

*П. М. ТКАЧ, П. Л. НОСКО, О. В. БАШТА, Г. О. БОЙКО, О. В. ГЕРАСИМОВА*

### **ПОКАЗНИКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОНХОЇДАЛЬНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ З ПІДВИЩЕНОЮ ВАНТАЖОПДІЙМНІСТЮ. ТЕОРІЯ**

Стаття присвячена актуальному завданню підвищення показників працездатності зубчастих приводів машин. Для вирішення зазначеного завдання у статті запропоновано застосувати конхоїдальне зачеплення, виготовлене зі зміщенням вихідного контуру та особливими умовами контакту. Особливістю запропонованого зачеплення є менша у порівнянні зі звичайним конхоїдальним зачепленням чутливість до похибок виготовлення та монтажу. У результаті теоретичних досліджень були визначені показники працездатності такого зачеплення. Областю застосування нового зачеплення є приводи машин для передачі великих потужностей.

**Ключові слова:** циліндричні зубчасті колеса, конхоїдальне зачеплення, зсув профілю, опукло-опуклий контакт, характеристики зачеплення, міцність поверхні зубців, втрата потужності зачеплення

*П. Н. ТКАЧ, П. Л. НОСКО, А. В. БАШТА, Г. А. БОЙКО, О. В. ГЕРАСИМОВА*

### **ПОКАЗАТЕЛИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КОНХОИДАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ С ПОВЫШЕННОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТЬЮ. ТЕОРИЯ**

Статья посвящена актуальной задаче повышения показателей работоспособности зубчатых приводов машин. Для решения указанной задачи в статье предложено применить конхоидальное зацепление, изготовленное со смещением исходного контура и особыми условиями контакта. Особенностью предложенного зацепления является меньшая, по сравнению с обычным конхоидальным зацеплением, чувствительность к погрешностям изготовления и монтажа. В результате теоретических исследований были определены показатели работоспособности такого зацепления. Областью применения нового зацепления есть приводы машин для передачи больших мощностей.

**Ключевые слова:** цилиндрические зубчатые колеса, конхоидальное зацепление, смещение профиля, вогнуто-выпуклый контакт, характеристики зацепления, прочность поверхности зубьев, потеря мощности зацепления

*P. TKACH, P. NOSKO, O. BASHTA, G. BOIKO, O. HERASYMOVA*

### **PERFORMANCE INDICATORS OF CONCHOIDAL STRAIGHT SPUR GEARS WITH INCREASED LOADING CAPACITY. THE THEORY**

The article is devoted to the actual problem of increasing the performance indicators of machine gear drives. To solve this problem, in the article proposed to use a conchoidal engagement made with a shifting of the reference profile and special contact conditions. A feature of the proposed engagement is that it is less sensitive to manufacturing and assembly errors compared to conventional conchoidal engagement. As a result of theoretical studies, the performance indicators of such an engagement were determined. This made it possible to determine the level of load during further experimental tests of new gears. Contact strength and meshing losses were selected as performance indicators subject to further experimental verification. The ratios of these indicators, calculated for conchoidal spur gears with convex-convex contact, made with a shifting of the reference profile, with similar involute ones, are theoretically determined. Comparative analysis of performance indicators was carried out for gears of involute and conchoidal engagement with the same parameters and shifting of the reference profile. It was found that for experimental conchoidal drives with shifting, the maximum load is 1.2 times higher than that of a similar involute drive with shifting, and the loss in engagement is 21% less. A rational area of application of the new gearing is machine drives for high power transmissions.

**Keywords:** spur gears, conchoidal gearing, profile shift, convex-convex contact, meshing characteristics, teeth surface strength, gearing power loss

**Вступ.** Літературні дані свідчать про те, що найбільшого поширення в сучасному машинобудуванні набули евольвентні зубчасті передачі. Для їх виробництва використовується складений вихідний твірний контур, окреслений прямими лініями на робочій ділянці і дугами кола за ДСТУ ISO 53-2001. Варто зазначити, що традиційні передачі добре досліджені і резерви зі вдосконалення практично відсутні. Підвищити здатність навантаження зубчастих приводів можна застосуванням неевольвентних передач, у яких робочі ділянки зубців утворені рейкою з криволінійним профілем.

Найбільш простим, після прямолінійного вихідного контуру, є вихідний контур, окреслений дугами кола. Його застосування в передачах Вільдгабера-Новікова забезпечило підвищення навантажувальної здатності. Активні дослідження різних аспектів працездатності таких передач почалися з 50-х років минулого століття, не припинялися упродовж останніх десятиліть [1–3], включаючи розширену версію передач [2] та передачі, утворені інструментом з параболічним профілем [3], і тривають дотепер [4–7]. Однак у цих

передачах реалізується точковий контакт робочих поверхонь, тому необхідно забезпечити осьове перекриття (коефіцієнт осьового перекриття повинен бути  $\epsilon_{\beta} > 1$ ).

У останні роки учені багатьох країн активно досліджують можливість використання неевольвентних зачеплень з лінійчастим контактом. Поширення у світі такого підходу до удосконалення зубчастих зачеплень зумовлене розвитком нових методів утворення зубців. За даними [8] у останні десятиліття активно впроваджується у виробництво лазерне, електро-ерозійне та гідро-абразивне різання, адитивні технології, нові підходи у обробці тиском, а також гібридні технології. Це дозволяє дослідникам пропонувати різні криві для профілювання зубців або рейок для їх утворення.

Автори статті [9] представили огляд станом на 2021 рік як неевольвентних передач з багаторічною історією (циклоїдальні передачі, передачі Новікова),

© П. М. Ткач, П. Л. Носко, О. В. Башта, Г. О. Бойко, О. В. Герасимова, 2021

так і зачеплень, вперше запропонованих за останнє десятиліття. Серед останніх слід відзначити, наприклад, конволюїдне зачеплення [10], відмінною рисою якого є профілі зубців, які складені з декількох спряжених ділянок для реалізації опукло-ввігнутого контакту. Такі передачі, хоча і мають на 20–35% більшу навантажувальну здатність, потребують великої точності виготовлення та монтажу.

