Bezerra Alves, Gustavo de Novaes Pires Leite, Paula Suemy Arruda Michima, Modeling and Simulation of the Induction Hardening Process: Evaluation of Gear Deformations and Parameter Optimization, *Processes*, 10.3390/pr12071428, 12, 7, (1428), (2024).
39. Xiaona Shi, Kelong Wang, Guochao Li, Chenghao Lyu, Lei Zhao, Jianzhi Chen, Li Sun, Hengheng Wu, Study on Temperature Field Uniformity of Dynamic Induction Heating for Camshaft of Marine Diesel Engine, *Machines*, 10.3390/machines12040215, 12, 4, (215), (2024).

40. Imang Eko Saputro, Chih-Pin Chiang, Hung-Chieh Huang, Yiin-Kuen Fuh, Origin of non-uniform tooth flank hardening distribution in SCM440 mobile induction heat-treated steel spur gears—a parametrical study with experimental–numerical coupled investigation, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 10.1007/s00170-023-12859-z, 130, 5-6, (2915-2938), (2023)
41. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад.: В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.

ДОДАТКИ

ДОДАТОК А
(обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ВИГОТОВЛЕННЯ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри ГМ

д. т. н., професор Леонід ПОЛІЩУК,

(підпис)

« ____ » _____ 2025

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

Дослідження методів виготовлення важконавантажених зубчастих передач

Розробив студент

Спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

Максим СИДОРЕНКО

« ____ » _____ 2025 р.

Керівник: д. т. н., професор

Роман СИВАК

1 Найменування і область застосування

Найменування – важконавантажені зубчасті передачі застосовуються там, де необхідно передавати великі крутні моменти, працювати при високих навантаженнях, інколи — у складних або суворих умовах. Основні сфери використання: промислове машинобудування (металургійні стани, прокатні та пресові машини, шахтне обладнання, підйомно-транспортні механізми); важка техніка та транспорт (сільськогосподарська техніка, будівельна техніка, бронетехніка та спеціальні машини); енергетика (приводи турбін, редуктори в гідро- та вітроенергетиці, приводні системи великих генераторів); гірничодобувна та нафтогазова галузі (бурові установки, конвеєрні лінії, дробарки та млини); важкі редуктори та приводи (редуктори для змішувачів, великих насосів, компресорів, промислові редуктори для високих навантажень і низьких швидкостей)

2 Підстава для виконання роботи

Підставою для розробки даної МКР є індивідуальне завдання на магістерську кваліфікаційну роботу та наказ ректора по ВНТУ про закріплення тем.

3 Мета і призначення дослідження

Мета: розробка технологічних способів підвищення якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач приводу кульових млинів, що дозволяють підвищити довговічність зубчастої передачі та ресурсу роботи кульового млина.

Призначення розробки – удосконалення конструкції зубчастого колеса приводу кульових млинів та підвищення якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач технологічними методами.

4 Джерела розробки

Список використаних джерел розробки:

4.1 В. V. Vinogradov¹, D. O. Fedin¹, V. I. Samusia, D. L. Kolosov. Dynamic loads in self-aligning gear transmissions of heavy loaded machines. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2021, № 1, p. 84-90.

4.2 Wu, Jizhan & Wei, Peitang & Caichao, Zhu & Zhang, Peng & Liu, Huaiju. (2024). Development and application of high strength gears. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. 132. 1-26. 10.1007/s00170-024-13479-x.

4.3 Grzegorz Dziaekiewicz, Krzysztof Kuska, Rafał Popiel, Evolutionary Optimizing Process Parameters in the Induction Hardening of Rack Bar by Response Surface Methodology and Desirability Function Approach under Industrial Conditions, *Materials*, 10.3390/ma16175791, 16, 17, (5791), (2023).

4.4 Guanyu Zhang, Guoqiang Wang, Xuefei Li, Yunpeng Ren, Global optimization of reliability design for large ball mill gear transmission based on the Kriging model and genetic algorithm, *Mechanism and Machine Theory*, Volume 69, 2013, Pages 321-336, <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2013.06.003>.

4.5 Boral, Piotr & Gołębski, Rafał & Kralikova, Ruzena. (2023). Technological Aspects of Manufacturing and Control of Gears—Review. *Materials*. 16. 7453. 10.3390/ma16237453.

5 Вихідні дані для розробки:

1	Число зубів шестерні	20
2	Число зубів колеса	260
3	Робочий модуль	16
4	Кут зачеплення, град	20
5	Кут нахилу зубів, град	5°11'39"
6	Коефіцієнт перекриття шестерні	2,023
7	Коефіцієнт перекриття колеса	1,502
8	Ширина зубчатого вінця, мм	600

5.1 Технічні вимоги:

- коефіцієнт запасу по вигину зуба – 2...2,5;
- коефіцієнт запасу по контактній витривалості – 1,5...2;
- поверхнева твердість після обробки шестерні – 58...62 HRC;
- поверхнева твердість після обробки колеса – 55...60 HRC;
- шорсткість поверхні – $Ra \leq 1,6$;

5.2 Вимоги до надійності: довговічність – не менше 10 тис. год; безвідмовність – напрацювання на відмову – 1 тис. год; збереженість – повинна забезпечуватися працездатність деталі в режимі очікування, роботи, консервації; ремонтпридатність – деталь повинна відповідати вимогам експлуатації.

5.3 Вимоги до технологічності розробки, виробництва і експлуатації – повинна гарантувати надійну і безпечну роботу обладнання, витримувати інтенсивні динамічні навантаження.

5.4 Вимоги до рівня уніфікації і стандартизації, вимоги до використання стандартних, уніфікованих і запозичених складальних одиниць і деталей при розробці, показники рівня уніфікації – по можливості під час виготовлення важконавантажених зубчастих передач використовувати уніфіковані деталі, стандартні вироби та загальнодоступні матеріали і речовини.

5.5 Вимоги безпеки життєдіяльності – забезпечується безпека під час монтажу і ремонту. Допустимі рівні вібраційних і шумових навантажень, допустимі випаровування робочої рідини у відповідності з санітарними нормами. Повинні бути розроблені заходи, що забезпечують технічну безпеку під час монтажу, експлуатації і ремонту пристрою.

5.6 Конструкція повинна відповідати естетичним і ергономічним вимогам, повинна бути зручною в обслуговуванні та управлінні.

5.7 Матеріали, що використовуються для деталей слід вибирати відповідно до рекомендацій.

5.8 Умови експлуатації, вимоги до технічного обслуговування і ремонту:

–умови експлуатації, при яких повинно забезпечуватися використання продукції з заданими технічними показниками – продукція призначена для використання у середньоширотних кліматичних умовах;

–час підготовки продукції до використання після транспортування і зберігання – 10 год;

–вид обслуговування - періодичний;

–періодичність і орієнтовна трудомісткість технічного обслуговування і ремонту – 2 дні (один раз в три місяці);

5.9 Вимоги по транспортуванню і збереженню

–можливість транспортування на будь-якому виді транспортних засобів;

–захист від ударів під час завантаження і розвантаження;

–зберігання на складі готової продукції;

–зберігання у законсервованому вигляді;

- складування на стелажах.

6 Економічні показники:

- орієнтований термін окупності витрат на розробку – 1,3 роки,

- освоєння виробництва продукції – 1 місяць,

- економічна перевага розробленої продукції у порівнянні з кращими зразками – прогнозований прибуток 736 855,53 грн. за три роки.

7 Виконавці НДР: студент спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» Максим СИДОРЕНКО

8 Етапи НДР і терміни їх виконання:

- теоретичне дослідження проблематики теми МКР;

- патентно-інформаційний огляд по темі МКР

- удосконалення конструкції зубчастого колеса приводу кульових млинів та підвищення якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач технологічними методами;

- проектні та перевірочні розрахунки елементів обладнання;

- техніко-економічне обґрунтування МКР;
- висновки.
- оформлення текстових документацій та ілюстративних матеріалів для захисту МКР.

