

УДК 621.924.093.048  
DOI [https://doi.org/10.15589/znp2023.1\(490\).8](https://doi.org/10.15589/znp2023.1(490).8)

## OPTIMIZATION AND ANALYSIS OF THE SYSTEM OF CRITERIA FOR LIMIT STATES OF HEAVILY LOADED OPEN GEARS

## ОПТИМІЗАЦІЯ ТА АНАЛІЗ СИСТЕМИ КРИТЕРІЇВ ГРАНИЧНИХ СТАНІВ ВАЖКОНАВАНТАЖЕНИХ ВІДКРИТИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

**Anton O. Riazantsev**  
ryazancev.ao@knu.edu.ua  
ORCID: 0000-0001-6202-6511

**Vasyl P. Nechaev**  
nechaev.vp@knu.edu.ua  
ORCID: 0000-0001-8817-8636

**Svitlana V. Rebrova**  
rebrova.sv@knu.edu.ua  
ORCID: 0000-0002-8420-5411

**А. О. Рязанцев,**  
канд. техн. наук, доцент

**В. П. Нечаєв,**  
канд. техн. наук, доцент

**С. В. Реброва,**  
асистент

*Kryvyi Rih National University, Kryvyi Rih*

*Криворізький національний університет, м. Кривий Ріг*

**Abstract.** The paper contains certain results of solving an urgent scientific and practical problem of increasing reliability of drives and transmissions of open gear components.

**Purpose.** The research aims to establish scientifically based criteria for limit states of heavily loaded gears and predict their resource for further repairs.

**Methods.** The paper determines criteria for assessing limit states of heavily loaded gears, which are based on the results of studying the bearing capacity of surface-reinforced gears in transmissions and drives. The permissible degree of chipping of the most damaged contact areas is derived from operating experience, while the data are obtained from mining and concentration plants.

**Results.** According to the research results, it is recommended to establish the limit state of active surfaces of teeth when culling transmission gears according to the following criteria: the permissible degree of chipping spread along the tooth line and the permissible degree of chipping of the most damaged contact area (for heavily loaded transmissions); the permissible degree of curvature of the tooth profile for transmissions of increased accuracy, with special requirements for noise level, absence of dynamic loads, cyclic and kinematic errors; the maximum degree of chipping and the maximum chipping depth of the most damaged contact area (for low-speed transmissions).

**Scientific novelty.** According to the results of the analysis of chipping dynamics, scientifically based criteria for limit and permissible states of gears are developed to assess their suitability and predict the resource for further repairs.

**Practical importance.** After studying chipping dynamics, the research establishes reliable criteria for assessing contact destruction and the state of gears after plasma hardening. These criteria are the value  $S_{0T}$ , equal to the ratio of the area of tooth destruction with the greatest damage to the surface area of the tooth leg (chipping on teeth heads is not observed), as well as the greatest depth  $\delta_{max}$  of chipping holes.

**Key words:** open gears; dynamics of teeth chipping; criteria for assessing contact destruction; limit state.

**Анотація.** У даній роботі було наведено певні результати спроби розв'язання актуального науково-практичного завдання, а саме – підвищенню надійності приводів і трансмісій деталей відкритих зубчастих передач.

**Мета.** Метою дослідження даної роботи було одержання науково обґрунтованих критеріїв граничних станів важконавантажених зубчастих передач, а також прогнозування їх ресурсу при подальшому ремонті.

**Методика.** В роботі приводиться визначення критеріїв оцінки граничних станів високонавантажених передач, яке засноване на результатах досліджень несучої здатності поверхнево зміцнених зубчастих передач трансмісій та приводів. Припустимий ступінь викрашування найбільш пошкодженої площадки контакту визначався з досвіду експлуатації, дані були отримані на гірничозбагачувальних комбінатах.

**Результати.** За результатами досліджень рекомендовано встановлювати граничний стан активних поверхонь зубів при вибракуванні зубчастих коліс трансмісій за наступними критеріями: по припустимому ступеню

поширення викрашування вздовж лінії зуба та припустимому ступеню викрашування найбільш зруйнованої площадки контакту (для важконавантажених передач); по припустимому ступеню викривлення профілю зуба для передач підвищеної точності, з особливими вимогами щодо рівня шуму, відсутності динамічних навантажень, циклічної та кінематичної погрішностей; по граничному ступеню викрашування та граничній глибині викрашування найбільш зруйнованої площадки контакту (для тихохідних передач).

**Наукова новизна.** За результатами аналізу динаміки викрашування розроблені науково обґрунтовані критерії граничного і припустимого станів зубчастих передач, необхідні для оцінки їх придатності та прогнозування ресурсу при ремонті.

**Практична значимість.** У результаті досліджень динамік викрашування були встановлені достовірні критерії оцінки контактної руйнування та стану зубчастих передач після плазмового зміцнення. Цими критеріями є величина  $S_{ор}$  рівна відношенню площі руйнування зуба з найбільшими пошкодженнями, до площі поверхні ніжки зуба (викрашування на головках зубів не спостерігалось), а також найбільша глибина  $\delta_{max}$  ямок викрашування.

**Ключові слова:** відкриті зубчасті передачі; динаміка викрашування зубів; критерії оцінки контактної руйнування, граничний стан.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ

Зубчасті передачі займають провідне місце в механічних системах і від їхнього поточного технічного стану залежать безпека виробництва і якість продукції, що випускається. Наприклад, шарові млини, призначені для дроблення різних руд, вугілля й іншої сировини, обладнаються відкритими зубчастими передачами. Вони працюють в умовах ударно-циклічних контактних навантажень, що викликає високі вимоги до несучої здатності зубчастої передачі [1]. Зниження несучої здатності визначається такими причинами: знеміцнення зуба в його основі, втомне викрашування контактної поверхні та зношування профілю зуба. Тому для підвищення надійності приводів і трансмісій актуальною є розробка науково обґрунтованих і достовірних критеріїв оцінки граничних станів деталей.

## АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Типові пошкодження робочих поверхонь зубчастих передач визначаються конструкцією й особливостями експлуатації. Сили, що діють на зуби, викликають їх вигин, стиск і тангенціальні деформації за рахунок тертя в зоні контакту.

У роботі [2] наведені приклади зношування робочих профілів зубів під дією ударних навантажень при вході зубів у контакт один з одним. Показано, що найбільше часто в практиці зустрічаються характерні види зношування по головці зуба, по робочому профілю зуба, по ніжці зуба.

