

В. Оніщенко

Професор, докт. техн. наук

А. Кузнецова

Інженер

Донецький національний
технічний університет,
м. Донецьк

УДК 621.833

ВПЛИВ ЗНОСУ ДВООПУКЛО- ВГНУТИХ ЗУБЦІВ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ НА ПАРАМЕТРИ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Експериментально встановлено, що в результаті зношування зубців конічних передач з двоопукло-вгнутими зубцями змінюється форма їхнього профілю. Досліджено вплив зносу на радіуси кривини зубця, на передаточне число зубчастієї передачі, на швидкості кочення і ковзання спряжених профілів, на контактні напруження зубців. Визначено характеристики, від яких залежить процес зношування. Наведена тривимірна картина розподілу зносу зубців шестерні та колеса.

двоопукло-вгнутий зубець, конічна передача, знос, радіус кривини, передаточне число, швидкість кочення, швидкість ковзання, контактне напруження

Конічні зубчасті передачі з двоопукло-вгнутими зубцями (ДОВ-зубцями) [1] останнім часом застосовуються все частіше в редукторах приводів гірничих машин, що обумовлене такими перевагами конічних коліс з ДОВ-зубцями, як висока навантажувальна здатність, більша плавність зачеплення й значне зниження шуму.

Досвід експлуатації приводів гірничих машин показав, що конічні колеса з ДОВ-зубцями мають більш високу працездатність у порівнянні з іншими типами конічних передач.

Оцінка працездатності зубчастих передач за вихідними параметрами зачеплення евольвентних профілів зубців є ненадійною, тому що не враховує, що через нерівномірне зношування форма профілю зубця відрізняється від вихідної, у результаті чого змінюються навантажувально-кінематичні параметри зачеплення, що, у свою чергу, впливає на інтенсивність зношування, а, отже, і на форму профілів зубців.

Слід очікувати, що результати дослідження зносостійкості зубчастих передач з ДОВ-зубцями дозволять розробити більш надійні методики розрахунку їхньої

довговічності, що є актуальною задачею. Для обґрунтування таких методик спочатку необхідно з'ясувати, як впливає викривлення профілю зубців на параметри їх зачеплення.

Проблемою зношування зубців зубчастих передач займалися багато дослідників. На основі аналізу великої кількості (1279) зношених зубчастих коліс приводів гірничих машин Молдавським Л.А. [3] встановлено факт тісного взаємозв'язку між різними видами ушкоджень зубців. На основі аналізу цього статистичного матеріалу було доведено, що викривлення профілю зубця в результаті зношування приводить до зменшення радіусів кривини, підвищення контактних напружень і, як наслідок, до пришвидшеного розвитку викришування, а також появи заїдання робочих поверхонь. Дж. Р. Мига [4] експериментально довів, що викривлення профілів загартованих зубців у результаті їх зношування істотно впливає на динамічні навантаження в зачепленні. А. Вілк [5], Дж. Н. Куанг і А. Д. Лін [6] додали у динамічну модель зачеплення профілів зношених коліс, використовуючи спрощену модель профілів зношених зубців і вважаючи

Таблиця 1

Основні параметри дослідженої зубчастої передачі

Параметр	Шестерня	Колесо
Середній нормальний модуль	13 мм	
Зовнішній коловий модуль	15,465 мм	
Кількість зубців	13	24
Коефіцієнти зміщення вихідного контуру	0,55	0,95
Середня арифметична шорсткість	6,3 мкм	
Ширина зубчастого вінця	70 мм	
Кутова швидкість шестерні	27,69 рад/с	

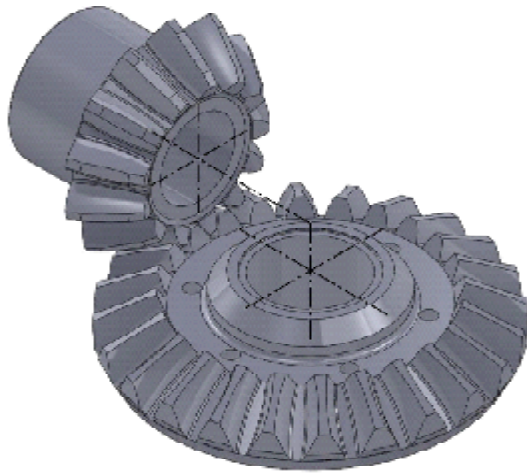


Рис. 1. Конічна передача з ДОВ-зубцями

передаточне відношення сталим. Ю. Войнаровські та Оніщенко В.П. провели аналітичні й експериментальні дослідження впливу деформації і зношування зубців на динаміку зубчастих коліс [7].

Великий обсяг досліджень зношування зубців наведено у [2], результати яких показали, що зміна профілю зубців під час зношування слід враховувати при розрахунках на довговічність зубчастих передач.

Таким чином, якщо розрахунку зубців циліндричних евольвентних передач на зношування приділяється велика увага, то оцінювання зношування конічних передач з ДОВ-зубцями в цей час взагалі не проводиться.