9 Порядок контролю і прийомки

- попередній захист проекту
- захист проекту перед МКР

ДОДАТОК Б
(обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ВИГОТОВЛЕННЯ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

ПРОБЛЕМИ ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИН З ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИМИ ЗУБЧАСТИМИ ПЕРЕДАЧАМИ



Рисунок 1 - Злам зубів



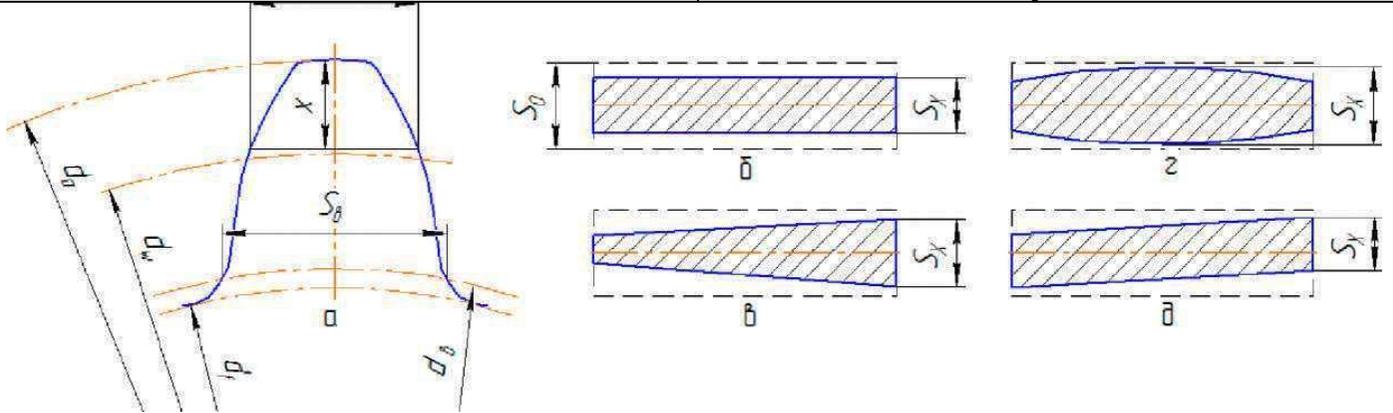
Рисунок 2 – Виривання металу на вершинах зубів



Рисунок 3 - Руйнування робочої поверхні зуба



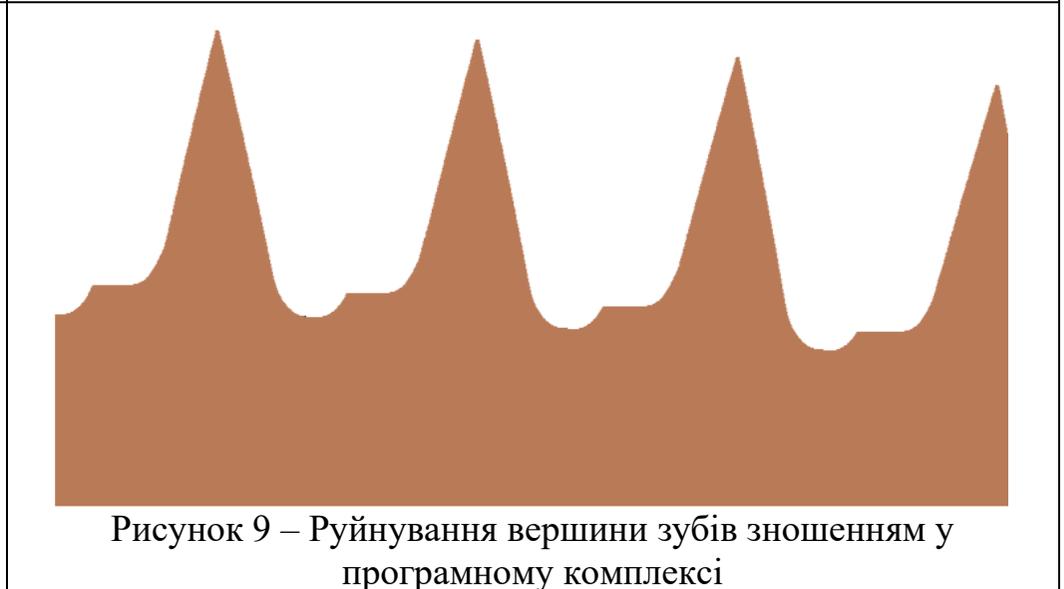
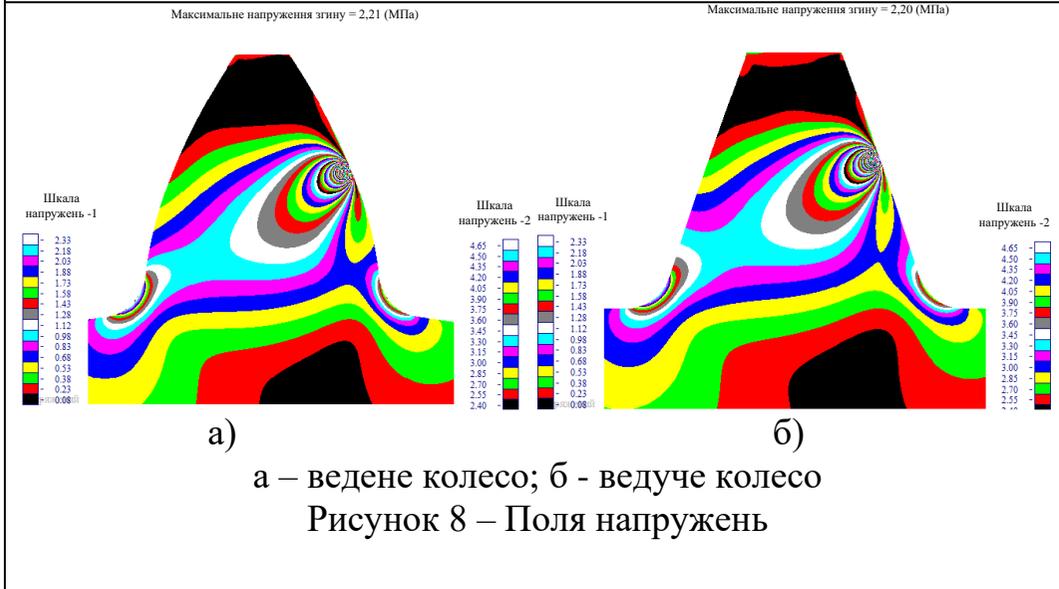
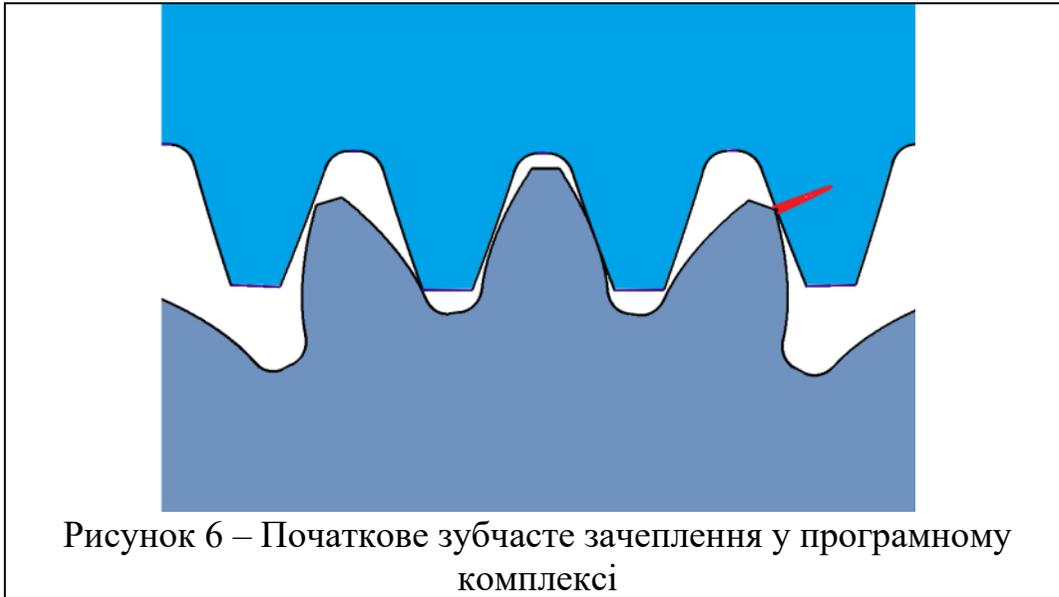
Рисунок 4 – Руйнування зуба приводу кульового млина