Проникнення твердих тіл (піску, пилу, забрудненого масла й ін.) у вузол тертя приводить до інтенсивного руйнування тертьових поверхонь, внаслідок мікропластичних деформацій і зрізу металу абразивними тілами [3].

Руйнування зубів привода шарових млинів, при тривалій роботі, можна, в основному, підрозділяти на два види:

1) поломка зуба від вигину в зоні його переходу в обід, де має місце висока концентрація напруг;

2) пошкодження робочої поверхні зуба, яке звичайно починається з викрашування та може привести до обминання, задирам і поломці зуба.

Біля основи недостатньо міцного зуба при підвищеній концентрації напруг на розтягнутій стороні з'являється втомна тріщина, яка, поступово поширюючись у глиб тіла зуба й уздовж його основи, приводить до руйнування.

Причинами втомного викрашування та відшарування поверхневого шару є: недостатній запас міцності; дефекти термообробки; невідповідність в'язкості змащення; підвищена шорсткість поверхні; викривлення профілю зуба внаслідок інтенсивного зношування або заїдання; локалізація контакту внаслідок перекосів корпусу, погрішностей по напрямкові зуба або надмірної величини поздовжньої модифікації [4].

Різні види пошкоджень деталей гірничих машин у загальному виді розглянуті в роботах [5-19]. Їхнє точне визначення допомагає не тільки ідентифікувати стан деталей при ремонті машин, але й розкрити причини того або іншого пошкодження, а також розробити заходи щодо підвищення надійності машин.

Представлена класифікація видів пошкоджень є загальною; більш конкретизована класифікація може бути складена для вузьких класів механічних об'єктів на підставі результатів їх досліджень. У першу чергу це відноситься до зубчастих передач, пошкодженню яких присвячені роботи Д.Н. Решетова, А.І. Петрусевича, Л.Д. Часовникова, Г.І. Солоду, Л.А. Молдавського та інших авторів. У практиці машинобудування США види пошкоджень зубчастих коліс регламентуються спеціальним стандартом AGMA 110.03, у Великобританії для зубчастих коліс гірничих машин існує нормаль Національного вугільного керування [20].

Узагальнюючи матеріали цих і інших робіт, можна виділити наступні види пошкоджень зубчастих коліс:

- злам зубів (втомний, статичний, через потрапляння стороннього предмета, тріщини, відкол торців, відкол вершин);
- контактні пошкодження зубів (втомне викрашування, відшаровування поверхневого шару);
- зношування зубів (абразивно-механічне, заїдання, піднутрення);
- пластичні деформації робочих поверхонь зубів;
- корозія.

У результаті зношування відбувається поступова зміна розмірів деталей сполучення. Мірою зношування є сумарна одиниця руйнування, яка визначається зменшенням лінійних розмірів деталі, її обсягу або маси. Основною мірою зношування є лінійне зношування, обумовлене зміною розмірів деталі по нормалі до поверхні тертя. Внаслідок того, що зношування є функцією часу, для його кількісної характеристики застосовується показник – швидкість зношування, тобто відношення лінійного зношування деталі до часу, протягом якого визначається зношування [16,18].

Зношування є самим характерним видом пошкодження зубчастих коліс гірничих машин. Критерієм для відбраковування коліс через зношування є фактичний розмір довжини загальної нормалі, який повинен бути не менше наявного в ремонтній документації на дану машину [17,19].

Дотепер не вироблено єдиного критерію граничного стану зубчастих передач по контактних пошкодженнях зубів. Є близько десяти різних критеріїв, наведених у вітчизняній і закордонній літературі, у яких за цей критерій приймається частина площі робочих поверхонь зубів, уражена зазначеними пошкодженнями. Ця частина, згідно даним ряду дослідників, складає від 0,6 до 50%. При дефектації гірничих машин на Інгuleцькому ГЗК таким критерієм є ураження 15–25% площі робочих поверхонь зубів. При цьому також береться до уваги розмір віспин піттинга або відшаровування, а також наявність на зубах інших пошкоджень.

Відокремлення невирішених раніше частин загальної проблеми

### ВІДОКРЕМЛЕННЯ НЕВИРІШЕНИХ РАНІШЕ ЧАСТИН ЗАГАЛЬНОЇ ПРОБЛЕМИ

В даний час при оцінці працездатності активних поверхонь зубів найчастіше використовують параметр  $S_a = A_{pit}/A_{ном}$ , де  $A_{pit}$  – площа зуба, ушкоджена внаслідок втомного викришування;  $A_{ном}$  – номінальна площа активних поверхонь зубів.

Є рекомендації [1, 21], відповідно до яких  $S_{a\max} = 0,5\%$  для зубів з поверхневим зміцненням і  $S_{a\max} = 2\%$  при однорідній структурі матеріалу. Застосування зазначених значень при дефектації зубчастих коліс може привести до передчасного вибракування та необґрунтованому зниженню їх ресурсу.

Установлено, що, наприклад, для зубчастих передач трансмісії найнебезпечнішими з погляду ресурсу передач є глибинні (підповерхневі) контактні руйнування, тому що вони завжди бувають прогресуючими, приводять до відділення великих часток металу, інтенсивному зношуванню зубів і швидкому виходу передачі з ладу (рис. 1).

Аналіз експериментальних даних, наприклад [17, 18, 22, 23], свідчить про те, що існуючі рекомендації з критеріїв граничних станів високонавантажених зубчастих передач суперечливі та не повною мірою враховують взаємозв'язок між характеристиками контактних ушкоджень зубів і експлуатаційними властивостями передач.

### МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета роботи – дослідження та одержання науково обґрунтованих критеріїв граничних станів відкритих важконавантажених зубчастих передач, визначення допустимого ступеня викрашування найбільш пошкодженої площадки контакту, а також прогнозування ресурсу при подальшому ремонті.