Нижче наведені результати дослідження зношування зубців проведені на базі аналізу зачеплення зубчастої передачі вугільного комбайна РКУ10 виробництва ЗАТ «Горлівський машинобудівник» (м. Горлівка, Донецька обл., Україна). Параметри передачі наведено у табл. 1.

Тривимірний модель дослідженої зубчастої передачі реалізована за допомогою системи автоматизованого тривимірного проектування й зображена на рис. 1.

Для оцінення ступеня впливу зношення зубців на якість зачеплення треба визначити ті характеристики, від яких залежить, в основному, сам процес зношування.

Визначення теоретичних значень зносу зубів зубчастих коліс базується на двох принципових припущеннях:

- сумарний знос в контактні двох контактуючих зубців пропорційний питомій потужності, що витрачається на подолання сил тертя;

- знос кожного зі спряжених зубців у контактній точці прямо пропорційний швидкості руху точки контакту з цих тіл і обернено пропорційний твердості контактної поверхні.

Математично ці положення можна подати в такому вигляді:

$$I_1 + I_2 = I = i_{zn} P_{мер} = i_{zn} f_{мер} S_H n_{sk}, \quad (1)$$

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{v_{t1}}{v_{t2}} \frac{HRC_2}{HRC_1}, \quad (2)$$

де I_1 і I_2 – лінійний знос контактуючих зубців у напрямку нормалі до поверхні контакту [мм], I – сумарний знос контактуючих зубців у контактній точці [мм]; i_{zn} – питома інтенсивність зношування [мм³/Вт]; $P_{мер}$ – питома потужність сил тертя в контактні при відносному коченні з ковзанням контактуючих зубців [Вт/мм²]; $f_{мер}$ – коефіцієнт тертя в контактні при відносному коченні з ковзанням контактуючих зубців; поздовжнє навантаження зубця,

$$S_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{36}}{R_{36}}} \text{ – нормальні контактні напруження}$$

[МПа] за Герцеєм; q – поздовжнє навантаження зубця,

$$[Н/мм]; R_{36} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \text{ – зведений радіус кривини контак-$$

$$\text{туючих профілів, [мм]; } E_{36} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \text{ – зведений модуль}$$

пружності матеріалів зубців [МПа]; E_1 та E_2 – модулі пружності матеріалів контактуючих зубців [МПа]; v_{t1} та v_{t2} – швидкості переміщення зони контакту за профілями зубців шестерні і колеса [м/с]; $v_{sk} = v_{t1} - v_{t2}$ – швидкість ковзання [м/с]; HRC_1 і HRC_2 – твердість робочих поверхонь контактуючих зубців.

Коефіцієнт тертя для умов важко навантаженого контакту для випадку ковзання з коченням визначається за формулою Дроздова Ю.Н. [10]:

$$f = \frac{4,5 \cdot 10^{-3} S_H^{0,02} \left[10 + \lg \left(\frac{HBR_a}{E_{36} R_{36}} \right) \right]}{n^{0,07} (u_{y1} + u_{y2})^{0,12} u_{sk}^{0,2}} \leq f_{max}, \quad (3)$$

де HB – міцність за Брінелем менш твердого з контактуючих матеріалів [МПа]; R_{36} – зведений радіус кривини контактуючих профілів [м]; R_a – середнє арифметичне відхилення шорсткості профіля менш твердого з контактуючих матеріалів [м]; v – кінематична в'язкість мастила при температурі поверхонь, що контактують [м²/с]; f_{max} – максимальне значення коефіцієнта тертя (для заданих умов $f_{max} = 0,12$).

Отже, основними характеристиками, що впливають на зношування зубців є: $f_{мер}$, σ_H , v_{t1} й v_{t2} , $P_{мер}$, v_{sk} , R_{36} .

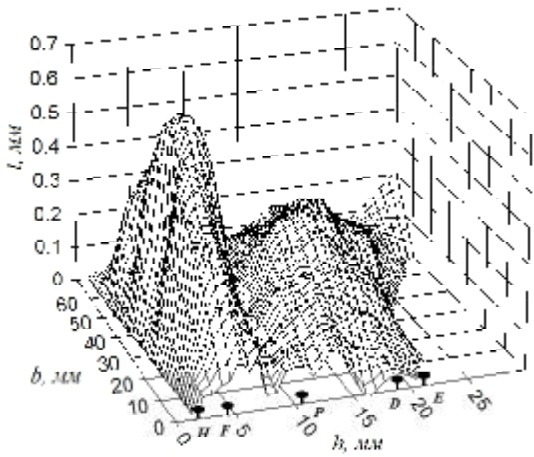


Рис. 2. Розподіл зносу I_1 по довжині b та висоті h зубця шестірни: P – полюс зачеплення; HF, DE – зони двопарного зачеплення