Передачі з S-подібним профілем (S-gear) були так названі їх авторами [11] з огляду на S-подібну форму лінії зачеплення. Вихідний контур таких передач описаний степеневу функцією. В ході випробувань S-передачі у порівнянні з евольвентними показали на 20% більшу довговічність, проте вони так само як і [10] характеризуються більш складним виробничим процесом та підвищеними вимогами до точності виготовлення і монтажу.

Косинусоїдальне зачеплення названо так його автором [12] через те, що зубці шестерні окреслені косинусоїдою. Результати математичного і комп'ютерного моделювання, виконані автором [12], свідчать про переваги косинусоїдальних передач у порівнянні з евольвентними: на 22% нижчі контактні напруження, на 35% нижчі напруження згину. Автори [13] для аналогічних передач виявили ще більші переваги: 30% за контактними напруженнями та 50% за напруженнями згину.

Автори дослідження [14] створили математичну модель передачі, яка має лінію зачеплення, окреслену параболою. Порівняльний аналіз таких передач з евольвентними показав, що нові передачі мають вищу контактну та згинну міцність, а також менше мінімальне число зубців з умови відсутності підрізання для будь-яких параметрів параболі.

У роботі [15] представлено математичну модель зачеплення, яке має постійне значення приведеної кривизни у контакті зубців. Аналітичне порівняння таких передач з евольвентними показало, що вони є кращими за такими показниками, як контактні напруження, питомі ковзання та товщина масляної плівки.

Автори [16] провели експериментальне дослідження розробленої ними раніше передачі С-С з опукло-увігнутим контактом. Лінія зачеплення такої передачі описана дугами кола. У результаті ними було зафіксовано переваги передачі С-С за контактною витривалістю у порівнянні з евольвентною, яка мала торцевий коефіцієнт перекриття більше двох.

Слід відзначити, що характерною рисою передач [10–16] є менший у порівнянні з евольвентною передачею коефіцієнт перекриття.

Набуло широкого розповсюдження профільованя вихідного контуру дугами кола. Передачі, зубці яких утворені такими контурами, мають переваги, аналогічні з передачами [10–16]. Зокрема, вони менш схильні до підрізання, ніж евольвентні.

Ця перевага дозволяє використовувати рейки, спрофільовані дугами кола, для розширення кінематичних можливостей некруглих зубчастих коліс [17, 18].

Автори [19] розробили нове зачеплення без ковзання між поверхнями зубців. Слід відзначити, що дослідні колеса були виготовлені з використанням адитивних технологій. Зубці передачі спрофільовані дугами кола. За рахунок конструктивних особливос-

тей між зубцями має місце локалізований контакт. І хоча профільне перекриття при такому контакті відсутнє, коефіцієнт перекриття в них може сягати чотирьох і навіть більше. Передачі [19] мають більшу контактну та згинну міцність.

Існують й інші підходи до проектування передач з точковим контактом та чистим коченням зубців [20, 21] на основі синтезу геометрії зубців за лінією зачеплення. Вони так само мають переваги перед традиційними.

Складність виготовлення та забезпечення точності монтажу коліс передач [19–21], на думку їх розробників, звужує область їхнього застосування до передач з колесами, виготовленими з полімерів із застосуванням адитивних технологій.

Для передач з лінійчатим контактом вихідний контур, спрофільований дугами кола, також забезпечує переваги, які підтверджені теоретичними [22] та експериментальними [23] дослідженнями. Лінія зачеплення таких зубчастих передач має вигляд конхкоїди Нікомеда [23]. Будемо називати передачі з такою лінією зачеплення конхкоїдальними і зачеплення – конхкоїдальним.

Вперше теоретичні та експериментальні дослідження конхкоїдальних циліндричних передач були проведені автором роботи [23], а теоретичні дослідження геометрії і показників працездатності аркових передач із таким зачепленням – авторами роботи [22]. Однак, застосовувані в цих роботах вихідні контури забезпечують опукло-увігнутий контакт зубців, що підвищує чутливість передач до похибок їх виготовлення і монтажу. Крім того, в роботах [22, 23] не враховано зсув вихідного контуру.

Формули для визначення показників працездатності конхкоїдальних прямокутних передач, виготовлених зі зміщенням вихідного контуру, отримані в роботах [24, 25]. Умови, при яких в таких передачах може бути реалізований опукло-опуклий контакт, отримані в роботі [26], де автором були синтезовані вихідні контури, що дозволяють отримати зазначений контакт, однак показники працездатності таких передач не оцінювалися.

*Метою даного дослідження є теоретичне визначення переваг конхкоїдального зачеплення з опукло-опуклим контактом перед традиційним.*

**Теорія конхкоїдального зачеплення.** Будемо розглядати конхкоїдальні передачі як передачі, утворені твірною поверхнею, представленою на рис. 1, *a* в системі координат  $X_g O Y_g$ . При зачепленні твірна поверхня з нарізуваними шестернею і колесом, пов'язаними з системами координат  $X_1 O_1 Y_1$  і  $X_2 O_2 Y_2$ , забезпечує взаємне розташування систем координат, представлено на рис. 1, *b*.

Основою твірної поверхні є вихідний контур, представлений на рис. 1, *c*. Ділянки  $OA$  і  $OB$  утворюють робочу поверхню зуба, а ділянки  $O'A'$  і  $O'B'$  – робочу поверхню сусіднього зуба. Ділянка  $AA'$  формує перехідну поверхню зуба.

