

**Чернець М.В., \* \*\***  
**Берега В.В., \***  
**Чернець Ю.М. \***

\* Дрогобицький державний педагогічний  
 університет ім. І. Франка,  
 м. Дрогобич, Україна.  
 \*\* Люблінський політехнічний інститут  
 м. Люблін, Польща

**ОЦІНКА ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ  
 КОНІЧНИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ПЕРЕДАЧ  
 НА ЇХ ДОВГОВІЧНІСТЬ ТА ЗНОШУВАННЯ.  
 ЧАСТИНА 1. ПРЯМОЗУБІ ПЕРЕДАЧІ**

Конічні передачі знаходять достатньо широке застосування в машинобудуванні. Їх надійна робота і довговічність залежить від стійкості зубів на зношування. З огляду на це оцінка зношування конічних передач на стадії їх проектування є необхідною. Проте не розроблено ефективних інженерних методів її проведення.

Для побудови розрахункового методу та дослідження кінетики зношування зубів конічних зубчастих передач використано відому математичну трибокінетичну модель [1], на основі якої було [2, 3] розроблено спрощений розрахунковий метод оцінки зношування, а у [4] подано його модифіковане узагальнення. Згідно нього нижче досліджено вплив модуля зачеплення та передавального відношення на контактні тиски, довговічність передачі, зношування зубчастих коліс і швидкість ковзання.

Для оцінки лінійного зношування зубів конічної передачі у довільній точці їх бокової поверхні протягом одиничного часу  $t'_j$  трибоконтакту при однопарному зачепленні отримано наступне співвідношення [4]:

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (fp_{j\max})^{m_k}}{C_k (0,35\sigma_a)^{m_k}}, \quad k = 1; 2, \quad (1)$$

де  $v_j$  – швидкість ковзання у  $j$ -тих точках бокових поверхонь зубів [4];

$t'_j = 2b_j / v_0$  – час трибоконтакту зубів протягом переміщення  $j$ -тої точки їх співдотику по ширині площадки контакту по контуру зуба;

$v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha$  – швидкість переміщення точки контакту по контуру зуба;

$k$  – нумерація елементів трибосистеми: 1 – шестерня, 2 – колесо;

$f$  – коефіцієнт тертя ковзання;

$p_{j\max}$  – максимальний контактний тиск в  $j$ -тій точці при однопарному зачепленні,

$p_{j\max}^{(2)} = p_{j\max} / \sqrt{2}$  – максимальний контактний тиск в  $j$ -тій точці при двопарному зачепленні;

$2b_j$  – ширина площадки контакту в  $j$ -тій точці,

$\omega_1$  – кутова швидкість шестерні,

$r_1 = z_1 m_n$  – дільний радіус шестерні (рис. 1), який залежить від координати  $u$  по довжині зуба;

$\alpha = 20^\circ$  – кут зачеплення;

$\sigma_a$  – границя міцності досліджуваного матеріалу на розтяг;

$C_k, m_k$  – характеристики зносостійкості матеріалів зубчастих коліс для вибраних умов.

Зношування зубів протягом заданого ресурсу роботи  $t^*$  передачі обчислюється за формулою:

$$h_{kj} = 60n_k h'_{kj} t^* = \bar{h}_{kj} t^*, \quad (2)$$

де  $n_k$  – кількість обертів зубчастих коліс;

$\bar{h}_{kj}$  – зношування зубів протягом 1 год.

Ресурс передачі при заданому граничному зношуванні  $h_{k*}$  зубів:

$$t = h_{k*} / \bar{h}_{kj}. \quad (3)$$

Максимальні контактні тиски  $p_{j\max}$  та ширина площадки контакту  $2b_j$  в  $j$ -тій точці обчислюються за формулами Герца:

$$p_{j\max} = 0,564 \sqrt{N' / \theta \rho_j}, \quad 2b_j = 2,256 \sqrt{\theta N' \rho_j}, \quad (4)$$

де  $N' = N / bw$ ;

$N = T_{nom} K_g / r_1 \cos \alpha$  – сила у зачепленні;

$T_{nom} = 9550 P_g / n_1$  – номінальний крутний момент;

$P_g$  – потужність на ведучому валі;

$n_1$  – кількість обертів ведучого вала;

$K_g$  – коефіцієнт динамічності;

$\theta = (1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2$ ;

$E, \mu$  – модулі Юнга та коефіцієнти Пуасона матеріалів зубів;

$b$  – ширина вінця конічного колеса;

$w$  – число пар зачеплень;

$\rho_j$  – зведений радіус кривизни робочих профілів зубів.