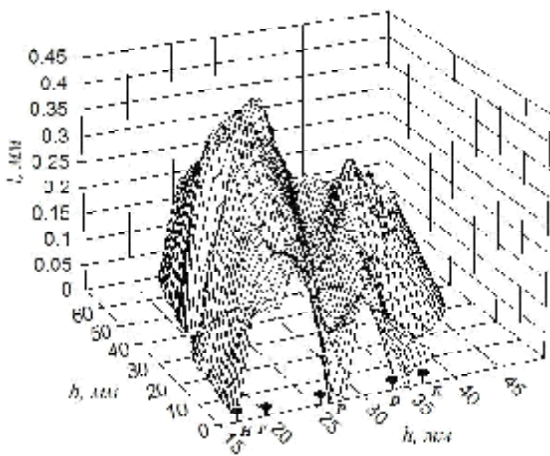
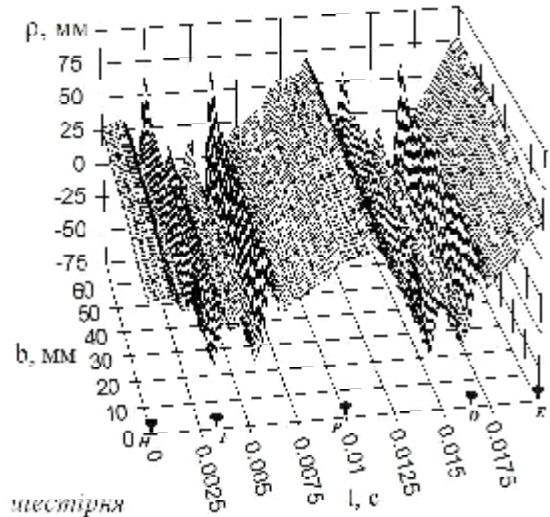


Рис. 3. Розподіл зносу I_2 по довжині зуба b та висоті зуба h колеса

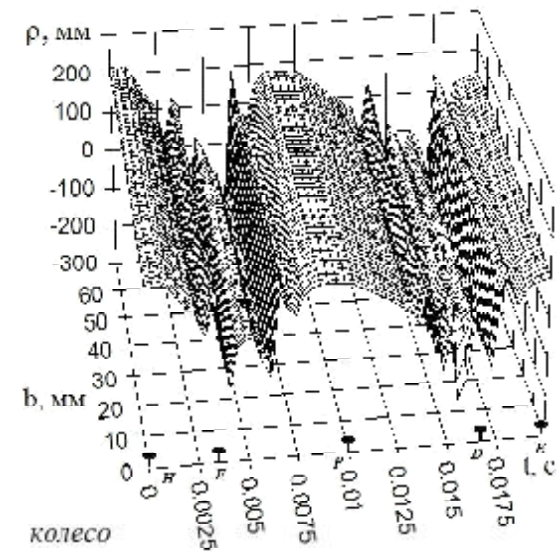
Для визначення ступеня зміни цих характеристик у залежності від зношування зубців необхідно було знайти координати зношеної поверхні зубця. Для цього були зроблені гіпсові відбитки западин зношених зубців коліс після певного періоду експлуатації. З метою визначення координат точок поверхні зношеного зубця був використаний метод лазерного сканування [8], запропонований вченими інституту робототехніки й керування технологічними процесами технічного університету Брауншвейга (ФРН) Симоном Вилькенбахом, Свенном Молкенстраком, Фрідріхом М. Войле [9].

Головна мета лазерного сканування – визначення просторових координат точок, розміщених на поверхні об'єкта. Лазер випускає промінь у напрямку до об'єкта. Лише незначна частина фотонів, що належать цьому променю, повертається назад і реєструється оптичними сенсорами приймального пристрою. Яка конкретно частина – залежить від відбивної здатності об'єкта, яка, в свою чергу, визначається кольором і фактурою.

Необхідною умовою цього методу є перетин променем лазера двох об'єктів одночасно – досліджуваного об'єкта, геометричні параметри якого нам невідомі, та опорного



шестірни



колеса

Рис. 4. Зміна радіусів кривини R_1 та R_2 по довжині зуба b у функції часу зачеплення t зубчастої пари

об'єкта з відомою нам геометрією, який знаходиться на задньому плані. Оскільки геометрія опорного об'єкта нам відома, знаходження координат точок видимої лазерної лінії відбувається внаслідок перетину опорного об'єкта і променів, що поглинаються світлочутливою матрицею цифрової камери. Результатом роботи є набір точок відбиття лазерного променя, які ніби покривають поверхню досліджуваного об'єкта. Так були визначені координати точок поверхонь зубців шестірни і колеса.

На підставі знайдених координат були створені математичні моделі зубчастих коліс зі зношеними зубцями, що дозволило змодельовати їх зачеплення з визначення усіх характеристик. Тривимірні графіки розподілу зносу по довжині і висоті зубця подні на рис. 2 та рис. 3.

