

Чернець М.В.,* ****Чернець Ю.М.***

* Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка, м. Дрогобич, Україна,

** Люблінський політехнічний інститут, м. Люблін, Польща

E-mail: chernets@drohobych.net

**ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЗАЧЕПЛЕННЯ
ЗУБІВ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ
ПЕРЕДАЧІ НА КОНТАКТНУ МІЦНІСТЬ,
ЗНОШУВАННЯ І ДОВГОВІЧНІСТЬ.
ЧАСТИНА. 2. ПОСТІЙНІ УМОВИ ВЗАЄМОДІЇ
У КОРИГОВАНОМУ ЗАЧЕПЛЕННІ**

УДК 539.3: 539.538: 539.621

Згідно методу розрахунку зношування і довговічності зубчастих передач проведено дослідження впливу дво – одно – двопарного зачеплення на максимальні контактні тиски, зношування зубів і довговічність передачі за постійних умов контакту у коригованому косозубому зачепленні. Наведено спосіб визначення кутів переходу з двопарного до однопарного зачеплення зубів і обернено. Встановлено, що коригування знижує на 14 ... 20 % максимальні контактні тиски у залежності від його виду. Допустимого зношування швидше досягають зуби колеса. У залежності від величини коефіцієнтів зміщення та виду коригування зачеплення максимальне зношування буде у різних характерних точках контакту: на вході у двопарне зачеплення зубів, на вході у однопарне зачеплення чи на виході з нього. Встановлено, що довговічність передачі має оптимум при певних коефіцієнтах зміщення. Отримані результати подано графічно, що дозволяє встановити закономірності впливу умов зачеплення.

Ключові слова: циліндрична евольвентна зубчаста передача, дво - одно - двопарне зачеплення, коригування зачеплення, контактний тиск, зношування зубів, довговічність передачі

У циліндричних евольвентних зубчастих передачах широко використовується коригування зубів з метою підвищення їх навантажувальної здатності та згинальної міцності зубів, а окрім того для забезпечення необхідної міжосьової відстані передачі. Однак у літературі обмаль досліджень впливу коригування на контактну та згинну міцність зубів зазначеного виду передач. Зокрема у роботі [1] проведено такий аналіз, за яким встановлено на основі стандарту ISO 6636-2 [2] для прямозубих передач з різними модулями зачеплення та числами зубів, що висотне коригування дозволяє до 10 % знизити напруження згину і до 15% контактні напруження. За цим же стандартом розраховано [3] контактні напруження у косозубій циліндричній передачі за наявності коригування, що дозволило забезпечити вибір оптимальних коефіцієнтів зміщення для досягнення найвищої несівної здатності. Аналіз контактних і згинних напружень у зубчастих прямозубих передачах Power Shift з коригуванням при різних модулях виконано за авторською програмою PRZEKLADNIA у працях [4, 5]. Встановлено, що збільшення модуля та коефіцієнта зміщення призводить до більшої зміни напружень згину, ніж контактних напружень, тобто обернено, як у роботі [2]. Тому, хоча результати наведених досліджень у загальному вказують на загальну тенденцію зниження контактних напружень із зростанням коефіцієнтів зміщення, однак слід провести детальніші дослідження за розробленим [6 - 11, 13] методом з урахуванням умов зачеплення зубів.

Слід зазначити, що у літературі відсутні дослідження впливу коригування зачеплення на зношування та довговічність зубчастих передач. Лише у роботі [14] зазначено, що є можливим врахування коригування зубів, однак авторами такого розв'язку задачі за поданим ними методом не наведено. Тому нижче у статті з використанням методу [9, 10, 12] наведено результати таких досліджень, де, окрім того, враховано умови зачеплення зубів при обертанні зубчастих коліс.

Розрахунок максимальних контактних тисків $p_{j\max}$ (постійних в процесі роботи передачі), лінійного зношування h_{1j}, h_{2j} зубів шестерні і колеса косозубої циліндричної передачі та її довговічності t_{\min} у залежності від коефіцієнтів зміщення при висотному і кутовому коригуванні зубів проведено як у [15]. Відповідно тут у розрахункових співвідношеннях введено параметри коригованого зачеплення:

1. Висотне коригування:

- $x_1 = -x_2$ – коефіцієнти зміщення;

- радіуси виступів зубів:

$$r_{a1} = r_1 + (1 + x_1)m, \quad r_{a2} = r_2 + (1 + x_2)m. \quad (1)$$

Всі інші параметри передачі є такими ж, як некоригованого зачеплення.

2. Кутове коригування:

- $x_1 \neq x_2$ (зазвичай $x_1 > 0, x_2 > 0$);

- сумарний коефіцієнт $x_\Sigma = x_1 + x_2$;

- дійсна міжосьова відстань:

$$a_{wk} = r_{w1} + r_{w2} > a_w; \quad (2)$$

- коригований кут зачеплення α_w на початковому колі буде більшим торцевого кута α_t ;
- при відомій дійсній (необхідній) міжосьовій відстані коригований кут зачеплення α_w :

$$\alpha_w = \arccos \frac{a_w}{a_{wk}} \cos \alpha_t ; \quad (3)$$

- початкові радіуси шестерні і колеса:

$$r_{w1} = r_1 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}, \quad r_{w2} = r_2 \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_w}; \quad (4)$$

- радіуси виступів зубів:

$$r_{a1} = r_1 + (1 + x_1 - K)m, \quad r_{a2} = r_2 + (1 + x_2 - K)m; \quad (5)$$

- коефіцієнт зменшення висоти головок зубів:

$$K = \frac{a_w - a_{wk}}{m} + x_\Sigma.$$

Інші формули, у яких наявні параметри кутового коригованого зачеплення:

$$N = 9550PK_g / r_{w1}n_1 \cos \alpha_w,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{t10} = (1 + u) \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{u}{\cos \alpha_w} \sqrt{(r_{20} / r_{w2})^2 - \cos^2 \alpha_w},$$

$$\alpha_{t1s} = \operatorname{arctg} \sqrt{(r_{1s} / r_{w1})^2 - \cos^2 \alpha_w} \quad \rho_{t2j} = r_{w2} \sqrt{(r_{2j} / r_{w2})^2 - \cos^2 \alpha_w},$$

$$r_{2j} = \sqrt{a_w^2 + r_{1j}^2 - 2a_w r_{1j} \cos(\alpha_w - \alpha_{t1j})}, \quad r_{1j} = r_{w1} \cos \alpha_w / \cos \alpha_{t1j},$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{t2s} = (1 + u^{-1}) \operatorname{tg} \alpha_w - \frac{1}{u \cos \alpha_w} \sqrt{(r_{1s} / r_{w1})^2 - \cos^2 \alpha_w},$$

$$\alpha_{t2j} = \arccos \left[(r_{2w} / r_{2j}) \cos \alpha_w \right] \quad e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_{w1} \sin \alpha_w, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_{w2} \sin \alpha_w.$$