Авторами запропоновано [4] при розрахунку зношування конічних зубчастих передач використати еквівалентні циліндричні передачі з торцевим та внутрішнім модулями зачеплення. По довжині зуба конічного колеса (рис. 1) його модуль є змінним  $m_{max} \leq m_{mn} \leq m_{min}$ .

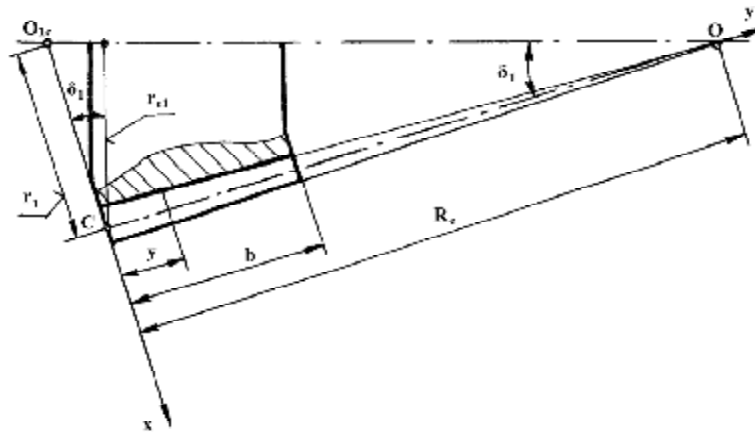


Рис. 1 – Параметри конічного колеса

Відповідно для прямозубих конічних передач торцевий модуль зачеплення:

$$m_{te} = m_{mn} + \frac{b \sin \delta_1}{z_{1K}}. \quad (5)$$

Торцевий модуль зачеплення вздовж зуба конічного колеса у наступних розрахункових перерізах у:

$$m_t = \left( 1 - \frac{y}{R_e} \right) m_{te}, \quad (6)$$

Нормальний модуль зачеплення вздовж зуба конічного колеса у розрахункових перерізах у:

$$m_n = m_t = \left( 1 - \frac{y}{R_e} \right) m_{te}. \quad (7)$$

Геометричні розміри та параметри конічних коліс:

а) середні діаметри:  $d_{m1} = m_{nm} z_{1K}$ ,  $d_{m2} = m_{nm} z_{2K}$ ;

б) кількість зубів:  $z_{1K}$ ,  $z_{2K}$ ;

в) передаточне відношення  $u_K = z_{2K} / z_{1K}$ ;

г) довжина твірної ділільних конусів  $R_e = R_m + 0,5b$ ;

д) середня довжина твірної ділільних конусів  $R_m = d_{m1} / 2 \sin \delta_1$ ;

е) кути ділительних конусів:  $\operatorname{tg} \delta_1 = u_K^{-1}$ ,  $\operatorname{tg} \delta_2 = u_K$ ;

є) ширина зубчастого вінця  $b = R_m \psi / (1 - 0,5\psi)$ ,

Параметри циліндричних еквівалентних коліс:

а) кількість зубів:  $z_1 = z_{1K} / \cos \delta_1$ ,  $z_2 = z_{2K} / \cos \delta_2$ ;

б) передаточне відношення  $u = z_2 / z_1 = u_K^2$ .

Вихідні дані для розв'язку прийнято наступними:

-  $m = 4$  мм;  $u = 3$ ;  $n_1 = 750$  об/хв;  $f = 0,07$  – блок вихідних параметрів,

-  $m = 4, 5, 6$  мм;  $u = 3, 4, 5$  – блок зміни вихідних параметрів;

-  $z_{1K} = 20$ ;  $P = 20$  кВт;  $b = 50$  мм;  $\psi = 0,19 \dots 0,35$ ;  $h_* = 0,3$  мм;

- матеріали коліс: шестерня – сталь 38ХМЮА, азотована на глибину 0,4 ... 0,5 мм, НВ 600;  $\sigma_s = 1040$  МПа,  $C_1 = 3,5 \cdot 10^6$ ,  $m_1 = 2$ ; колесо – сталь 40Х, об'ємне гартування, НВ 341;  $\sigma_s = 981$  МПа,

$C_2 = 0,17 \cdot 10^6$ ,  $m_2 = 2,5$ ;  $E = 2,1 \cdot 10^6$  МПа,  $\mu = 0,3$ ;

- мащення – осьова олива з трипроцентної антизношувальної присадки;

- досліджується однопарне та двопарне зачеплення зубів.