За допомогою створених тривимірних моделей були обчислені радіуси кривини бічної поверхні зубців. Характер зміни радіусів кривини в процесі зачеплення по довжині зуба нового й зношеного профілів зубців шестірни й колеса подано на рис. 4.

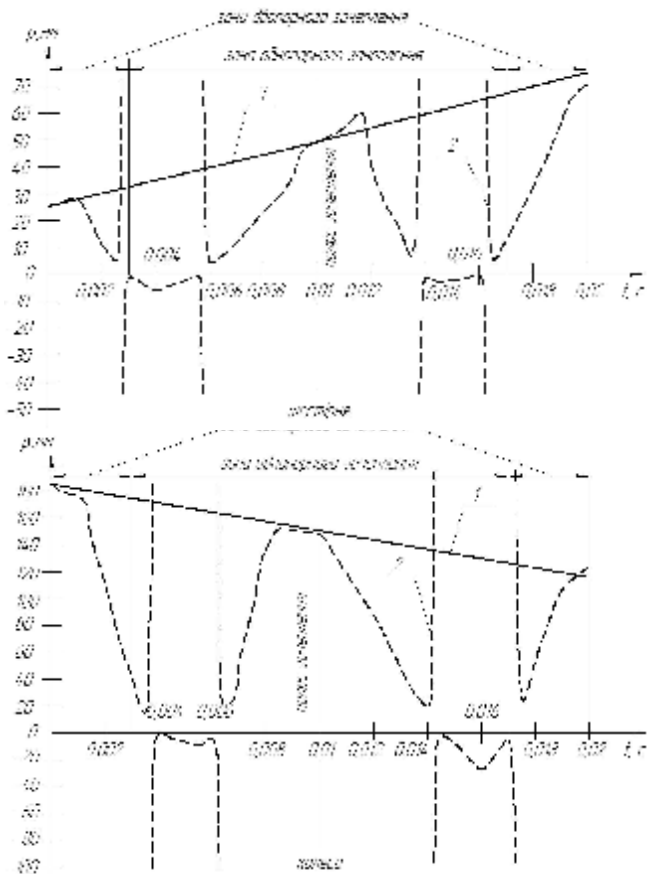


Рис. 5. Зміна радіусів кривини R_1 та R_2 в середньому перерізі зубців у функції часу зачеплення t зубчастої пари: 1 – незношений профіль, 2 – зношений профіль

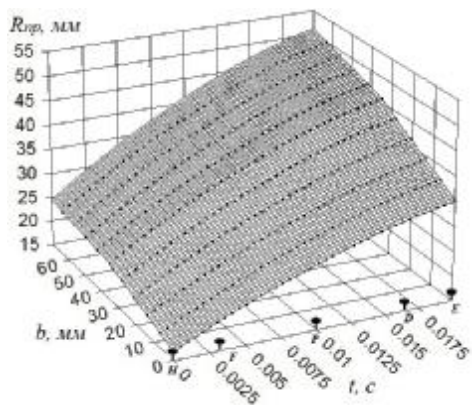


Рис. 6. Зміна зведеного радіуса кривини по довжині зуба b у функції часу зачеплення t зубчастої пари з незношеними зубцями

Графіки зміни радіусів кривини в середньому перерізі зубців шестерні й колеса у функції часу зачеплення зубчастої пари для нового й зношеного профілів представлено на рис. 5.

Характер зміни зведеного радіуса кривини в процесі зачеплення по довжині зуба нового й зношеного профілів представлений на рис. 6.

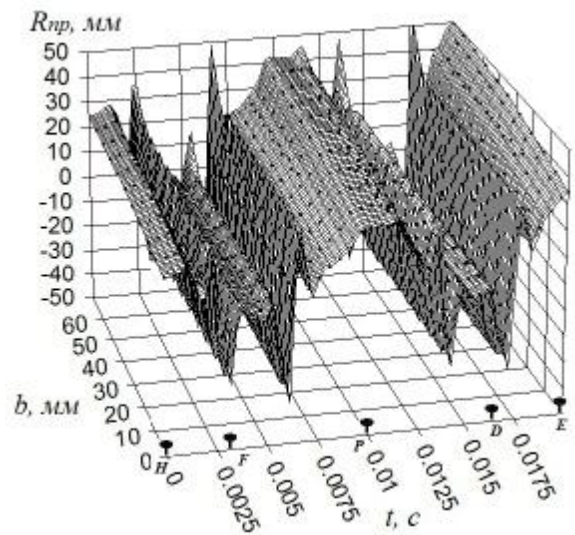


Рис. 7. Зміна зведеного радіуса кривини по довжині зуба b у функції часу зачеплення t зубчастої пари зі зношеними зубцями