Кути переходу від двопарного ($\Delta\varphi_{1F_2}$) до однопарного і знову двопарного ($\Delta\varphi_{1F_1}$) зачеплення у циліндричній коригованій косозубій передачі розраховуються так:

$$\Delta\varphi_{1F_2} = \varphi_{10} - \varphi_{1F_2}, \quad \Delta\varphi_{1F_1} = \varphi_{10} + \varphi_{1F_1}; \quad (6)$$

де $\varphi_{1F_2} = \operatorname{tg} \alpha_{F_2} - \operatorname{tg} \alpha_w$, $\varphi_{1F_1} = \operatorname{tg} \alpha_{F_1} - \operatorname{tg} \alpha_w$, $\varphi_{10} = \operatorname{tg} \alpha_{t10} - \operatorname{tg} \alpha_w$;

$$\operatorname{tg} \alpha_{F_2} = \frac{r_1 \sin \alpha_w - (p_b - e_1) + 0,5b_w \operatorname{tg} \beta_b}{r_1 \cos \alpha}, \quad \operatorname{tg} \alpha_{F_1} = \frac{r_1 \sin \alpha_w - (p_b - e_2) - 0,5b_w \operatorname{tg} \beta_b}{r_1 \cos \alpha};$$

$p_b = \pi m \cos \alpha_w / \cos \beta$ – крок.

Кут виходу $\Delta\varphi_{1E}$ зубів із зачеплення встановлюється подібно як вище так:

$$\Delta\varphi_{1E} = \varphi_{10} + \varphi_{1E}, \quad (7)$$

де $\varphi_{1E} = \operatorname{tg} \alpha_E - \operatorname{tg} \alpha_w$, $\alpha_E = \arccos(r_{b1} / r_{1s})$.

Умовні позначення у вищеподаних співвідношеннях:

$j = 0, 1, 2, \dots, s$ – точки контакту на робочих поверхнях зубів;

$a_w = r_1 + r_2$ – міжосьова відстань у некоригованому зачепленні;

N – сила у зачепленні;

P – потужність на ведучому валу;

K_g – коефіцієнт динамічності;

l_{\min} – мінімальна довжина ліній контакту зубів у зачепленні;

w – кількість пар зачеплень зубів;

n_1 – число обертів шестерні;

β – кут нахилу зубів;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

r_1, r_2 – відповідно радіуси ділільних кіл шестерні і колеса;

u – передаточне відношення передачі;

m – модуль зачеплення;

b_w – ширина шестерні;

z_1, z_2 – числа зубів коліс.

Розв'язок даної трибоконтактної задачі проведено при таких даних: $z_1 = 20$; $b_w = 30$ мм; $P = 5$ кВт; $K_g = 1,6$; $m = 3$ мм; $u = 4$; $n_1 = 700$ об/хв; $\beta = 0^\circ, 10^\circ, 12^\circ$; $\Delta\varphi = 4^\circ$; $h_* = 0,5$ мм – допустиме зношування зубів; мащення – осьова олива з 3 % антизношувальної присадки з кінематичною в'язкістю $V_{+50} \approx 15$ сСт; $f = 0,05$ – коефіцієнт тертя ковзання; досліджується дво – одно - двопарне зачеплення зубів. Коефіцієнти зміщення та параметри передачі:

а) висотне зміщення: $x_1 = -x_2 = 0; 0,2; 0,4; 0,6$; $x_\Sigma = 0$; $a_w = 150$ мм;

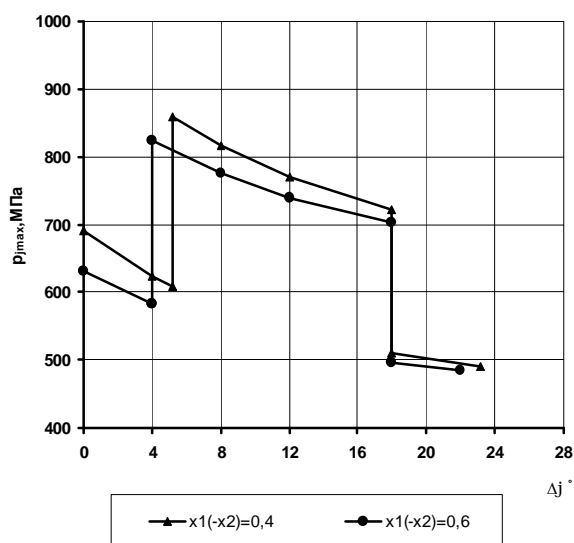
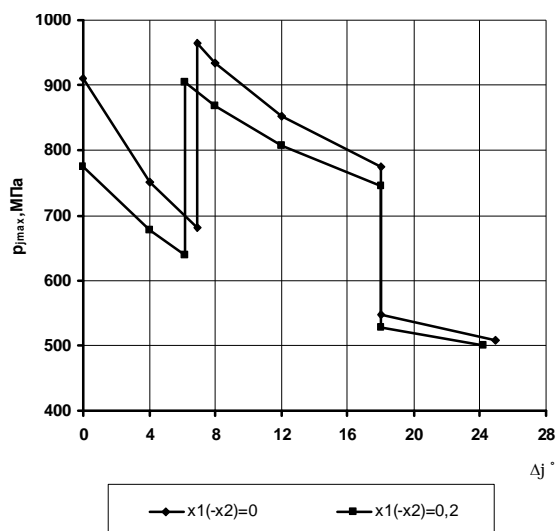
б) кутове зміщення: $\beta = 0^\circ$: $x_1 = 0 \dots 1$, $x_2 = 0 \dots 1,4566$; $x_\Sigma = 1,4566$; $a_w = 150$ мм; $a_{wk} = 154$ мм; $\alpha_w = 23,754^\circ$;

