

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

«Триботехнічні закономірності зношування робочих поверхонь зубців прямозубих і косозубих передач»

Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Галузь знань 13 Механічна інженерія
Спеціальність 132 Матеріалознавство
Освітня програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів

Шифр КвРМТВА. 23103.02.01.00

Виконав студент 4 курсу група МТВАс-23-2



Артем ВОЙТОВ

Керівник д-р.техн.наук, проф. каф. ТАМ

Підпис



Підпис

Павло КАПЛУН

Нормоконтролер канд.техн.наук,
доц. каф. ТАМ



Підпис

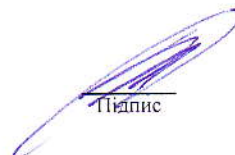
Олег БАБАК

До захисту допускаю:
Завідувач кафедри ТАМ

10.06.2026

Дата

Підпис



Олександр ДИХА

ХМЕЛЬНИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет інженерії, транспорту та архітектури
Кафедра трибології, автомобілів та матеріалознавства
Рівень вищої освіти перший бакалаврський
Галузь знань 13 Механічна інженерія
Спеціальність 132 Матеріалознавство
Освітня програма Відновлення та технічний сервіс автомобілів

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри ТАМ


15.04 Диха О.В.
2026 р.

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ

Войтову Артему Романовичу

Прізвище, ім'я, по батькові

1. Тема роботи: *Триботехнічні закономірності зношування робочих поверхонь зубців прямозубих і косозубих передач.*

Керівник роботи: Каплун Павло Віталійович, д-р.техн.наук, проф. каф. ТАМ.
Прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання

Затверджено наказом університету від 20.01.2026 р. № 7 (Д 14)

2. Строк подання студентом проекту (роботи) на кафедру 16.06.2026 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи) *Матеріали курсових проектів, робіт, практики.*

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

1) *Аналіз умов роботи прямозубих та косозубих зубчастих передач.*

2) *Моделювання процесів зношування поверхонь.*

3) *Матеріали та методи підвищення зносостійкості.*

4) *Практичні рекомендації та інженерні рішення.*

4. *Висновки.*

5. Перелік графічного матеріалу (презентація):

Розробити презентацію у вигляді слайдів з розкриттям питань відповідно до мети роботи.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

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

7. Дата видачі завдання 15.04. 2026 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва розділу кваліфікаційної роботи	Строк виконання	Примітка
1	Аналіз умов роботи прямозубих та косозубих зубчастих передач	28.05.2026	вик
2	Моделювання процесів зношування поверхонь	4.06.2026	вик
3	Матеріали та методи підвищення зносостійкості	8.06.2026	вик
4	Практичні рекомендації та інженерні рішення	12.06.2026	вик
5	Висновки	14.06.2026	вик
6	Захист роботи	16.06.2026	

Студент



Артем ВОЙТОВ

Керівник роботи



Павло КАПЛУН

РЕФЕРАТ

Студент групи МТВАс-23-2: Войтов А.Р.

Структура та обсяг пояснювальної записки. Кваліфікаційна робота на тему «Триботехнічні закономірності зношування робочих поверхонь зубців прямозубих і косозубих передач» складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, який налічує 24 найменувань, розміщених на 2 сторінках, та 1 додатку розміщеного на 13 сторінках. Роботу викладено на 60 сторінках, з них 56 сторінок основного тексту, на яких розміщено 16 рисунків, 4 формули та 3 таблиці.

Кваліфікаційна робота присвячена дослідженню триботехнічних закономірностей зношування робочих поверхонь зубців прямозубих і косозубих передач та обґрунтуванню шляхів підвищення їх зносостійкості на основі аналізу контактних напружень, ковзання, матеріалів і умов змащування.

У першому розділі розглянуто загальні положення триботехніки зубчастих передач, механізми зношування та їх вплив на параметри зачеплення. Встановлено, що нерівномірний розподіл контактних напружень і ковзання визначає локалізацію зношування та розвиток поверхневих дефектів.

У другому розділі проаналізовано контактні процеси, шлях ковзання та виконано чисельне моделювання зношування зубців. Обґрунтовано вплив геометрії зачеплення на інтенсивність зношування та показано можливість прогнозування довговічності передач.

У третьому розділі досліджено матеріали зубчастих передач, методи зміцнення поверхні та вплив мастильних матеріалів. Встановлено, що поєднання градієнтної структури, зміцнення поверхні та оптимального змащування забезпечує підвищення зносостійкості.


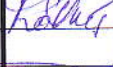

У четвертому розділі узагальнено результати моделювання та сформульовано практичні рекомендації щодо зменшення зношування. Показано, що оптимізація геометрії, матеріалу та умов тертя дозволяє знизити контактні напруження і підвищити ресурс передач.

Отримані результати підтверджують ефективність комплексного триботехнічного підходу для підвищення довговічності зубчастих передач.

Ключові слова: ЗУБЧАСТА ПЕРЕДАЧА, ЗНОШУВАННЯ, КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ, КОВЗАННЯ, ЗНОСОСТІЙКІСТЬ.

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ЗНОШУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ	7
1.1. Будова та принцип роботи зубчастих передач	7
1.2. Кінематика зачеплення (ковзання, кочення, контакт)	10
1.3. Основні механізми зношування	14
1.4. Моделі зношування (Арчард та сучасні підходи)	18
1.5. Особливості зношування прямозубих і косозубих передач	20
2. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ЗНОШУВАННЯ	23
2.1. Контактні напруження (Герц, Winkler)	23
2.2. Розрахунок шляху ковзання у зубчастих передачах	25
2.3. Чисельне моделювання процесів зношування зубчастих передач	28
2.4. Вплив геометрії зубця на розподіл зношування	30
2.5. Порівняння прямозубих і косозубих передач з точки зору зносу	33
3. МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ	36
3.1. Матеріали зубчастих передач	36
3.2. Методи зміцнення поверхні зубців	38
3.3. Вплив мастильних матеріалів на зносостійкість ЗП	42
3.4. Сучасні напрямки підвищення зносостійкості зубчастих передач	46
3.5. Оптимізація матеріалів зубчастих передач на основі комп'ютерного моделювання	49
4. ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ТА ІНЖЕНЕРНІ РІШЕННЯ	53
4.1. Результати та експериментальні дослідження	53
4.2. Вплив геометрії зубців на інтенсивність зношування	54
4.3. Інженерні рішення щодо зменшення зношування	55
ВИСНОВКИ	57
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	58
ДОДАТКИ	60

КвРМТВА. 23103.02.01.00									
Зм	Арк	№ Докум.	Підпис	Дата	Триботехнічні закономірності зношування робочих поверхонь зубців прямозубих і косозубих передач	Літера	Аркш	Аркушів	
Виконав		Войтов						4	60
Перевір.		Каплун							
Н.контр. Затвер.		Бабак Диха							ХНУ, МТВАс-23-2

ВСТУП

Зубчасті передачі є одним із найбільш відповідальних елементів машин і механізмів, що широко застосовуються в транспортних засобах, промисловому обладнанні, редукторах та енергетичних установках. Їх висока ефективність, компактність і здатність передавати значні навантаження забезпечують широке використання, проте надійність та довговічність таких вузлів значною мірою визначається процесами зношування робочих поверхонь зубців.

Як встановлено у фундаментальних дослідженнях, навіть незначне зношування поверхонь зубців призводить до зміни їх геометричного профілю, що викликає перерозподіл контактних навантажень і підвищення локальних контактних напружень. У результаті це може спричинити перевищення межі витривалості матеріалу, розвиток втомних пошкоджень, підвищення рівня шуму та вібрацій, а також зниження точності передачі руху [1].

У реальних умовах експлуатації зубчасті передачі працюють у режимі складного поєднання кочення і ковзання при змінних навантаженнях і температурах, що обумовлює реалізацію різних механізмів зношування: абразивного, адгезійного, окиснювального та втомного. Базовою моделлю для кількісного опису цих процесів є залежність Арчарда, яка встановлює пропорційність інтенсивності зношування контактному тиску, шляху ковзання та властивостям матеріалу [1, 3].

Разом з тим традиційні методи оцінювання зношування мають обмеження, оскільки часто не враховують зміну геометрії зубців у процесі експлуатації. Сучасні дослідження показують, що зношування призводить до поступової еволюції профілю зубця, що впливає на жорсткість зачеплення, розподіл навантаження між зубцями та похибку передачі. При цьому навіть незначні зміни форми можуть суттєво змінювати робочі характеристики передачі [4].

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
						5
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Важливим напрямом сучасних досліджень є застосування методів вібраційної діагностики та моніторингу стану зубчастих передач, що дозволяє виявляти процеси зношування на ранніх стадіях експлуатації. Використання спектрального аналізу та сучасних алгоритмів обробки сигналів забезпечує підвищення точності прогнозування технічного стану передач [2].

Особливу роль у розвитку даної галузі відіграє комп'ютерне моделювання процесів зношування, яке дозволяє враховувати зміну геометрії контактуючих поверхонь у часі та визначати розподіл контактних напружень з високою точністю. Сучасні підходи базуються на використанні чисельних методів, зокрема методу скінченних елементів, що дає можливість моделювати контактні процеси в зубчастих передачах з урахуванням реальних умов навантаження [4, 5].

Використання комп'ютерного моделювання відкриває можливості для оптимізації матеріалів і поверхневих шарів зубців ще на стадії проектування. Зокрема, шляхом чисельного аналізу можна оцінити вплив твердості, структури та фізико-механічних властивостей матеріалів на інтенсивність зношування і контактні напруження. Це дозволяє обґрунтовано підбирати сучасні матеріали, покриття та технології зміцнення поверхні для підвищення зносостійкості та ресурсу передач [2, 5].

Актуальність теми дослідження зумовлена необхідністю підвищення довговічності та надійності зубчастих передач шляхом поєднання класичних підходів до аналізу зношування з сучасними методами комп'ютерного моделювання та оптимізації матеріалів.

Метою даної роботи є дослідження закономірностей зношування прямозубих і косозубих зубчастих передач із використанням сучасних методів моделювання та оцінювання впливу матеріалів на їх триботехнічні характеристики.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
						6
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

1. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ЗНОШУВАННЯ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

1.1. Будова та принцип роботи зубчастих передач

Зубчасті передачі є одним із найбільш поширених механізмів для передавання обертального руху та крутного моменту між валами. Їх конструктивна простота, високий коефіцієнт корисної дії та можливість забезпечення точного передаточного відношення обумовлюють широке застосування у транспортному машинобудуванні, верстатобудуванні, енергетичному обладнанні та редукторах різного призначення.

Основними елементами зубчастої передачі є ведуче та ведене зубчасті колеса, які взаємодіють між собою через контакт робочих поверхонь зубців. Геометрія зубців найчастіше формується за евольвентним профілем, що забезпечує сталу швидкість передавання руху незалежно від незначних відхилень міжосьової відстані. Використання евольвентного профілю дозволяє отримати прямолінійну лінію дії сил у процесі зачеплення, що є важливим для зменшення динамічних навантажень і вібрацій.

У загальному випадку зубчасті передачі поділяються на прямозубі та косозубі. Прямозубі передачі характеризуються розташуванням зубців паралельно осі обертання, що забезпечує простоту виготовлення та високу точність, але супроводжується підвищеним рівнем шуму та ударними навантаженнями під час входження зубців у зачеплення. Косозубі передачі мають зубці, нахилені під певним кутом до осі обертання, що забезпечує більш плавне зачеплення, зменшення динамічних навантажень і підвищення навантажувальної здатності, однак супроводжується появою осьових сил і підвищеними вимогами до конструкції підшипників (див. рисунок 1).

На рисунку 1.1 представлено конструктивні відмінності прямозубих і косозубих зубчастих передач, які визначають характер їх роботи, розподіл навантаження та умови контактної взаємодії зубців.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
						7
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

та умови передачі навантаження. У результаті виникає нерівномірність розподілу тиску, що може спричинити локальні перевантаження та прискорене руйнування матеріалу.

Таблиця 1.1. Порівняння прямозубих і косозубих зубчастих передач за конструктивними та експлуатаційними параметрами

Параметр	Прямозубі передачі	Косозубі передачі
Розташування зубців	Паралельно осі обертання	Під кутом до осі (кут нахилу β)
Характер зачеплення	Різкий (ударний)	Плавний, поступовий
Кількість зубців у контакті	Менша	Більша
Рівень шуму	Підвищений	Знижений
Вібрації	Вищі	Нижчі
Розподіл навантаження	Нерівномірний	Більш рівномірний
Навантажувальна здатність	Нижча	Вища
Втрати на тертя	Менші	Дещо більші
Осьові сили	Відсутні	Присутні
Складність виготовлення	Нижча	Вища
Вартість	Нижча	Вища

Важливим параметром роботи зубчастої передачі є коефіцієнт перекриття, який визначає кількість пар зубців, що одночасно знаходяться у зачепленні. Для прямозубих передач цей коефіцієнт зазвичай менший, ніж для косозубих, що обумовлює більш різкі зміни навантаження при входженні та виході зубців із контакту. У косозубих передачах завдяки нахилу зубців забезпечується поступове входження в зачеплення, що сприяє більш рівномірному розподілу навантаження та зменшенню інтенсивності зношування.

Крім геометричних факторів, на роботу зубчастих передач істотно впливають пружні деформації елементів конструкції, включаючи зубці, вали, підшипники та корпус. Деформації призводять до зміщення зон контакту,

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
						9
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

зміни розподілу навантаження та появи додаткових динамічних ефектів. У поєднанні із зношуванням це створює складну взаємодію факторів, яка визначає довговічність передачі.