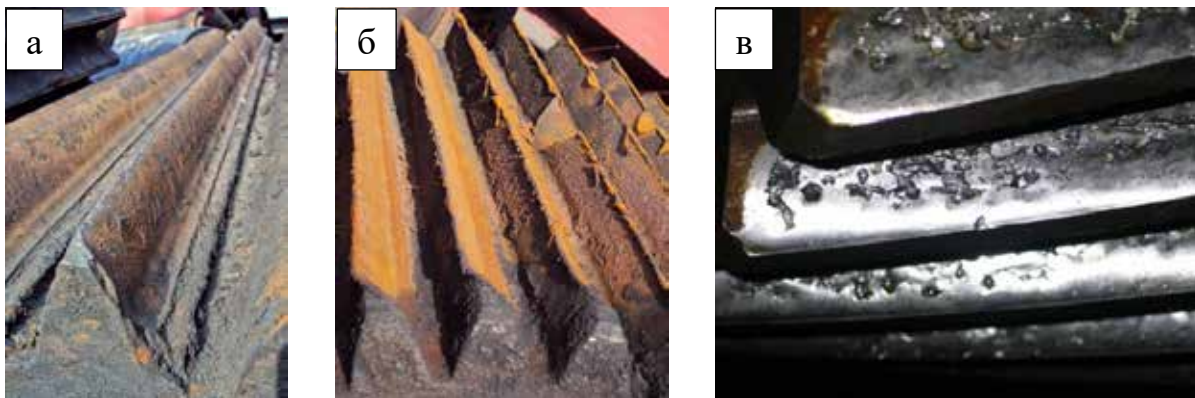


Рис. 1. Пошкодження крупномодульних зубчастих коліс при експлуатації: а – катастрофічне зношування (втомне, абразивне); б – утоніння зубу з пластичною деформацією; в – осповидне (втомне) зношування

### МЕТОДИ, ОБ'ЄКТ ТА ПРЕДМЕТ ДОСЛІДЖЕННЯ

Методологія визначення критеріїв оцінки граничних станів високонавантажених передач заснована на результатах досліджень несучої здатності поверхво зміцнених зубчастих передач трансмісій і приводів. Прийнято, що характеристиками стану активних поверхонь зубів шестірні (колена) є:

– ступінь викрашування  $G_S$  (%), тобто відношення сумарної площі ямок викрашування, що розтошовані в межах розглядуємої ділянки активної поверхні зуба, до його номінальної площі;

– ступінь викрашування по глибині  $G_h$ , тобто відношення максимальної глибини ямки викрашування до ширини площадки контакту, що визначається при максимальному контактному напруженні;

– ступінь викривлення профілю  $G_f$ , що визначається як відношення найбільшої погіршеності профілю по евольвенті, знайденої при вимірі циклічної погіршеності  $f_{zoor}$  до номінальної довжини евольвенти активної поверхні;

– ступінь поширення викрашування  $S$ , тобто відношення максимальної довжини до номінальної довжини ділянки (для оцінювання розвитку викрашування по висоті профілю –  $G_H$  та вздовж лінії зуба –  $G_b$ ) динаміка викрашування, що визначається як різниця характеристик ступеню викрашування, віднесена до різниці відповідних значень числа циклів зміни контактних напруг.

Періоди розвитку викрашування (рис. 2) характеризуються наступними процесами:

– зародження та розвиток втомних тріщин ( $0 < N_H < N_{Hs0}$ );

– початкове припрацювальне викрашування ( $K_{S1} > 0$ ), у плинні якого з'являються перші окремі осередки пошкодження ( $N_{Hs0} < N_H < N_{Hs1}$ );

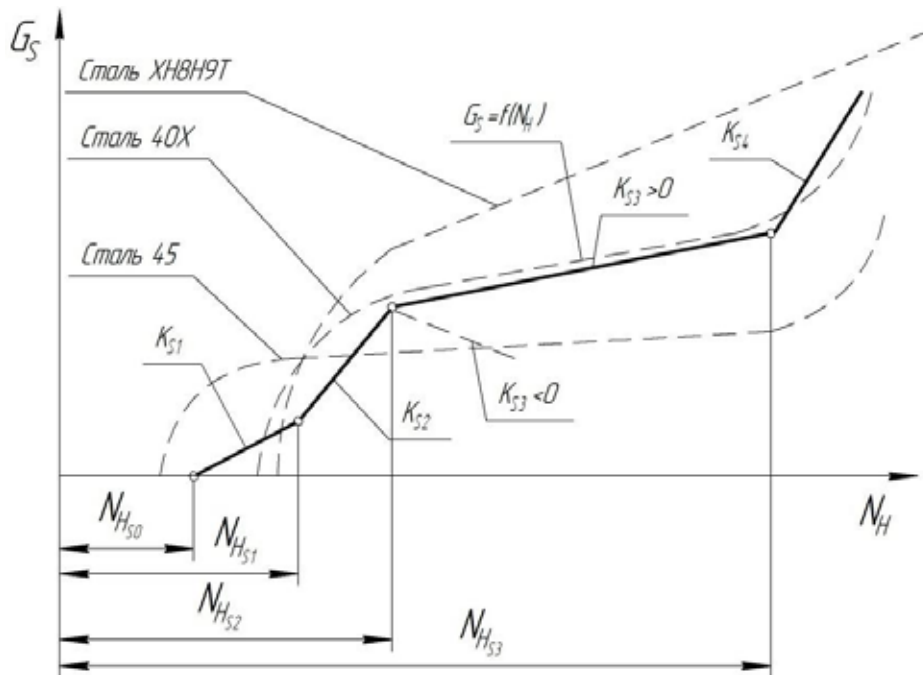
– інтенсивне припрацювальне викрашування ( $K_{S2} > K_{S1}$ ), у плинні якого швидкість зміни ступеня викрашування різко зростає ( $N_{Hs1} < N_H < N_{Hs2}$ );

– прогресуюче викрашування, що встановилося ( $K_{S3} < K_{S2}$ ) у плинні якого спостерігається стійкий ріст ступеня викрашування з невеликою динамікою розвитку руйнувань ( $N_{Hs2} < N_H < N_{Hs3}$ );

– прогресуюче викрашування ( $N_H > N_{Hs3}$ ), у плинні якого відбувається ріст ступеня викрашування з великою динамікою розвитку руйнувань ( $K_{S4} > K_{S3}$ ).

На окремих ділянках активної поверхні може спостерігатися непрогресуюче викрашування ( $N_{Hs2} < N_H < N_{Hs3}$ ) при якому ступінь викрашування постійна або зменшується ( $K_{S3} < 0$ ).