а – геометричні параметри зуба; б - рівномірне зношування; в – конусність (клиновидність); г – бочкоподібність; д - перекус; d_f – діаметр западин; d_a – діаметр вершин; d_w - дільний діаметр; d_b – основний діаметр; S_b – товщина зуба; S_x – товщина зуба по хорді на висоті x .

Рисунок 5 – Геометричні параметри зуба та форма його перерізу зношених зубів по хорді

ПРОЕКТУВАННЯ ЗНОСОСТІЙКОЇ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДУ З ВИКОРИСТАННЯМ СИСТЕМИ МОДЕЛЮВАННЯ



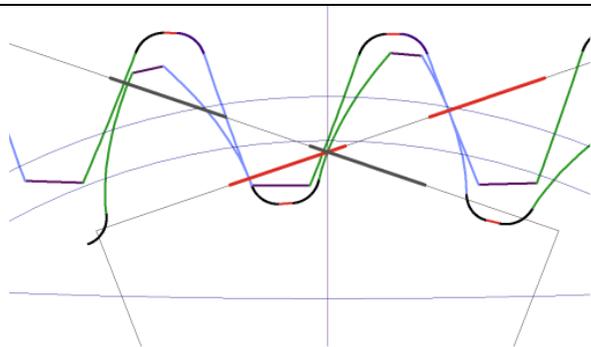


Рисунок 10 – Структурна схема зубів у двопарному зачепленні у програмному комплексі

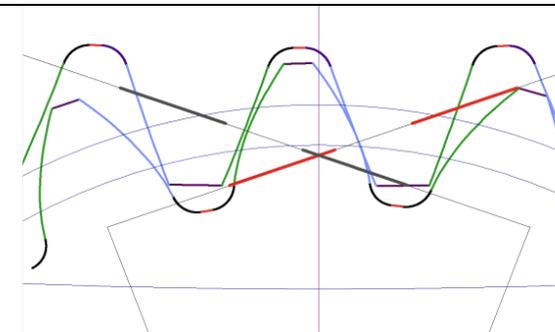


Рисунок 11 – Структурна схема зубів у однопарному зачепленні у програмному комплексі

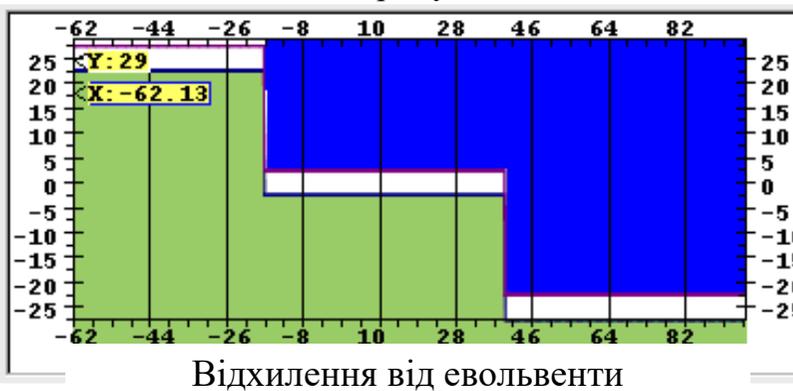
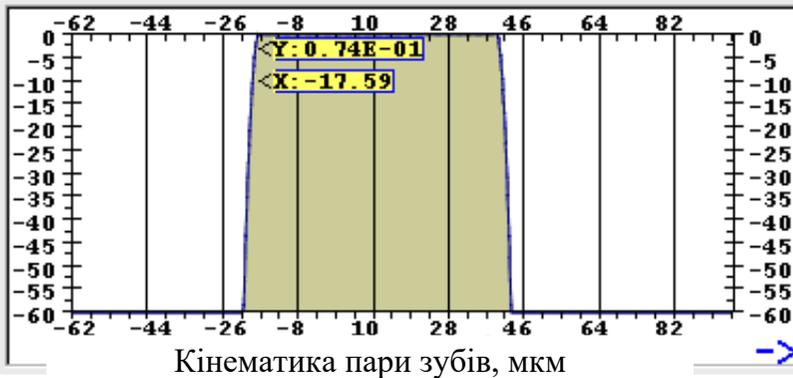