Сучасні підходи до аналізу роботи зубчастих передач базуються на використанні чисельного моделювання, що дозволяє враховувати зміну геометрії зубців у процесі експлуатації, а також вплив матеріалів і умов контакту на напружено-деформований стан. Це дає можливість більш точно прогнозувати розвиток зношування та оцінювати ресурс передач ще на стадії проектування.

Будова та принцип роботи зубчастих передач визначають складний характер контактної взаємодії робочих поверхонь зубців, що включає кочення, ковзання та змінні контактні навантаження. Саме ці фактори є визначальними для формування триботехнічних закономірностей зношування, які потребують детального дослідження з використанням сучасних методів аналізу та моделювання.

1.2. Кінематика зачеплення (ковзання, кочення, контакт)

Кінематика зачеплення зубчастих передач визначає характер взаємодії робочих поверхонь зубців і є ключовим фактором формування триботехнічних процесів у зоні контакту. У процесі роботи зубчастої передачі відбувається складна взаємодія кочення та ковзання, що супроводжується змінними контактними навантаженнями та переміщенням точки контакту вздовж профілю зубця.

Зачеплення зубчастих коліс відбувається по так званій лінії дії, яка є геометричним місцем точок контакту між зубцями у процесі обертання. Для евольвентних зубців ця лінія є прямою, що забезпечує сталість передаточного відношення і плавність передачі руху [1]. У процесі зачеплення контакт між зубцями починається в зоні вершини зубця веденого колеса і завершується біля основи зубця ведучого колеса.

					<i><u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

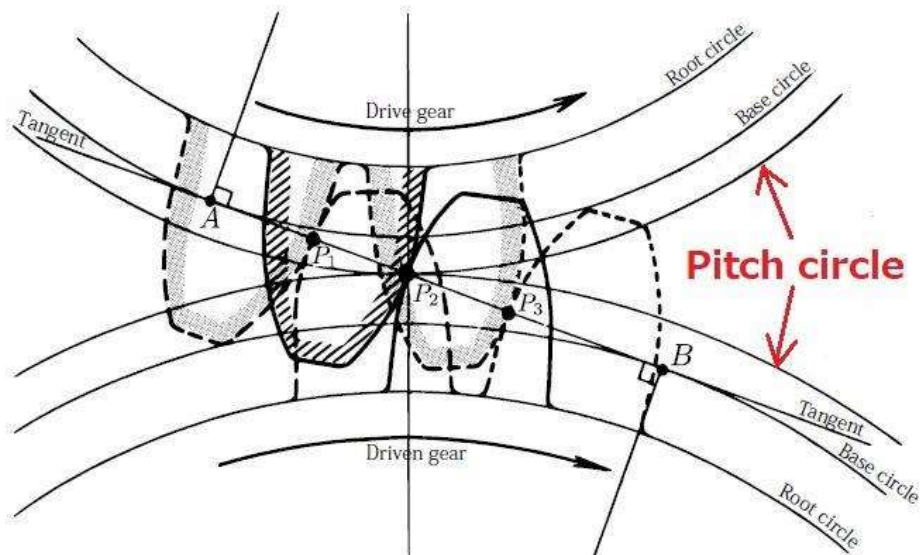


Рис. 3 – Співвідношення кочення і ковзання в процесі зачеплення зубців

Величина ковзання визначається різницею швидкостей точок контакту на поверхнях зубців і залежить від геометрії передачі, передаточного числа та положення точки контакту. Для точного визначення шляху ковзання використовуються як аналітичні залежності, так і чисельні методи інтегрування, що дозволяють врахувати зміну умов контакту протягом циклу зачеплення [1]. Сучасні дослідження підтверджують, що саме ковзання є визначальним фактором інтенсивності зношування, тоді як контактні напруження відіграють другорядну, хоча і важливу роль [4].

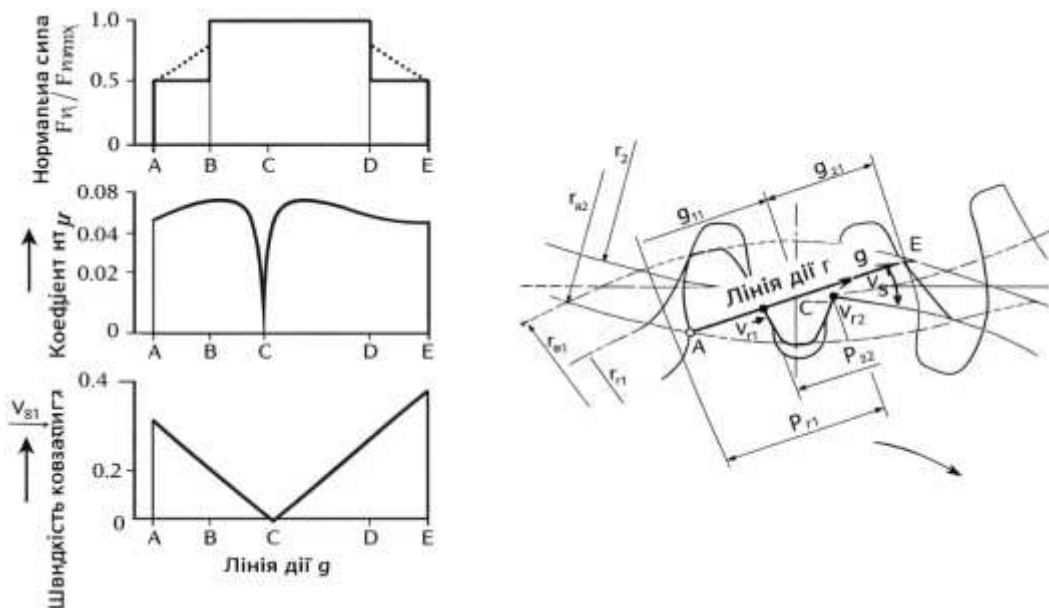


Рис. 4 – Розподіл ковзання вздовж лінії контакту зубців

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Графік на рисунку 4 демонструє зміну величини ковзання вздовж лінії контакту: максимальні значення досягаються на вході та виході із зачеплення, тоді як у полюсі зачеплення ковзання дорівнює нулю.

Контакт у зубчастому зачепленні має характер контактної взаємодії тіл із криволінійними поверхнями і зазвичай описується за допомогою теорії Герца. Згідно з цією теорією, контакт між зубцями можна розглядати як контакт тіл із локальною кривизною, що призводить до утворення контактної плями з розподіленим тиском. Максимальні контактні напруження виникають у центрі контактної зони і залежать від навантаження, геометрії зубців і механічних властивостей матеріалу [6].

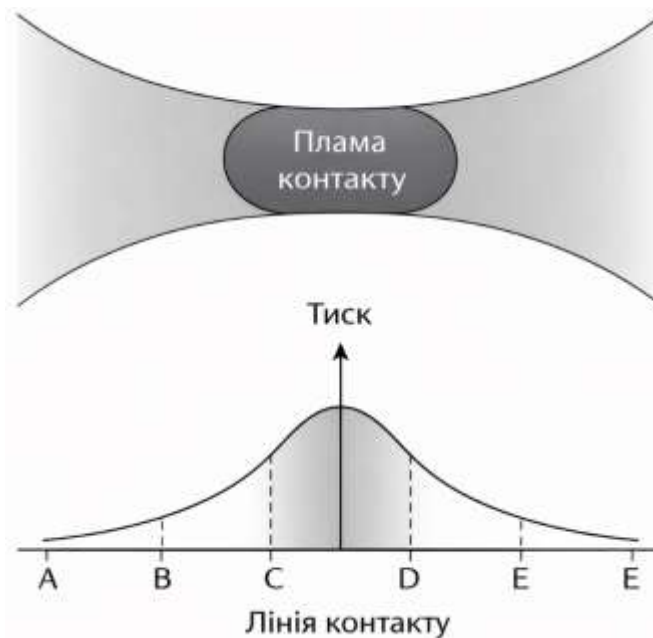


Рис. 5 – Схема контактної плями Герца та розподілу контактного тиску

На рисунку 5 показано контакт двох криволінійних поверхонь, у результаті якого утворюється локальна контактна пляма еліптичної або смугової форми. Максимальний контактний тиск спостерігається в центрі плями і зменшується до країв, що визначає характер напруженого стану поверхневого шару матеріалу.

У реальних умовах експлуатації контактна взаємодія ускладнюється наявністю мастильного шару, що призводить до формування режимів граничного, змішаного або еластогідродинамічного змащення. При цьому

характер контакту змінюється від метал-метал до контакту через мастильну плівку, що суттєво впливає на інтенсивність зношування та коефіцієнт тертя [2].

Особливості кінематики зачеплення значною мірою залежать від типу зубчастої передачі. У прямозубих передачах контакт між зубцями відбувається по всій ширині зубця одночасно, що призводить до різких змін навантаження при входженні зубців у зачеплення. У косозубих передачах контакт починається з однієї точки і поступово поширюється по ширині зубця, що забезпечує більш плавну зміну навантаження і зменшення динамічних ефектів [3].

Важливим параметром є також коефіцієнт перекриття, який визначає кількість пар зубців, що одночасно перебувають у контакті. Збільшення цього коефіцієнта сприяє більш рівномірному розподілу навантаження і зменшенню локальних напружень, що позитивно впливає на зносостійкість передачі [6].

Сучасні методи дослідження кінематики зачеплення базуються на використанні комп'ютерного моделювання, що дозволяє враховувати зміну геометрії зубців у процесі зношування та визначати еволюцію контактних умов у часі. Це дає змогу прогнозувати зміну розподілу ковзання, контактних напружень і зон інтенсивного зношування, що є важливим для оптимізації конструкції та матеріалів зубчастих передач [4, 6].

Кінематика зачеплення зубчастих передач характеризується складною взаємодією кочення та ковзання, змінними контактними напруженнями і динамікою контакту вздовж профілю зубця. Саме ці фактори визначають умови формування триботехнічних процесів і є основою для подальшого аналізу механізмів зношування робочих поверхонь зубців.

1.3. Основні механізми зношування

Зношування робочих поверхонь зубців зубчастих передач є складним багатофакторним процесом, що визначається умовами контакту,

					<i><u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

властивостями матеріалів, режимами навантаження та параметрами змащування. У зоні зачеплення зубців реалізується комбінована дія кочення і ковзання, що обумовлює виникнення різних механізмів руйнування поверхневого шару матеріалу.

У загальному випадку для зубчастих передач характерні такі основні механізми зношування: адгезійне, абразивне, окиснювальне та втомне. Їх співвідношення залежить від умов експлуатації, таких як контактні напруження, швидкість ковзання, температура та наявність мастильного середовища [1].

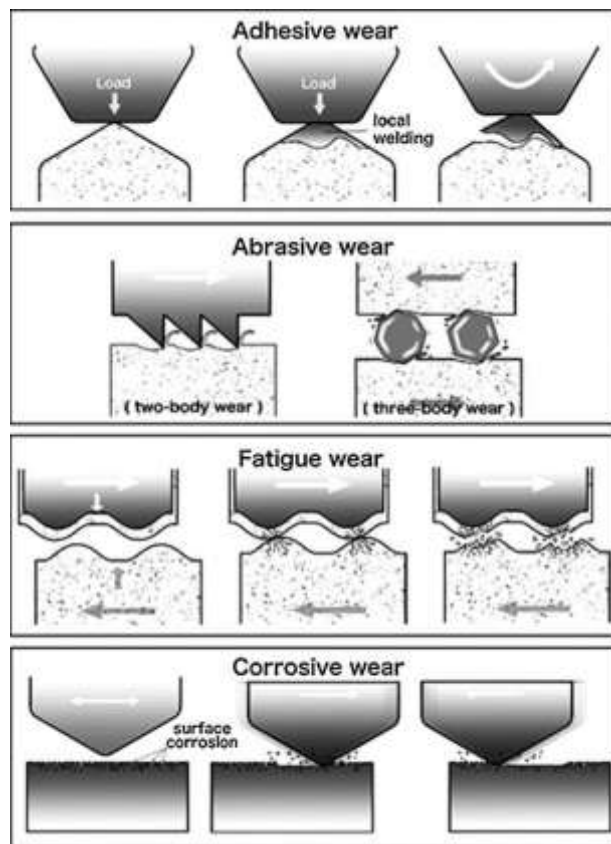


Рис. 6 – Основні механізми зношування робочих поверхонь зубців

Однією з базових моделей, що описує процес зношування, є залежність Арчарда, відповідно до якої об'єм зношеного матеріалу пропорційний навантаженню, шляху ковзання та обернено пропорційний твердості матеріалу. Ця модель дозволяє узагальнено описати різні механізми зношування через коефіцієнт зносу, який враховує фізичну природу контактної взаємодії [1]. Однак у реальних умовах зубчастих передач

коефіцієнт зносу не є сталим і змінюється залежно від режиму роботи, що обумовлює необхідність розгляду окремих механізмів зношування.

Адгезійне зношування виникає внаслідок локального зварювання мікронерівностей поверхонь, що контактують, із подальшим їх руйнуванням при відносному переміщенні. У зоні контакту зубців під дією високих контактних напружень і температур відбувається утворення мікрозв'язків між поверхнями, які при зсуві руйнуються, відриваючи частинки матеріалу. Цей механізм є характерним для умов недостатнього змащування або граничного тертя та може призводити до інтенсивного зношування і задирів [7].