Параметри стану ділянок активних поверхонь зубів:  $A_a$  – номінальна площа активної поверхні головки зуба, мм<sup>2</sup>;  $A_f$  – номінальна площа активної поверхні ніжки зуба, мм<sup>2</sup>;  $A_{ph}$  – номінальна площа активної поверхні зуба, мм<sup>2</sup>;  $b_n$  – півширина площадки контакту, мм;  $G_{Gb}$  – постійна похилої ділянки кривої контактної втоми, яка отримана по ступеню викрашування найбільш навантаженої ділянки



**Рис. 2.** Залежність ступеня  $G_S$  від числа  $N_H$  циклів навантаження;  $K_S$  – коефіцієнт інтенсивності розвитку викрашування;  $N_H$  – середнє значення числа циклів зміни напруг;  $N_{Hs0}$ ,  $N_{Hs1}$ ,  $N_{Hs2}$ ,  $N_{Hs3}$  – число циклів

площини контакту;  $G_G$  – постійна похилої ділянки кривої контактної втоми, яка отримана по ступеню викрашування зуба;  $G_{Gb1}$  – постійна похилої ділянки кривої контактної втоми, яка отримана при умовному ступеню викрашування найбільш навантаженої площини контакту  $G_b = 1$ ;  $G_H$  – постійна похилої ділянки кривої контактної втоми матеріалу;  $d_x$  – діаметр характерних ямок викрашування;  $D_N$  – дисперсія числа циклів зміни напруження;  $D_S$  – дисперсія ступеня викрашування елементарних ділянок активної поверхні зуба;  $f_{zop}$  – найбільша погрішність профілю, яка визначається при вимірі циклічної погрішності, мкм. Розрахункові формули параметрів та вказівки щодо їх застосування приведено в табл. 1.

Номинальні площі ділянок активної поверхні зуба визначаються множенням їх довжин на довжину лінії зуба на початковому циліндрі: для прямих зубів  $l = b_n$ ; для косих і шевронних  $l = b_n / \cos\beta$ , де  $\beta$  – кут нахилу зубів на початковому циліндрі.

Площа характерних ямок викрашування, розташованих у межах найбільш навантаженої площини контакту,  $S = \pi d_a^2 / 4$  (тут  $d_a \approx b_n$  – діаметр характерних ямок викрашування).

В табл. 1 та на рис. 3 прийняті наступні позначення:  $l_S$  – довжина пошкоджень частини площі контакту, мм;  $H_{sf}$  – довжина пошкоджень ділянки евольвенти на

ніжці зуба, мм;  $H_{sa}$  – довжина пошкодженої ділянки на головці зуба, мм;  $H_f$  – номінальна довжина евольвенти на ніжці зуба, мм;  $H_a$  – номінальна довжина евольвенти на головці зуба, мм.

При розробці конструкторської документації та експериментальних роботах критерії граничних станів повинні встановлюватись як по ступеню пошкодження поверхонь зубів, так і по зміні експлуатаційних характеристик вузла або агрегата, наприклад рівень шуму, кінематична похибка, ККД та ін.

### ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Незважаючи на різноманітність критеріїв, їх поєднує загальна функціональна властивість – визначити такий граничний стан зубчастих передач, при якому експлуатація останніх має бути припинена. Узагальнена характеристика стану активних поверхонь зубів і передач в цілому в залежності від числа циклів зміни напруги (тривалості експлуатації) може бути представлена вказівкою тієї стадії викрашування, яка визначає експлуатаційні властивості приводу (обмежене викрашування, прогресуюче викрашування та лавинне утворення вогнищ пошкоджень).

Для зубчастих коліс трансмісій, виготовлених із застосуванням поверхневих зміцнюючих обробок, авторами пропонується плазмове зміцнення робо-

**Таблиця 1.** Параметри ушкодження зубів і їх розрахункові формули

Найменування параметра	Розрахункова формула	Вказівки по застосуванню
Ступінь пошкодження площини контакту зуба	$G_{Sb} = \frac{\sqrt{S_1^2 + S_2^2}}{2b_n \cdot l}$	У якості критерію працездатності пари зубчастих коліс
Ступінь пошкодження найбільш навантаженої площини контакту	$G_{Sx} = \frac{d_x}{l} \cdot n_x$	У якості критерію працездатності пари зубчастих коліс
Ступінь викрашування	$G_{Sh} = h / (2b_{1max})$	У якості критерію для вибракування зубчастих коліс, підданих поверхневому зміцненню
Ступінь пошкодження ділянки активної поверхні зуба шестерні, що обмежена на ніжці зуба лініями: $f_{II} - f_I$	$G_{S_{f11}} = S_{f11} / A_{f11}$	Для оцінки стану активної поверхні зубів передачі при експлуатації та лабораторних дослідженнях короткозубих та шевронних передач Те саме для прямозубих передач Те саме
$f_I - \omega$	$G_{S_{f1}} = S_{f1} / A_{f1}$	
$f_{II} - \omega$	$G_{S_f} = S_f / A_f$	
Ступінь поширення пошкоджень: уздовж площини контакту на ніжці зуба шестірни	$G_I = l_S / l$	Для оцінки впливу якості виготовлення та складання передач і вибракування зубчастих коліс при експлуатації і лабораторних дослідженнях. У розрахункових формулах для визначення припустимих значень характеристик ступеня ушкодження та прогнозування залишкового ресурсу
на головці зуба шестірни	$G_{Hf} = H_{sf} / H_f$ $G_{Ha} = H_{sa} / H_a$	
Ступінь викривлення профілю зуба шестірни або зубчастого колеса	$G_F = D_F / H_{ph}$	Для вибракування зубчастих коліс при експлуатації та лабораторних дослідженнях

Примітка.  $S_1, S_2$  – площі викрашування площини контакту шестерні та зубчастого колеса відповідно, мм<sup>2</sup>;  $l$  – довжина контактної лінії, мм;  $S_f$  – площа викрашування ділянки активної поверхні  $A_f$  ніжки зуба.