## 1. Вплив модуля зачеплення

### 1.1. Максимальні контактні тиски

На рис. 2 наведено закономірності зміни максимальних контактних тисків  $p_{j \max}^{(w)}$  для однопарного ( $w = 1$ ) та двопарного ( $w = 2$ ) зачеплення, визначених для семи точок на поверхні зубів від моменту їх входу у зачеплення ( $j = 0$ ) до моменту виходу ( $j = 6$ ). Найвищими є тиски на вході у зачеплення. Відповідно штрихові лінії відповідають перерізу  $y = b$ , а суцільні –  $y = 0$  (на торці колеса). Вплив модуля на їх рівень є суттєвим для обох досліджуваних перерізів зуба, а особливо значним для  $j = 0$ : для  $y = 0$  – він зменшується у  $\approx 1,5$  рази ( $w = 1$ ) та  $\approx 1,8$  рази ( $w = 2$ ).

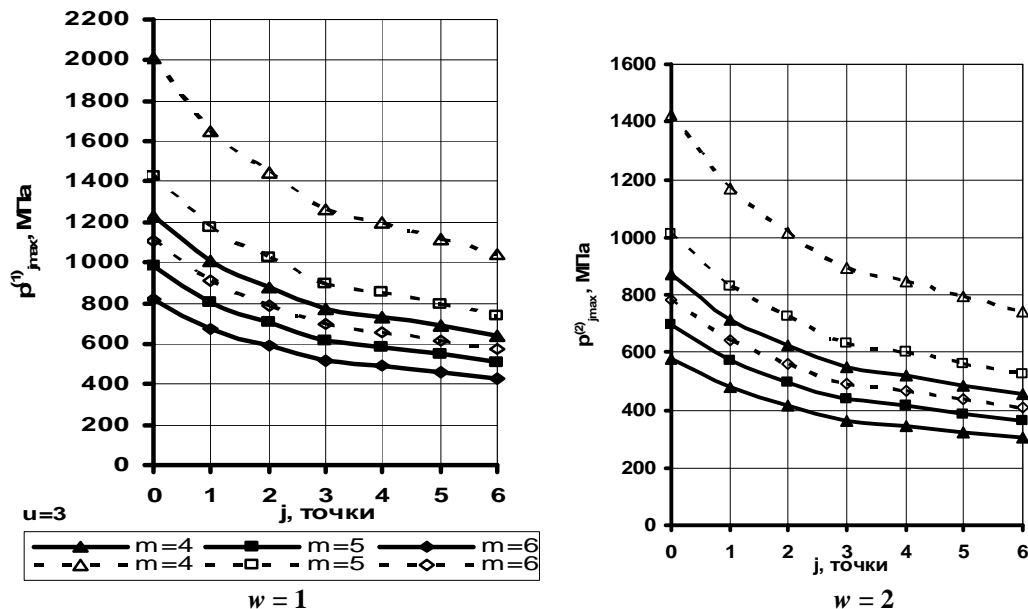


Рис. 2 – Вплив модуля на максимальні контактні тиски

### 1.2. Довговічність передачі

При зростанні модуля передачі її довговічність (рис. 3) теж зростає: для  $y = 0$   $\square$   $y \approx 2,4$  рази ( $w = 1$ ) та  $y \approx 2,8$  рази ( $w = 2$ ); для  $y = b$   $\square$   $y \approx 4,9$  рази ( $w = 1$ ) та  $y \approx 5,3$  рази ( $w = 2$ ).

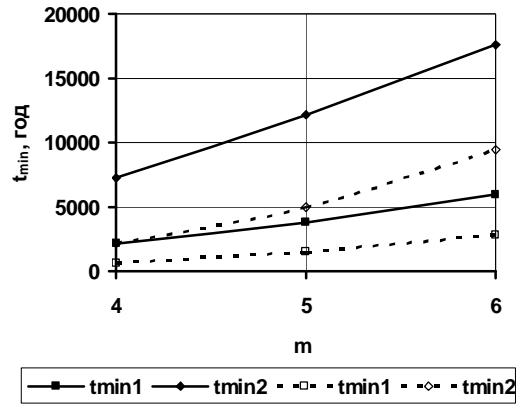


Рис. 3 – Вплив модуля на довговічність передачі

### 1.3. Швидкість ковзання

Зростання модуля зачеплення спричиняє зростання швидкості ковзання (рис. 4).