У більшості випадків критерієм працездатності зубчастих передач, обмежуючим їх навантажувальну здатність, є контактна міцність. Тому інтерес для по-

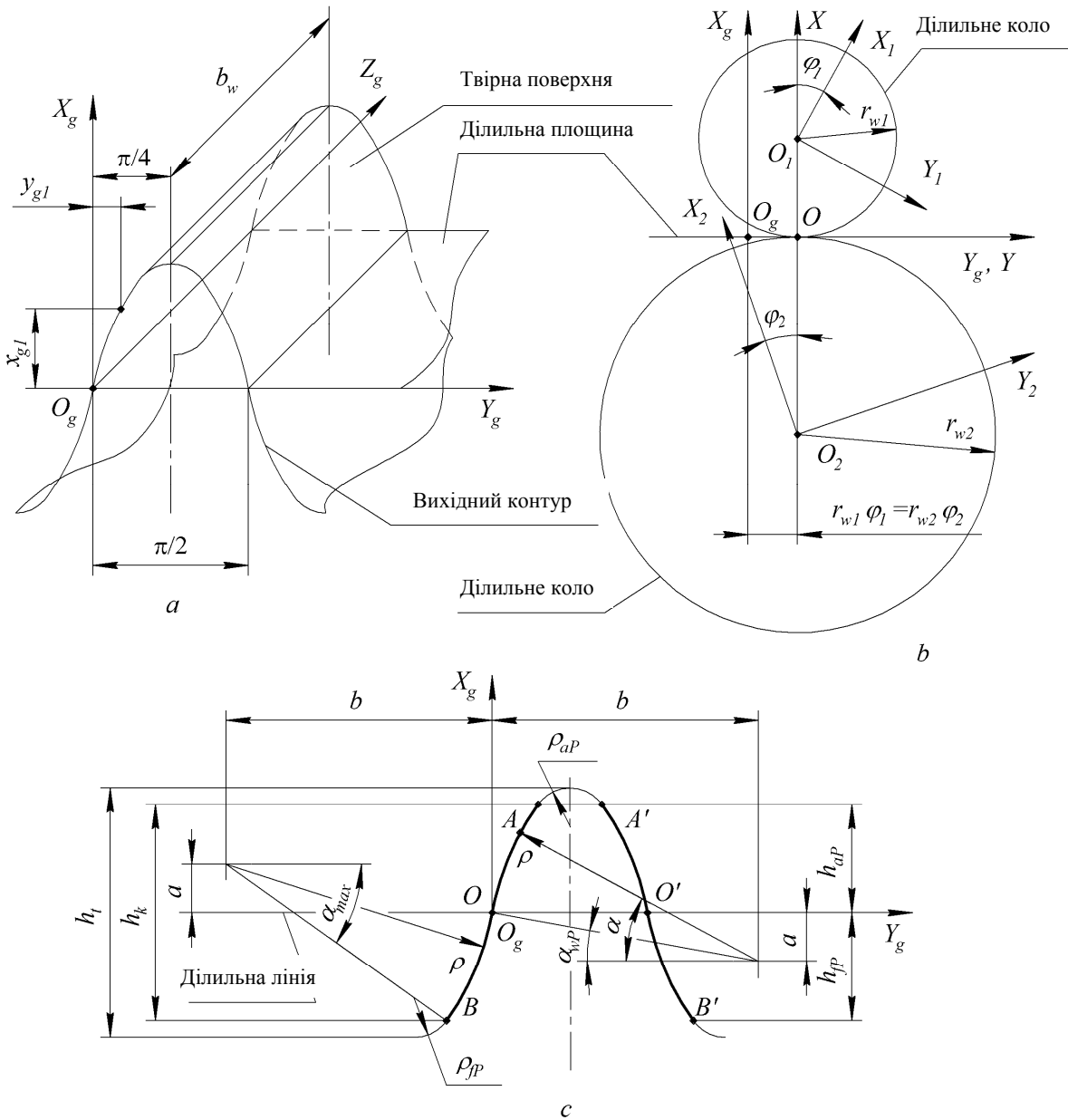


Рисунок 1 – Твірна поверхня конхoidalних шестерень (а), система координат, яка використовується для дослідження (b) та вихідний контур (c)

дальшого дослідження представляють саме робочі поверхні зуба. Ці ділянки в площині  $X_g O Y_g$  (торцева площина системи координат  $X_g Y_g Z_g$ ) визначаються як [26]

– ділянка OA

$$x_{g1} = \rho \sin \alpha - a + x, \quad y_{g1} = b - \rho \cos \alpha; \quad (1)$$

– ділянка OB

$$x_{g1} = -\rho \sin \alpha + a + x, \quad y_{g1} = -b + \rho \cos \alpha; \quad (2)$$

– ділянка O'A'

$$x_{g2} = \rho \sin \alpha - a + x, \quad y_{g2} = 0,5\pi - y_{g1}, \quad (3)$$

де  $y_{g1}$  з (1);

– ділянка O'B'

$$x_{g2} = -\rho \sin \alpha + a + x, \quad y_{g2} = 0,5\pi - y_{g1}, \quad (4)$$

де  $y_{g1}$  з (2).

У формулах (1)–(4)  $\alpha$  – кут профіля вихідного контура. Він вимірюється в межах від  $\alpha_{wP}$  на початковій прямій до  $\alpha_{max}$  в точках A, A', B, B' та визначає положення точки на профілі. Відповідно, що  $a$ ,  $b$  і  $\rho$  зв'язані залежностями

$$a = \rho \sin \alpha_{wP}, \quad b = \rho \cos \alpha_{wP}.$$

Для спрощення формул, представлених далі, формули (1)–(4) відповідають значенням модуля  $m=1$  мм. Для іншого значення модуля праві частини необхідно помножити на  $m$ . Для подальшого дослідження можна вважати, що зуб твірної поверхні симетричний. Тому будемо розглядати тільки ро-

бочу частину, утворену ділянками  $OA$  і  $OB$ . Координати представимо у вигляді

$$x_{g1} = \pm \rho \sin \alpha \mp a + x, \quad y_{g1} = \pm b \mp \rho \cos \alpha$$

Тут і далі верхній знак буде відповідати ділянці  $OA$ , нижній – ділянці  $OB$ . Прийmemo також, що  $OA$  служить для утворення ніжки зуба шестерні і голівки зуба колеса,  $OB$  – голівки зуба шестерні і ніжки зуба колеса.