Абразивне зношування обумовлене дією твердих частинок або виступів мікронерівностей, які здійснюють різання або пластичне деформування поверхневого шару. У зубчастих передачах абразивне зношування може виникати як унаслідок потрапляння сторонніх частинок у мастило, так і в результаті утворення продуктів зношування, що циркулюють у зоні контакту. Цей механізм призводить до поступового зменшення розмірів зубців і зміни їх профілю, що негативно впливає на кінематику зачеплення [8].

Окиснювальне зношування пов'язане з утворенням оксидних плівок на поверхні металу внаслідок взаємодії з киснем при підвищених температурах. Такі плівки можуть виконувати захисну функцію, зменшуючи інтенсивність адгезійного зношування, однак при їх руйнуванні утворюються дрібні абразивні частинки, що додатково сприяють зношуванню. Для зубчастих передач, що працюють у режимах граничного та змішаного змащування, окиснювальний механізм є одним із домінуючих [1].

Втомне зношування (пітинг, викришування) виникає внаслідок циклічної дії контактних напружень, що призводить до накопичення пошкоджень у поверхневому шарі матеріалу та утворення тріщин. З часом ці тріщини розвиваються і виходять на поверхню, що супроводжується відривом частинок матеріалу. Даний механізм є характерним для високонавантажених передач і визначає їх ресурс у багатьох випадках [9].

					<i><u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

Особливістю зубчастих передач є те, що різні механізми зношування можуть реалізовуватись одночасно або послідовно. Згідно з сучасними уявленнями, перехід між механізмами визначається режимом тертя, який залежить від співвідношення швидкості ковзання, навантаження та умов змащування. Для опису таких переходів використовуються карти режимів зношування, що дозволяють визначити домінуючий механізм при заданих умовах роботи.

Важливим фактором є також вплив мастильного середовища. У режимі гідродинамічного або еластогідродинамічного змащування контакт між поверхнями частково або повністю розділений мастильною плівкою, що зменшує інтенсивність адгезійного зношування. У той же час при порушенні цілісності плівки виникають умови для переходу до граничного тертя, що супроводжується різким зростанням інтенсивності зношування [10].

Сучасні дослідження показують, що для зубчастих передач характерна зміна механізмів зношування у процесі експлуатації. На початковому етапі (період припрацювання) переважає інтенсивне зношування мікронерівностей, після чого встановлюється режим стабільного (м'якого) зношування. У разі перевищення допустимих навантажень або погіршення умов змащування можливий перехід до інтенсивного або аварійного зношування [7].

Особливу роль у сучасному аналізі відіграє комп'ютерне моделювання, яке дозволяє враховувати різні механізми зношування через зміну коефіцієнта зносу або використання комбінованих моделей. Це дає можливість прогнозувати розвиток пошкоджень поверхні зубців, оцінювати ресурс передач і оптимізувати матеріали та умови експлуатації [10].

Механізми зношування зубчастих передач мають комплексний характер і визначаються взаємодією механічних, фізико-хімічних і трибологічних факторів. Розуміння цих механізмів є необхідною передумовою для розроблення ефективних методів підвищення зносостійкості та довговічності зубчастих передач.

					<i><u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		17

1.4. Моделі зношування (Арчард та сучасні підходи)

Для кількісного опису процесів зношування зубчастих передач застосовуються різні математичні моделі, які дозволяють оцінити інтенсивність руйнування поверхневого шару матеріалу залежно від умов контакту. Найбільш поширеною та універсальною є модель Арчарда, яка використовується як базова при аналізі триботехнічних процесів у зубчастих передачах.

Згідно з моделлю Арчарда, об'єм зношеного матеріалу пропорційний прикладеному навантаженню та шляху ковзання і обернено пропорційний твердості матеріалу. У локальній формі ця залежність може бути представлена як функція контактного тиску та швидкості ковзання, що дозволяє застосовувати її для аналізу зношування окремих ділянок поверхні зубця [1]. Дана модель добре описує так зване «м'яке» зношування, характерне для усталеного режиму роботи передач.

Перевагою моделі Арчарда є її простота та універсальність, що дозволяє застосовувати її для різних механізмів зношування шляхом зміни коефіцієнта зносу. Однак суттєвим недоліком є припущення про сталість цього коефіцієнта, тоді як у реальних умовах він залежить від температури, режиму тертя, властивостей матеріалів і мастильного середовища [7].

Для підвищення точності опису процесів зношування в сучасних дослідженнях використовуються модифіковані варіанти моделі Арчарда, які враховують зміну умов контакту в часі. Зокрема, застосовується підхід, при якому поверхня зубця розбивається на елементарні ділянки, для кожної з яких окремо визначаються контактні напруження, швидкість ковзання та глибина зношування. Такий підхід дозволяє моделювати нерівномірність зношування по висоті зубця, що є характерною особливістю зубчастих передач [1].

Важливим напрямом розвитку моделей є врахування еволюції геометрії поверхні у процесі зношування. Зміна профілю зубця призводить до перерозподілу контактних напружень, що, у свою чергу, впливає на

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

подальший розвиток зношування. Таким чином, процес має нелінійний характер і потребує ітераційного розрахунку із поетапним оновленням геометрії контактуючих поверхонь [11].

У сучасних роботах широко застосовуються чисельні методи моделювання, зокрема метод скінченних елементів (FEM), який дозволяє визначати напружено-деформований стан зубців з високою точністю. У поєднанні з моделями зношування це дає змогу оцінювати зміну контактних умов у процесі експлуатації та прогнозувати ресурс передачі [12].

Окрему групу становлять моделі, що враховують вплив мастильного середовища. У таких моделях інтенсивність зношування залежить не лише від механічних параметрів, але й від товщини мастильної плівки, в'язкості мастила та режиму змащування. Це дозволяє враховувати переходи між граничним, змішаним і еластогідродинамічним режимами тертя, що є характерними для зубчастих передач [10].

Також розробляються енергетичні моделі зношування, в яких інтенсивність руйнування матеріалу пов'язується з енергією, що розсіюється у зоні контакту. Такий підхід дозволяє більш точно описати процеси руйнування поверхневого шару, особливо при складних режимах навантаження [13].

Сучасні дослідження показують, що найбільш ефективними є комбіновані моделі, які поєднують декілька механізмів зношування та враховують зміну умов контакту у часі. Такі моделі дозволяють описати як початковий період припрацювання, так і стадію стабільного зношування, а також можливий перехід до інтенсивного руйнування [12].

Особливу роль у розвитку моделей зношування відіграє інтеграція їх з комп'ютерним моделюванням. Це дозволяє на етапі проєктування оцінити вплив геометрії зубців, матеріалів і умов навантаження на довговічність передачі. Використання таких підходів дає змогу оптимізувати конструкцію та підбирати матеріали з урахуванням реальних умов експлуатації [11].

					<i><u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u></i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

Сучасні моделі зношування зубчастих передач базуються на поєднанні класичних теоретичних залежностей і чисельних методів аналізу. Вони дозволяють враховувати складний характер контактної взаємодії, зміну геометрії поверхонь і вплив матеріалів, що є необхідною умовою для підвищення точності прогнозування ресурсу зубчастих передач.

1.5. Особливості зношування прямозубих і косозубих передач

Зношування зубчастих передач суттєво залежить від їх конструктивних особливостей, зокрема геометрії зубців, характеру зачеплення та розподілу навантаження. Прямозубі та косозубі передачі мають принципові відмінності у кінематиці контакту, що обумовлює різний характер триботехнічних процесів і закономірностей зношування їх робочих поверхонь.

Прямозубі передачі характеризуються тим, що контакт між зубцями відбувається одночасно по всій ширині зубця. У процесі зачеплення має місце різке входження зубців у контакт і таке ж різке їх роз'єднання. Це призводить до ударного характеру навантаження, що супроводжується локальними піковими напруженнями у зоні контакту [1]. Внаслідок цього у прямозубих передачах спостерігається підвищена інтенсивність втомного зношування, зокрема у вигляді пітингу та викришування поверхні. Також характерна нерівномірність розподілу навантаження по висоті зубця. Найбільш інтенсивне ковзання відбувається у зонах біля основи та вершини зубця, що обумовлює підвищене адгезійне та абразивне зношування саме в цих ділянках. У зоні полюса зачеплення, де має місце чисте кочення, інтенсивність зношування є мінімальною [1, 3].

На відміну від прямозубих, косозубі передачі характеризуються нахиленим розташуванням зубців, що забезпечує поступове входження у зачеплення. Контакт між зубцями починається з однієї точки і поступово поширюється по ширині зубця, що призводить до більш плавного наростання

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

навантаження. Це зменшує динамічні навантаження, рівень шуму та вібрацій, а також сприяє більш рівномірному розподілу контактних напружень [14].

Завдяки підвищеному коефіцієнту перекриття у косозубих передачах одночасно в контакті перебуває більша кількість зубців, ніж у прямозубих. Це забезпечує зниження питомих навантажень на окремих зубець і, відповідно, зменшення інтенсивності втомного зношування. Косозубі передачі, як правило, мають більший ресурс і кращі триботехнічні характеристики [15].

Важливою особливістю косозубих передач є також більш рівномірний розподіл ковзання вздовж поверхні зубця. Це сприяє зменшенню локальних зон інтенсивного зношування і формуванню більш стабільного режиму тертя. У той же час наявність осьових сил, що виникають у таких передачах, призводить до додаткових навантажень на підшипники і може впливати на загальний характер зношування вузла [14].

Сучасні дослідження показують, що у косозубих передачах процес зношування сприяє певному вирівнюванню профілю зубця. У процесі експлуатації відбувається згладжування нерівностей і перерозподіл навантаження між ділянками контакту, що може призводити до зменшення похибки передачі руху і покращення її динамічних характеристик [1].

Водночас слід зазначити, що переваги косозубих передач реалізуються лише за умов високої точності виготовлення та правильного вибору матеріалів і режимів змащування. У разі відхилень геометрії або порушення умов змащування можливе виникнення локальних перевантажень і інтенсивного зношування, аналогічного прямозубим передачам [15].

З точки зору триботехнічного матеріалознавства, відмінності у характері зношування прямозубих і косозубих передач мають важливе значення при виборі матеріалів і методів зміцнення поверхні. Для прямозубих передач доцільним є застосування матеріалів з підвищеною втомною міцністю та ударною в'язкістю, тоді як для косозубих – матеріалів з високою зносостійкістю та стабільними властивостями при тривалому навантаженні.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

Сучасні методи комп'ютерного моделювання дозволяють детально аналізувати розподіл контактних напружень і зношування у різних типах передач, що дає змогу оптимізувати їх конструкцію та матеріали ще на етапі проєктування. Зокрема, використання чисельних моделей дозволяє визначити зони підвищеного зношування, оцінити вплив кута нахилу зубців і підібрати оптимальні параметри передачі для забезпечення максимального ресурсу [11].

Прямозубі та косозубі передачі мають суттєві відмінності у характері зношування, що обумовлені їх кінематичними та конструктивними особливостями. Косозубі передачі забезпечують більш сприятливі умови контакту і меншу інтенсивність зношування, однак потребують більш складних конструктивних рішень. Урахування цих особливостей є необхідною умовою для підвищення ефективності та довговічності зубчастих передач.

Таблиця 1.2. Порівняння триботехнічних характеристик прямозубих і косозубих передач

Характеристика	Прямозубі передачі	Косозубі передачі
Інтенсивність ковзання	Висока (особливо на вході/виході)	Менш виражена
Розподіл ковзання	Нерівномірний	Більш рівномірний
Контактні напруження	Пікові	Рівномірні
Адгезійне зношування	Високе	Нижче
Абразивне зношування	Інтенсивне у крайових зонах	Менш локалізоване
Втомне зношування (пітинг)	Вища ймовірність	Нижча
Стабільність режиму тертя	Низька	Вища
Формування мастильної плівки	Ускладнене	Краще
Схильність до перегріву	Вища	Нижча
Ресурс передачі	Менший	Більший

2. МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСІВ ЗНОШУВАННЯ

2.1. Контактні напруження (Герц, Winkler)

Контактна взаємодія робочих поверхонь зубців зубчастих передач супроводжується виникненням значних локальних напружень, які визначають умови їх працездатності, інтенсивність зношування та довговічність. Контакт між зубцями відбувається по криволінійних поверхнях, він має характер локалізованої взаємодії, що описується теорією контактної пружності.

У класичному підході для аналізу контактних напружень у зубчастих передачах використовується теорія Герца, яка дозволяє визначити параметри контактної взаємодії між двома пружними тілами з криволінійними поверхнями. Відповідно до цієї теорії, при навантаженні двох тіл у зоні контакту формується обмежена область – контактна пляма, в межах якої розподіляється нормальний тиск [16].

Для циліндричних зубчастих передач контакт між зубцями зазвичай розглядається як контакт двох циліндрів або еліптичних поверхонь, що призводить до утворення контактної плями у вигляді смуги або еліпса. Розподіл тиску в межах цієї зони має нелінійний характер: максимальне значення досягається в центрі контакту і зменшується до нуля на його межах [17].

Максимальне контактне напруження за Герцом може бути визначене за узагальненою залежністю:

$$\sigma_H \sim \sqrt{\frac{F_n}{b \cdot R'}} \quad (2.1)$$

де: F_n – нормальна сила взаємодії;

b – ширина контактної зони;

R' – приведений радіус кривизни контактуючих поверхонь.