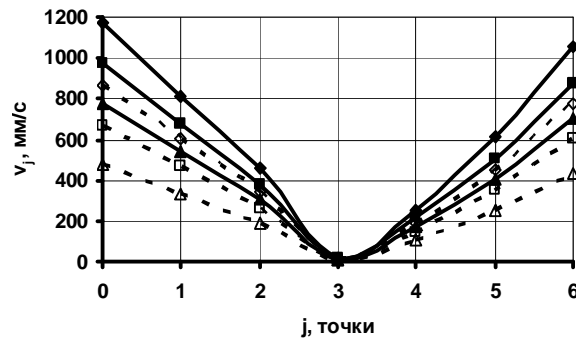


Рис. 4 – Вплив модуля на швидкість ковзання

### 1.4. Зношування зубів коліс

Зростання модуля призводить до значного зменшення зношування зубів в крайніх точках зачеплення (рис. 5, 6). Характерно, що зуби колеса зношуються більше, ніж зуби шестерні. Ця різниця є більшою для менших величин модуля.

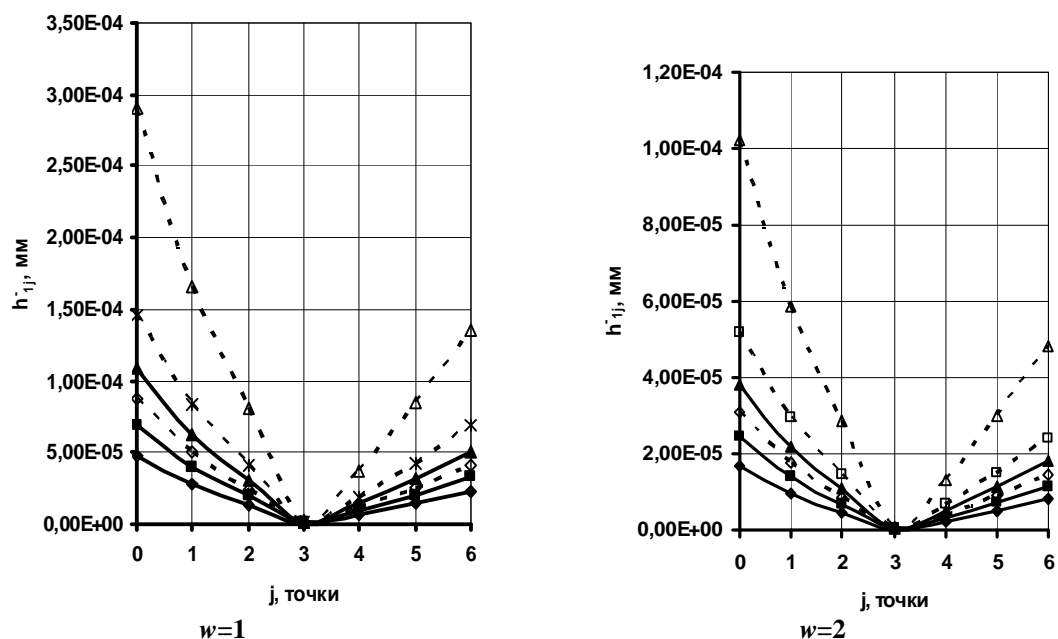


Рис. 5 – Вплив модуля на зношування шестерні протягом 1 год

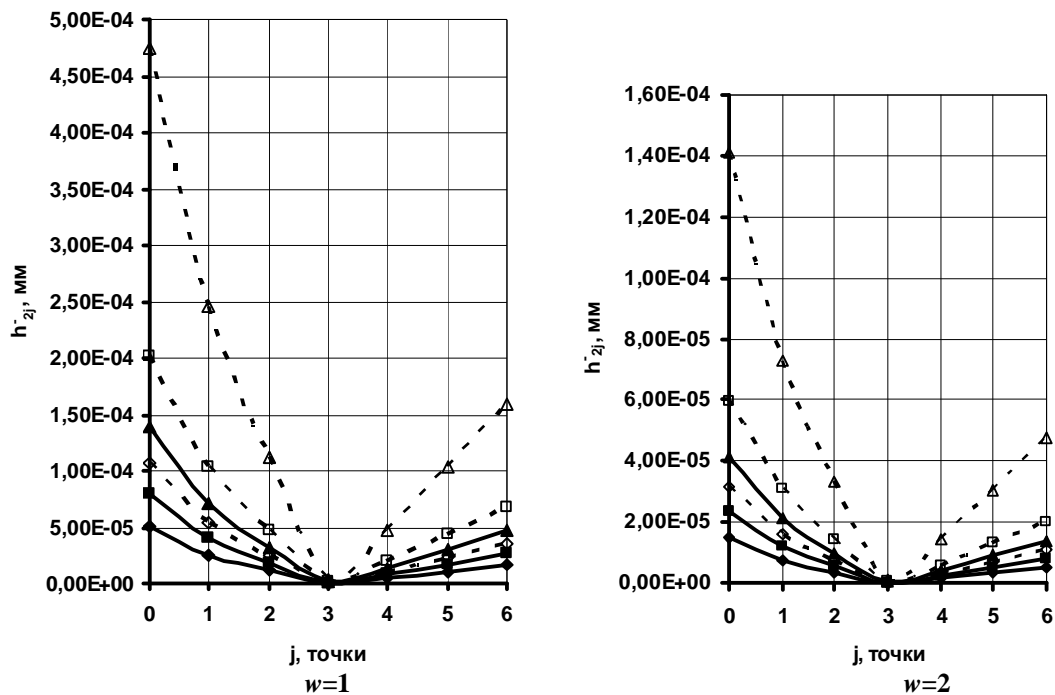


Рис. 6 – Вплив модуля на зношування зубчастого колеса протягом 1 год