При зачепленні твірної поверхні з нарізаними зубцями повинна виконуватися умова, що вектор відносної швидкості перпендикулярний нормалі до поверхні. Дана умова стосовно конхoidalної передачі з використанням [27] дає рівняння верстатного зачеплення у вигляді

$$-(\pm \rho \cos \alpha \mp b) - r_{w1,2} \varphi_{1,2} + (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \operatorname{ctg} \alpha = 0. \quad (5)$$

Рівняння (5) встановлює взаємозв'язок між кутом  $\varphi_{1,2}$  повороту шестерні або колеса з кутом  $\alpha$ . Оскільки  $\alpha$  визначає точку на профілі, то рівняння (5) пов'язує положення шестерні і колеса з розташуванням лінії контакту на твірній поверхні. Рівняння (5) дозволяє також отримати рівняння активних поверхонь зубців шестерні [27]

$$\begin{aligned} x_1 &= (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x + r_{w1}) \cos \varphi_1 + \\ &+ (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \operatorname{ctg} \alpha \sin \varphi_1; \\ y_1 &= (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x + r_{w1}) \sin \varphi_1 - \\ &- (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \operatorname{ctg} \alpha \cos \varphi_1 \end{aligned} \quad (6)$$

та зубців колеса

$$\begin{aligned} x_2 &= (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x - r_{w2}) \cos \varphi_2 - \\ &- (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \operatorname{ctg} \alpha \sin \varphi_2; \\ y_2 &= (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x - r_{w2}) \sin \varphi_2 - \\ &- (\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \operatorname{ctg} \alpha \cos \varphi_2 \end{aligned} \quad (7)$$

в системах координат  $X_1O_1Y_1$  і  $X_2O_2Y_2$ , пов'язаних відповідно з шестернею і колесом (рис. 1, b).

Рівняння (5) спільно з (6) і (7) дозволяють визначити положення лінії контакту в зачепленні зубців шестерні і колеса при відомому  $\varphi_{1,2}$ .

**Показники працездатності конхoidalної передачі.** Для порівняння конхoidalного зачеплення з традиційним були обрані два показники – контактна міцність і втрата на тертя в зачепленні.

Контактна міцність оцінюється виходячи з припущення, що величина контактних напружень є постійною уздовж контактної лінії внаслідок прироблення зубчастих передач під навантаженням. Це припущення зазвичай використовується при розрахунках звичайного зачеплення [28], оскільки воно добре корелює з експериментальними результатами. Воно було використане у дослідженні [22] для визначення відносної характеристики контактної міцності. Якщо вираз [22] перетворити для конхoidalних циліндричних передач, отримаємо

$$\Theta_H = \frac{\cos \alpha}{\chi_{red}}. \quad (8)$$

Приведена кривизна робочих поверхонь у напрямку, перпендикулярному лінії миттєвого контакту

$$\begin{aligned} \chi_{red} &= \frac{(R_1 + R_2) \left( \frac{\sin \alpha_p}{\sin^2 \alpha} \right)^2 \sin \alpha}{\left[ R_1 + \frac{(\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \sin \alpha_{wp}}{\sin^3 \alpha} \right]} \\ &\times \frac{1}{\left[ R_2 - \frac{(\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \sin \alpha_{wp}}{\sin^3 \alpha} \right]}. \end{aligned}$$

Значення  $\Theta_H$  фактично є коефіцієнтом навантаження для контактних напружень. Він містить геометричні параметри зуба і впливає на критично допустиме навантаження для умови контактної міцності

$$T_1 = k r_{w1} b_w \Theta_H, \quad (9)$$

де  $k$  – коефіцієнт пропорційності

$$k = \frac{1}{E_{red}} \left( \frac{\sigma_H}{0,418} \right), \quad (10)$$

визначається з рівняння Герца

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{q_n E_{red} \chi_{red}}. \quad (11)$$

Значення питомого навантаження можна отримати з урахуванням (9) та (10)

$$q_n = \frac{T_1}{\chi_{red} r_{w1} \Theta_H}. \quad (12)$$

Критичне навантаження відповідає граничному значенню  $k_{max}$  для  $\sigma_H = [\sigma_H]$ , де  $[\sigma_H]$  – допустиме контактне напруження. Таким чином, максимальний крутний момент для контактної міцності є

$$[T_{1H}] = k_{max} r_{w1} b_w \Theta_H. \quad (13)$$

Аналіз залежності (13) свідчить про те, що при порівнянні передач з однаковими параметрами коліс, але з різною геометрією зубців, більш високий  $\Theta_H$  свідчить про більшу навантажувальну здатність. Для традиційних передач залежність для визначення максимально допустимого крутного моменту може бути отримана з [28] у вигляді

$$[T_{1H}] = \left( \frac{[\sigma_H] d_{w1}}{Z_H Z_E Z_\epsilon} \right)^2 \frac{b_w u}{2000(u+1) K_{H\alpha} K_{H\beta} K_V}, \quad (14)$$

де  $d_{w1}$  – дільний діаметр шестерні;

$Z_H$  – коефіцієнт перекриття;

$Z_M$  – коефіцієнт пружності;

$Z_\epsilon$  – коефіцієнт пропорційності;

$K_{H\alpha}$  – коефіцієнт поперечного навантаження;

$K_{H\beta}$  – коефіцієнт торцевого навантаження;

$K_V$  – внутрішній динамічний коефіцієнт.

За результатами роботи [22] втрати потужності зачеплення визначаються як

$$\psi_m = \frac{b_w r_{w1}}{\pi \omega_1 T_1} \int_{\phi_{10}}^{\phi_{20}} q_n f v_g d\phi, \quad (15)$$

де  $\phi_{10}$ ,  $\phi_{20}$  – кутові переміщення шестерні, які відповідають профільним кутам  $\alpha_{\max 1}$  та  $\alpha_{\max 2}$ , на вершині зубця шестерні та колеса відповідно.