З аналізу цієї залежності видно, що контактні напруження зростають зі збільшенням навантаження і зменшенням площі контакту, що є характерним для зубчастих передач, де контакт має локальний характер.

									Арк.
									23
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u>				

У реальних умовах роботи зубчастих передач контактні напруження є змінними у часі, оскільки зона контакту переміщується вздовж профілю зубця. Це призводить до циклічного навантаження поверхневого шару матеріалу, що є основною причиною розвитку втомного зношування, зокрема пітингу [9].

Крім геометричних факторів, величина контактних напружень залежить від механічних властивостей матеріалів, зокрема модуля пружності та коефіцієнта Пуассона. Для врахування цих параметрів використовується приведений модуль пружності, який дозволяє описати взаємодію двох різних матеріалів у зоні контакту [16].

Разом із теорією Герца у дослідженнях зубчастих передач застосовується модель Вінклера, яка розглядає контактну взаємодію як взаємодію пружної основи з набором незалежних пружних елементів. У цій моделі поверхня зубця умовно замінюється системою пружин, жорсткість яких визначає розподіл контактного тиску [1].

Перевагою моделі Вінклера є можливість врахування локальних деформацій поверхні та нерівномірного розподілу навантаження вздовж зубця. Це особливо важливо при аналізі косозубих передач, де контакт поширюється поступово і має складний просторовий характер [1].

У сучасних дослідженнях контактні напруження визначаються з використанням чисельних методів, зокрема методу скінченних елементів. Це дозволяє враховувати не лише геометрію зубців, але й їх деформацію, вплив температури, змащування та зношування. У результаті отримують більш точний розподіл напружень, що є основою для прогнозування ресурсу передачі [12].

Особливе значення має взаємозв'язок між контактними напруженнями та процесами зношування. Підвищені локальні напруження призводять до інтенсифікації адгезійного та втомного зношування, тоді як рівномірний розподіл навантаження сприяє стабільному режиму роботи передачі. Саме

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

тому оптимізація геометрії зубців і вибір матеріалів спрямовані на зниження пікових значень контактного тиску [18].

У косозубих передачах завдяки більш плавному входженню у зачеплення і підвищеному коефіцієнту перекриття контактні напруження розподіляються більш рівномірно, що зменшує їх максимальні значення. У прямозубих передачах, навпаки, спостерігається більш виражена концентрація напружень, що негативно впливає на їх довговічність [14].

Аналіз контактних напружень на основі теорії Герца та моделі Вінклера є необхідною складовою дослідження триботехнічних закономірностей зношування зубчастих передач. Отримані результати дозволяють оцінити напружений стан поверхневого шару, визначити критичні зони та обґрунтувати заходи щодо підвищення зносостійкості та ресурсу передач.

2.2. Розрахунок шляху ковзання у зубчастих передачах

Шлях ковзання є одним із ключових параметрів, що визначають інтенсивність зношування робочих поверхонь зубців. Як було показано у підрозділі 1.2, у процесі зачеплення зубчастих коліс поряд із коченням реалізується ковзання, величина якого змінюється вздовж лінії контакту. Саме накопичений шлях ковзання визначає кількість енергії тертя, що розсіюється у зоні контакту, і, відповідно, інтенсивність руйнування поверхневого шару матеріалу.

Ковзання виникає внаслідок різниці лінійних швидкостей точок контактуючих поверхонь зубців. У загальному випадку швидкість ковзання може бути визначена як різниця тангенціальних складових швидкостей обох зубців у точці контакту [1]:

$$v_s = v_1 - v_2, \quad (2.2)$$

де: v_1, v_2 – швидкості точок на поверхнях відповідно ведучого та веденого зубців.

									Арк.
									25
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата					

КвРМТВА. 23103.02.01.00

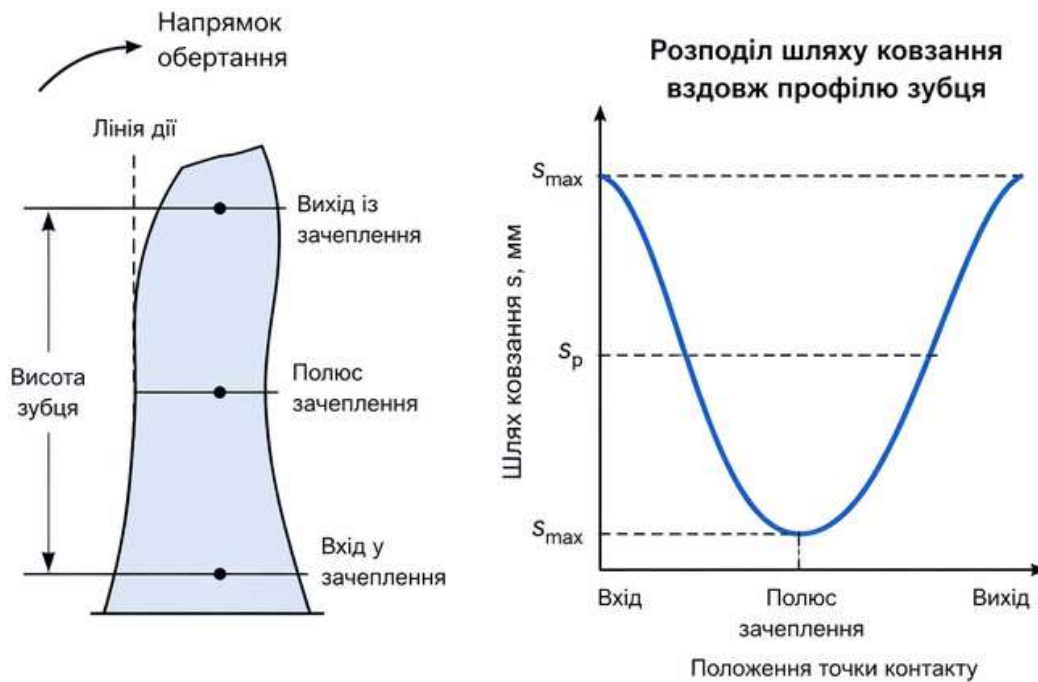


Рис. 7 – Розподіл шляху ковзання вздовж профілю зубця

У полюсі зачеплення ці швидкості рівні, тому ковзання дорівнює нулю. У напрямку до входу та виходу із зачеплення величина ковзання зростає, причому змінюється і його знак, що відповідає зміні напрямку відносного переміщення поверхонь.

Для оцінювання зношування важливим є не миттєве значення швидкості ковзання, а **інтегральний параметр – шлях ковзання**, який визначається як інтеграл від швидкості ковзання за час контакту:

$$S = \int v_s dt. \quad (2.3)$$

З урахуванням кінематики зачеплення цей вираз може бути перетворений у функцію координати вздовж лінії дії, що дозволяє визначити шлях ковзання для кожної точки профілю зубця. У практичних розрахунках часто використовується апроксимація, при якій шлях ковзання визначається як добуток середньої швидкості ковзання на тривалість контакту [19].

Більш точний підхід передбачає врахування геометрії евольвентного профілю та зміни радіусів кривизни контактуючих поверхонь. У цьому випадку шлях ковзання визначається як функція положення точки контакту і залежить від передаточного числа, модуля зубців та міжосьової відстані [20].

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

Характерною особливістю зубчастих передач є нерівномірний розподіл шляху ковзання вздовж профілю зубця. Максимальні значення спостерігаються у крайових зонах контакту (вхід у зачеплення та вихід із нього), тоді як у полюсі зачеплення шлях ковзання дорівнює нулю. Це обумовлює підвищену інтенсивність зношування у крайових ділянках зубця, що добре узгоджується з експериментальними спостереженнями [1, 19].

Для кількісного аналізу часто використовується поняття питомого ковзання, яке характеризує відносну величину ковзання у порівнянні зі швидкістю кочення. Воно визначається як відношення швидкості ковзання до колової швидкості і дозволяє порівнювати різні передачі незалежно від їх геометричних розмірів [20]. У сучасних дослідженнях шлях ковзання використовується як один із основних параметрів у моделях зношування, зокрема в моделі Арчарда. Згідно з цією моделлю, глибина зношування пропорційна добутку контактного тиску на шлях ковзання, що підкреслює важливість точного визначення цього параметра [1, 12].

Особливу увагу приділяють впливу типу зубчастої передачі на величину ковзання. У прямозубих передачах ковзання змінюється більш різко, що призводить до локалізації зон інтенсивного зношування. У косозубих передачах завдяки поступовому входженню у зачеплення та більш рівномірному розподілу навантаження ковзання розподіляється більш плавно, що сприяє зниженню інтенсивності зношування [14].

Застосування чисельних методів дозволяє визначати розподіл шляху ковзання з високою точністю, враховуючи зміну геометрії зубців у процесі експлуатації. Це дає можливість прогнозувати розвиток зношування та оптимізувати параметри передачі з метою підвищення її довговічності [19].

Шлях ковзання є визначальним параметром у дослідженні триботехнічних процесів у зубчастих передачах. Його правильне визначення дозволяє не лише оцінити інтенсивність зношування, але й обґрунтувати конструктивні та технологічні заходи щодо підвищення ресурсу передач.

					<i><u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u></i>	Арк.
						27
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

2.3 Чисельне моделювання процесів зношування зубчастих передач

Чисельне моделювання процесів зношування зубчастих передач є логічним розвитком аналітичних підходів, розглянутих у попередніх підрозділах, і базується на поєднанні кінематичного опису зачеплення, теорії контактної взаємодії та моделей зношування. У класичних роботах, зокрема у дослідженні [1], показано, що для адекватного опису зношування необхідно враховувати зміну геометрії профілю зубця у процесі експлуатації та її вплив на контактні умови.

На відміну від спрощених аналітичних моделей, чисельні методи дозволяють врахувати просторовий характер контакту, нерівномірний розподіл навантаження та зміну умов тертя вздовж лінії дії. Основою більшості сучасних підходів є використання моделі Арчарда у локальній формі, де глибина зношування визначається як функція контактного тиску та шляху ковзання [11, 12].

Згідно з підходом, запропонованим у [1], поверхня зубця розглядається як сукупність елементарних ділянок, для кожної з яких визначаються:

- ❖ контактні напруження;
- ❖ швидкість і шлях ковзання;
- ❖ локальний приріст зносу.

Такий підхід дозволяє врахувати характерну особливість зубчастих передач – нерівномірність зношування вздовж профілю зубця, що обумовлена зміною кінематичних і контактних умов.

Типовий алгоритм чисельного моделювання включає наступні етапи:

1. Формування геометричної моделі передачі.

Використовуються параметри зубчастого зачеплення (модуль, кут тиску, передаточне число), що дозволяє побудувати профіль зубця відповідно до евольвентної теорії [14].

2. Розрахунок контактних напружень.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Виконується на основі теорії Герца або її чисельних реалізацій, що дає розподіл тиску у зоні контакту [16].

3. Визначення кінематичних параметрів.

Обчислюються швидкість ковзання та шлях ковзання для кожної точки профілю зубця [20].

4. Обчислення локального зносу.

Застосовується модель Арчарда, що дозволяє визначити глибину зношування як функцію контактного тиску і шляху ковзання [11].

5. Оновлення геометрії профілю зубця.

Після кожного циклу навантаження профіль зубця змінюється відповідно до отриманого зносу.

6. Ітераційне моделювання процесу експлуатації.

Розрахунок повторюється для послідовних циклів, що дозволяє відтворити довготривалу еволюцію поверхні.

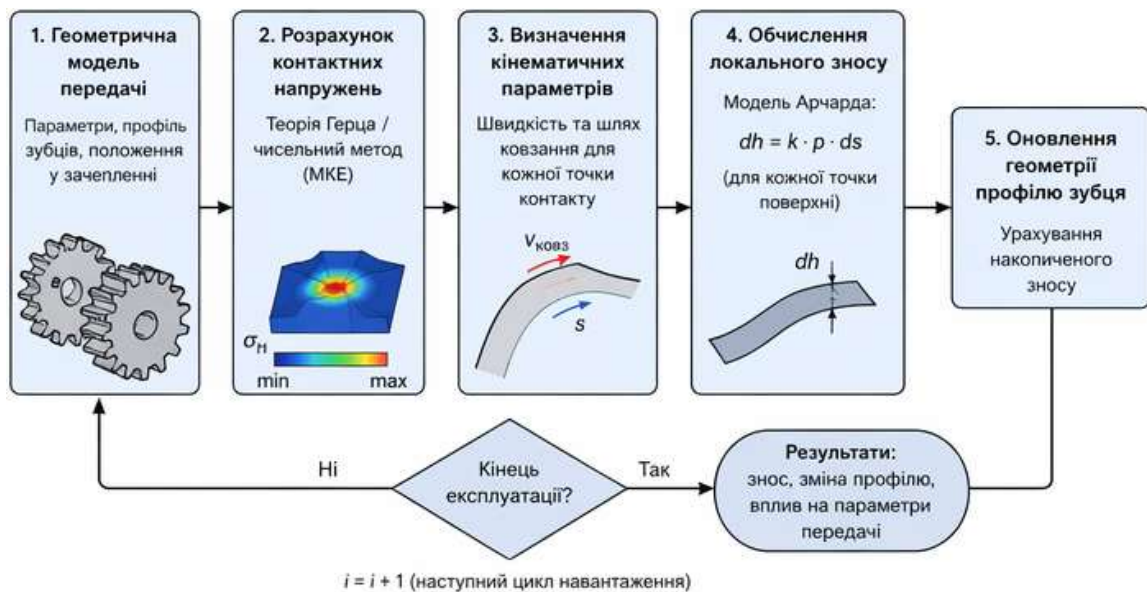


Рис. 8 – Схема чисельного моделювання процесу зношування ЗП

Ключовим результатом такого моделювання є встановлення того, що зношування не є сталим процесом. Зміна геометрії зубця призводить до перерозподілу контактних напружень і ковзання, що, у свою чергу, змінює інтенсивність подальшого зношування. Це підтверджує нелінійний характер процесу і необхідність ітераційного підходу [1, 6].