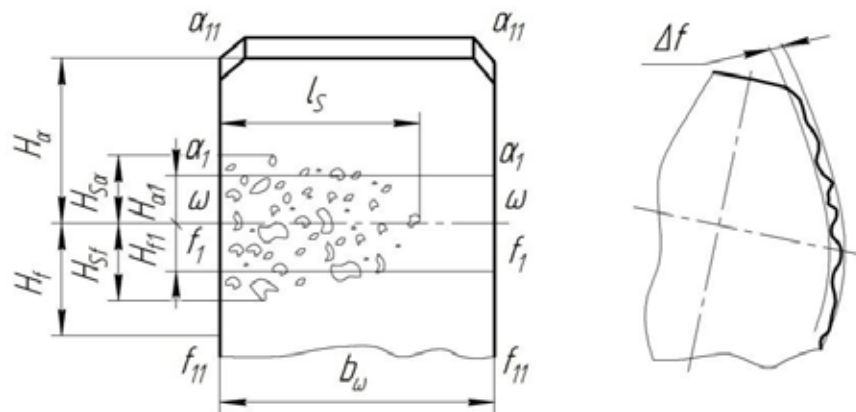


Рис. 3. Схема ушкодження зубів

чих поверхонь зубів [24], обмежене викрашування є проміжною стадією процесу, що безупинно протікає, руйнування, яке може переходити в прогресуюче викрашування. Прогресуюче викрашування характеризується безперервним збільшенням ступеня пошкодження активних поверхонь, зменшенням фактичної довжини контактних площадок і значним збільшенням навантаження на збережені ділянки поверхні. Тому таке викрашування є неприпустимим. У міру розвитку цієї стадії викрашування відзначається перехід зубчастої передачі в граничний стан, після досягнення якого подальша експлуатація сполучена з можливістю раптової втрати працездатності та виходом значень параметрів трансмісії за встановлені межі.

Для термозміцнених коліс обмежене викрашування, що виникає на початковому етапі експлуатації або випробувань, при подальшому збільшенні числа циклів може не переходити в стадію прогресуючого викрашування. Зокрема, поява обмеженого викрашування може бути пов'язана з проявом фактора точності виготовлення, наприклад: фактичні радіуси кривизни можуть відрізнятися від теоретичних. Після обім'яття і викрашування невеликих ділянок зубів з найменшими радіусами кривизни контактні напруги знижуються, що може запобігти подальшому розвитку пошкоджень. Для таких передач початкове викрашування може бути допустимим пошкодженням, оскільки наступні пластичні деформації можуть викликати перерозподіл навантаження, а також утворення профілів з підвищеною несучою здатністю. Подібні явища можна пояснити адаптацією геометрії поверхонь зубів до заданих умов взаємодії, що обумовлено природним зношуванням бічних поверхонь. При виборі визначального показника для оцінки стану активних поверхонь зубів необхідно враховувати, що критерії, засновані одночасно на двох характеристиках (відносній площі та глибині ямок пошкодження), є найбільш обґрунтованими, оскільки дозволя-

ють отримати об'єктивну кількісну характеристику розвитку руйнування зубчастих передач. Тому поняття ступеня пошкодження ділянки активної поверхні та відповідні показники руйнування рекомендуються як основні. Найчастіше по висоті профілю та вздовж лінії зуба викрашування розвивається нерівномірно. За певних умов на ніжках зубів утворюється друга зона мінімальної контактної міцності. Через перекося та похибки напрямку зубів пошкодження можуть концентруватися у одного з торців.

Одна інтегральна характеристика (ступінь пошкодження зуба) не дозволяє всебічно оцінити стан активної поверхні. Це пов'язано з тим, що головки зубів мають більшу опірність до руйнування, ніж ніжки, а у прямозубих коліс активна поверхня навантажена неоднаково через наявність зон одно- та двопарного зачеплення. При цьому навантаження по активній поверхні розподіляється нерівномірно. З цієї причини рекомендується вводити окремі показники ступеня пошкодження головок та ніжок зубів.

Необхідність введення окремих показників для контактної площадки обумовлюється тим, що через неї передається навантаження, та несуча здатність зубчастої передачі найчастіше визначається опірністю робочого об'єму матеріалу, обмеженого фактичним значенням площадки контакту. Показники ступеня поширення пошкоджень вздовж лінії зуба або вздовж площадки контакту рекомендуються як основні, оскільки визначають якість виготовлення та складання передачі, а також її конструктивні особливості. Для реальних зубчастих передач неприпустиме пошкодження визначається як пошкодження активних поверхонь, при якому граничний стан досягається у міжремонтний період між двома регламентними оглядами.

В якості неприпустимого пошкодження зміцнених косозубих коліс рекомендується приймати пошкодження ніжок зуба та розповсюдження викрашування на головку (див. рис. 3). Цьому ж критерію для пря-

мозубих термопокрашених коліс відповідають граничні значення циклічної похибки  $f_{z\text{zor}} = 80 \div 110$  мкм, обумовлені неприпустимим розвитком пошкоджень. Для таких передач зміна початкової геометрії профілю внаслідок викрашування, пластичних деформацій та зношування призводить до виникнення додаткових динамічних навантажень, підвищеного рівня шуму та інших дефектів.

Критерієм працездатного стану є обмежене викрашування ділянки робочої поверхні зубів (відносно площею  $S_{\text{от}}$  не більш 20%) за умови, що максимальний розмір одиничного пошкодження обмежений умовами, обумовленими відповідно до співвідношень:

$$h_{\text{max}} \leq h_T; \varepsilon_{\text{max}} \leq \varepsilon_T; \delta_{\text{max}} \leq \delta_T \quad (1)$$

де  $h_{\text{max}}$  – ширина зони викрашування (рис. 4);

$\varepsilon_{\text{max}}, \delta_{\text{max}}$  – максимальні розміри одиничних ямок викрашування.

Рекомендовані значення  $h_T, \varepsilon_T, \delta_T$  вибираються залежно від модуля зуба. Відносну площу викрашування визначаємо по формулі:

$$S_{\text{от}} = S / (h_T l), \quad (2)$$

де  $S$  – сумарна площа викрашування

$l$  – довжина зуба.

Граничний стан активних поверхонь зубів при вибракуванні зубчастих коліс трансмісії рекомендується встановлювати за наступними критеріями:

1. Припустимому ступеню поширення викрашування вздовж лінії зуба та припустимому ступеню викрашування найбільш зруйнованої площадки контакту (для високонавантажених передач):

$$G_{\text{Spb}} = 1 - K_L \left( \frac{\sigma_{\text{Hp}}}{\sigma_{\text{Hlimb}}} \right)^2, \quad (3)$$

де  $\sigma_{\text{Hp}}$  – контактна напруга, що допускається;

$K_L$  – коефіцієнт концентрації напруг;

$\sigma_{\text{Hlimb}}$  – межа контактної витривалості.

Припустимий ступінь викрашування найбільш пошкодженої площадки контакту визначають із досвіду експлуатації, дані були отримані з гірничозбагачувальних комбінатів ІнГЗК, ПівнГЗК міста Кривої Ріг. При розрахунках припустимого ступеня викрашування передбачається, що в результаті викрашування контактні напруги в центрі площадки контакту досягають межі контактної витривалості ( $\sigma_{\text{Hlimb}}$ ), що відповідає базовому числу циклів зміни напруг.