Значення  $\alpha_{\max 1}$  та  $\alpha_{\max 2}$  можуть бути визначені з рівнянь

$$\begin{aligned} (r_{w1} + h_{aP})^2 &= (\rho \sin \alpha_{\max 1} - a + x + r_{w1})^2 + \\ &+ [(\rho \sin \alpha_{\max 1} - a + x) \operatorname{ctg} \alpha_{\max 1}]^2; \\ (r_{w2} + h_{fP})^2 &= (-\rho \sin \alpha_{\max 2} + a + x - r_{w2})^2 + \\ &+ [(\rho \sin \alpha_{\max 2} - a + x) \operatorname{ctg} \alpha_{\max 2}]^2, \end{aligned}$$

де  $v_g$  – швидкість ковзання.

Її можна отримати для конхoidalного зачеплення на основі результатів дослідження [26]

$$v_g = \omega_1 [\rho (\sin \alpha - \sin \alpha_{wP} + x)] \frac{(u+1)}{u \sin \alpha}.$$

У рівнянні (15) коефіцієнт тертя ковзання в зоні контакту зубців  $f$  визначається відповідно до [29]

$$f = 0,09 q_n^{0,1} \left[ 10 + \lg \left( \frac{BHN \cdot R_a \cdot \chi_{red}}{E_{red}} \right) \right] \times \\ \times \chi_{red}^{0,25} v_{\Sigma}^{-0,07} v_{\Sigma}^{-0,1} v_g^{-0,35}. \quad (16)$$

Рівняння (16) справедливо за умов  $v \geq 1$  сСт;  $q_n \geq 300$  кгс/см;  $v_{\Sigma} \geq 100$  см/с;  $BHN > 5000$  кг/см<sup>2</sup>;  $v_g > 20$  см/с;  $1/\chi_{red} > 0,5$  см;  $R_a > 10^{-5}$  см·сСт. Якщо ці умови не виконуються, коефіцієнт тертя ковзання визначається рівнянням [30]

$$f = \frac{1}{0,008V\sqrt{v} + 0,01V_{\Sigma}\Phi(\sigma_H, v) + 13,4}, \quad (17)$$

де  $\Phi(\sigma_H, v) = 0,47 - 0,13 \cdot 10^{-4} \sigma_H - 0,4 \cdot 10^{-3} v$ ,  $\sigma_H$  – в кг/см<sup>2</sup>.

Одиниці вимірювання параметрів, включені до (16) та (17), наведені відповідно до [29, 30].

Сума швидкостей контактних точок

$$v_{\Sigma} = \omega_1 \left[ 2r_{w1} + \frac{(\pm \rho \sin \alpha \mp a + x) \sin^2 \alpha_{wP}}{\sin^3 \alpha} \left( 1 - \frac{1}{u} \right) \right] \frac{\sin^2 \alpha}{\sin \alpha_{wP}}.$$

При експериментальних дослідженнях втрати зачеплення визначаються через ККД трансмісії. Останній обчислюється на підставі вимірів активної потужності електродвигуна  $P_M$  з урахуванням крутного моменту на виході  $T_2$

$$\eta_t = \frac{T_2}{T_1 u} = \frac{T_2 n_M}{9550 P_M \eta_c u}, \quad (18)$$

де  $\eta_c$  – ККД муфти, що з'єднує випробовуваний редуктор з електродвигуном;

$n_M$  – частота обертання валу електродвигуна, об/хв.

Теоретично значення ККД редуктора можна отримати за відомою залежністю [30]

$$\eta_{red} = \eta_m \eta_{rest},$$

де  $\eta_m = 1 - \psi_m$  – ККД зачеплення;

$\eta_{rest}$  – значення ККД інших втрат в редукторі.

Беручи значення  $\eta_{rest} = const$ , можна порівнювати дані, отримані для евольвентних і конхoidalних передач теоретично

$$\frac{\eta_m^{con}}{\eta_m^{inv}} = \frac{1 - \psi_m^{con}}{1 - \psi_m^{inv}} \quad (19)$$

та експериментально  $\frac{\eta_t^{con}}{\eta_t^{inv}}$ .

Виконання умови  $\frac{\eta_m^{con}}{\eta_m^{inv}} \approx \frac{\eta_t^{con}}{\eta_t^{inv}}$  свідчить про до-

стовірність отриманих результатів.

Тут і далі верхні індекси «inv» та «con» будуть застосовуватися відповідно для евольвентних та конхoidalних передач.

Слід зазначити, що залежності (8) і (15) представлені в загальному вигляді і справедливі також і для традиційних передач.

Значення  $\Theta_H$  в (8) для звичайних зубчастих коліс може бути визначене з використанням формул [22]. Це може бути застосовано, оскільки квазі-евольвентні аркові зубчасті колеса мають евольвентне циліндричне зачеплення в середньому перерізі. Залежність  $\phi$  від положення контактної лінії в (15) для звичайного зачеплення також може бути визначена за [22].

Як зазначено раніше, в роботі [25] було досліджено вплив параметрів вихідного контуру на характер контакту сполучених поверхонь зубців. Зокрема, було встановлено, що опукло-увігнутий контакт зубців шестерні і колеса має місце при наступному співвідношенні параметрів вихідного контуру  $a - x < r_{w1} \sin^2 \alpha_{wP}$ .

Контакт опуклих поверхонь зубців шестерні і колеса матиме місце при виконанні умови

$$a - x \geq r_{w2} \sin^2 \alpha_{\max}. \quad (20)$$

Із використанням умови (20), що забезпечує контакт опуклих зубців коліс, у роботі [25] синтезовано 23 вихідних контури з задовільними геометричними параметрами, з яких вибрано три вихідних контури конхoidalного зачеплення (табл. 1). Критерієм вибору вихідних контурів була близькість зна-

чення  $\alpha_{wP}$  до кутів профілю евольвентних передач  $20^\circ$  (найбільш поширений), а також  $25^\circ$  і  $28^\circ$ , що застосовують у передачах спеціального призначення [31].