## 2. Вплив передавального відношення

### 2.1. Максимальні контактні тиски

Передавальне відношення по-різному впливає на величину максимальних контактних тисків у зубчастому зачепленні (рис. 7). У перерізі  $y = 0$  вплив відсутній. Натомість у внутрішньому перерізі вінця при  $y = -b$  зростання  $u$  призводить до деякого зниження  $p_{j\max}^{(w)}$ .

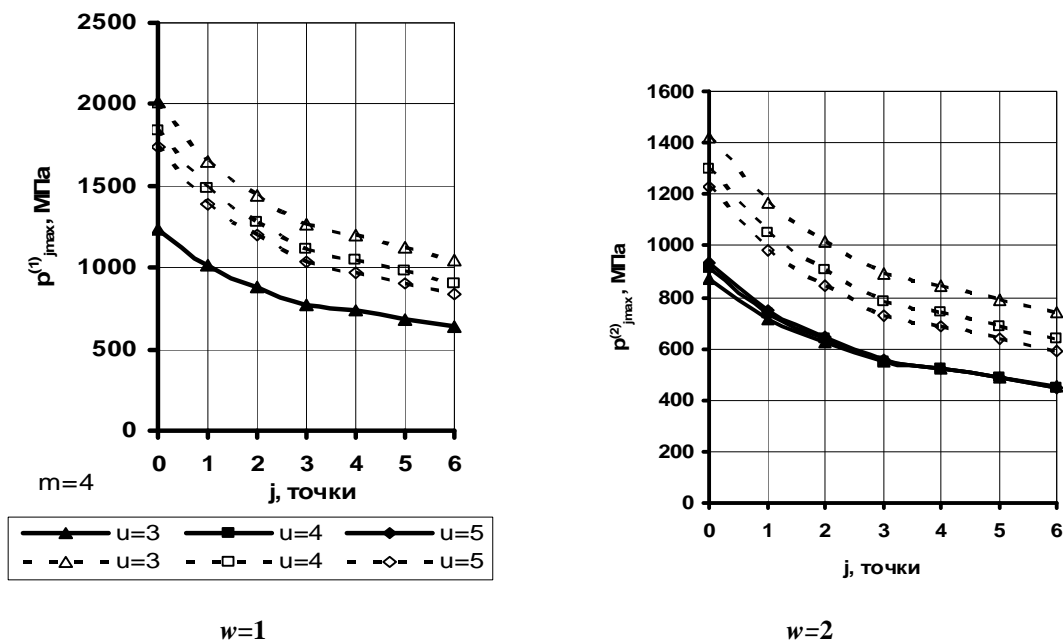


Рис.7 – Вплив передавального відношення на максимальні контактні тиски

## 2.2. Довговічність передачі

Вплив  $u$  на  $t_{\min}$  для торцевого перерізу передачі ( $y = 0$ ) відсутній (рис. 8). Для внутрішнього перерізу ( $y = b$ ) має місце зростання  $t_{\min} \approx u$  2 рази із зростанням  $u$  у 2 рази.