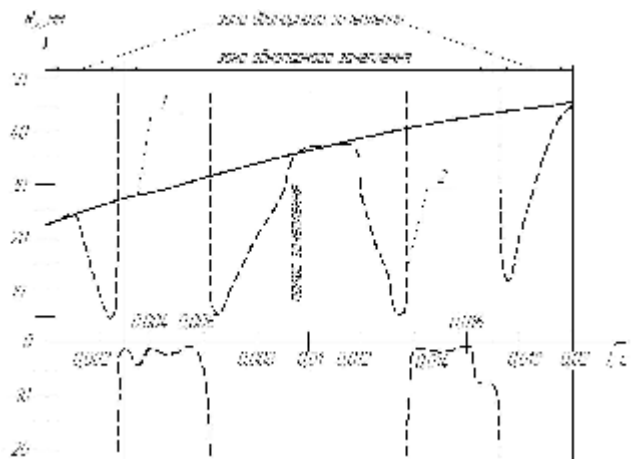


Рис. 8. Зміна зведених радіусів кривини $R_{пр}$ в середньому перерізі зубців у функції часу зачеплення t зубчастої пари: 1 – незношений профіль, 2 – зношений профіль

Графіки зміни зведених радіусів кривини в середньому перерізі зубців шестерні й колеса у функції часу зачеплення зубчастої пари для нового й зношеного профілів представлено на рис. 7.

З аналізу рис. 4 – рис. 5 видно, що зношування зубців істотно впливає на зміну радіусів кривини профілю. Зміна знака радіуса кривини свідчить про те, що поверхня зубця стає вгнутою. У зонах переходу від опуклої частини до вгнутої і навпаки, радіус кривини набуває значення рівні нескінченності, тобто утворюються плоскі ділянки на бічній поверхні зуба. Внаслідок зміни радіусів кривини профілів змінюється зведений радіус кривини (див. рис. 7 – рис. 8), який, у свою чергу, безпосередньо впливає на значення контактних напружень.

Передаточне відношення знаходилося як відношення кута повороту шестерні протягом часового інтервалу Δt

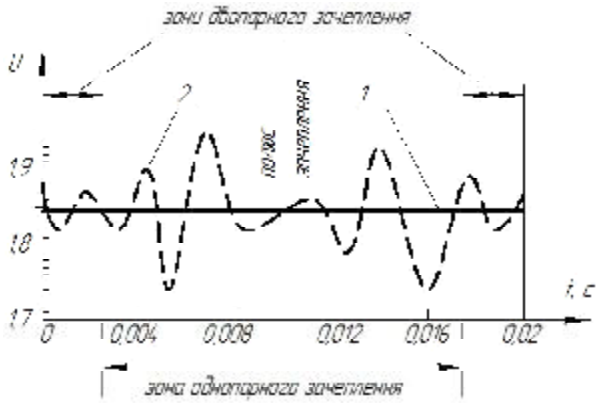


Рис. 9. Миттєве значення передаточного числа передачі у функції кута повороту шестірні: 1 – незношений профіль, 2 – зношений профіль

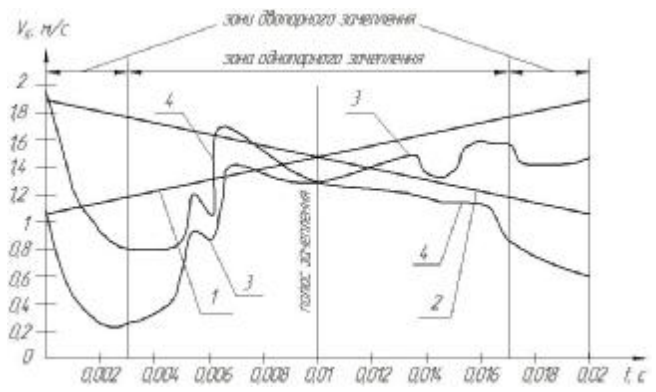
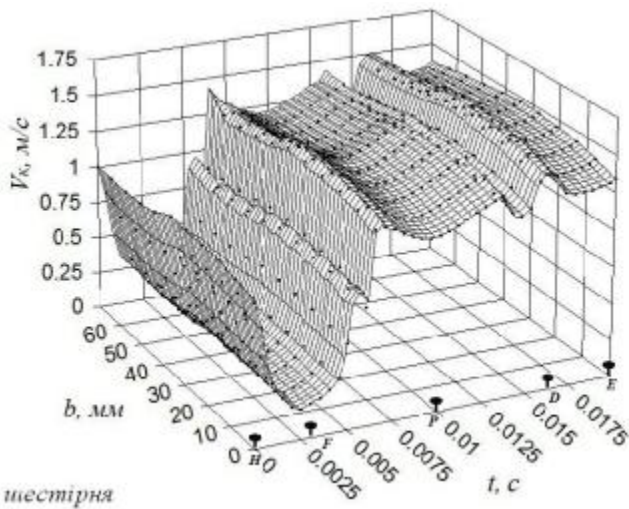


Рис. 11. Зміна швидкостей кочення V_{k1} і V_{k2} по профілях зубців у функції часу зачеплення t зубчастої пари у середньому перетині: незношені зубці – 1 шестірня, 2 колесо; зношені зубці – 3 шестірня, 4 колесо