**Аналіз результатів.** Порівняльний аналіз показників працездатності проводився для зубчастих

передач евольвентного і конхoidalного зачеплення при однакових параметрах і зміщенні вихідного контуру. При цьому для аналізу були прийняті параметри зубчастих коліс і робочі характеристики, представлені у табл. 2.

Таблиця 1 – Параметри вихідних контурів конхoidalних передач ( $m=1$ )

Вихідний контур	$\alpha_{\max}$	$\alpha_{wP}$	$a$	$b$	$\rho$	$h_{aP} = h_{fP}$	$c_{aP} = c_{fP}$	$\rho_{aP} = \rho_{fP}$
№ 1	23	19,602	6,072	17,050	18,101	1	0,26178	0,42966
№ 2	28	24,853	8,545	18,448	20,331	1	0,17329	0,32663
№ 3	30,69	27,968	10,18	19,176	21,711	0,9	0,15895	0,32465

Таблиця 2 – Параметри аналізованих зубчастих передач

№	Параметр	Позначення	Передача №1	Передача №2	Передача №3
1	Кількість зубців шестерні	$z_1$	18	18	30
2	Кількість зубців колеса	$z_2$	18	72	72
3	Передатне число	$u$	1	4	2,4
4	Модуль, мм (см)	$m$	10 (1)		
5	Коефіцієнт зміщення шестерні $+x$ , колеса $-x$	$x$	0; 0,3; 0,5	0; 0,3; 0,5	0; 0,3; 0,5
6	Ширина зачеплення, мм (см)	$b_w$	100 (10)		
7	Частота обертання шестерні, рад/с	$\omega_1$	100		
8	Модуль пружності матеріалу коліс, кг/см <sup>2</sup>	$E$	$2,1 \cdot 10^6$		
9	Твердість зубців, кг/см <sup>2</sup>	$BHN$	25000		
10	Шорсткість робочих поверхонь зубців, см	$R_a$	$3,2 \cdot 10^{-5}$		
11	В'язкість масла, $cSt$	$\nu_1$	20		
12	Крутний момент на валу шестерні, Нм	$T_1$	2000		

У табл. 3 наведено результати порівняння показників працездатності конхoidalного зачеплення, утвореного вихідними контурами № 1, № 2 і № 3 з коефіцієнтами зміщення  $x_{1,2} = 0$ ;  $x_{1,2} = \pm 0,3$  і  $x_{1,2} = \pm 0,5$  та числами зубців  $z_1/z_2 = 18/18$ ,  $z_1/z_2 = 18/72$  і  $z_1/z_2 = 30/72$  з аналогічними еволь-

вентними. Наведені значення показників відповідають граничним точкам поля зачеплення, а саме: точка 1 – це точка контакту головки зуба шестерні та ніжки зуба колеса (вихід зубців із зачеплення), точка 2 – це точка контакту ніжки зуба шестерні та головки зуба колеса (початок зачеплення).

Таблиця 3 – Порівняльна оцінка значень показників працездатності

$x$	Вихідний контур	Область	Передача № 1				Передача № 2				Передача № 3			
			$\frac{v_g^{con}}{v_g^{inv}}$	$\frac{v_\Sigma^{con}}{v_\Sigma^{inv}}$	$\frac{\chi_{red}^{con}}{\chi_{red}^{inv}}$	$\frac{\Theta_H^{con}}{\Theta_H^{inv}}$	$\frac{v_g^{con}}{v_g^{inv}}$	$\frac{v_\Sigma^{con}}{v_\Sigma^{inv}}$	$\frac{\chi_{red}^{con}}{\chi_{red}^{inv}}$	$\frac{\Theta_H^{con}}{\Theta_H^{inv}}$	$\frac{v_g^{con}}{v_g^{inv}}$	$\frac{v_\Sigma^{con}}{v_\Sigma^{inv}}$	$\frac{\chi_{red}^{con}}{\chi_{red}^{inv}}$	$\frac{\Theta_H^{con}}{\Theta_H^{inv}}$
0	№ 1	1	0,942	1,249	0,504	1,95	0,942	1,185	0,765	1,28	0,91	1,23	0,72	1,35
		2	0,942	1,251	0,5	1,96	0,896	1,487	0,259	3,78	0,87	1,37	0,54	1,83
	№ 2	1	0,969	1,187	0,705	1,39	0,969	1,153	0,81	1,21	0,95	1,17	0,79	1,24
		2	0,969	1,19	0,701	1,39	0,94	1,292	0,595	1,64	0,95	1,24	0,70	1,39

x	Вихідний контур	Область	Передача № 1				Передача № 2				Передача № 3			
			$\frac{v_g^{con}}{v_g^{inv}}$	$\frac{v_{\Sigma}^{con}}{v_{\Sigma}^{inv}}$	$\frac{\chi_{red}^{con}}{\chi_{red}^{inv}}$	$\frac{\Theta_H^{con}}{\Theta_H^{inv}}$	$\frac{v_g^{con}}{v_g^{inv}}$	$\frac{v_{\Sigma}^{con}}{v_{\Sigma}^{inv}}$	$\frac{\chi_{red}^{con}}{\chi_{red}^{inv}}$	$\frac{\Theta_H^{con}}{\Theta_H^{inv}}$	$\frac{v_g^{con}}{v_g^{inv}}$	$\frac{v_{\Sigma}^{con}}{v_{\Sigma}^{inv}}$	$\frac{\chi_{red}^{con}}{\chi_{red}^{inv}}$	$\frac{\Theta_H^{con}}{\Theta_H^{inv}}$
0	№ 3	1	0,963	1,143	0,786	1,24	0,963	1,121	0,848	1,15	0,94	1,13	0,84	1,17
		2	0,963	1,146	0,781	1,25	0,927	1,196	0,726	1,34	0,94	1,16	0,79	1,24
0,3	№ 1	1	0,979	1,29	0,24	4,09	0,979	1,212	0,709	1,39	0,98	1,27	0,66	1,48
		2	0,895	1,225	0,638	1,54	0,872	1,36	0,523	1,87	0,87	1,30	0,65	1,50
	№ 2	1	0,957	1,211	0,592	1,66	0,957	1,162	0,779	1,26	0,94	1,19	0,75	1,30
		2	0,948	1,166	0,774	1,26	0,908	1,223	0,713	1,37	0,89	1,19	0,77	1,26
	№ 3	1	0,956	1,162	0,718	1,36	0,956	1,13	0,822	1,19	0,94	1,15	0,80	1,22
		2	0,92	1,121	0,841	1,16	0,926	1,152	0,806	1,21	0,94	1,14	0,83	1,17
0,5	№ 1	1	1,015	1,312	0,016	62,75	1,015	1,232	0,675	1,46	0,97	1,28	0,63	1,56
		2	0,855	1,198	0,732	1,34	0,928	1,276	0,677	1,44	0,87	1,24	0,74	1,33
	№ 2	1	1,002	1,232	0,538	1,82	1,002	1,184	0,746	1,31	0,98	1,22	0,72	1,37
		2	0,969	1,149	0,825	1,18	0,905	1,178	0,789	1,24	0,88	1,16	0,82	1,18
	№ 3	1	0,982	1,178	0,675	1,45	0,982	1,144	0,797	1,23	0,98	1,17	0,77	1,27
		2	1,007	1,107	0,882	1,10	0,92	1,121	0,86	1,13	0,95	1,11	0,88	1,11