Рисунок 12 – Результати розрахунку кінематики зубчастої передачі

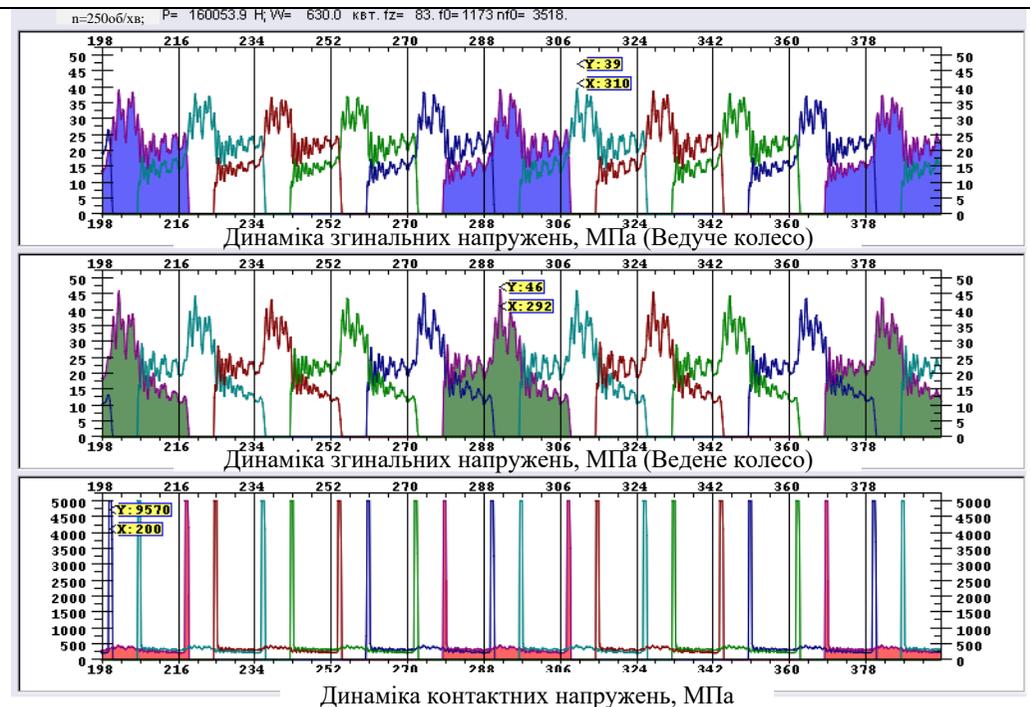


Рисунок 13 – Результати розрахунку динаміки згинальних та контактних напружень

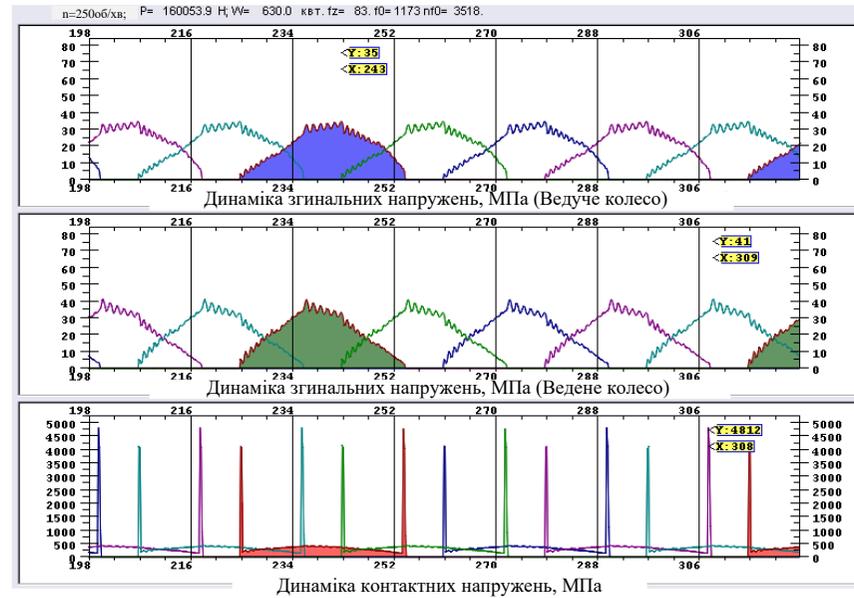


Рисунок 14 – Динаміка згинальних та контактних напружень ведучого та веденого коліс до модифікації

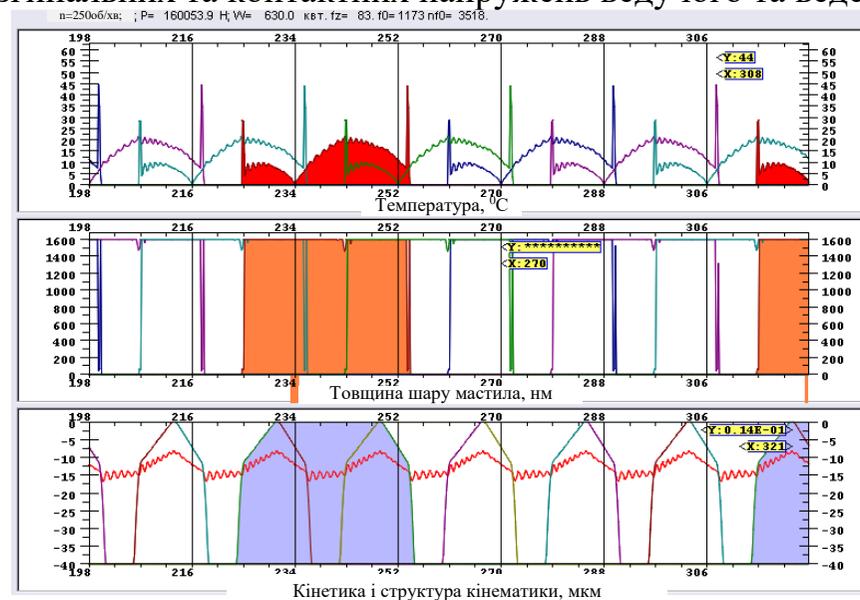


Рисунок 15 – Розрахунок температури, товщини шару мастила у програмному комплексі до модифікації

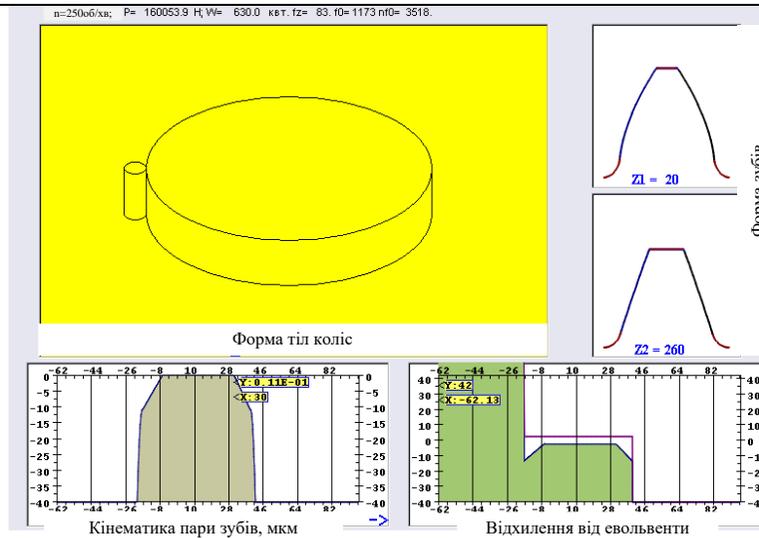


Рисунок 16 – Відхилення від евольвенти 11 мкм ведучого колеса

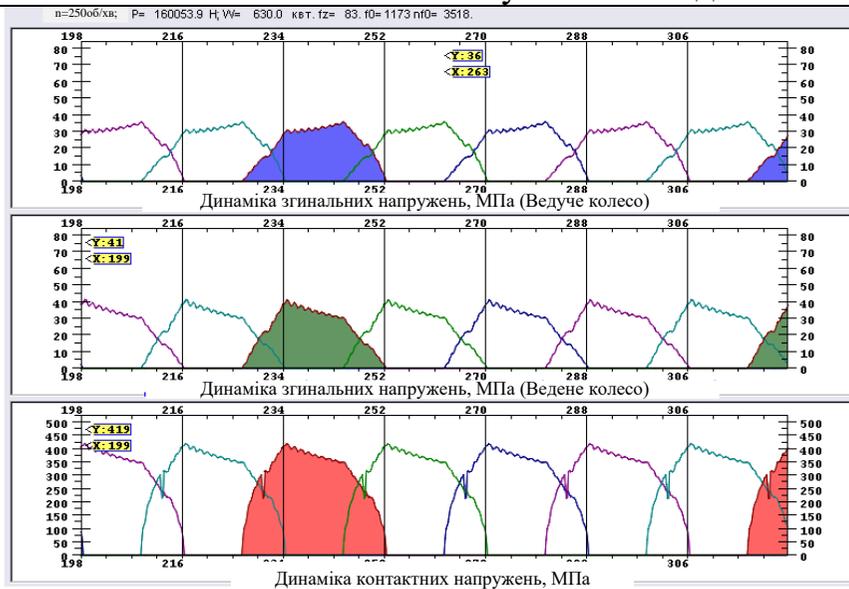


Рисунок 17 – Розрахунок динаміки згинальних напружень (ведучого та веденого коліс) та динаміка контактних напружень у програмному комплексі