$\beta = 10^\circ$: $x_1 = 0 \dots 0,5$, $x_2 = 0 \dots 0,584$; $x_\Sigma = 0,584$; $a_w = 152,314$ мм; $a_{wk} = 154$ мм; $\alpha_w = 21,918^\circ$;

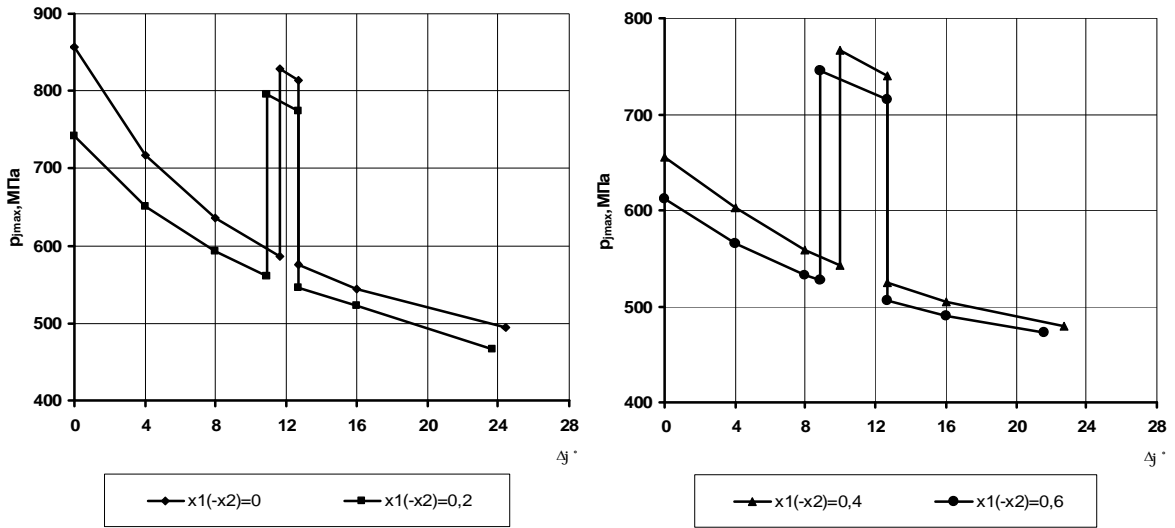
$\beta = 12^\circ$: $x_1 = 0 \dots 0,2$, $x_2 = 0 \dots 0,2196$; $x_\Sigma = 0,2196$; $a_w = 153,351$ мм; $a_{wk} = 154$ мм; $\alpha_w = 21,049^\circ$.

Матеріали коліс: шестерня – сталь 38ХМЮА, азотована на глибину 0,4 ... 0,5 мм, НВ 600; $\sigma_B = 1040$ МПа - границя міцності при розтягу, $C_1 = 3,9 \cdot 10^6$, $m_1 = 2$ – характеристики зносостійкості; колесо – сталь 40Х, об'ємне гартування, НВ 341; $\sigma_B = 981$ МПа, $C_2 = 0,17 \cdot 10^6$, $m_2 = 2,5$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль Юнга, $\nu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона.

Результати розв'язку подано на рис. 1 - 8. Зокрема на рис. 1 подано графіки зміни максимальних тисків $p_{j\max}$ у залежності від розташування областей стику профілів зубів при обертанні коліс для випадку їх висотного коригування, а на рис. 2 – для кутового коригування.