2. Припустимому ступеню викривлення профілю зуба для передач підвищеної точності, до яких пред'являються особливі вимоги щодо рівня шуму, відсутності динамічних навантажень, циклічної та кінематичної похибки.

3. Граничному ступеню викрашування або граничній глибині викрашування найбільш зруйнованої площадки контакту (для тихохідних передач) визначається також з досвіду експлуатації та обмежується величиною:

$$G_{\text{Spb}} = 1 - K_L \left( \frac{\sigma_{\text{Hp}}}{\sigma_{\text{Hpmax}}} \right)^2. \quad (4)$$

При цьому приймається, що максимальні контактні напруги в центрі площадки контакту зношеного та зруйнованого зуба досягають граничної контактної напруги  $\sigma_{\text{Hpmax}}$ .

Припустима ступінь  $G_b$  поширення викрашування уздовж лінії зуба визначають із досвіду експлуатації передач. При відсутності експериментальних даних рекомендується припустимий ступінь викрашування вздовж лінії зуба обмежувати середньою величиною плями контакту по довжині зуба. Для ступенів точ-

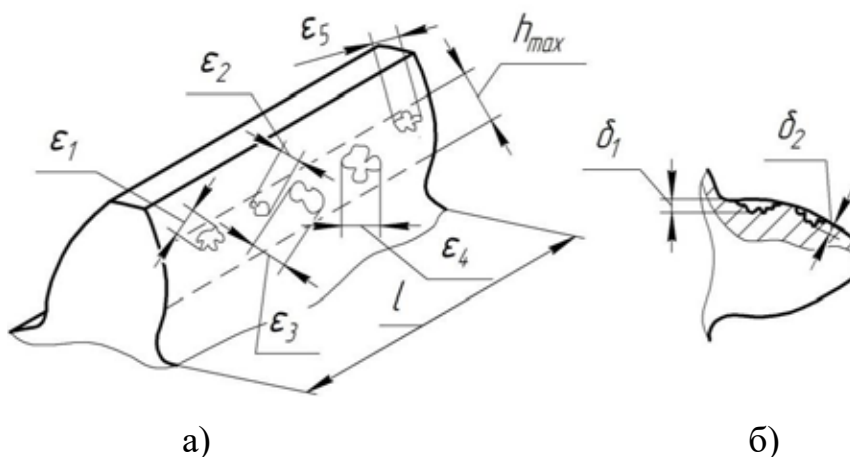


Рис. 4. Схема розташування та виміру основних параметрів руйнування зубчастих коліс у вигляді глибинного викрашування: а) загальний вид робочої частини найбільш пошкодженого зуба; б) перетин зуба, у якому розташовано одиничне руйнування

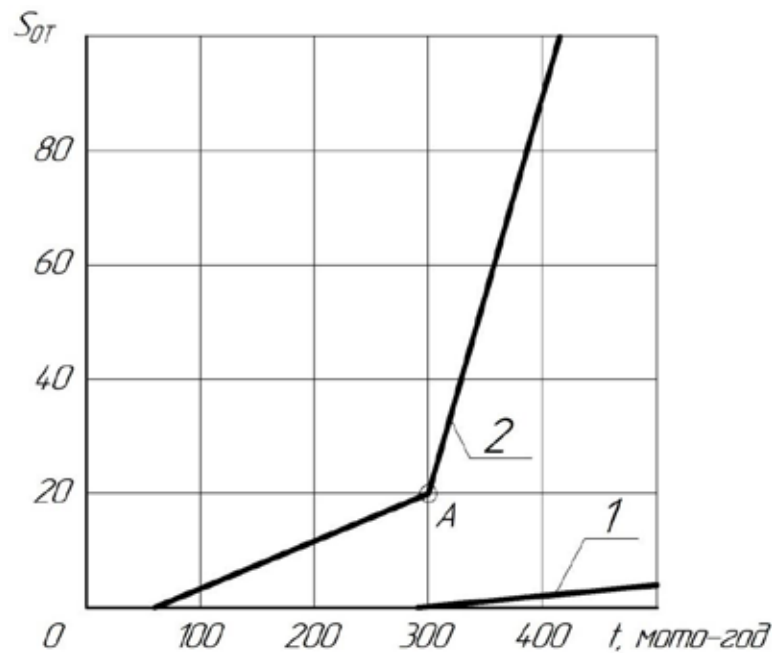


Рис. 5. Залежність відносної площі руйнування від тривалості стендових випробувань при поверхневому (1) та глибинному (2) викрашуваннях

ності за нормами контакту 6, 7, 8, 9, 10 значення призначають відповідно 0,7; 0,6; 0,5; 0,4; 0,3.

Припустима ступінь викривлення профілю зуба при експлуатації вважається досягнутою, якщо ступінь точності, обумовлена при вимірі циклічної погрішності  $f_{z\text{zor}}$  знижується на одиницю в порівнянні з вихідної.

### ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Проведені дослідження показали, що найбільшу та достовірну інформацію про процеси контактних руйнувань поверхнево зміцнених зубчастих коліс можна отримати лише на підставі динаміки викрашування, отриманої за конкретних умов випробувань. На рис. 5 наведено залежності, що характеризують розвиток руйнування в процесі випробувань при поверхневому та глибинному викрашуваннях.

В результаті досліджень динаміки викрашування були встановлені достовірні критерії оцінки контактного руйнування та стану зубчастих передач після плазмового зміцнення. Цими критеріями є величина  $S_{\text{от}}$ , що дорівнює відношенню площі руйнування зуба з найбільшими пошкодженнями, до площі поверхні ніжки зуба (викрашування на головках зубів не спостерігалось), а також найбільша глибина  $\delta_{\text{max}}$  ямок викрашування. Взаємозв'язок між величинами  $S_{\text{от}}$  та  $\delta_{\text{max}}$  підтверджуються результатами випробувань.

За даними стендових випробувань після утворення одиничного викрашування залишковий ресурс зубчастого колеса не перевищує 30% від загальної довговічності. Інтенсивний розвиток глибинних руйнувань характеризується різкою зміною кута нахилу лінії 2

(точка A на рис. 5). При зниженні робочих напруг чи підвищенні фізико-механічних властивостей матеріалу або зменшувалася глибина залягання зони з мінімальним запасом циклічної міцності, або забезпечувався необхідний запас міцності. У цьому випадку спостерігалися лише поверхневі руйнування з глибиною ямок піттингу  $0,05 \div 0,1$  мм. Цей процес характеризується малим кутом нахилу залежності динаміки викрашування до осі t (час випробувань).