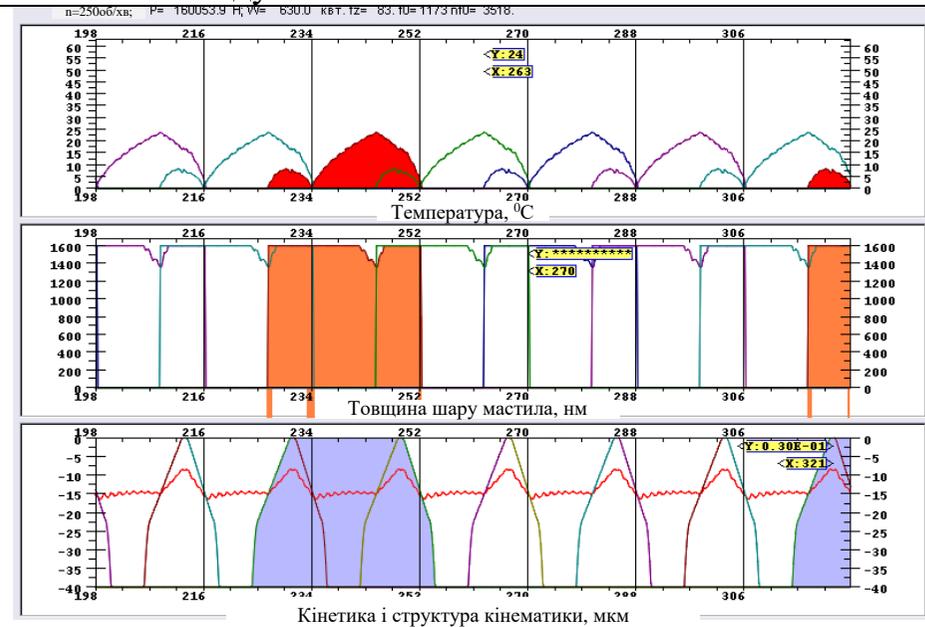


Рисунок 18 – Розрахунок температури, товщини шару мастила у програмному комплексі

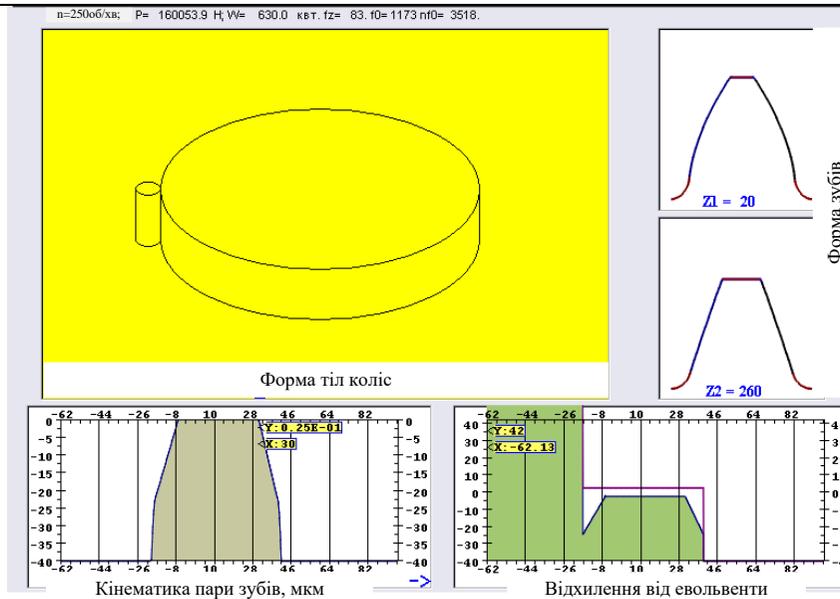


Рисунок 19 – Відхилення від евольвенти 22 мкм ведучого колеса

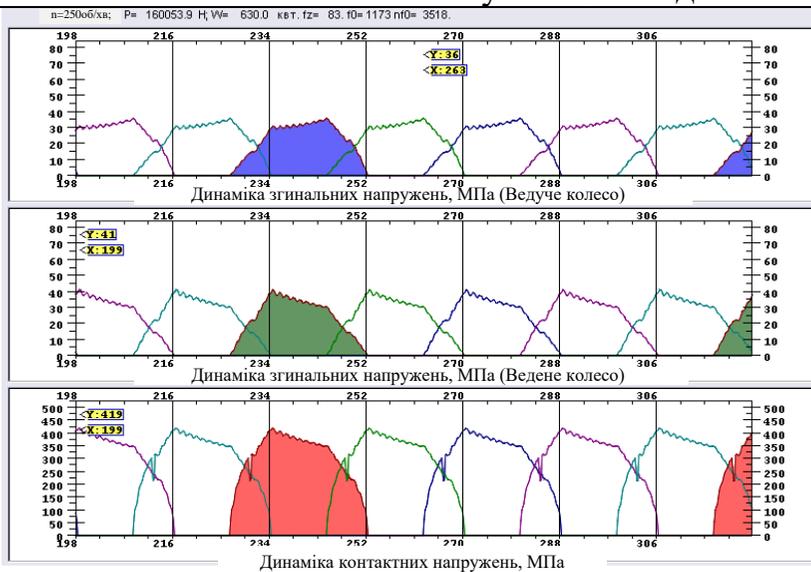


Рисунок 20 – Результати розрахунку напружень при модифікації 22 мкм ведучого колеса

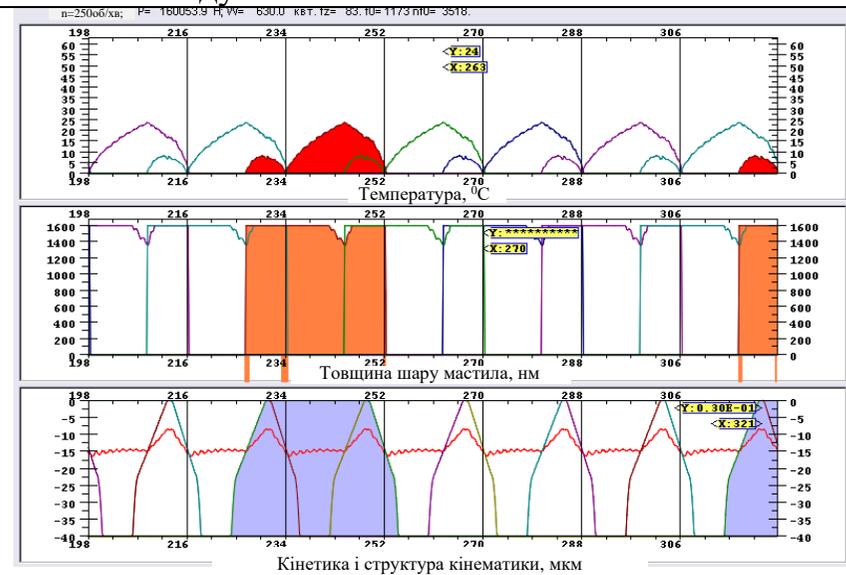


Рисунок 21 – Результати розрахунку кінетичних показників передачі при модифікації 22 мкм ведучого колеса

ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗУБЧАТОЇ ПЕРЕДАЧІ ПРИВОДУ НА ТЕРМІН СЛУЖБИ ТА РЕЖИМИ ОБРОБКИ ЗУБІВ

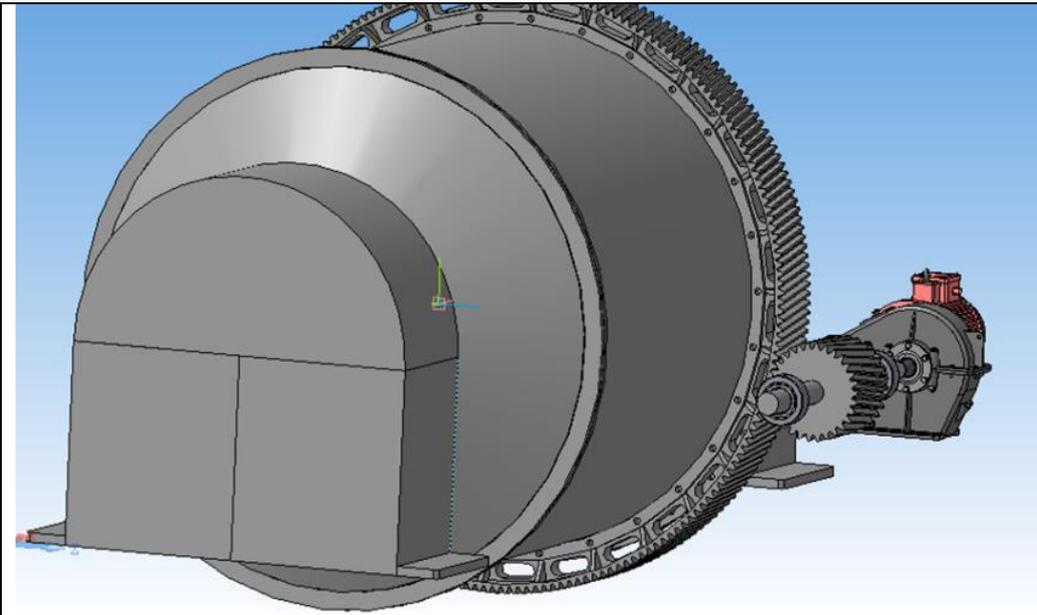


Рисунок 22 - 3D модель системи приводу кульового млина

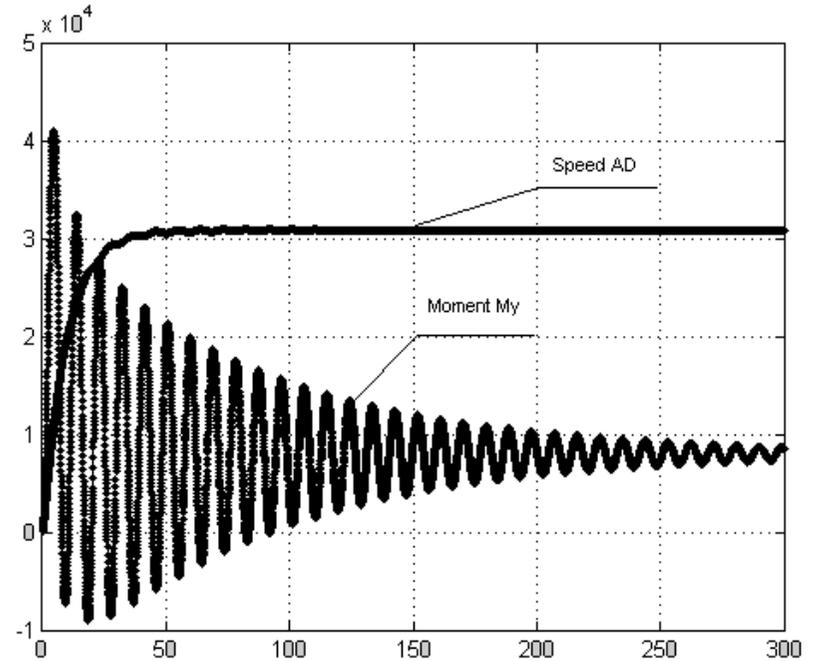


Рисунок 23 – Осцилограми перехідних процесів швидкості двигуна та моменту пружної деформації

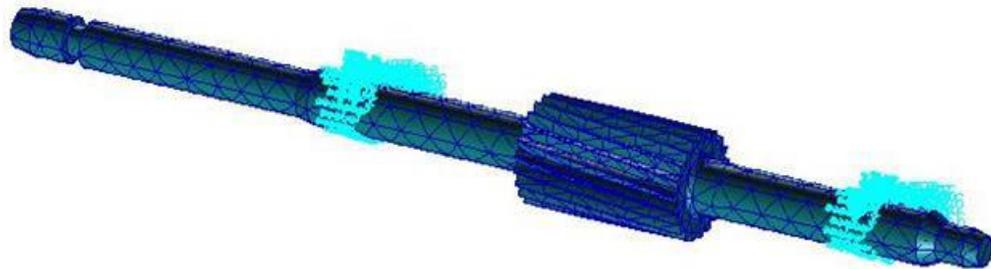


Рисунок 24 – Кінцево-елементна модель приводного валу

Таблиця 3.1 - Значення частот

Мода №	Частота (Гц)
1	21,421
2	21,475
3	70,225
4	70,379
5	100,300
6	113,300
7	113,300
8	182,690
9	182,690
10	183,490