а

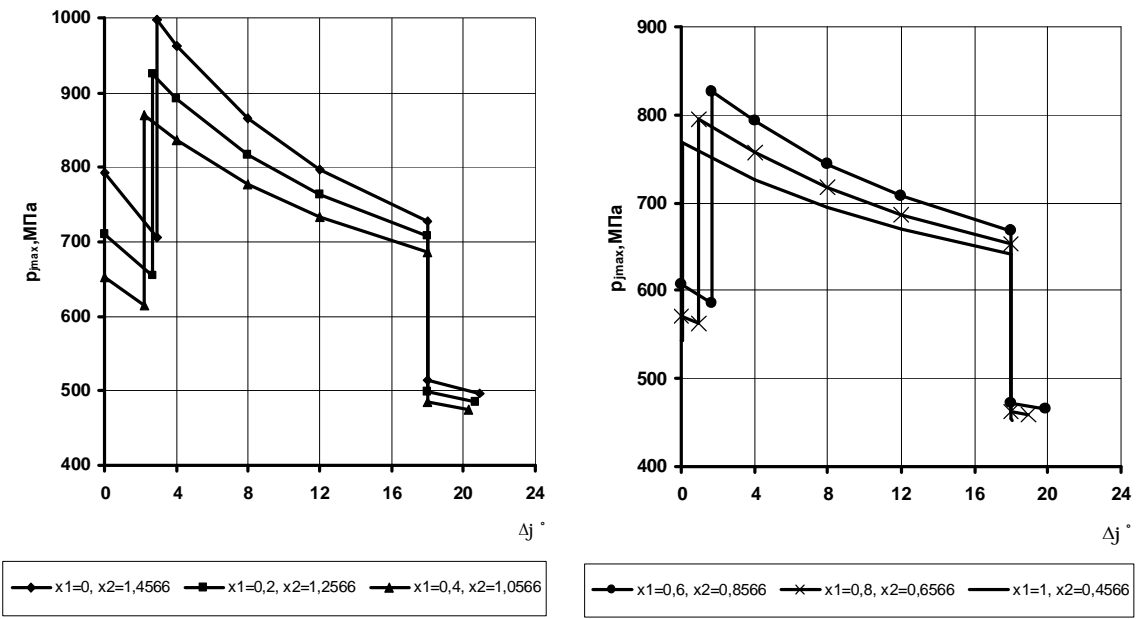


6

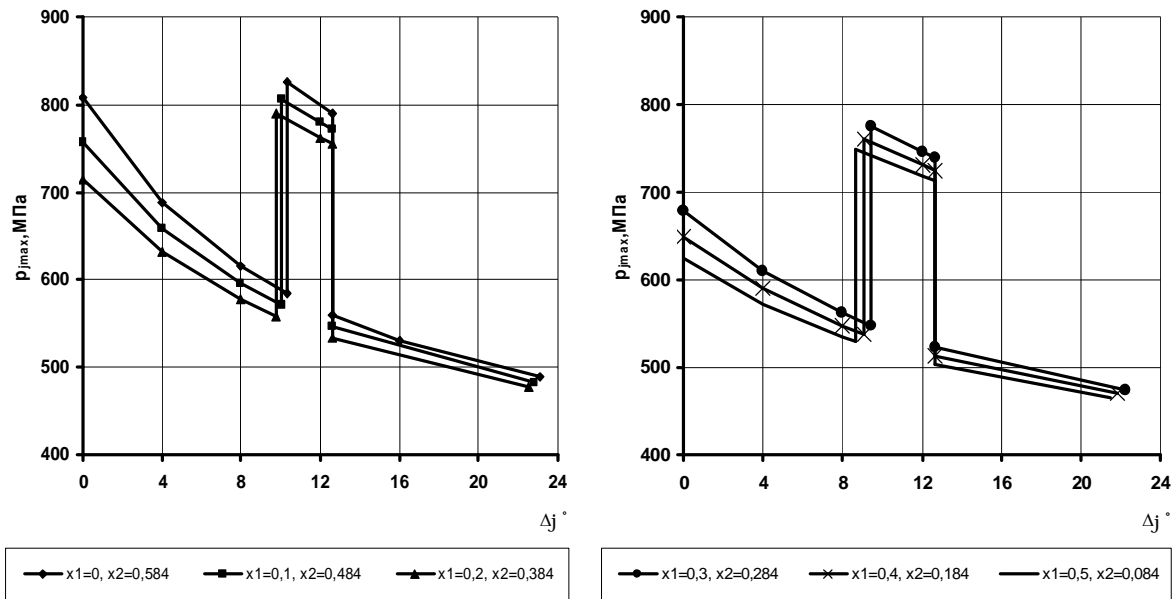
Рис. 1 – Вплив висотного коригування зачеплення на максимальні контактні тиски:
а – $\beta = 0^\circ$;
б – $\beta = 10^\circ$

Отримані результати свідчать, що при збільшенні величини коефіцієнтів коригування $x_1 = -x_2$ зона однопарного зачеплення зростає. Тиски на вході в однопарне зачеплення (кут $\Delta\phi_{1F_2}$) суттєво перевищують їх величини на вході у двопарне зачеплення (рис. 1, а). Різниця між ними зростає із збільшенням коефіцієнтів зміщення, хоча тоді абсолютне значення найбільших тисків знижується. Такі ж закономірності зміни $p_{j\max}$ мають місце і при куті нахилу зубів $\beta = 10^\circ$ (рис. 1, б) та 12° хоча вони є дещо нижчими, ніж при $\beta = 0^\circ$, бо ε_γ буде тут значно більшим (рис. 9).

Для цього виду коригування теж при збільшенні коефіцієнта коригування x_1 зубів шестерні і, відповідно, зменшенні коефіцієнта коригування x_2 зубів колеса спостерігаються тенденції зміни $p_{j\max}$, як при висотному коригуванні. Слід зазначити, що зона однопарного зачеплення тут є більшою (рис. 2, а), ніж була вище (рис. 1, а) для $\beta = 0^\circ$.



а



б

Рис. 2 – Вплив кутового коригування зачеплення на максимальні контактні тиски:

а – $\beta = 0^\circ$;
б – $\beta = 10^\circ$

Оцінка зниження p_{jmax} на вході у двопарне зачеплення (p_0) та однопарне (p_{F_2}) подана у таблиці.

Таблиця

Вплив коригування на зниження контактних тисків у зачепленні

β , град	x_1, x_2	p_0 , МПа / p_{F_2} , МПа	Зниження p , %
0° (В)	$x_1 = 0; x_2 = 0$ $x_1 = 0,6; x_2 = -0,6$	910,1 / 963,2 631,9 / 824,8	30,6 / 14,3
10° (В)	$x_1 = 0; x_2 = 0$ $x_1 = 0,6; x_2 = -0,6$	857,6 / 829,1 612 / 745,6	- 28,6 / 10,1
0° (К)	$x_1 = 0; x_2 = 0$ $x_1 = 1; x_2 = 0,4566$	910,1 / 963,2 543,4 / 767,9	- 40,3 / 20,2
10° (К)	$x_1 = 0; x_2 = 0$ $x_1 = 0,5; x_2 = 0,084$	857,6 / 829,1 624,2 / 748,9	- 27,4 / 9,7

Примітка: В – висотне коригування, К – кутове коригування

Як помітно суттєво більшим є зниження контактних тисків на вході в двопарне зачеплення, ніж на вході в однопарне.

Закономірності лінійного зношування зубів наведено на рис. 3, 4. Зокрема на рис. 3 при висотному коригуванні зачеплення, а на рис. 4 – при кутовому.