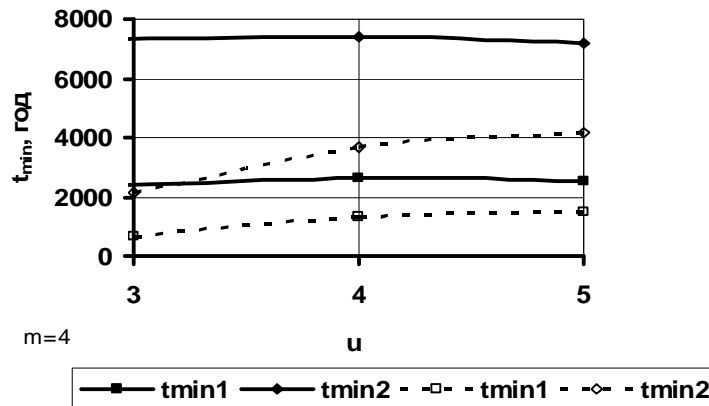


Рис. 8 – Вплив передавального відношення на довговічність передачі

## 2.3. Зношування зубів коліс

Зростання передавального відношення практично не впливає на зношування зубів шестерні при  $y = 0$  та виявляє певний вплив на їх зношування при  $y = b$  (рис. 9, 10). Зуби колеса зношуються менше при зростанні  $u$ . Ця різниця є значно суттєвішою при  $y = b$ . При меншій величині  $u$  зуби колеса зношуються більше, ніж зуби шестерні. Однак із зростанням  $u$  ця тенденція стає оберненою.