### ВИСНОВКИ

При зміцненні концентрованими джерелами енергії через специфічність обробки, а саме високі швидкості нагрівання та охолодження, можливо отримати структуру та властивості поверхневого шару, які недосяжні при традиційних способах термічної обробки. Наявність у поверхневому шарі стискаючих напруг та присутність залишкового аустеніту підвищують опірність зародженню та розповсюдженню тріщин.

Таким чином, при прогнозуванні ресурсу та оцінці працездатності зубчастих коліс із плазмовим зміцненням за результатами випробувань, а також в умовах експлуатації необхідно насамперед установити вид контактного ушкодження зубів. Виникнення навіть одиничного викрашування свідчить про недостатню несучу здатність зміцненого шару.

За результатами аналізу динаміки викрашування розроблені науково обґрунтовані критерії граничного та припустимого станів зубчастих передач, необхідні для оцінки їх придатності та прогнозування ресурсу при ремонті.



## REFERENCES

- [1] Nechaev, V.P., & Ryazancev, A.A. (2012). Surface layers of mining machinery heavily loaded details properties modification by means of plasma hardening [Modifikatsiya svoystv poverhnostnykh sloev tyazhelonagruzhenykh detaley gornyykh mashin posredstvom plazmennogo uprochneniya]. *Visnyk Kryvoriz'kogo natsional'nogo universytetu*, (3), pp. 123–127. [in Russian].
- [2] Aistov, I.P. (2005). Evaluation of dynamic loads acting in gear coupling of aviation gear pumps [Otsenka dinamicheskikh nagruzok, deystviyuschih v zubchatom zatsplenii shesterennogo nasosa aviatsionnogo naznacheniya]. *Izvestiya vuzov. Mashinostroenie*, (2), pp. 23–27. [in Russian].
- [3] Tkachev, V.N. (1995). *Workability of machine parts under conditions of rapid wear* [Rabotosposobnost detaley mashin v usloviyakh abrazivnogo iznashivaniya]. Moskva: Mashinostroenie. 335 p. [in Russian].
- [4] Ibragimova, Z.A., Shukhanova, Zh.K., Asan, A.E., & Povetkin, V.V. (2014). Types of wear and damage of gears in ball mills [Vidy i iznosa i povrezhdeniya zub'ev privoda sharovykh melnits]. *Trudy Mezhdunarodnykh Satpaevskikh chteniy «Rol i mesto molodykh uchenykh v realizatsii Kazahstan 2050»*, pp. 184–188. [in Russian].
- [5] Moldavsky, L.A., Verklov, B.A., & Finkelstein Z.L. (1981). *Types of damage and durability of mining machinery transmissions* [Vidy povrezhdeniy i dolgovechnost' transmissiy gornyykh mashin]. Moskva: Nedra. 192 p. [in Russian].
- [6] Shubina, N.B., Gryaznov, B.P., Shakhtin, I.M., Morozov, V.I., & Berezkin V.G. (1985). *Prevention of mining equipment parts breakage* [Preduprezhdenie razrusheniya detaley zaboynogo oborudovaniya]. Moskva: Nedra. 215 p. [in Russian].
- [7] Solod, G.I., Shakhova, K.I., & Rusikhin V.I. (1979). *Increasing durability of mining machines* [Povyshenie dolgovechnosti gornyykh mashin]. Moskva: Mashinostroenie. 184 p. [in Russian].
- [8] Reshchikov, V.F. (1975). *Friction and wear of heavy-duty gears* [Trenie i iznos tyazhelonagruzhenykh peredach]. Moskva: Mashinostroenie. 232 p. [in Russian].
- [9] Choy, F.K., Polyshchuk, V., Zakrajsek, J.J., Handschuh, R.F., & Townsend, D.P. (1996). Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system. *Tribology international*, (29), pp. 77–83.
- [10] Ognjanovic, M. (2004). Progressive gear teeth wear and failure probability modeling. *Tribology in industry*, 26 (3&4), pp. 44–49.
- [11] Flodin, A. & Andersson, S. (1999) Wear simulation of spur gears. *Tribotest journal*, 5(3), pp. 225-250.
- [12] Ristivojevic, M., Lazovic, T., & Vencl, A. (2013). Studying the load carrying capacity of spur gear tooth flanks. *Mechanism and machine Theory*, (59), pp. 125–137.
- [13] Wojnarowski, J., & Onishchenko, V. (2003) Tooth wear effects on spur gear dynamics. *Mechanism and machine Theory*. (59), pp. 161–178.
- [14] Kuang, J. H., & Lin, A. D. (March 1, 2001). The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair. *ASME. J. Vib. Acoust.* July 2001, 123(3), pp. 311–317. <https://doi.org/10.1115/1.1379371>
- [15] Amarnath, M., Chandramohan, S., & Seetharaman, S. (2012). Experimental investigations of surface wear assessment of spur gear teeth. *Journal of Vibration and Control*, 18(7), pp. 1009–1024. <https://doi.org/10.1177/1077546311399947>
- [16] Feng Ke, Ji, J.C., Qing Ni, & Beer, M. (2023). A review of vibration-based gear wear monitoring and prediction techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing*, (182), 109605. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109605>
- [17] Glodež, S., Aberšek, B., Flašker, J., & Ren, Z. (2004). Evaluation of the service life of gears in regard to surface pitting. *Engineering Fracture Mechanics*, 71(4-6), pp. 429–438. [https://doi.org/10.1016/S0013-7944\(03\)00049-3](https://doi.org/10.1016/S0013-7944(03)00049-3)
- [18] Aslantaş, K., & Taşgetiren, S. (2004). A study of spur gear pitting formation and life prediction. *Wear*, 257(11), pp. 1167–1175. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.08.005>
- [19] Wojnarowski, J., & Onishchenko, V. (2003). Tooth wear effects on spur gear dynamics. *Mechanism and Machine Theory*, 38(2), pp. 161-178. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(02\)00091-5](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(02)00091-5)
- [20] Semencha, P.V., & Zislin, Yu.A. (1990). *Gearboxes of mining machines. Design, calculation and testing* [Reduktoryi gornyykh mashin. Konstruktsii, raschet i ispytaniya]. Moskva: Nedra. 237 p. [in Russian].
- [21] Ayrapetov, E.P. (2000). *State and prospects of developing methods of calculating load and strength of gears by coupling* [Sostoyaniye i perspektivnyy razvitiya metodov rascheta nagruzhenosti i prochnosti peredach zatspleneniem]. Izhevsk: IzhGTU. 116 p. [in Russian].
- [22] Petrusevich, A.I. (1969). *Contact strength of machine parts* [Kontaktynaya prochnost detaley mashin]. Moskva: Mashinostroenie. 64 p. [in Russian].
- [23] Tesker, E.I., Yakovlev, N.M., Salolykin, M.F., & Sirotn, V.V. (2008). Methods of determining the criteria of boundary states of high-duty gears in transmissions and drives [Metodologiya opredeleniya kriteriev predelnykh sostoyaniy vyisokonagruzhenykh zubchatykh peredach transmissiy i privodov]. *Vestnik mashinostroeniya*, (2), pp. 12–16. [in Russian].
- [24] Ryazantsev, A., Nechaev, V., & Bondar, O. (2019) Surface hardening technology with a concentrated energy source. *International Journal of Integrated Engineering*, 11(8), pp. 135–142. URL: <https://publisher.uthm.edu.my/ojs/index.php/ijie/article/view/5014>