шестірня

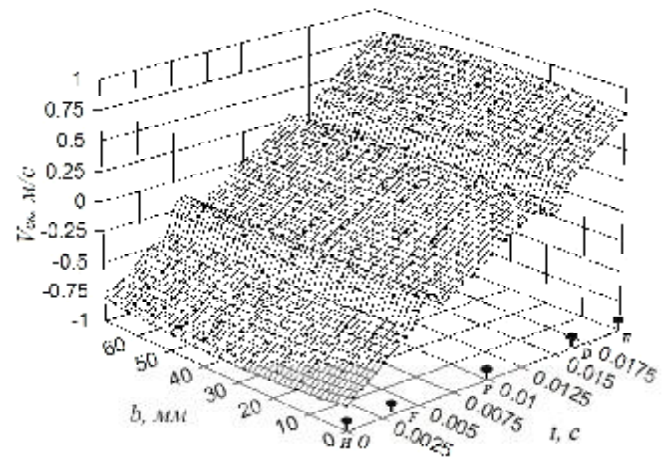
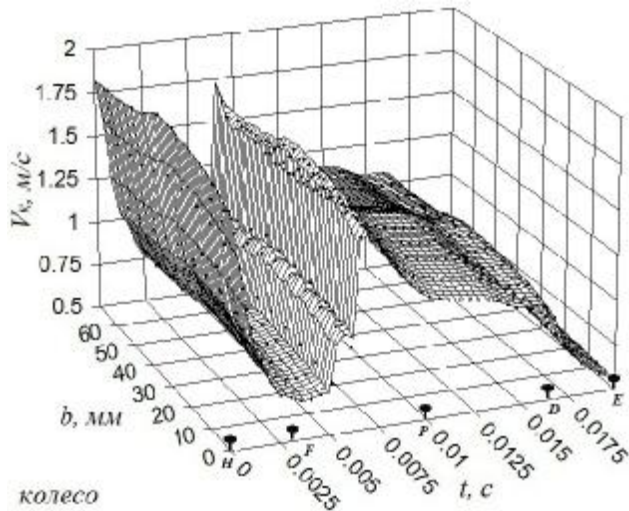


Рис. 12. Зміна швидкостей ковзання $V_{ск}$ по довжині зуба b у функції часу зачеплення t зубчастої пари зі зношеними зубцями



колесо

Рис. 10. Швидкості кочення V_k по довжині зуба b у функції часу зачеплення t зубчастої пари зі зношеними зубцями

до кута повороту колеса за той же час. Результати дослідження з визначенням миттєвого передаточного числа в зношеній зубчастій передачі представлено на рис. 9. У результаті зміни передаточного числа в процесі роботи зубчастої передачі виникають кутові пришвидшення ведучої й веденої ланок, що негативно позначається на роботі зубчастої передачі.

На рис. 10 наведені графіки зміни швидкостей кочення по профілях зубців у дослідженій передачі.

Графіки зміни швидкостей кочення по профілях зубців у середньому перерізі зубців шестерні й колеса представлено на рис. 11.

На рис. 12 наведені графіки зміни швидкостей ковзання в кінчній зубчастій передачі з ДОВ-зубцями, а на рис. 13 поданий графік зміни швидкостей ковзання в середньому перерізі зуба шестерні й колеса.

З аналізу результатів, представлених на рис. 10 – рис. 11 видно, що викривлення профілю, викликане зношуванням зубців, істотно впливає на зміну значень швидкостей кочення. При цьому, зношування зубців неістотно впливає на швидкість ковзання профілів.

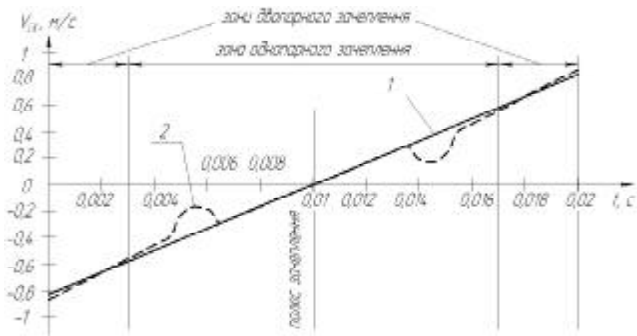


Рис.13. Зміна швидкостей ковзання у функції часу зачеплення t зубчастої пари: 1 – незношений профіль, 2 – зношений профіль