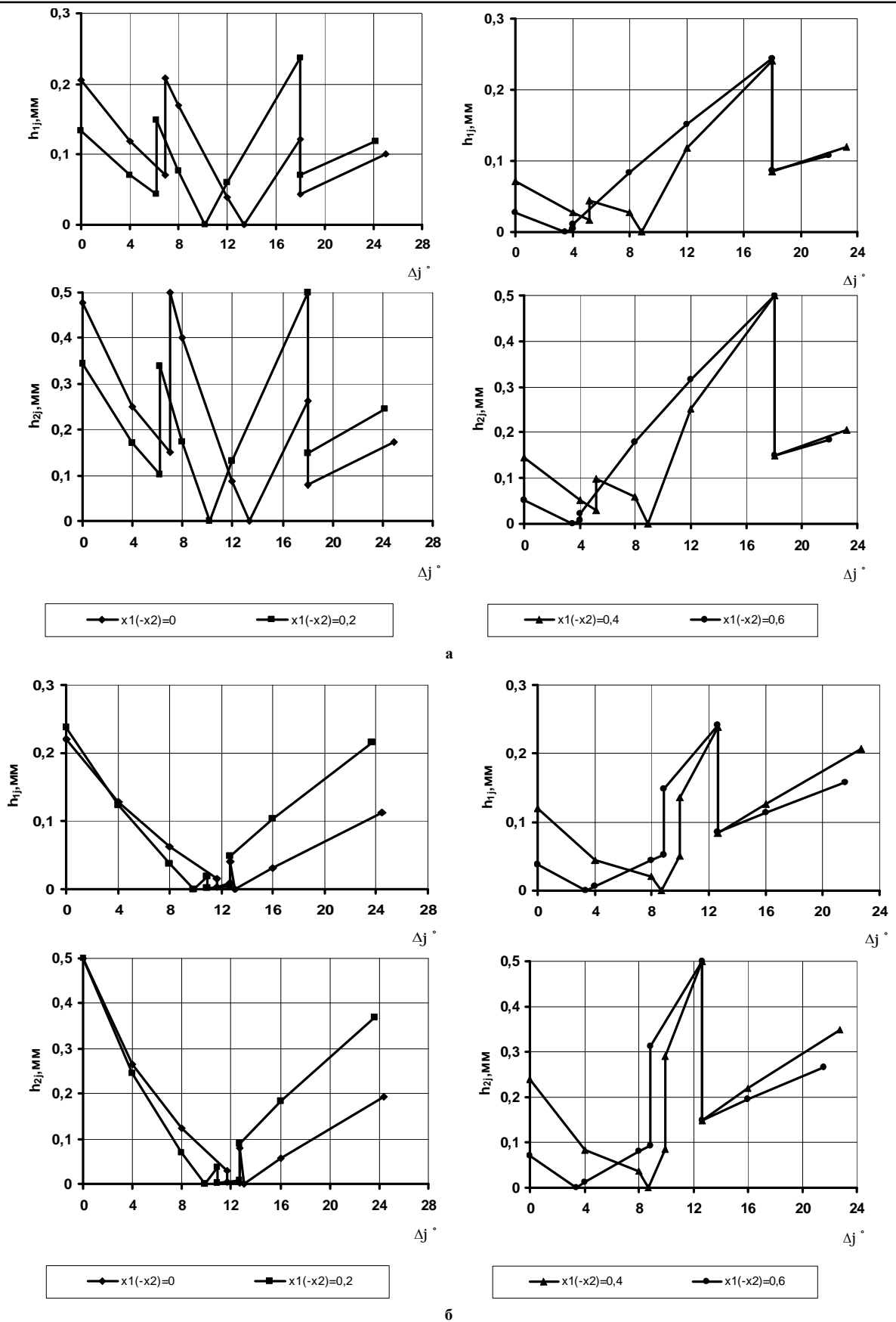


Рис. 3 – Вплив висотного коригування зачеплення на зношування зубів:
 а – β = 0°;
 б – β = 10°

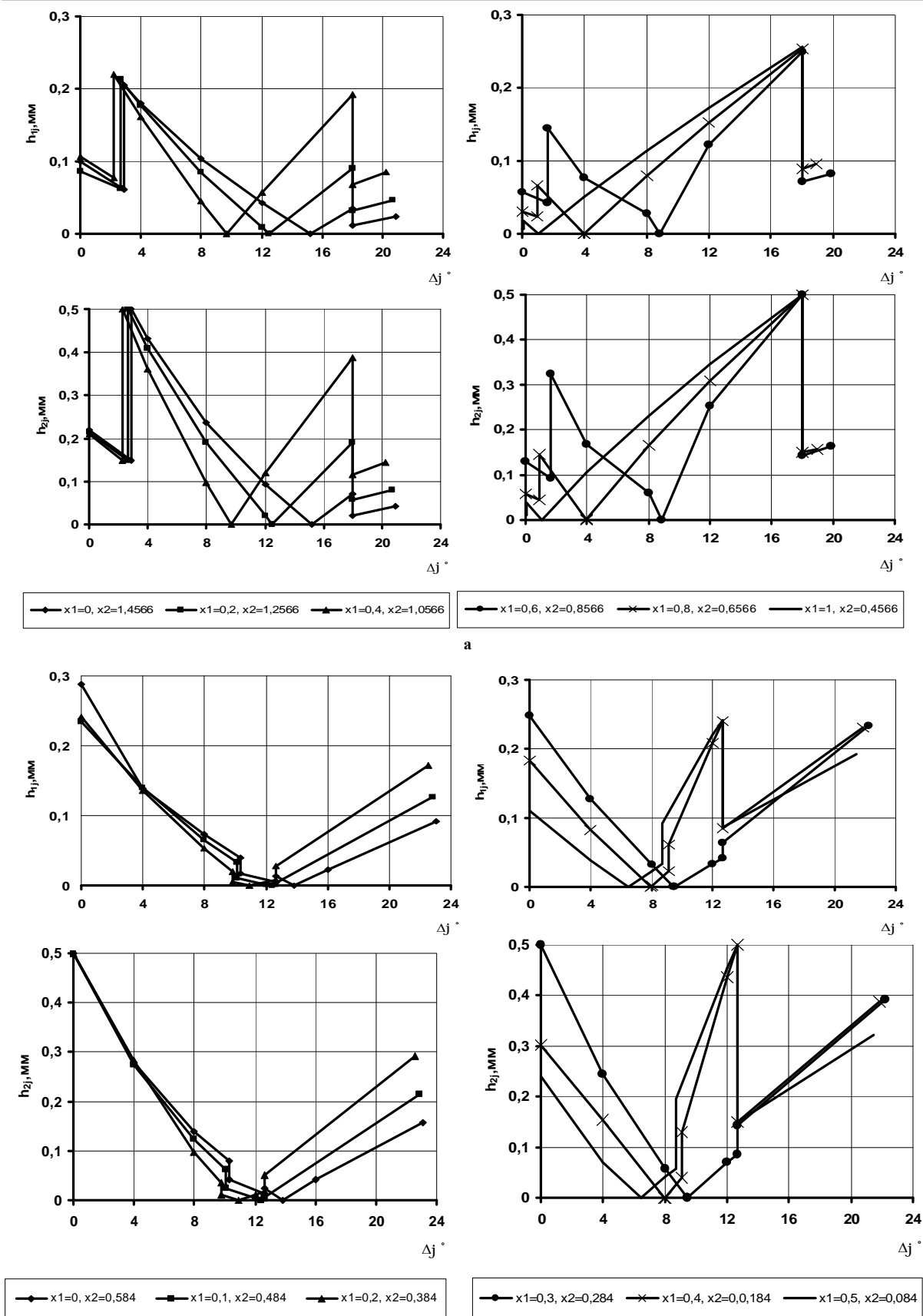


Рис. 4 – Вплив кутового коригування зачеплення на зношування зубів:
 $\alpha - \beta = 0^\circ$;
 $\bar{\alpha} - \beta = 10^\circ$