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Нечаев, В.П., & Рязанцев, А.А. (2012). Модификация свойств поверхностных слоев тяжело нагруженных деталей горных машин посредством плазменного упрочнения. *Вісник Криворізького національного університету*, (3). С. 123–127.

- [2] Аистов, И.П. (2005). Оценка динамических нагрузок, действующих в зубчатом зацеплении шестеренного насоса авиационного назначения. *Известия вузов. Машиностроение*, (2). С. 23–27.
- [3] Ткачев, В.Н. (1995). *Работоспособность деталей машин в условиях абразивного изнашивания*. Москва: Машиностроение. 335с.
- [4] Ибрагимова, З.А., Шуханова, Ж.К., Асан, А.Е., & Поветкин, В.В. (2014). Виды износа и повреждения зубьев привода шаровых мельниц. *Труды Международных Сампаевских чтений «Роль и место молодых ученых в реализации Казахстана 2050»*. С. 184–188.
- [5] Молдавский, Л.А., Верклов, Б.А., & Финкельштейн, З.Л. (1981). *Виды повреждений и долговечность трансмиссий горных машин*. Москва: Недра. 192с.
- [6] Шубина, Н.Б., Грязнов, Б.П., Шахтин, И.М., Морозов, В.И., & Березкин В.Г. (1985). *Предупреждение разрушения деталей забойного оборудования*. Москва: Недра. 215с.
- [7] Солод, Г.И., Шахова, К.И., & Русихин В.И. (1979). *Повышение долговечности горных машин*. Москва: Машиностроение. 184с.
- [8] Решиков, В.Ф. (1975). *Трение и износ тяжелонагруженных передач*. Москва: Машиностроение. 232с.
- [9] Choy, F.K., Polyshchuk, V., Zakrajsek, J.J., Handschuh, R.F., & Townsend, D.P. (1996). Analysis of the effects of surface pitting and wear on the vibration of a gear transmission system. *Tribology international*, (29), pp. 77–83.
- [10] Ognjanovic, M. (2004). Progressive gear teeth wear and failure probability modeling. *Tribology in industry*, 26 (3&4), pp. 44–49.
- [11] Flodin, A. & Andersson, S. (1999) Wear simulation of spur gears. *Tribotest journal*, 5(3), pp. 225-250.
- [12] Ristivojevic, M., Lazovic, T., & Vencl, A. (2013). Studying the load carrying capacity of spur gear tooth flanks. *Mechanism and machine Theory*, (59), pp. 125–137.
- [13] Wojnarowski, J., & Onishchenko, V. (2003) Tooth wear effects on spur gear dynamics. *Mechanism and machine Theory*. (59), pp. 161–178.
- [14] Kuang, J. H., & Lin, A. D. (March 1, 2001). The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair. *ASME. J. Vib. Acoust.* July 2001, 123(3), pp. 311–317. <https://doi.org/10.1115/1.1379371>
- [15] Amarnath, M., Chandramohan, S., & Seetharaman, S. (2012). Experimental investigations of surface wear assessment of spur gear teeth. *Journal of Vibration and Control*, 18(7), pp. 1009–1024. <https://doi.org/10.1177/1077546311399947>
- [16] Feng Ke, Ji, J.C., Qing Ni, & Beer, M. (2023). A review of vibration-based gear wear monitoring and prediction techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing*, (182), 109605. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2022.109605>
- [17] Glodež, S., Aberšek, B., Flašker, J., & Ren, Z. (2004). Evaluation of the service life of gears in regard to surface pitting. *Engineering Fracture Mechanics*, 71(4-6), pp. 429–438. [https://doi.org/10.1016/S0013-7944\(03\)00049-3](https://doi.org/10.1016/S0013-7944(03)00049-3)
- [18] Aslantaş, K., & Taşgetiren, S. (2004). A study of spur gear pitting formation and life prediction. *Wear*, 257(11), pp. 1167–1175. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.08.005>
- [19] Wojnarowski, J., & Onishchenko, V. (2003). Tooth wear effects on spur gear dynamics. *Mechanism and Machine Theory*, 38(2), pp. 161-178. [https://doi.org/10.1016/S0094-114X\(02\)00091-5](https://doi.org/10.1016/S0094-114X(02)00091-5)
- [20] Семенча, П.В., & Зислин, Ю.А. (1990). *Редукторы горных машин. Конструкции, расчет и испытания*. Москва: Недра. 237с.
- [21] Айрапетов, Э.П. (2000). *Состояние и перспективы развития методов расчета нагруженности и прочности передач зацеплением*. Ижевск: ИжГТУ. 116с.
- [22] Петрусевич, А.И. (1969). *Контактная прочность деталей машин*. Москва: Машиностроение. 64с.
- [23] Тескер, Е.И., Яковлев, Н.М., Салолыкин, М.Ф., & Сиротин, В.В. (2008). Методология определения критериев предельных состояний высоконагруженных зубчатых передач трансмиссий и приводов. *Вестник машиностроения*, (2). С. 12–16.
- [24] Ryazantsev, A., Nechaev, V., & Bondar, O. (2019) Surface hardening technology with a concentrated energy source. *International Journal of Integrated Engineering*, 11(8), pp. 135–142. URL: <https://publisher.uthm.edu.my/ojs/index.php/ijie/article/view/5014>