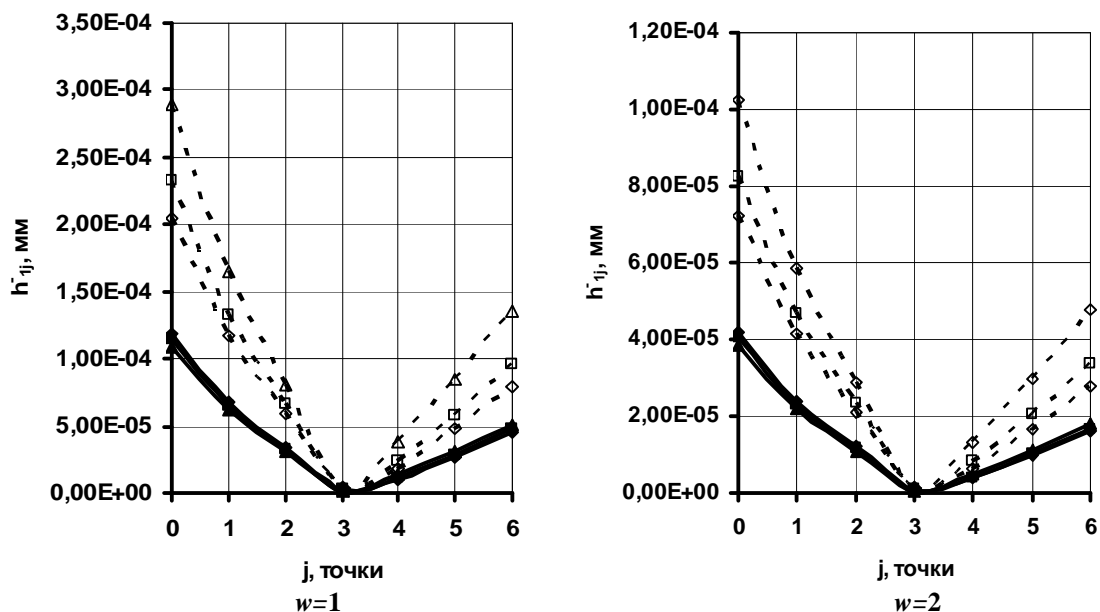


Рис. 9 □ Вплив передавального відношення на зношування шестерні протягом 1 год

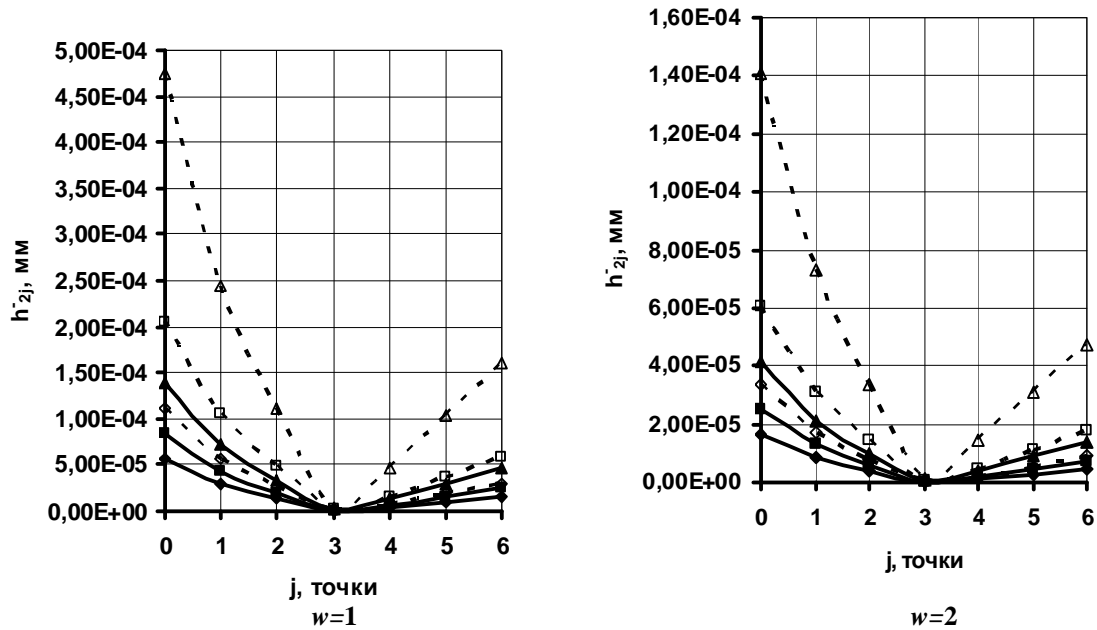


Рис.10 – Вплив передавального відношення на зношування зубчастого колеса протягом 1 год

#### 2.4. Швидкість ковзання

Зростання передавального відношення практично не впливає на зміну  $v_j$  (рис. 11) при  $y = 0$ . Проте для  $y = b$  на вході зубів у зачеплення деякий вплив  $u$  на  $v_j$  спостерігається, однак у другій фазі зачеплення він відсутній.

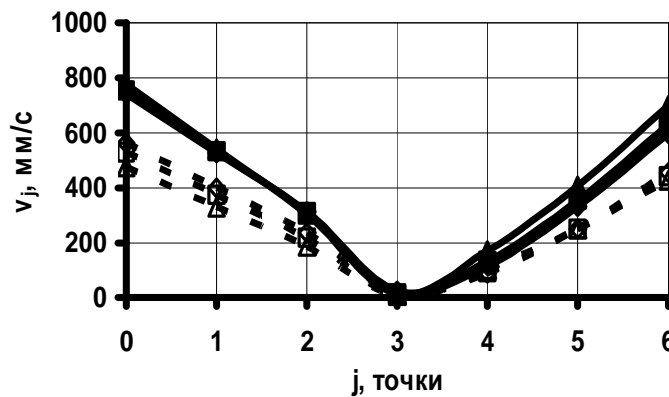


Рис.11 – Вплив передавального відношення на швидкість ковзання

#### Література

1. Андрейкив А.Е., Чернец М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – К.: Наук. думка, 1991. – 160 с.
2. Чернец М.В., Келбиньски Ю. Расчетная оценка износа и ресурса косозубых эвольвентных цилиндрических передач // Проблемы трибологии. – 2004. – № 3. – С. 104-112.
3. Чернец М., Келбиньски Ю. Влияние наклона зубьев косозубых цилиндрических передач на трибомеханические, силовые та кинематические характеристики // Проблемы трибологии. – 2006. – № 4. – С. 3-7.
4. Чернец М.В., Келбиньски Ю., Береза В.В. Метод прогнозной оценки износа конических передач с косыми зубами // Проблемы трибологии. – 2009. – № 4. – С. 6-13.

Надійшла 18.10.2010