Таблиця 4 – Відношення значень показників конхoidalної передачі зі зміщенням до показників передачі без зміщення

Вихідний контур	x	Область	Передача № 1				Передача № 2				Передача № 3			
			$\frac{v_g^x}{v_g^0}$	$\frac{v_{\Sigma}^x}{v_{\Sigma}^0}$	$\frac{\chi_{red}^x}{\chi_{red}^0}$	$\frac{\Theta_H^x}{\Theta_H^0}$	$\frac{v_g^x}{v_g^0}$	$\frac{v_{\Sigma}^x}{v_{\Sigma}^0}$	$\frac{\chi_{red}^x}{\chi_{red}^0}$	$\frac{\Theta_H^x}{\Theta_H^0}$	$\frac{v_g^x}{v_g^0}$	$\frac{v_{\Sigma}^x}{v_{\Sigma}^0}$	$\frac{\chi_{red}^x}{\chi_{red}^0}$	$\frac{\Theta_H^x}{\Theta_H^0}$
№ 1	0,3	1	1,318	1,033	1,241	0,81	1,318	1,081	0,885	1,13	1,30	1,06	0,91	1,11
		2	0,725	0,979	0,895	1,11	0,7	1,036	0,811	1,23	0,72	1,00	0,98	1,02
	0,5	1	1,513	1,051	1,557	0,64	1,513	1,128	0,827	1,21	1,49	1,10	0,86	1,17
		2	0,51	0,958	0,862	1,16	0,514	1,062	0,733	1,36	0,50	0,99	0,97	1,03
№ 2	0,3	1	1,281	1,021	1,07	0,94	1,281	1,055	0,913	1,10	1,29	1,04	0,93	1,08
		2	0,724	0,981	0,963	1,04	0,685	1,021	0,9	1,11	0,68	0,99	1,00	1,00
	0,5	1	1,483	1,039	1,145	0,88	1,483	1,097	0,858	1,17	1,52	1,08	0,87	1,15
		2	0,53	0,966	0,955	1,04	0,476	1,037	0,851	1,18	0,46	0,98	1,00	1,00
№ 3	0,3	1	1,293	1,017	1,035	0,97	1,293	1,046	0,923	1,09	1,30	1,03	0,94	1,07
		2	0,668	0,978	0,988	1,01	0,683	1,02	0,933	1,07	0,70	1,00	1,00	1,00
	0,5	1	1,504	1,031	1,071	0,94	1,504	1,082	0,873	1,15	1,55	1,07	0,89	1,13
		2	0,463	0,966	0,991	1,01	0,444	1,033	0,896	1,11	0,46	0,99	1,00	1,00

У табл. 4 представлено порівняння показників конхoidalного зачеплення, виготовленого зі зміщенням вихідного контуру при  $x_1 = +0,3$ ;  $x_2 = -0,3$  і  $x_1 = +0,5$ ;  $x_2 = -0,5$  (верхні індекси «x») з показниками конхoidalного зачеплення без зміщення (верхні індекси «0»).

Аналіз таблиць 3 і 4 свідчить про те, що в порівнянні з евольвентними передачами в межах поля зачеплення запропоновані конхoidalні передачі мають кращі показники працездатності. При збільшенні кута профілю вихідного контуру на початковій прямій і збільшенні зміщення вихідного контуру

від 0 до 0,5 показники працездатності передач переважно покращуються. При цьому перевагу слід надавати додатному зміщенню для зубців шестерні і від'ємному – для зубців колеса.

**Висновки.** В якості показників працездатності, що підлягають подальшій експериментальній перевірці, обрані контактна міцність і втрати в зачепленні. Теоретично визначено відношення цих показників, обчислених для конхoidalних прямозубих передач з опукло-опуклим контактом, виготовлених зі зміщенням вихідного контуру, з аналогічними евольвентними. Встановлено переваги конхoidalних передач. Зокрема, для конхoidalних передач зі зміщенням максимальне навантаження в 1,2 рази вище, ніж аналогічних евольвентних передач зі зміщенням, а втрати в зачепленні на 21% менше.