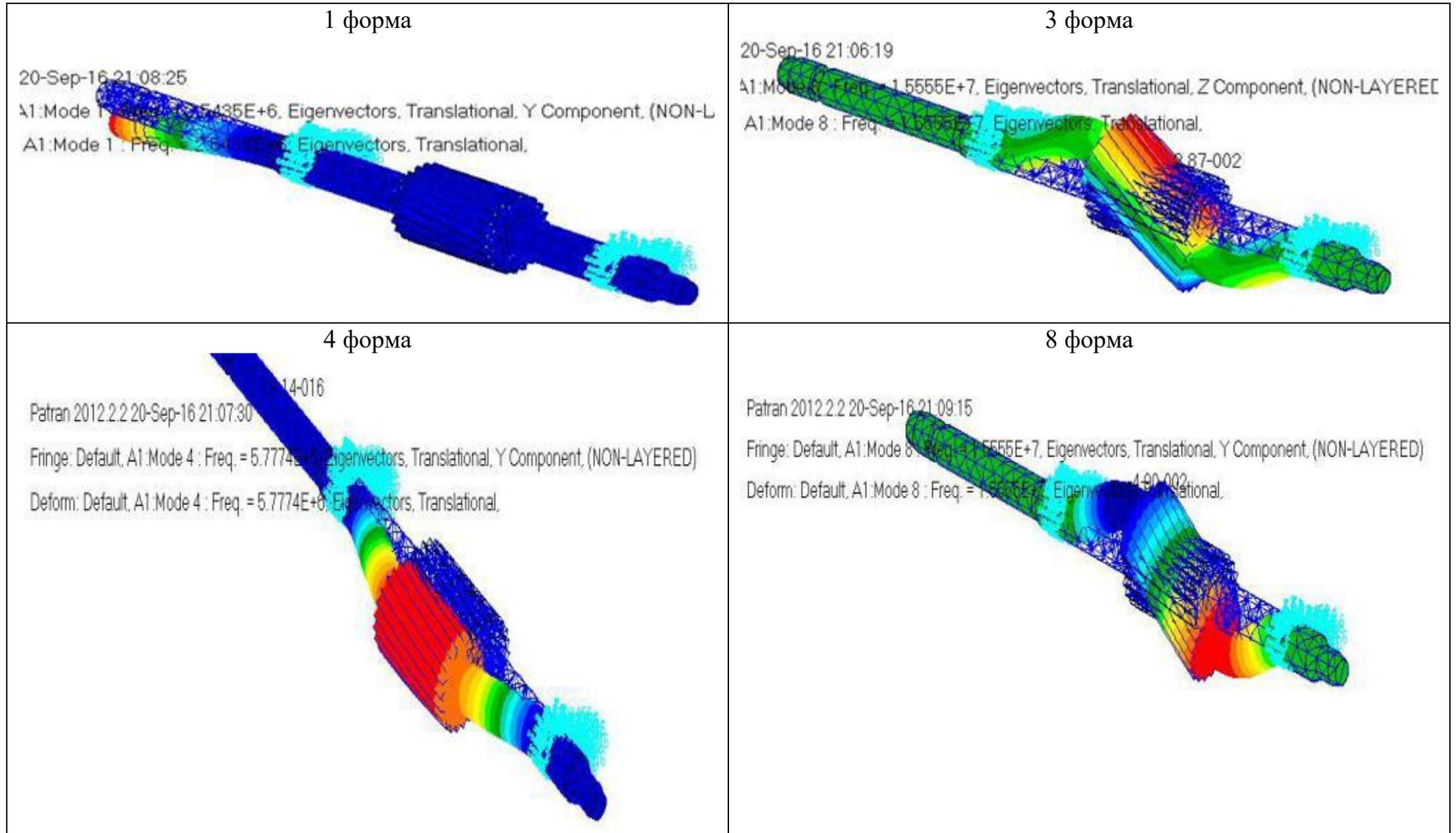


Рисунок 25 – Форми власних коливань приводного валу

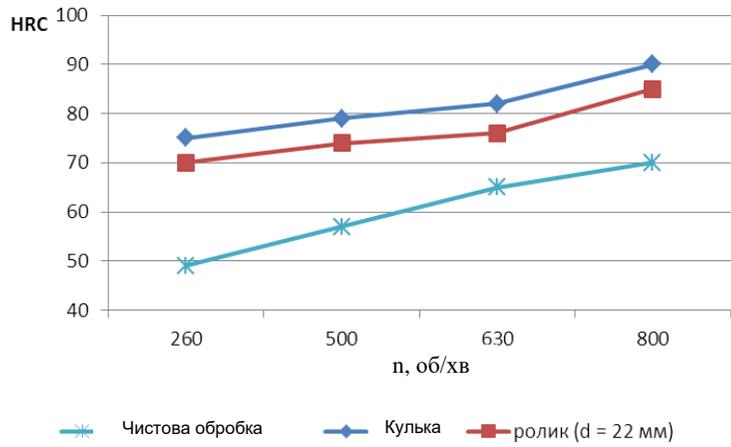


Рисунок 26 – Графік залежності твердості поверхні $HRC = f(n)$ для сталі 40X при обробці кульковим ($d = 15$ мм) та роликівим ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н

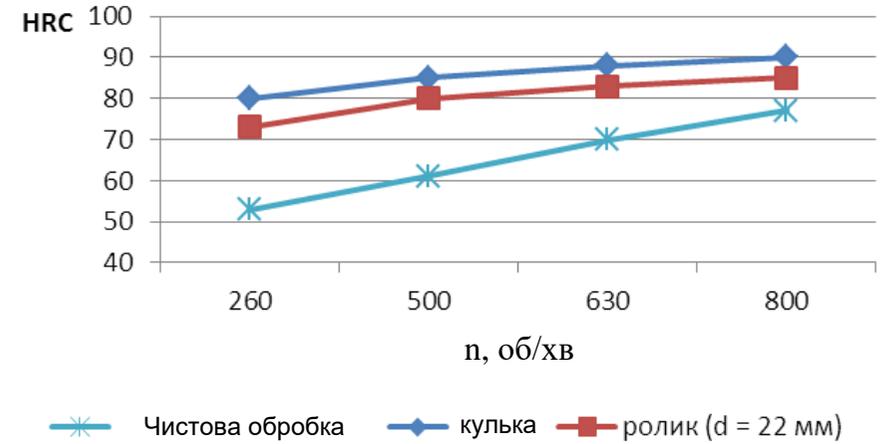


Рисунок 27 – Графік залежності твердості поверхні $HRC = f(n)$ для сталі 35ХМЛ при обробці кульковим ($d = 15$ мм) та роликівим ($d = 22$ мм) накатниками, при $P = 820$ Н

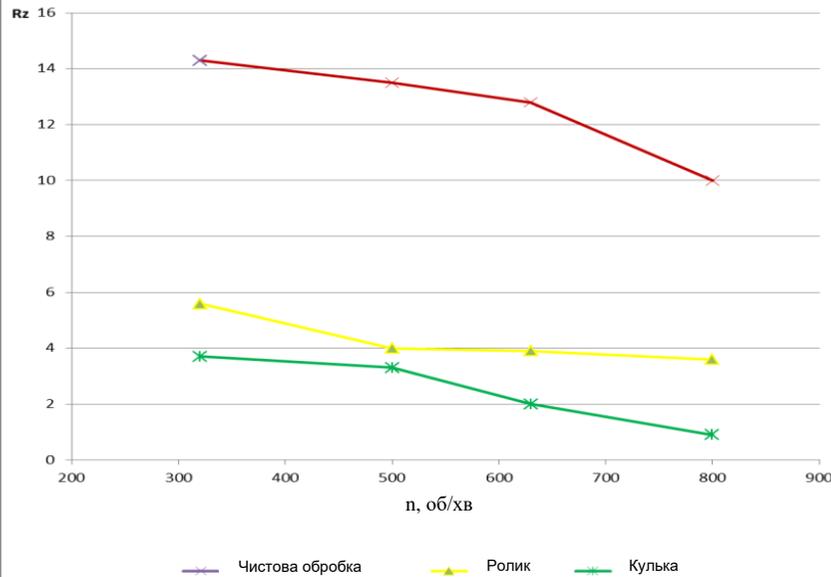


Рисунок 28 – Графік залежності шорсткості $Rz = f(n)$ для сталі 40X, за $P=820$ Н

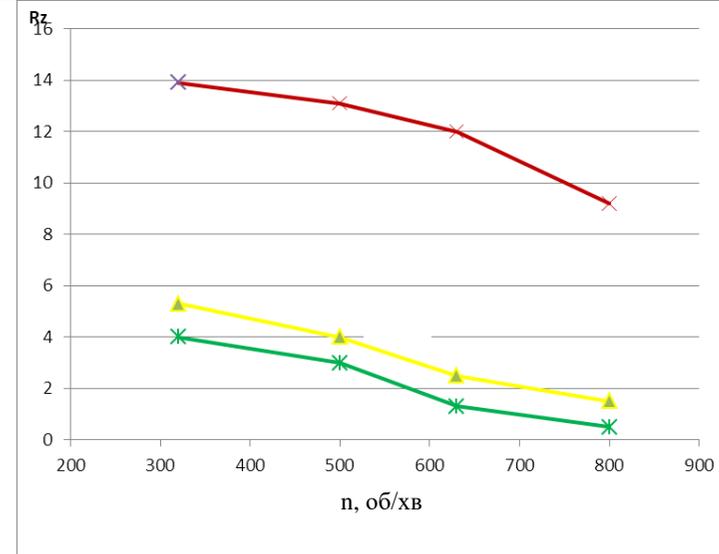


Рисунок 29 – Графік залежності шорсткості $Rz = f(n)$ для сталі 35ХМЛ при $P=820$ Н обробці кульковим ($d = 15$ мм) та роликівим ($d = 22$ мм) накатниками

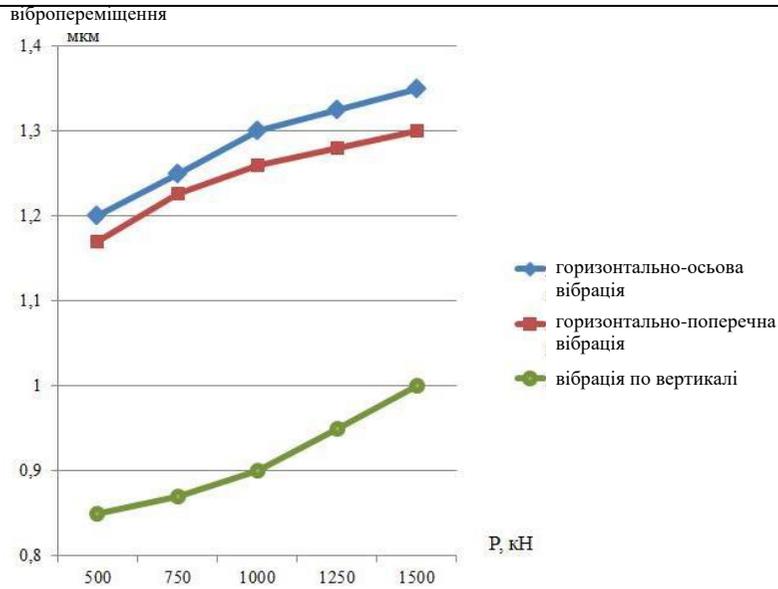


Рисунок 30 – Графік залежності вібропереміщення від навантаження при числі обертів $n = 20$ об/хв