Сучасні дослідження розвивають ці підходи шляхом застосування методу скінченних елементів, який дозволяє врахувати деформації зубців, контактну взаємодію з урахуванням тертя та складні граничні умови. Зокрема, у роботі [21] запропоновано комбінований підхід, що поєднує чисельне моделювання контактних напружень із аналітичним описом зношування, що дозволяє підвищити точність прогнозування зміни профілю зубця у процесі роботи.

Важливою перевагою чисельних методів є можливість аналізу впливу різних факторів на процес зношування, зокрема:

- ❖ геометрії зубця;
- ❖ матеріалу і його механічних властивостей;
- ❖ режиму змащування;
- ❖ величини навантаження та швидкості обертання.

Як показано у [4, 5], зміна профілю зубця внаслідок зношування призводить до зміни жорсткості зачеплення і збільшення похибки передачі руху, що негативно впливає на динамічні характеристики передачі.

Окрему увагу в сучасних моделях приділяють інтеграції процесів зношування з моделями тертя і мастильного шару. Це дозволяє врахувати перехід між різними режимами тертя і більш точно описати реальні умови експлуатації зубчастих передач [10].

Чисельне моделювання є ефективним інструментом дослідження триботехнічних закономірностей зношування зубчастих передач. Воно дозволяє врахувати складну взаємодію геометричних, механічних і трибологічних факторів та забезпечує більш точне прогнозування довговічності передач у порівнянні з аналітичними методами.

2.4 Вплив геометрії зубця на розподіл зношування

Геометрія зубця є одним із визначальних факторів, що впливають на характер контактної взаємодії, розподіл навантаження та інтенсивність зношування у зубчастих передачах. Як показано у [1], навіть незначні зміни

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

Не менш важливим фактором є кут тиску, який визначає напрям дії сил у зачепленні. Збільшення кута тиску призводить до зростання нормальної складової сили та, відповідно, контактних напружень, але водночас покращує умови передачі навантаження і зменшує чутливість до похибок виготовлення [14]. З триботехнічної точки зору це створює компроміс між зносостійкістю і навантажувальною здатністю передачі.

Для косозубих передач додатковим геометричним параметром є кут нахилу зубців, який впливає на просторовий характер контакту. Збільшення кута нахилу сприяє підвищенню коефіцієнта перекриття і більш рівномірному розподілу навантаження, що зменшує локальні контактні напруження і інтенсивність зношування [14, 15]. Водночас це призводить до збільшення довжини лінії контакту і загального шляху ковзання, що може впливати на сумарні втрати енергії.

Особливу роль відіграє модифікація профілю зубця, яка застосовується для компенсації деформацій і зменшення концентрації напружень. До таких модифікацій належать:

- ❖ підрізання головки зубця;
- ❖ корекція профілю;
- ❖ локальні зміни геометрії у зонах входу і виходу із зачеплення.

Як показано у [6], модифікація профілю дозволяє зменшити пікові значення контактних напружень і вирівняти розподіл навантаження, що сприяє зниженню інтенсивності зношування та підвищенню довговічності передачі.

У процесі експлуатації геометрія зубця змінюється внаслідок зношування, що призводить до зворотного впливу на контактні умови. Зокрема, згладжування нерівностей та зміна профілю можуть призводити як до покращення розподілу навантаження (на стадії припрацювання), так і до його погіршення при значному зносі [1, 4]. Це ще раз підтверджує нелінійний характер процесу зношування.

									Арк.
									32
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u>				

Сучасні чисельні моделі дозволяють враховувати зміну геометрії зубця у процесі експлуатації та аналізувати її вплив на контактні напруження і ковзання. У роботах [11, 5] показано, що навіть незначні зміни профілю можуть призводити до суттєвого збільшення похибки передачі руху та рівня вібрацій.

Геометрія зубця визначає розподіл контактних напружень і ковзання, а отже – і характер зношування зубчастих передач. Оптимізація геометричних параметрів і застосування модифікацій профілю є ефективними засобами підвищення зносостійкості та довговічності передач, особливо у поєднанні з сучасними методами чисельного моделювання.

2.5 Порівняння прямозубих і косозубих передач з точки зору зносу

Аналіз триботехнічних процесів у зубчастих передачах показує, що конструктивні особливості прямозубих і косозубих передач суттєво впливають на характер зношування їх робочих поверхонь. Як було встановлено у попередніх підрозділах, ключовими факторами є контактні напруження, ковзання та геометрія зачеплення.

Прямозубі передачі характеризуються одночасним входженням зубців у контакт по всій ширині, що зумовлює різке зростання навантаження у початковий момент зачеплення. Це призводить до підвищених пікових контактних напружень і локалізації зон зношування, особливо у ділянках входу і виходу із зачеплення [1, 20]. Такий характер навантаження сприяє розвитку втомного зношування (пітингу), а також інтенсифікації адгезійних процесів у зонах підвищеного ковзання.

Косозубі передачі, на відміну від прямозубих, забезпечують поступове входження зубців у зачеплення. Контакт починається з однієї точки і поступово поширюється по ширині зубця, що призводить до більш плавного розподілу навантаження. Завдяки цьому зменшуються пікові значення контактних напружень і підвищується рівномірність їх розподілу [14, 15].

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
						33
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Важливим фактором є також коефіцієнт перекриття, який у косозубих передачах є більшим, ніж у прямозубих. Це означає, що у контакті одночасно перебуває більша кількість зубців, що зменшує навантаження на кожен окремий зубець і сприяє зниженню інтенсивності зношування [14].

З точки зору ковзання, прямозубі передачі характеризуються більш різкою зміною швидкості ковзання вздовж профілю зубця, що призводить до концентрації зношування у крайових зонах. У косозубих передачах ковзання розподіляється більш рівномірно, що сприяє формуванню стабільнішого режиму тертя [20].

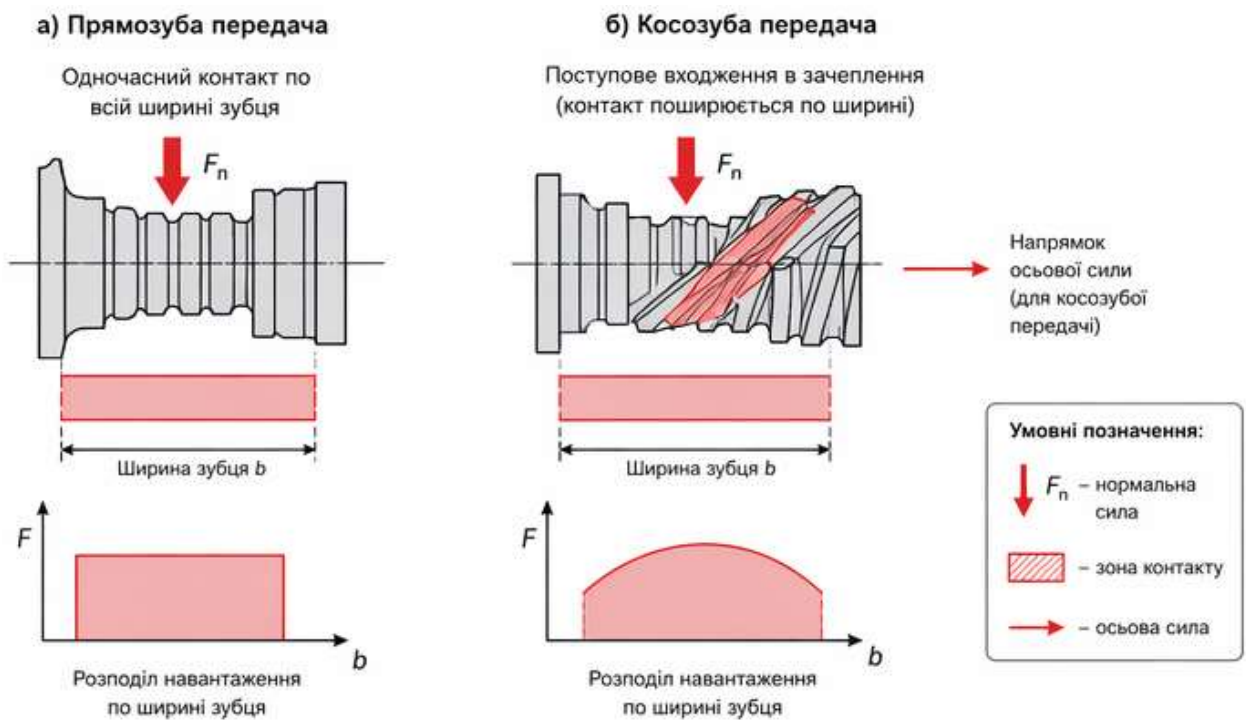


Рис. 10 – Розподіл навантаження у прямозубих та косозубих передачах

Разом з тим косозубі передачі мають і певні особливості, що можуть впливати на зношування. Зокрема, наявність осьових сил призводить до додаткового навантаження на підшипники і може впливати на умови контакту. Крім того, більша довжина лінії контакту збільшує сумарний шлях ковзання, що може впливати на загальні втрати енергії та тепловиділення [19].

Чисельне моделювання показує, що у процесі експлуатації косозубі передачі демонструють більш стабільний характер зміни геометрії зубців, тоді як у прямозубих передачах зміни профілю мають більш виражений локальний

характер [11]. Це пов'язано з нерівномірним розподілом контактних параметрів у прямозубих передачах.

Узагальнення результатів дозволяє сформулювати основні відмінності між прямозубими і косозубими передачами з точки зору триботехнічних характеристик.

Таблиця 2.1. Порівняння триботехнічних характеристик прямозубих і косозубих передач за триботехнічними характеристиками

Характеристика	Прямозубі передачі	Косозубі передачі
Характер зачеплення	Різкий, ударний	Плавний, поступовий
Розподіл контактних напружень	Нерівномірний, піковий	Більш рівномірний
Інтенсивність ковзання	Висока у крайових зонах	Більш рівномірна
Локалізація зношування	Виражена	Менш виражена
Ймовірність пітингу	Вища	Нижча
Стабільність режиму тертя	Нижча	Вища
Динамічні навантаження	Вищі	Нижчі
Загальний ресурс	Менший	Більший

Приведене порівняння підтверджує, що косозубі передачі мають більш сприятливі умови роботи з точки зору зношування завдяки рівномірнішому розподілу контактних параметрів. Водночас прямозубі передачі залишаються широко застосовуваними завдяки простоті конструкції та виготовлення, що потребує додаткових заходів щодо підвищення їх зносостійкості.

Вибір зубчастої передачі повинен здійснюватися з урахуванням умов експлуатації, навантаження та вимог до довговічності, а також можливостей застосування сучасних методів моделювання та зміцнення поверхні.

3. МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ

3.1. Матеріали зубчастих передач

Матеріали зубчастих передач відіграють визначальну роль у формуванні їх триботехнічних характеристик, зокрема зносостійкості, контактної міцності та довговічності. Вибір матеріалу здійснюється з урахуванням умов експлуатації, рівня навантажень, швидкості обертання, режимів змащування та вимог до ресурсу передачі.

Основними вимогами до матеріалів зубчастих передач є:

- ❖ висока контактна міцність;
- ❖ достатня втомна міцність;
- ❖ стійкість до зношування;
- ❖ здатність до утворення зміцненого поверхневого шару;
- ❖ технологічність обробки та термічного зміцнення [7, 8].

У більшості випадків для виготовлення зубчастих передач використовують сталі, що обумовлено їх високими механічними властивостями та можливістю регулювання структури шляхом термічної та хіміко-термічної обробки. Зокрема, широко застосовуються конструкційні леговані сталі, які після відповідної обробки забезпечують поєднання високої твердості поверхні та в'язкої серцевини.

З точки зору триботехнічних властивостей важливим є співвідношення твердості поверхневого шару і серцевини зубця. Тверда поверхня забезпечує високу зносостійкість і опір адгезійному та абразивному зношуванню, тоді як в'язка серцевина сприймає динамічні навантаження і запобігає крихкому руйнуванню зубця [9].

Одним із ключових параметрів матеріалу є його здатність протидіяти контактній втомі. Як показано у [9], матеріали підшипникових сталей і високолегованих сталей мають підвищену стійкість до зародження та розвитку

									Арк.
									36
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата	<u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u>				

- ❖ розмір зерна;
- ❖ наявність карбідів;
- ❖ рівень залишкових напружень;
- ❖ однорідність структури [8].

Як було показано у розділі 2, контактні напруження та ковзання визначають умови зношування. Матеріал повинен забезпечувати стійкість до цих факторів, що досягається шляхом підвищення твердості поверхні та оптимізації її мікроструктури. При цьому надмірне підвищення твердості може призводити до зниження в'язкості та підвищення крихкості, що є небажаним для зубчастих передач [7].