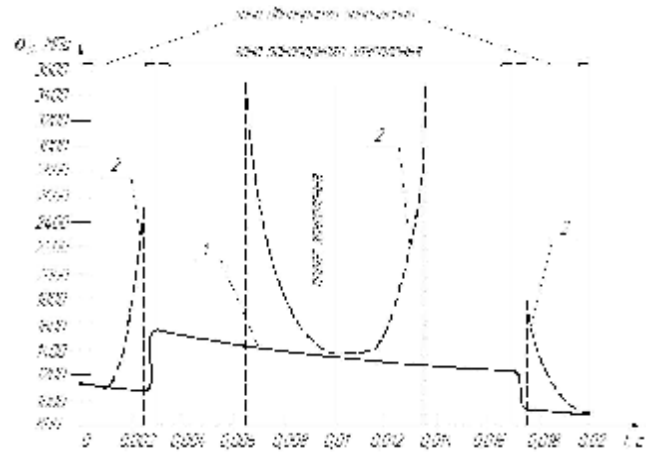


Рис. 15. Зміна контактних напружень у функції часу зачеплення t зубчастої пари: 1 – незношений профіль, 2 – зношений профіль

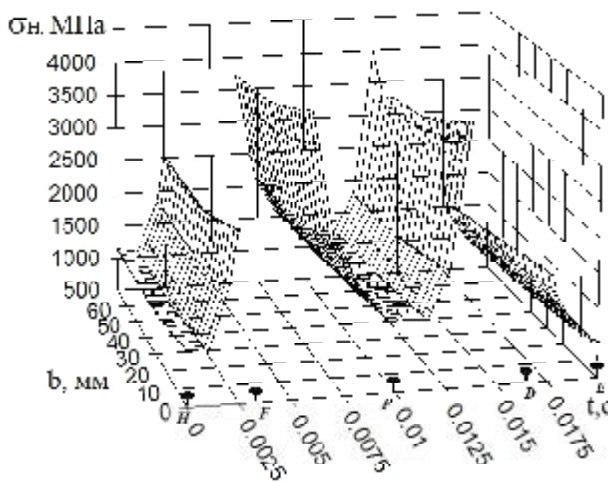
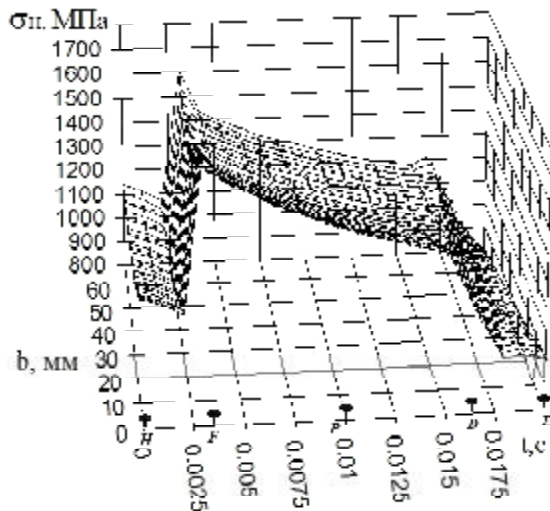


Рис. 14. Зміна контактних напружень σ_c по довжині зуба b у функції часу зачеплення t зубчастої пари: а – незношений профіль, б – зношений профіль

При визначенні контактних напружень було прийнято наступне допущення. У площині, дотичній до основного конуса, зуб має криволінійну форму, яка досягається при обертанні різцевої голівки. Ця крива є опуклою для зуба

шестерні й вгнутою для зуба колеса, але радіуси цих кривих є відносно великими й однаковими. На додатковому конусі профілі зубців відповідають евольвентним профілям зовнішнього зачеплення. На цій підставі визначення контактних напружень у зачепленні проводилося за формулою Герца для зубців циліндричних зубчатих коліс.

Результати визначення контактних напружень у процесі зачеплення зубчастої передачі представлено на рис. 14.

Результати визначення контактних напружень для середнього по довжині зуба перерізу представлено на рис. 15. З аналізу графіка випливає, що на окремих ділянках контактні напруження дорівнюють нулю, внаслідок контакту плоских поверхонь.

У результаті значного збільшення контактних напружень по висоті й довжині зубців слід очікувати в процесі експлуатації передачі збільшення ступеня викривлення профілів, бо зношування більшою мірою залежить від значень контактних напружень.

Висновки. 1. Результати проведених досліджень показали, що внаслідок зношування зубців відбуваються такі явища: профіль зубця викривляється відносно вихідного (евольвентного) нерівномірно по висоті зубця.

2. Лінія зачеплення стає криволінійною, можливі розриви лінії зачеплення.

3. Миттєве значення передаточного числа стає змінним, внаслідок чого слід очікувати додаткове динамічне навантаження контакту, середнє ж значення передаточного числа залишається сталим.

4. Навіть порівняно малий знос викликає значну зміну радіусів кривини, а при великому зносі радіус кривини може змінювати свій знак.

5. Відношення об'єму зношеного матеріалу зубця шестерні до об'ємного зносу зуба колеса не дорівнює передаточному числу, незважаючи на те, що в одиницю часу зуб шестерні входить у зачеплення частіше, ніж зуб колеса.

6. Відповідно до теорії евольвентного зачеплення швидкість ковзання в полюсі зачеплення дорівнює нулю,

а, отже, теоретично слід очікувати і відсутність зношування, але експериментально доведено, що в зоні полюса зачеплення зношування зубців є.