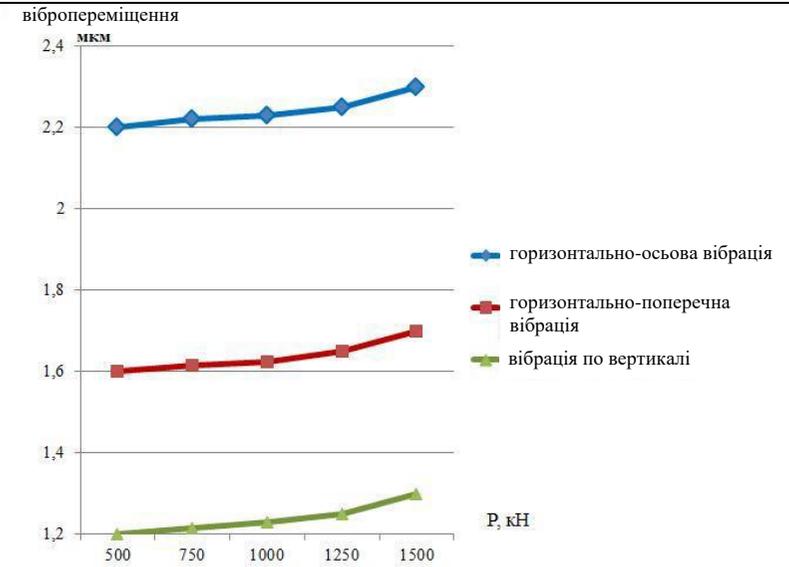


Рисунок 31 – Графік залежності вібропереміщення від навантаження при числі обертів $n = 30$ об/хв

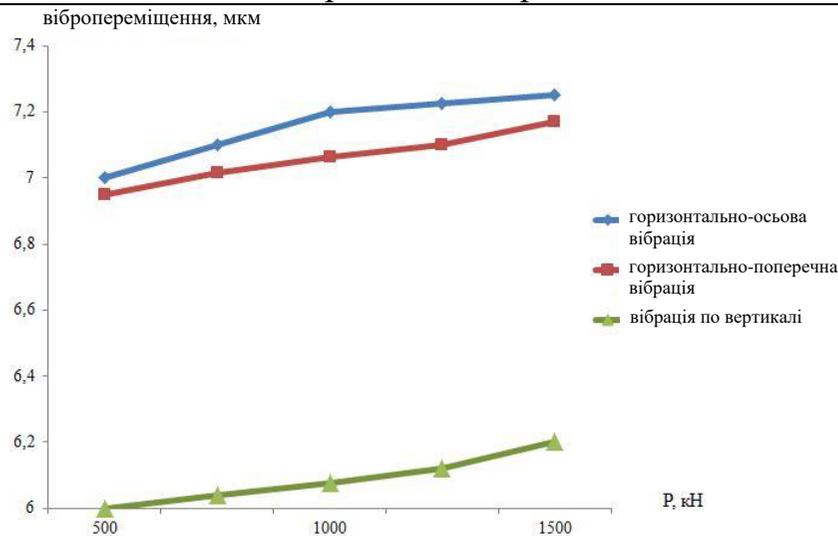


Рисунок 32 – Графік залежності вібропереміщення від навантаження при числі обертів $n = 40$ об/хв

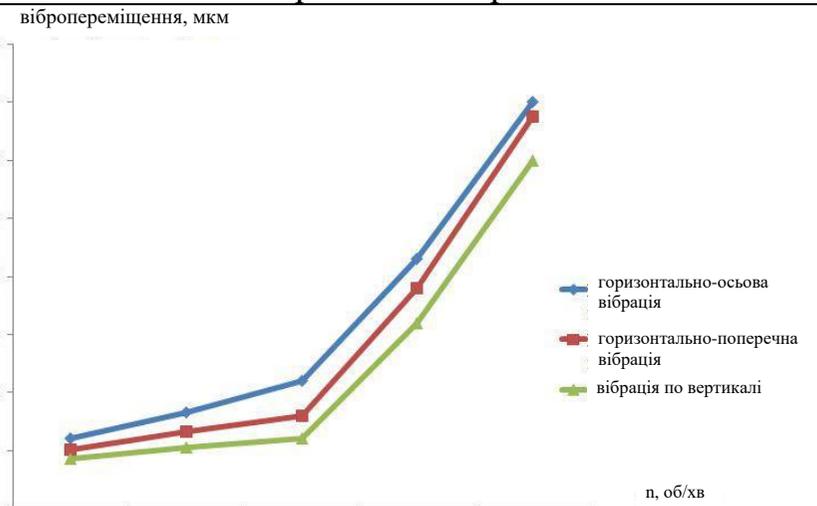


Рисунок 33 – Графік залежності вібропереміщення від кількості обертів за $P=500$ кН

ВИСНОВКИ

Основні висновки, отримані в результаті завершених досліджень, полягають у наступному:

1. Розглянуто основні параметри зношування зубів зубчастих передач кульового млина при тривалій роботі, головними причинами виходу з ладу відкритих зубчастих передач приводу є механічне зношування в поєднанні з абразивним і втомним руйнуванням;

2. Виконано аналіз та оцінку параметрів якості виготовлення важконавантажених зубчастих коліс з великим модулем, за всіма нормами точності (показниками кінематичної точності, плавності роботи, контакту зубів та за бічним зазором у передачі);

3. Виконано моделювання та дослідження якості виготовлення важконавантажених зубчастих передач на основі програмного комплексу, встановлено, що використання системи прямого синтезу зубчастих передач дозволяє знайти таку лінію профілю, при якій зубці контактують тільки через шар мастила на всьому протязі лінії зачеплення, що дозволить знизити зношування;

4. Виконано розрахунок динаміки згинальних напружень зубчастих коліс у програмному комплексі при модифікації 11 мкм і 22 мкм, що дає зниження контактних напружень до рівня 400 МПа, а згинальних напружень до 30 МПа;

5. Проведено динамічний аналіз методом кінцевих елементів у програмній системі, визначено амплітудно-частотні характеристики приводного валу із зубчастою передачею та вплив їх пікових характеристик на зносостійкість зубчастих передач;

6. Встановлено, що моделювання процесу дробоструменевої обробки забезпечується застосуванням поверхневим пластичним деформуванням механічним способом накочування кульковим або роликковим накатниками. Знайдено функціональні залежності якості поверхні $Rz = f(n)$ та $HRC = f(n)$, які дозволяють рекомендувати методи поверхнево-пластичного деформування зубчастих зачеплень як зміцнювальну технологію;

7. Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на рівень вище середнього комерційного потенціалу. У порівнянні з аналогічним виробом виявлено, що нова розробка вищої якості і більш конкурентоспроможна, як з технічних, так і економічних позначень. Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 2,7 роки. Загальні витрати складають 1793152,09 грн. Прибуток за три роки складає 9093366,86 грн.

ДОДАТОК В

ПРОТОКОЛ ПЕРЕРЕВІРКИ НА ПЛАГІАТ

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ВИГОТОВЛЕННЯ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ
ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Дослідження методів виготовлення важконавантажених зубчастих передач

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота

Підрозділ: кафедра галузевого машинобудування, ФМТ, гр. 1ГМ-24м
(кафедра, факультет, навчальна група)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі системою StrikePlagiarism 13.04 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

Запозичення, виявлені у роботі, є законними і не містять ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту

У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.

У роботі виявлено ознаки плагіату та/або текстових маніпуляцій як спроб укриття плагіату, фабрикації, фальсифікації, що суперечить вимогам законодавства та нормам академічної доброчесності. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

Л.К. Поліщук
(підпис)

Шенфельд В.Й., доцент кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

В.Й. Шенфельд
(підпис)

Особа, відповідальна за перевірку *[підпис]*
(підпис)

Шенфельд В.Й.
(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник *[підпис]* Сивак Р.І., професор кафедри ГМ
(підпис) (прізвище, ініціали, посада)

Здобувач *[підпис]* Сидоренко М.П.
(підпис) (прізвище, ініціали)