Сучасні дослідження також показують, що важливу роль відіграє взаємодія матеріалу з мастильним середовищем. Хімічний склад поверхні та її мікроструктура впливають на формування мастильної плівки та режим тертя, що безпосередньо пов'язано з інтенсивністю зношування [10].

Матеріали зубчастих передач визначають їх триботехнічні характеристики і довговічність. Оптимальний вибір матеріалу передбачає поєднання високої поверхневої твердості, достатньої в'язкості серцевини та сприятливої мікроструктури, що забезпечує стійкість до контактних напружень і ковзання.

3.2. Методи зміцнення поверхні зубців

Підвищення зносостійкості зубчастих передач у більшості випадків досягається не лише вибором матеріалу, але й застосуванням спеціальних методів зміцнення поверхні зубців. Це пов'язано з тим, що основні триботехнічні процеси – контактні напруження, ковзання та тертя – реалізуються саме у поверхневому шарі матеріалу, товщина якого, як правило, не перевищує кількох десятків або сотень мікрометрів.

Основною метою поверхневого зміцнення є формування структури з високою твердістю та зносостійкістю при збереженні достатньої в'язкості

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

серцевини зубця. Такий градієнт властивостей дозволяє одночасно забезпечити опір зношуванню і здатність сприймати змінні навантаження без крихкого руйнування [7, 8].

Методи зміцнення умовно поділяють на:

- ❖ термічні;
- ❖ хіміко-термічні;
- ❖ механічні;
- ❖ фізико-хімічні (сучасні методи поверхневої інженерії).

Термічні методи зміцнення. До термічних методів належать гартування та відпуск, які дозволяють змінити структуру сталі та підвищити її твердість. У випадку зубчастих передач застосовується поверхневе гартування, зокрема індукційне, яке забезпечує локальне зміцнення робочих поверхонь зубців.

Перевагами методу є:

- ❖ висока швидкість обробки;
- ❖ можливість локального зміцнення;
- ❖ мінімальні деформації.

Однак отримана твердість зазвичай поступається хіміко-термічним методам, а глибина зміцненого шару є обмеженою.

Хіміко-термічні методи. Найбільш ефективними для зубчастих передач є хіміко-термічні методи, які забезпечують зміну хімічного складу поверхневого шару та формування високоміцних структур.

Цементация.

Цементация передбачає насичення поверхневого шару вуглецем з подальшим гартуванням. У результаті формується твердий мартенситний шар з високою зносостійкістю та в'язка серцевина.

Цей метод широко застосовується для:

- ❖ важконавантажених передач;
- ❖ автомобільних і редукторних механізмів.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
						39
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

Цементовані шари мають високу стійкість до контактної втоми та адгезійного зношування [9].

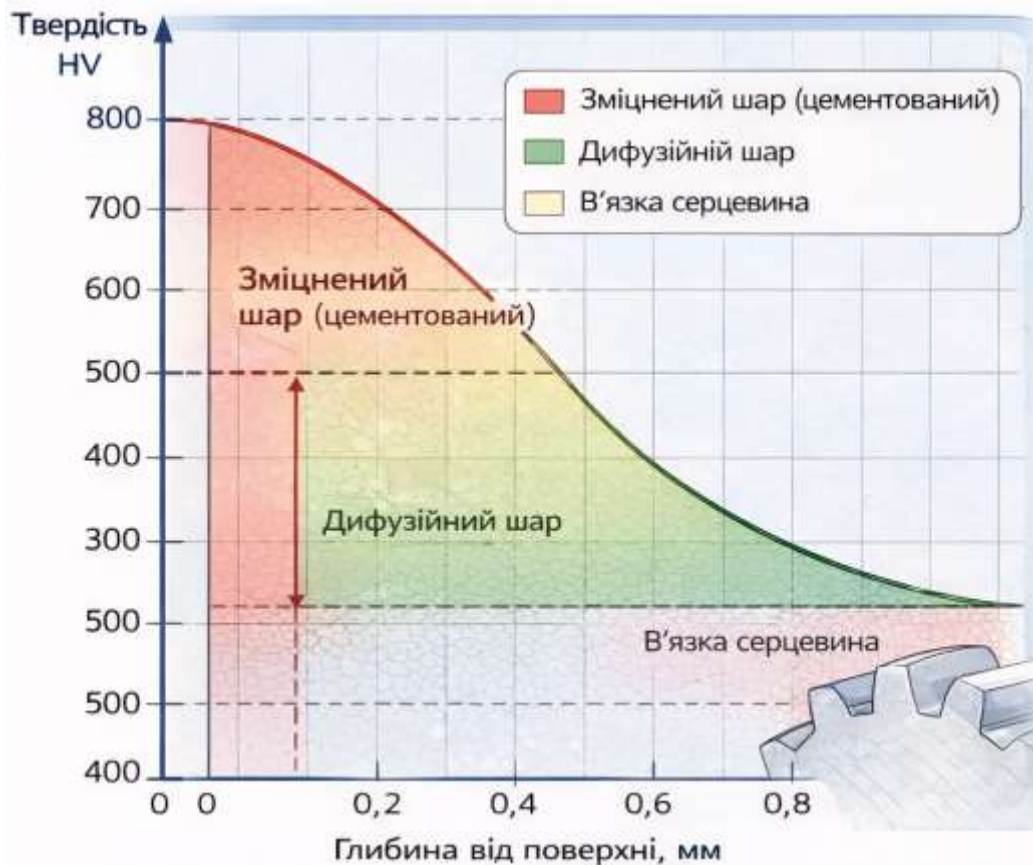


Рис. 11 – Розподіл навантаження у прямозубих та косозубих передачах

Нітрування.

Нітрування полягає у насиченні поверхні азотом, що призводить до утворення твердих нітридних фаз. Перевагами є:

- ❖ висока твердість поверхні;
- ❖ мала деформація деталей;
- ❖ висока зносостійкість.

Цей метод особливо ефективний для точних передач, де важлива стабільність геометрії [8].

Сучасні фізико-хімічні методи. До сучасних методів належать:

- ❖ іонно-плазмове азотування;
- ❖ нанесення покриттів (PVD, CVD);
- ❖ дифузійні покриття.

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

КвРМТВА. 23103.02.01.00

Арк.

40

Іонно-плазмове азотування.

Цей метод є розвитком класичного нітрування і дозволяє більш точно керувати параметрами процесу. Він забезпечує:

- ❖ формування рівномірного зміцненого шару;
- ❖ підвищену твердість;
- ❖ зниження коефіцієнта тертя.

З точки зору триботехніки це сприяє зменшенню інтенсивності адгезійного та абразивного зношування, особливо у зонах високого ковзання [1].

Покриття (PVD, CVD).

Нанесення твердих покриттів дозволяє значно підвищити зносостійкість поверхні за рахунок:

- ❖ високої твердості;
- ❖ низького коефіцієнта тертя;
- ❖ хімічної стабільності.

Такі покриття ефективні у випадках високих швидкостей ковзання та недостатнього змащування [10].

Механічні методи.

До механічних методів належать:

- ❖ наклеп;
- ❖ дробоструминна обробка;
- ❖ поверхневе пластичне деформування.

Вони спрямовані на створення стискуючих залишкових напружень у поверхневому шарі, що підвищує опір втомному руйнуванню і зменшує ймовірність утворення тріщин [7].

Вплив зміцнення на триботехнічні процеси.

Як було показано у розділі 2, зношування визначається поєднанням контактних напружень і ковзання. Методи зміцнення дозволяють впливати на ці фактори шляхом:

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

- ❖ підвищення твердості поверхні → зменшення глибини зношування;
- ❖ зміни мікроструктури → підвищення стійкості до втоми;
- ❖ зменшення коефіцієнта тертя → зниження тепловиділення і втрат енергії.

Особливо важливим є підвищення стійкості до мікропітингу, який виникає в умовах комбінованого кочення і ковзання [10].

Аналіз методів зміцнення показує, що найбільш ефективними для зубчастих передач є комбіновані підходи, які поєднують:

- ❖ оптимальний матеріал;
- ❖ хіміко-термічну обробку;
- ❖ сучасні поверхневі технології.

Це дозволяє забезпечити необхідний рівень зносостійкості, знизити інтенсивність руйнування поверхневого шару та підвищити ресурс передач у складних умовах експлуатації.

3.3 Вплив мастильних матеріалів на зносостійкість ЗП

Мастильні матеріали є одним із ключових факторів, що визначають триботехнічні характеристики зубчастих передач. Їх основна функція полягає у зменшенні тертя між контактуючими поверхнями, зниженні контактних напружень у мікромасштабі, відведенні тепла та захисті поверхні від корозійних і адгезійних процесів.

Як було показано у розділі 2, інтенсивність зношування визначається поєднанням контактної тиску і шляху ковзання. Мастильний матеріал безпосередньо впливає на ці параметри, змінюючи характер контакту між зубцями від металевого до частково або повністю розділеного мастильною плівкою [10].

Режими змащування у зубчастих передачах. У залежності від умов роботи у зубчастих передачах можуть реалізовуватись різні режими змащування:

Граничне змащування. Характеризується безпосереднім контактом мікронерівностей поверхонь. Мастильна плівка є тонкою і не забезпечує повного розділення поверхонь.

Особливості:

- ❖ високий коефіцієнт тертя;
- ❖ інтенсивне адгезійне зношування;
- ❖ значне тепловиділення.

Цей режим характерний для зон входу і виходу із зачеплення, де ковзання є максимальним [1].

Змішане змащування. У цьому режимі частина навантаження передається через мастильну плівку, а частина – через контакт мікронерівностей.

Особливості:

- ❖ середній рівень тертя;
- ❖ комбіновані механізми зношування;
- ❖ нестабільність умов контакту.

Це найбільш поширений режим для реальних зубчастих передач [7].

Еластогідродинамічне змащування (ЕГД). Є основним режимом для навантажених зубчастих передач. У цьому випадку мастильна плівка повністю розділяє поверхні, а її товщина визначається деформацією контактуючих тіл та в'язкістю мастила.

Особливості:

- ❖ низький коефіцієнт тертя;
- ❖ мінімальне адгезійне зношування;
- ❖ високий ресурс передачі.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

Теплопровідність. Мастило відводить тепло із зони контакту, що зменшує термічне навантаження і запобігає деградації матеріалу.

Взаємодія мастила і матеріалу. Ефективність мастильного середовища значною мірою залежить від матеріалу зубців та їх поверхневого стану. Мікроструктура, твердість і шорсткість поверхні впливають на:

- ❖ формування мастильної плівки;
- ❖ адгезійні властивості;
- ❖ стабільність режиму тертя.

Як показано у [8], оптимальне поєднання матеріалу і мастила дозволяє значно знизити інтенсивність зношування навіть при високих контактних навантаженнях.

Вплив мастила на механізми зношування. Мастильні матеріали впливають на всі основні механізми зношування. Адгезійне зношування – зменшується за рахунок формування захисної плівки. Абразивне зношування – знижується при ефективному видаленні частинок зносу. Втомне зношування – залежить від рівномірності розподілу навантаження. Окиснювальне зношування – зменшується завдяки антиокиснювальним присадкам [10].

Особливо важливим є вплив мастила на процеси мікропітингу, які виникають у умовах комбінованого кочення і ковзання [10].

Узагальнення. Мастильні матеріали відіграють вирішальну роль у формуванні триботехнічних умов роботи зубчастих передач. Вони впливають на контактні напруження, ковзання і механізми зношування, забезпечуючи:

- ❖ зниження тертя;
- ❖ зменшення інтенсивності зношування;
- ❖ підвищення довговічності передач.

Оптимальний вибір мастильного матеріалу повинен здійснюватися з урахуванням геометрії передачі, режиму роботи та властивостей матеріалу зубців, що дозволяє забезпечити стабільний режим тертя і максимальний ресурс передачі.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

- ❖ високу твердість поверхні;
- ❖ в'язку та міцну серцевину.

Такий підхід дозволяє підвищити опір як контактному зношуванню, так і втомному руйнуванню. Як показано у [7–9], поєднання легованих сталей із сучасними методами термічної обробки забезпечує значне підвищення ресурсу зубчастих передач.

Модифікація геометрії зубців. Сучасні дослідження підтверджують ефективність модифікації профілю зубців з метою зниження концентрації напружень і вирівнювання розподілу навантаження. До основних методів належать:

- ❖ корекція профілю;
- ❖ оптимізація кута тиску;
- ❖ зміна кута нахилу зубців у косозубих передачах.

Як показано у [6, 14], навіть незначні зміни геометрії дозволяють суттєво зменшити пікові контактні напруження та інтенсивність зношування.

Використання сучасних методів поверхневої інженерії.

До найперспективніших напрямків належать:

- ❖ іонно-плазмове азотування;
- ❖ нанесення багат шарових покриттів;
- ❖ дифузійні покриття.

Ці методи дозволяють формувати поверхневі шари з високою твердістю, зниженою шорсткістю та покращеними антифрикційними властивостями. Як показано у [10], це суттєво зменшує інтенсивність мікропітингу та адгезійного зношування.

Оптимізація умов змащування.

Важливим напрямком є вдосконалення мастильних матеріалів і систем змащування. Сучасні мастила забезпечують:

- ❖ формування стабільної еластогідродинамічної плівки;
- ❖ зниження коефіцієнта тертя;

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
						47
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

- ❖ захист поверхні від хімічного руйнування.