7. Зміна кривини контактуючих поверхонь зубців істотно впливає на миттєве значення контактних напружень у процесі зачеплення.

8. Швидкості переміщення зони контакту по профілях зубців значно змінюються в початковій і кінцевій фазах зачеплення, в зоні теоретичного полюса зачеплення ці зміни незначні.

9. Швидкість ковзання зубців у контактній зоні порівняно слабо залежить від ступеня зношування зубців.

10. Таким чином, можна вважати доведеним, що через зношування зубців характеристики зачеплення істотно відрізняються від вихідних (теоретичних) значень. У зв'язку з цим виникає необхідність в розробленні нових, більш надійних методик розрахунку зносостійкості конічних зубчастих передач з двоопукло-вгнутими зубцями.

Література

1. *СТП 12.44.28.028–76*. Передачі зубчатые конические с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями. – М.: 1976. – 28 с. (стандарт предприятия).

2. *Онищенко В.* Прогнозирование долговечности тяжело нагруженных зубчатых передач на основе моделирования износа зубьев / Gliwice: Mechanika, 1999 – z.131.

3. *Молдавский Л.А.* Виды повреждений и долговечность трансмиссий горных машин / Молдавский Л.А., Финкельштейн З.Л., Верклов Б.А. – М.: Недра, 1981. – 190 с.

4. *Myga J.R.* Wpływ zużycia zęba na wielkość sił dynamicznych // Praca doktorska / Politechnika Śląska / – Gliwice, 1976.

5. *Wilk A.* Wpływ parametrów technologicznych i konstrukcyjnych na dynamikę przekładni o zębach prostyc //

Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej. – Mechanika, Nr. 679. – Gliwice, 1981. – 108 s.

6. *Kuang J.H.* The effect of tooth wear on the vibration spectrum of a spur gear pair / Kuang J.H., Lin A.D. // Design Engineering Technical Conference, paper DETC99/VIB-8102, 1999.

7. *Войнаровські Ю.* Вплив зношування зубців на динамічні характеристики зубчастої передачі / Юзеф Войнаровські, В.П. Оніщенко // Всеукраїнський науково-технічний журнал. Вибрації в техніці і технологіях / Вінницький державний аграрний університет. – Вінниця, 2000. – №1. – С. 34–42.

8. *Кузнецова А.В.* Измерение износа зубьев конических передач с круговыми двояковыпукло-вогнутыми зубьями методом лазерного сканирования / Вісник Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля. Луганськ. – 2011. – № 11(165), ч. 2 – С.77–85.

9. *Winkelbach Simon.* Low-Cost Laser Range Scanner and Fast Surface Registration Approach / Simon Winkelbach, Sven Molkenstruck, Friedrich M. Wahl // DAGM. – 2006. – LNCS 4174. – P. 718–728.

10. *Дроздов Ю.Н.* Трение и износ в экстремальных условиях: [справочник] / Дроздов Ю.Н., Павлов В.Г., Пучков В.Н. – М.: Машиностроение, 1986. – 224 с.

Отримана 16.12.11

V. Onishchenko, A. Kuznetsova

Influence of bevel gear wear with biconvex-concave teeth on the engagement parameters

Donetsk National Technical University, Donetsk

The shape of biconvex-concave teeth profile was changing as a result of bevel gears teeth wear was established experimentally. The wear influence on the tooth curvature radiuses, the gear ratio, the rolling and sliding velocities of mating profiles and the teeth contact stresses was researched. The characteristics, which affected on the wear process, were determined. Three-dimensional picture of the teeth wear distribution are presented.

Інформація

IV МІЖНАРОДНА НАУКОВО-ТЕХНІЧНА КОНФЕРЕНЦІЯ

«АКТУАЛЬНІ ПРОБЛЕМИ ПРИКЛАДНОЇ МЕХАНІКИ ТА МІЦНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ»

Україна, м. Запоріжжя, 8 – 10 червня 2012 р.

Тематика конференції:

– Математичне моделювання та дослідження технічних систем.

– Контактні задачі деформівних тіл.

– Механіка руйнування та задачі термопружності.

– Статичні та динамічні задачі теорії пластин і оболонок.

– Механіка композиційних матеріалів.

– Комп'ютерна механіка та оптимізація конструкцій.

– Експериментальне дослідження динаміки та міцності конструкцій.

– Підвищення надійності та довговічності технічних систем.

– Прикладні задачі проектування складних інженерних конструкцій в суднобудуванні, приладо- і машинобудуванні.

– Перспективи застосування прогресивних та нетрадиційних технологій

при виробництві складних технічних систем.

– Сучасні проблеми інженерної освіти.

Адреса оргкомітету:

Запорізький національний університет,
Україна, 69000, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 66,
Тел.: 061-228-76-28, 067-9833040.

E-mail: kpmm.mf@znu.edu.ua