Висотне коригування змінює характер зношування зубів. Якщо при $x_1 = -x_2 = 0$ найбільше зношування зубів колеса досягається на вході у однопарне зачеплення, то в подальшому при збільшенні коефіцієнтів коригування зачеплення воно буде на їх виході із цього зачеплення. Нахил зубів змінює ці тенденції: спочатку максимальне зношування буде на вході у двопарне зачеплення, а потім при більших $x_1 = -x_2$ – на виході з однопарного зачеплення. Зуби колеса зношуються на загал приблизно вдвічі швидше, ніж зуби шестерні.

Закономірності зношування зубів при кутовому коригуванні є подібними, як у випадку висотного коригування. Для певного діапазону значень x_1, x_2 при $\beta = 0^\circ$ максимальне зношування буде на вході в однопарне зачеплення, а в подальшому – на виході з нього. При $\beta > 0$ тенденція щодо максимального зношування є подібною до вищевказаної.

На рис. 5 подано довговічність t_{\min} передачі.

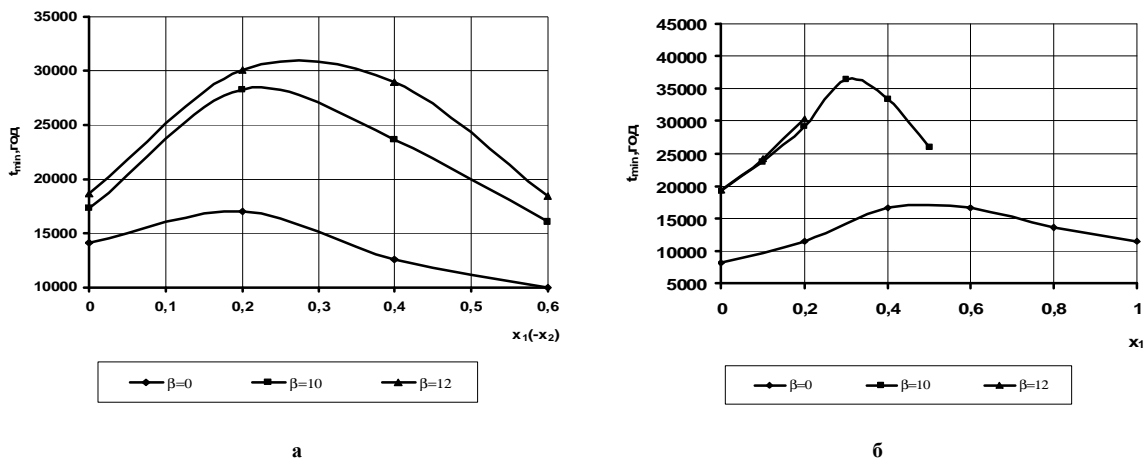


Рис. 5 – Довговічність передачі:
а – висотне коригування;
б – кутове коригування

Аналіз наведених результатів свідчить про суттєвий вплив кута нахилу зубів на t_{\min} . Окрім того помітно, що найвища довговічність досягається при певних значеннях коефіцієнтів коригування $x_1 = -x_2$ зачеплення у залежності від кута нахилу зубів. Також зростання максимальної довговічності коригованої передачі у порівнянні з некоригованою є суттєво більшим для косозубої передачі. Слід відзначити, що в інженерній практиці відсутні принципи вибору оптимальних значень коефіцієнтів зміщення для забезпечення найвищої довговічності передачі.

При кутовому коригуванні теж спостерігається оптимум довговічності при певних величинах коефіцієнтів коригування зубів x_1, x_2 різних для кожного з їх кутів нахилу β . Проте при $\beta = 12^\circ$ довговічність є максимальною при найбільшому значенні коефіцієнта x_1 . Коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 при відомому $x_\Sigma > 0$ рекомендується визначати так:

$$x_1 = \frac{z_2}{z_1 + z_2} x_\Sigma, \quad x_2 = x_\Sigma - x_1.$$

Для прийнятих кутів нахилу β тоді буде:

$$\beta = 0^\circ: \quad x_1 = 1,1653; \quad x_2 = 0,2913; \quad x_\Sigma = 1,4566;$$

$$\beta = 10^\circ: \quad x_1 = 0,4672; \quad x_2 = 0,1168; \quad x_\Sigma = 0,584;$$

$$\beta = 12^\circ: \quad x_1 = 0,1757; \quad x_2 = 0,0439; \quad x_\Sigma = 0,2196.$$

Однак аналіз рис. 5 свідчить, що оптимальними з огляду на довговічність передачі будуть такі x_1, x_2 :

$$\beta = 0^\circ: \quad x_1 = 0,5; \quad x_2 = 0,9566;$$

$$\beta = 10^\circ: \quad x_1 = 0,325; \quad x_2 = 0,26;$$

$$\beta = 12^\circ: \quad x_1 = 0,2; \quad x_2 = 0,0196.$$

Також ці значення коефіцієнтів зміщення забезпечуватимуть рівнове велике зношування зубів коліс на вході і на виході з однопарного зачеплення (рис. 4). Отже оптимальними, як на зношування зубів, так і на довговічність передачі не можуть бути вибрані стандартним чином коефіцієнти коригування зачеплення.

На рис. 6 подано вплив висотного коригування на швидкість ковзання v_j у зачепленні, а на рис. 7 – вплив кутового коригування.