Згідно з [7, 8], оптимізація мастильного середовища дозволяє значно підвищити довговічність передач навіть без зміни матеріалу.

Використання чисельного моделювання.

Одним із найбільш перспективних напрямків є застосування чисельного моделювання для прогнозування зношування і оптимізації конструкції. Як показано у [1, 11], моделі, що враховують зміну геометрії зубців у процесі роботи, дозволяють:

- ❖ визначати критичні зони зношування;
- ❖ прогнозувати ресурс передачі;
- ❖ оптимізувати параметри конструкції.

Інтеграція таких моделей із даними експлуатаційного моніторингу відкриває можливість створення цифрових двійників зубчастих передач.

Зниження динамічних навантажень.

Сучасні підходи передбачають також зниження динамічних навантажень, які є однією з причин інтенсифікації зношування. Це досягається за рахунок:

- ❖ підвищення точності виготовлення;
- ❖ оптимізації жорсткості системи;
- ❖ використання косозубих передач.

Як показано у [4, 6], зниження вібрацій і ударних навантажень позитивно впливає на триботехнічні характеристики передач.

Інтеграція підходів.

Найбільш ефективним є поєднання декількох напрямків:

- ❖ оптимального матеріалу;
- ❖ зміцнення поверхні;
- ❖ корекції геометрії;
- ❖ ефективного змащування;
- ❖ чисельного моделювання.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

Такий комплексний підхід дозволяє не лише зменшити інтенсивність зношування, але й забезпечити стабільність роботи передач у широкому діапазоні умов експлуатації.

Підвищення зносостійкості зубчастих передач базується на системному врахуванні взаємодії матеріалу, геометрії та триботехнічних умов. Сучасні методи дозволяють цілеспрямовано впливати на механізми зношування, знижувати контактні напруження і ковзання, що забезпечує значне підвищення ресурсу передач.

3.5. Оптимізація матеріалів зубчастих передач на основі комп'ютерного моделювання

Оптимізація матеріалів зубчастих передач на сучасному етапі розвитку машинобудування виконується з використанням інтегрованих CAD/CAE-середовищ, які забезпечують зв'язок між геометрією зачеплення, напружено-деформованим станом, умовами тертя та еволюцією поверхні внаслідок зношування. Такий підхід є розвитком методики, запропонованої у роботі [1], де показано необхідність ітераційного оновлення профілю зубця при розрахунку зношування.

Комп'ютерне моделювання реалізується на базі пакетів ANSYS Workbench, Abaqus, COMSOL Multiphysics, а також галузевих систем KISSsoft та Romax Nexus, які дозволяють виконувати розрахунки контактних напружень, кінематики зачеплення та параметрів тертя з урахуванням реальних умов експлуатації.

Формалізація задачі оптимізації. У загальному вигляді задача оптимізації матеріалу формулюється як багатокритеріальна:

$$\min W = f(\sigma_H, S, \mu, H, E), \quad (3.1)$$

де: σ_H – контактні напруження; S – шлях ковзання;

μ – коефіцієнт тертя; H – твердість поверхні;

E – модуль пружності.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

Обмеження накладаються умовами міцності, жорсткості та технологічності виготовлення. Для розв'язання задачі застосовуються параметричні та еволюційні алгоритми, інтегровані у CAE-середовища.

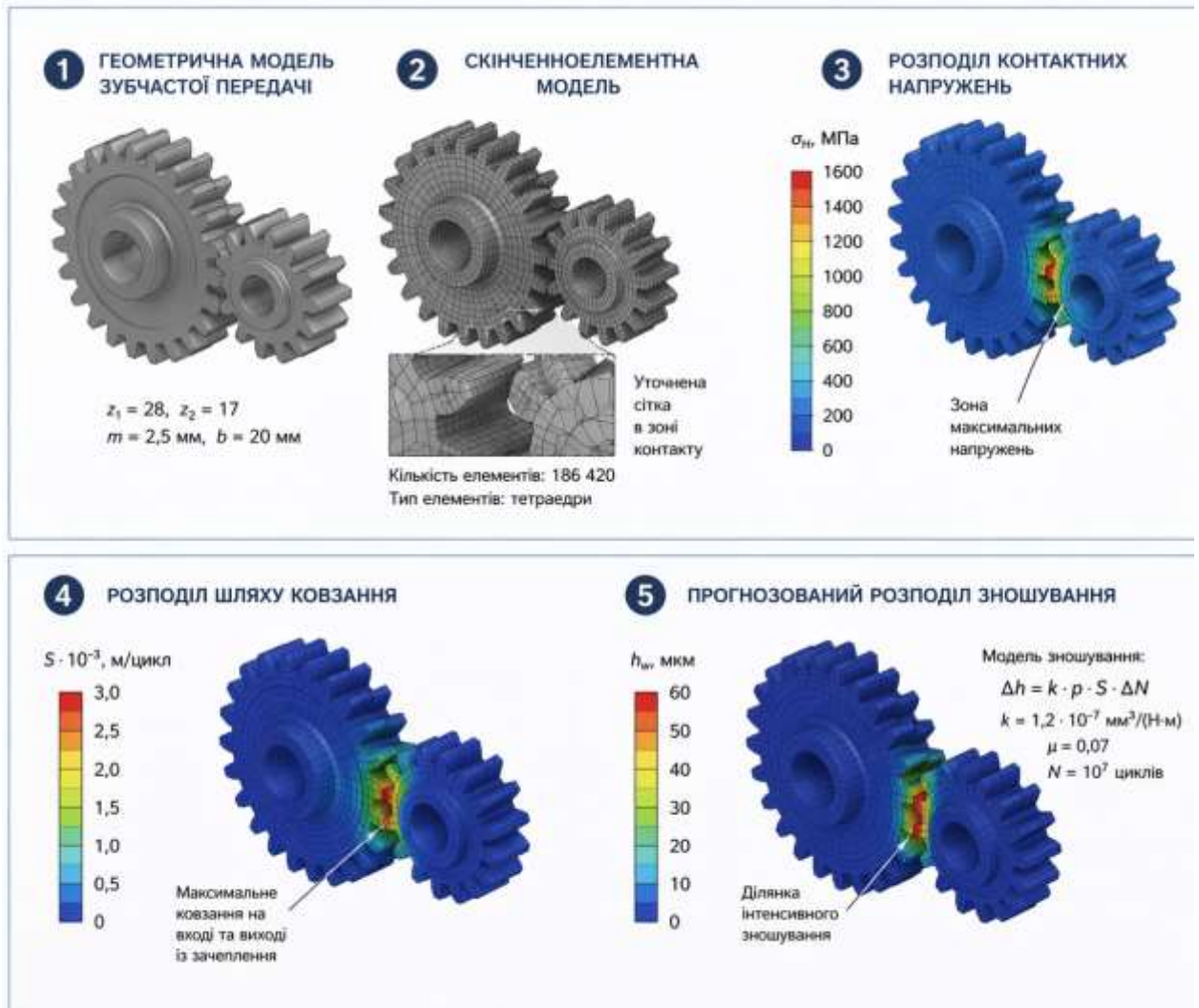


Рис. 14 – Чисельна модель зубчастої передачі у CAE-середовищі

Чисельне визначення впливу властивостей матеріалу. У середовищах ANSYS та Abaqus контактна задача розв'язується з урахуванням:

- ❖ нелінійної контактної взаємодії;
- ❖ тертя (Coulomb/табличні залежності);
- ❖ локальних пластичних деформацій.

Для кожного елемента контактної поверхні визначаються σ_n (за Герцом/чисельно) [16], швидкість ковзання і шлях ковзання [20], після чого

обчислюється приріст зносу за законом Арчарда [11, 12]. Подальше оновлення геометрії реалізує ітераційну схему [1].

Практика моделювання показує, що:

- ❖ збільшення твердості зменшує локальний знос, але підвищує чутливість до втоми [9];
- ❖ зниження коефіцієнта тертя (через матеріал/покриття/мастило) зменшує тепловиділення та інтенсивність зношування [10];
- ❖ оптимальний вибір E впливає на ширину контактної плями і пікові напруження [16].

Моделювання градієнтних і зміцнених шарів. Сучасні CAE-моделі дозволяють задавати градієнт властивостей по глибині (cemented/nitrided case):

- ❖ профіль твердості $H(z)$;
- ❖ залишкові напруження $\sigma_r(z)$;
- ❖ модуль $E(z)$.

Це реалізується через шаруваті матеріальні моделі в Abaqus/ANSYS та дає змогу підбирати параметри цементації/нітрування з урахуванням умов контакту. За результатами [21] поєднання FE-розрахунку з аналітикою зношування підвищує точність прогнозу еволюції профілю.

Спеціалізовані пакети для зубчастих передач. Пакети KISSsoft та Romax Nexus реалізують галузеві алгоритми:

- ❖ розрахунок коефіцієнта перекриття, контактних напружень (ISO/DIN);
- ❖ оцінка мікропінтингу та пінтингу;
- ❖ врахування похибок виготовлення і пружних деформацій;
- ❖ інтеграція з матеріальними базами та режимами змащування.

Це дозволяє виконувати швидку параметричну оптимізацію матеріалу (допустимі напруження, твердість, коефіцієнти зносу) і геометрії зубця [6, 14].

Зв'язок із режимами змащування. У мультифізичних моделях (COMSOL Multiphysics) враховується еластогідродинамічне змащування:

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

- ❖ розрахунок товщини плівки;
- ❖ вплив в'язкості та температури;
- ❖ перехід між граничним і ЕГД режимами.

Інтеграція з трибологічними моделями являє, що оптимізація матеріалу повинна виконуватися разом з підбором мастильного середовища [10].

Алгоритми оптимізації. У практиці використовуються:

- ❖ параметричні дослідження (Design of Experiments) у ANSYS;
- ❖ генетичні алгоритми (у оптимізаторах/зовнішніх модулях);
- ❖ багатокритеріальна оптимізація (Pareto-фронт: знос/ККД/ресурс).

Це дозволяє знаходити компроміс між мінімальним зносом і енергетичною ефективністю передачі.

Валідація моделей. Коректність моделей підтверджується:

- ❖ експериментами зносу та вібраційної діагностики [2, 4];
- ❖ порівнянням із нормативними розрахунками (ISO 10825-1) [17];
- ❖ відтворенням характерних зон зношування (вхід/вихід із зачеплення) [1, 20].

Сучасні роботи з урахуванням еволюції топографії поверхні демонструють підвищення точності прогнозу ресурсу при включенні параметрів шорсткості у модель [22].

Комп'ютерне моделювання забезпечує перехід до керованого проєктування матеріалу зубчастих передач. Інтеграція FE-розрахунків, моделей зношування та ЕГД-змащування у CAD/CAE-середовищах (ANSYS, Abaqus, COMSOL, KISSsoft, Romax) дозволяє:

- ❖ визначати оптимальні значення твердості та структури поверхневого шару;
- ❖ мінімізувати пікові контактні напруження та шлях ковзання;
- ❖ прогнозувати довговічність на етапі проєктування.

4. ПРАКТИЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ ТА ІНЖЕНЕРНІ РІШЕННЯ

4.1. Результати та експериментальні дослідження

Аналіз результатів чисельного моделювання та експериментальних досліджень, наведених у роботі [1], показує, що процес зношування зубчастих передач має виражений нерівномірний характер і визначається розподілом контактних напружень і ковзання вздовж лінії зачеплення.

Встановлено, що найбільш інтенсивне зношування спостерігається: у зоні входу зубців у зачеплення; у зоні виходу із зачеплення; у ділянках підвищеного ковзання. Це обумовлено тим, що саме у цих зонах поєднуються високі значення контактної тиску і швидкості ковзання, що відповідає умовам максимального зношування згідно з моделлю Арчарда [11]. У центральній частині контакту, поблизу полюса зачеплення, зношування є мінімальним, оскільки ковзання практично відсутнє, незважаючи на значні контактні напруження.

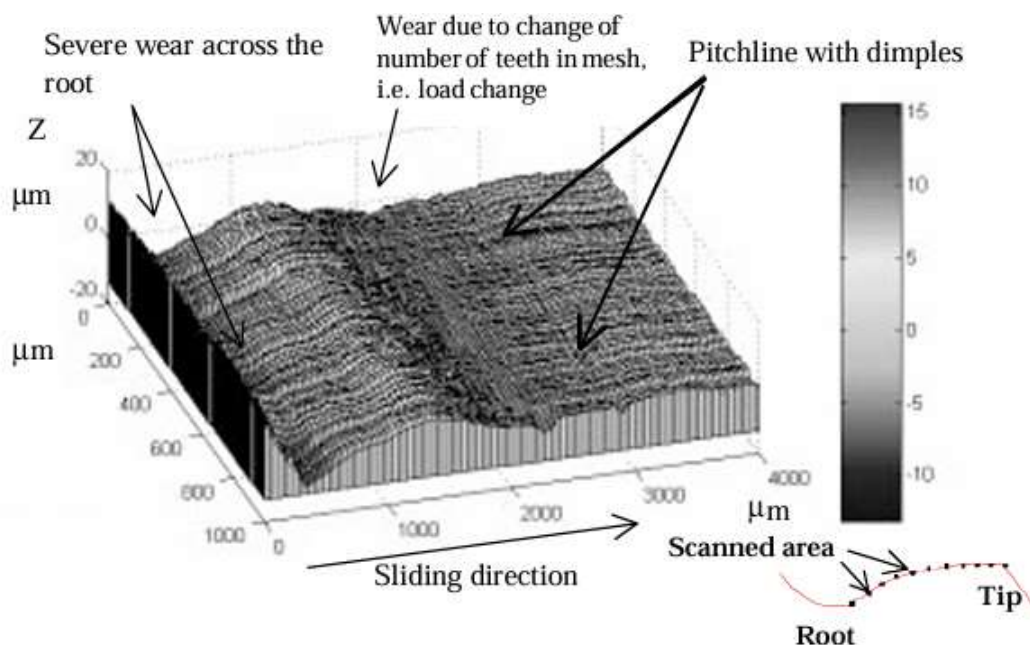


Рис. 15 – Розподіл зношування та еволюція профілю зубця в процесі роботи

Згідно з результатами [1], у процесі експлуатації формується характерний профіль зношування зубця, який має особливості: максимальна глибина зношування локалізується поблизу основи і головки зубця; середня

Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата

частина профілю зношується значно менше; зношування призводить до зміни геометрії зачеплення. Чисельне моделювання показує, що з часом відбувається самоузгодження профілю, при якому зменшуються пікові контактні напруження, вирівнюється розподіл навантаження, стабілізується процес зношування. Однак при значному зносі цей ефект змінюється на негативний, що проявляється у зростанні похибки передачі, підвищенні вібрацій, прискореному руйнуванню поверхні [6].

4.2 Вплив геометрії зубців на інтенсивність зношування

Результати [1] показують, що геометрія зубця суттєво впливає на розподіл зношування. Зокрема встановлено збільшення радіуса кривизни зменшує контактні напруження, зміна кута тиску впливає на розподіл навантаження, модифікація профілю дозволяє знизити пікові напруження. Особливо ефективними є профільна корекція, локальне підрізання, оптимізація довжини контакту. Ці заходи дозволяють зменшити концентрацію напружень і забезпечити більш рівномірне зношування зубців [14].

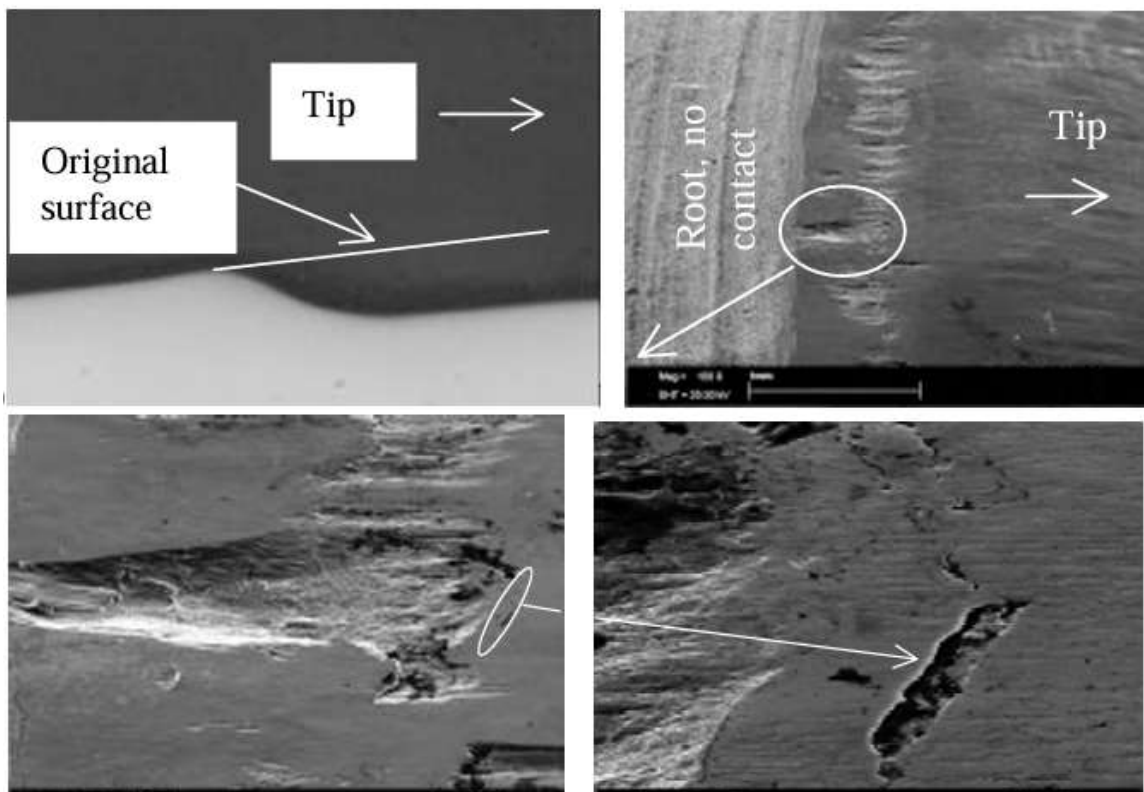


Рис. 16 – Переріз зубця. Зношування на початку та після 128 год роботи

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

Вплив геометричних параметрів зубця на розподіл контактних напружень і інтенсивність зношування наведено на рисунку 16. Як видно, зміна профілю призводить до суттєвого перерозподілу навантаження у зоні контакту, зокрема до зниження пікових значень контактних напружень і зміщення зон їх концентрації. Це підтверджує, що геометрія зубця є ефективним інструментом керування триботехнічними процесами у зубчастих передачах [1].

Модифікація профілю, зокрема корекція головки та основи зубця, дозволяє зменшити інтенсивність ковзання у критичних зонах і забезпечити більш рівномірний розподіл зношування. У результаті підвищується довговічність передачі та зменшується ймовірність розвитку втомних пошкоджень поверхневого шару. Таким чином, оптимізація геометрії зубця є одним із ключових напрямків підвищення зносостійкості зубчастих передач.

4.3 Інженерні рішення щодо зменшення зношування

На основі аналізу результатів моделювання [1] та сучасних досліджень можна сформулювати наступні інженерні рішення. Оптимізація геометрії застосування косозубих передач для зменшення ударних навантажень, збільшення коефіцієнта перекриття, використання профільної корекції зубців дозволяють зменшити пікові контактні напруження і стабілізувати процес зношування.

Вибір матеріалу та зміцнення використання легованих сталей з високою контактною міцністю, формування зміцненого поверхневого шару (цементация, нітрування), застосування градієнтних структур забезпечує підвищення опору як адгезійному, так і втомному зношуванню [7–9].

Оптимізація умов змащування забезпечення ЕГД-режиму змащування, використання мастил з протизносними присадками, контроль температурного режиму дозволяє значно знизити коефіцієнт тертя і інтенсивність зношування [10].

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

Застосування чисельного моделювання підтверджують, що чисельне моделювання є ефективним інструментом для прогнозування зношування, визначення критичних зон, оптимізації конструкції передач. Використання сучасних CAE-систем дозволяє ще на етапі проектування зменшити інтенсивність зношування і підвищити довговічність передач [21].

На основі виконаного аналізу можна сформулювати узагальнені рекомендації. Зношування зубців має нерівномірний характер і визначається розподілом ковзання та контактних напружень. Найбільш небезпечними є зони входу та виходу із зачеплення. Геометрія зубця є ключовим фактором керування зношуванням. Матеріал і структура поверхневого шару визначають опір зношуванню. Мастильні матеріали суттєво впливають на режим тертя. Чисельне моделювання дозволяє оптимізувати конструкцію і матеріал передачі.

Результати отримані у роботі підтверджують, що зношування зубчастих передач є керованим процесом, на який можна цілеспрямовано впливати шляхом оптимізації геометрії, матеріалу та умов роботи.

Комплексне застосування цих підходів дозволяє зменшити інтенсивність зношування, підвищити довговічність передач, забезпечити стабільність їх роботи у складних умовах експлуатації.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
						56
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

ВИСНОВКИ

У рамках випускної кваліфікаційної роботи бакалавра досліджено триботехнічні закономірності зношування робочих поверхонь зубців прямозубих і косозубих передач та обґрунтовано шляхи підвищення їх зносостійкості на основі аналізу контактних напружень, ковзання, матеріалів і умов змащування.

Кваліфікаційна робота складається із чотирьох розділів.

У першому розділі розглянуто загальні положення триботехніки зубчастих передач, механізми зношування та їх вплив на параметри зачеплення. Встановлено, що нерівномірний розподіл контактних напружень і ковзання визначає локалізацію зношування та розвиток поверхневих дефектів.

У другому розділі проаналізовано контактні процеси, шлях ковзання та виконано чисельне моделювання зношування зубців. Обґрунтовано вплив геометрії зачеплення на інтенсивність зношування та показано можливість прогнозування довговічності передач.

У третьому розділі досліджено матеріали зубчастих передач, методи зміцнення поверхні та вплив мастильних матеріалів. Встановлено, що поєднання градієнтної структури, зміцнення поверхні та оптимального змащування забезпечує підвищення зносостійкості.

У четвертому розділі узагальнено результати моделювання та сформульовано практичні рекомендації щодо зменшення зношування. Показано, що оптимізація геометрії, матеріалу та умов тертя дозволяє знизити контактні напруження і підвищити ресурс передач.

Отримані результати підтверджують ефективність комплексного триботехнічного підходу для підвищення довговічності зубчастих передач і забезпечення їх надійної роботи.

Випускна кваліфікаційна робота складається з 60 сторінок, містить 16 ілюстрацій, 3 таблиці, 4 формули, 24 джерела та 1 додаток.

Ключові слова: ЗУБЧАСТА ПЕРЕДАЧА, ЗНОШУВАННЯ, КОНТАКТНІ НАПРУЖЕННЯ, КОВЗАННЯ, ЗНОСОСТІЙКІСТЬ.

					<i>КвРМТВА. 23103.02.01.00</i>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Flodin A. *Wear of Spur and Helical Gears*. Stockholm: Royal Institute of Technology. 2000.
2. Myhal V. D., Arhun Sh. V. *Vibration diagnostics of machines: design, manufacturing, operation*. Kharkiv: Machulin. 2024.
3. Brethee K. F., Zhen D., Gu F., Ball A. D. *Helical gear wear monitoring: Modelling and experimental validation*. Mechanism and Machine Theory. 2017. Vol. 117. P. 210–229.
4. Feng K., Ji J. C., Ni Q., Beer M. *A review of vibration-based gear wear monitoring and prediction techniques*. Mechanical Systems and Signal Processing. 2023. Vol. 182. Article 109605.
5. Muratović E. *A Surface Wear Prediction Framework and Performance Evaluation Strategy for Gears*. Applied Sciences. 2026.
6. Pedrero J. I., Pleguezuelos M., Sánchez M. B. *Influence of Surface Wear on the Meshing Stiffness and Transmission Error of Spur Gears*. Forschung im Ingenieurwesen. 2025.
7. Stachowiak G. W., Batchelor A. W. *Engineering Tribology*. 4th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2014.
8. Hutchings I. M., Shipway P. *Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials*. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann. 2017.
9. Bhadeshia H. K. D. H. *Steels for bearings*. Progress in Materials Science. 2012. Vol. 57. P. 268–435.
10. Morales-Espejel G. E., Brizmer V. *Micropitting modelling in rolling-sliding contacts: Application to gear teeth*. Tribology International. 2011. Vol. 44. P. 1317–1328.
11. Zhang J., Zhou J., Wu A. *Lifecycle Wear Prediction of Spur Gears with Time-Dependent Archard Model and Surface Topography Evolution*. Results in Engineering. 2025.

					<u>КвPMTBA. 23103.02.01.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

12. Beheshti A., Khonsari M. M. *On the prediction of wear coefficient in sliding contacts*. Wear. 2014. Vol. 315. P. 10–19.
13. Meng H. C., Ludema K. C. *Wear models and predictive equations: their form and content*. Wear. 1995. Vol. 181–183. P. 443–457.
14. Litvin F. L., Fuentes A. *Gear Geometry and Applied Theory*. 2nd ed. Cambridge University Press. 2004.
15. Dudley D. W. *Handbook of Practical Gear Design and Manufacture*. CRC Press. 2012.
16. Johnson K. L. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press. 1985.
17. ISO 10825-1:2022 *Gears – Wear and damage to gear teeth – Part 1: Nomenclature and characteristics*. Geneva: International Organization for Standardization. 2022.
18. Andersson S., Björklund S. *Surface distress mechanisms in gears*. Wear. 1995. Vol. 181–183. P. 79–84.
19. Diab Y., Ville F., Vexlex P. *Prediction of Power Losses Due to Tooth Friction in Gears*. Tribology Transactions. 2006. Vol. 49. No. 2. P. 266–276.
20. Chernets M., Kornienko A., Chernets Yu., Fedorchuk S. *Analytical Assessment of the Sliding Friction Coefficient Influence on Durability, Wear and Contact Pressure in Spur Gears*. FME Transactions. 2021. Vol. 49. No. 2. P. 391–398.
21. Brauer J., Andersson S. *Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach*. Wear. 2003. Vol. 254. P. 1216–1232.
22. Zhang J., Zhou J., Wu A. *Lifecycle Wear Prediction of Spur Gears with Time-Dependent Archard Model and Surface Topography Evolution*. Results in Engineering. 2025.
23. KISSsoft AG. KISSsoft – Gear Calculation Software.
24. ANSYS Inc. ANSYS Mechanical User’s Guide (Contact and Wear Modeling).

					<u>КвPMTBA. 23103.02.01.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

ДОДАТКИ

					<u>КвРМТВА. 23103.02.01.00</u>	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60