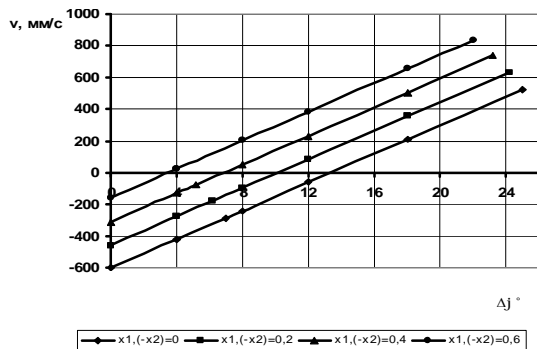


Рис. 6 – Швидкість ковзання при висотному коригуванні

Коригування призводить до зниження на вході у зачеплення та її зростання на виході з нього. При цьому полюс зачеплення зміщується до входу у зачеплення. Кут нахилу зубів не впливає на v_j .

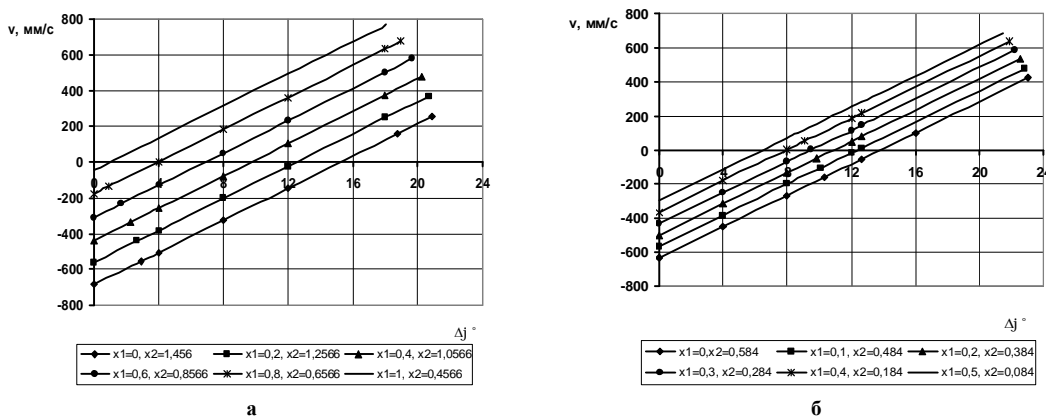


Рис. 7 – Швидкість ковзання при висотному коригуванні
а – $\beta = 0^\circ$; б – $\beta = 10^\circ$

При цьому виді коригування v_j залежить від кута β нахилу зубів та коефіцієнтів коригування. На рис. 8 наведено зміну сумарного коефіцієнта перекриття від коефіцієнтів коригування та кута β .

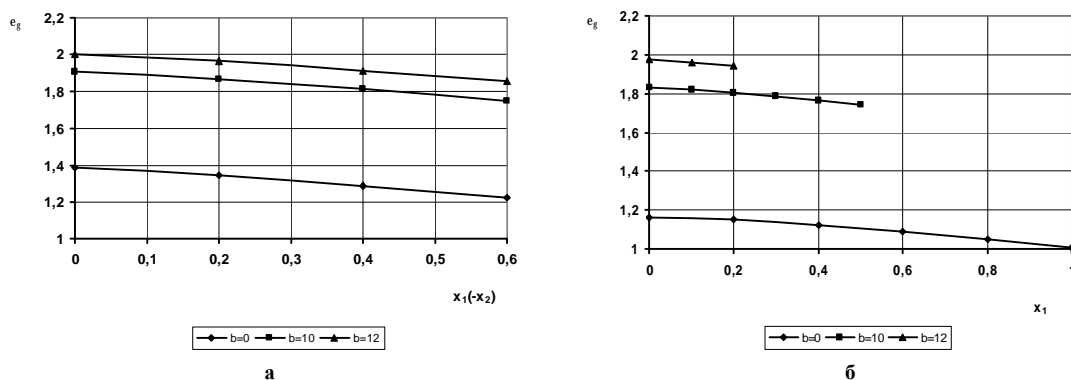


Рис. 8 – Вплив коригування на сумарний коефіцієнт перекриття
а – висотне коригування;
б – кутове коригування

При коригуванні досліджуваної прямозубої передачі, особливо кутовому, буде занадто малим значення ϵ_γ .

Проведені дослідження свідчать, що врахування парності зачеплення зубів при оцінці контактної міцності, зношування та довговічності циліндричних зубчастих передач з коригуванням, є безумовно необхідним, особливо для прямозубих передач.

Література

1. Pasta A., Mariotti Virzi G. Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile // J. Strain Analysis. – 2007. – Vol.42. – P. 281-292.
2. ISO 6336-2. Calculation of load capacity of spur and helical gears – Part 2: calculation of surface durability (pitting), International Standard, 1st edition, 15 May 1996 (International Organization for standardization, Geneva).
3. Ulaga S. M., Ulbin M., Flasker J. Contact problems of gears using Overhauser splines // Int. J. Mech. Sci. – 1999, 41. – P. 385-395.
4. Zwolak J., Martyna M. Analiza naprężeń kontaktowych i naprężeń zginających występujących w przekładniach zębatych power shift // Tribologia. – 2011. - Vol. 42. – № 3. – S. 155 - 165.
5. Zwolak J., Wittek M. Optymalizacja parametrów geometrycznych kół zębatych w aspekcie minimalizacji naprężeń kontaktowych // Tribologia. – Vol. 45. – 2011. – № 6. – S. 283-291.
6. Оцінка довговічності, зношування та контактної міцності зубчастих передач / Під заг. ред. М.В.Чернець. – Дрогобич: Вимір. – 2002. – 128 с.
7. Чернець М.В., Береза В.В. До питання про закономірності впливу на довговічність і зношування циліндричних евольвентних зубчастих передач їх основних параметрів. Ч.1. Прямозубі передачі // Проблеми трибології. – 2010. – № 3. – С. 11-17.
8. Чернець М.В., Береза В.В. До питання про закономірності впливу на довговічність і зношування циліндричних евольвентних зубчастих передач їх основних параметрів. Ч.2. Косозубі передачі // Проблеми трибології. – 2010. – № 4. – С. 65-72.
9. Чернець М., Ярема Р. До питання про вплив коригування зачеплення циліндричної косозубої передачі на її довговічність // машинознавство. – 2011. – №10. – С. 15 - 20.
10. Чернець М.В., Ярема Р.Я. Узагальнений метод оцінки впливу коригування зубів на ресурс, зношування та контактну міцність циліндричних евольвентних передач // ФХММ. – 2011. – №4. – С. 115 - 121.
11. Чернець М.В., Ярема Р.Я. До питання про оцінку впливу коригування зубів циліндричної евольвентної косозубої передачі на їх контактну міцність // Проблеми трибології. – 2011. – №4. – С. 26 - 32.
12. Чернець М.В., Ярема Р.Я., Чернець Ю.М. Метод оцінки впливу коригування і зношування зубів евольвентної циліндричної передачі на довговічність та міцність. Част.1. Довговічність і зношування // ФХММ. – 2012. - №3. – С. 30 - 39.
13. Чернець М.В., Ярема Р.Я., Чернець Ю.М. Метод оцінки впливу коригування і зношування зубів евольвентної циліндричної передачі на довговічність та міцність. Част. 2. Контактна міцність // ФХММ. – 2012. – № 6. – С. 56 - 59.
14. Brauer J. Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach / J. Brauer, S. Andersson // Wear. – 2003. – № 254. – P. 1216-1232.
15. Чернець М.В., Чернець Ю.М. Дослідження умов зачеплення зубів циліндричної евольвентної передачі на контактну міцність, зношування і довговічність. Част. 1. Постійні умови взаємодії у некоригованому зачепленні // Проблеми трибології. – 2014. – №3. – С. 22-27.

Надійшла в редакцію 05.09.2014

Chernets M.V., Chernets Ju. M. **Investigation of teeth engagement conditions of cylindrical involute gear on contact strength, wear and durability. Part 2. Constant interaction conditions in correlated engagement.**

According to calculation method of tooth gears wear and durability it has been conducted an investigation of influence of double – single – double - tooth engagement on maximal contact pressures, teeth wear and gear durability at constant contact conditions in correlated helical gearing. It is suggested the method of defining the angles of transition from double to single-tooth engagement and vice versa. It has been established that correlation decreases maximal contact pressures on 14...20% depending on the type of correlation. Permissible wear is faster reached by gear wheel teeth. Depending on the shift coefficient values and engagement correlation type maximal wear would be reached in different typical points of contact: at the entrance into double-tooth engagement, at the entrance into single-tooth engagement or at the exit of it. It has been established that gear durability has its optimum at certain shift coefficients. The obtained results are presented graphically what allows tracing the regularities of influence of engagement conditions.

Key words: cylindrical involute gear, double - single - double - tooth engagement, engagement correlation, contact pressure, tooth wear, gear durability

References

1. Pasta A., Mariotti Virzi G. Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile. *J. Strain Analysis*, Vol.42, 2007. P. 281-292.
2. ISO 6336-2. Calculation of load capacity of spur and helical gears ю. Part 2: calculation of surface durability (pitting), International Standard, 1st edition, 15 May 1996 (International Organization for standardization, Geneva).
3. Ulaga S. M., Ulbin M., Flaker J. Contact problems of gears using Overhauser splines. *Int. J. Mech. Sci.*, 41, 1999. P. 385-395.
4. Zwolak J., Martyna M. Analiza naprężeń kontaktowych i naprężeń zginających występujących w przekładniach zębatych power shift. *Tribologia*, Vol. 42, № 3, 2011. S. 155 – 165.
5. Zwolak J., Wittek M. Optymalizacja parametrów geometrycznych kół zębatych w aspekcie minimalizacji naprężeń kontaktowych. *Tribologia*, Vol. 45, № 6, 2011. S. 283 – 291.
6. Ocinka dovhovicznosti, znoszuвання та kontaktnoi micnosti zubczastyh peredacz / Pid zah. red. M.V.Chernecja. Drohobycz: Vymir. - 2002. 128 s.
7. Chernec M.V., Bereza V.V. Do pytanja pro zakonornosti vplyvu na dovhovicznist i znoszuвання cylindrycznyh evolventnyh zubczastyh peredacz jih osnovnyh parametriv. Cz.1. Prjamozubi peredaczi. *Problemy trybologii*, № 3, 2010. S. 11-17.
8. Chernec M.V., Bereza V.V. Do pytanja pro zakonornosti vplyvu na dovhovicznist i znoszuвання cylindrycznyh evolventnyh zubczastyh peredacz jih osnovnyh parametriv. Cz.2. Kosozubi peredaczi. *Problemy trybologii*, № 4, 2010. S. 65-72.
9. Chernec M., Yarema R. Do pytanja pro vplyv koryhuвання zaczeplennja cylindrycznoi kosozuboi peredaczi na jii dovhovicznist. *Mashynoznavstvo*, №10, 2011. S. 15 – 20.
10. Chernec M.V., Yarema R.Ya. Uzahalnenyj metod ocinky vplyvu koryhuвання zubiv na resurs, znoszuвання та kontaktnu micnist cylindrycznyh evolventnyh peredacz. *FKhMM*, №4, 2011. S. 115 – 121.
11. Chernec M.V., Yarema R.Ya. Do pytanja pro ocinku vplyvu koryhuвання zubiv cylindrycznoi evolventnoi kosozuboi peredaczi na jih kontaktnu micnist. *Problemy trybologii*, №4, 2011. S. 26 – 32.
12. Chernec M.V., Yarema R.Ya., Chernec Yu.M. Metod intehrujuchoi ocinky zubiv evolventnoi cylindrycznoi peredaczi na dovhovicznist i kontaktnu micnist. Czast.1. Dohovicznist i znoszuвання. *FKhMM*, №3, 2012. S. 30 – 39.
13. Chernec M.V., Yarema R.Ya., Chernec Yu.M. Metod intehrujuchoi ocinky zubiv evolventnoi cylindrycznoi peredaczi na dovhovicznist i kontaktnu micnist. Czast. 2. Kontaktna micnist. *FKhMM*, №6, 2012. S. 56 – 59.
14. Brauer J. Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach / J. Brauer, S. Andersson. *Wear*, № 254, 2003. P. 1216-1232.
15. Chernec M.V., Chernec Yu.M. Doslidzhennia umov zaczeplennja zubiv cylindrycznoi evolventnoi peredaczi na kontaktnu micnist, znoszuвання i dovhovicznist. Czast. 1. Postijni umovy vzaiemodiji u nekoryhovanomu zaczeplenni. *Problemy trybologii*, №3, 2014. S. 22-27.