#### Список літератури

- Litvin F.L., C.B. Tsay, Helical gears with circular arc teeth: simulation of conditions of meshing and bearing contact, *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation*. 1985, vol. 107 (4), pp. 556–564.
- Ariga Y., S. Nagata, Load capacity of a new W–N gear with basic rack of combined circular and involute profile, *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation*. 1985, vol. 107 (4), pp. 565–572.
- Litvin, F.L., Feng, P.H., Lagutin, S.A. (2000). Computerised generation and simulation of meshing and contact analysis of new type of Novikov–Wildhaber helical gears. NASA ARLCR–428.
- Yang S.C. Mathematical model of a stepped triple circular-arc gear, *Mechanism and Machine Theory*, 44, 2009, pp. 1019–1031.
- Hlebanja, G., Hlebanja, J. Uniform power transmission gears. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 2009, vol. 55, no. 7–8, pp. 472–483.
- H. Zhang, L. Hua, X. Han, Computerized design and simulation of meshing of modified double circular-arc helical gears by tooth end relief with helix, *Mechanism and Machine Theory*, 2010, no. 45, pp. 46–64.
- Michał Batsch. Comparative fatigue testing of gears with involute and convexo-concave teeth profiles. *Advances in Manufacturing Science and Technology*, 2016, vol. 40, no. 2, pp. 5–25.
- Kapil Gupta, Neelesh Kumar Jain, Rolf Laubscher. *Advanced Gear Manufacturing and Finishing: Classical and Modern Processes*. Elsevier Publ., 2017, 240 p.
- Okorn I., Nagode M., Klemenc, J. Operating Performance of External Non-Involute Spur and Helical Gears: A Review. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 67, 5, pp. 256–271.
- Berlinger, B.E., Coulbourne, J.R. (2012). Convolooid gearing technology. *Gear Solutions*, pp. 50–57.
- Hlebanja, J., Hlebanja, G., Umberger, M. S-gear design rules. *Ventil*. 2020, vol. 26, no. 4, pp. 254–263
- Lou, S.M., Wu, Y., Wang, J. The generation principle and mathematical models of a novel cosine gear drive. *Mechanism and Machine Theory*. 2008, vol. 43, pp. 1543–1556.
- Wadagaonkar, S., Shinde, S. Cosine gear stress analysis with experimental validation and comparison with involute gear. *International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology*. 2015, vol. 2, no. 3, pp. 438–443.
- Wang, J., Hou, L., Luo, S., Wu, R.Y. (2013). Active design of tooth profiles using parabolic curve as the line of action. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 67, pp. 47–63.
- Liu, L., Meng, F., Ni, J. A novel non-involute gear designed based on control of relative curvature. *Mechanism and Machine Theory*. 2019, vol. 140, pp. 144–158.
- Kopiláková Beáta, Miroslav Božanský. Non-standard gearing as the possibility of increasing resistance to pitting. *Scientific Proceedings 2014, Faculty of Mechanical Engineering, SUT in Bratislava*. 2014, vol. 22, pp.43–49.
- Biing-Wen Bair, Ming-Hung Sung, Jean-Shyan Wang, Chien-Fa Chen. Tooth profile generation and analysis of oval gears with circular-arc teeth. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, vol. 44, iss. 6, pp. 1306–1317.
- Chen, C.-F., & Tsay, C.-B. (2004). Computerized tooth profile generation and analysis of characteristics of elliptical gears with circular-arc teeth. *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 148(2), pp. 226–234.
- Chen, Z., Ding, H., Li, B., Lou, L., Zhang, L., Yang, Y. Geometry and parameter design of novel circular arc helical gears for parallel-axis transmission. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, vol. 9, no. 2, pp. 1–11.
- Chen, Z., Zeng, M., Fuentes-Aznar, A. Geometric design, meshing simulation and stress analysis of pure rolling cylindrical helical gear drives. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2020, vol. 234, no. 15 pp. 3102–3115
- Chen, Z., Zeng, M., & Fuentes-Aznar, A. Computerized design, simulation of meshing and stress analysis of pure rolling cylindrical helical gear drives with variable helix angle. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, vol. 153, 103962.
- Шишов В. П., Носко П. Л., Ревякина О. А. *Цилиндрические передачи с арочными зубьями (теория, анализ, синтез)*: Монография. Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. 2004. 336 с.
- Шабанов И. Р. О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления. *Надежность и качество зубчатых передач*. Нинформатжмаш, 18-67-106, 1967. С. 1–8.
- Шишов В. П., Ревякина О. А., Ткач П. Н., Скляр Ю. А. Критерии работоспособности реечной передачи со смещением рейки. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Харків, НТУ «ХПІ». 2010. № 26. С. 187–194.
- Шишов В. П., Ревякина О. А., Ткач П. Н. О характере контакта зубьев цилиндрических передач. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Харків, НТУ «ХПІ». 2007. № 21. С. 110–119.
- Підвищення працездатності циліндричних прямозубих передач вибором раціонального профілю зубців із узагальненою геометрією та зсувом вихідного контуру: автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.02.02 / Ю. О. Скляр ; Східноукр. нац. ун-т ім. В. Даля. Луганськ, 2011. 24 с.
- Litvin, F.L., Fuentes, A. *Gear Geometry and Applied Theory*. Cambridge University Press, New York, 2004.
- Grote Karl-Heinrich, Antonsson Erik K. (Eds.) *Springer Handbook of Mechanical Engineering*. Springer Publ., 2009. 1576 p.
- Трение, изнашивание и смазка. Справочник. В 2 х кн. / Под ред. И.В. Крагельского и В.В. Алисина. М.: Машиностроение, 1978. 400 с.
- Кудрявцев В.Н. Конструкции и расчет зубчатых редукторов / В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, Е.Г. Глухарев. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с.
- Linke H., J. Börner, R. Heß, *Cylindrical gears: calculation, materials, manufacturing*, Carl Hanser Verlag, Munich, 2016.

#### References (transliterated)

- Litvin F.L., C.B. Tsay, Helical gears with circular arc teeth: simulation of conditions of meshing and bearing contact, *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation*. 1985, vol. 107 (4), pp. 556–564.
- Ariga Y., S. Nagata, Load capacity of a new W–N gear with basic rack of combined circular and involute profile, *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation*. 1985, vol. 107 (4), pp. 565–572.
- Litvin, F.L., Feng, P.H., Lagutin, S.A. (2000). Computerised generation and simulation of meshing and contact analysis of new type of Novikov–Wildhaber helical gears. NASA ARLCR–428.
- Yang S.C. Mathematical model of a stepped triple circular-arc gear, *Mechanism and Machine Theory*, 44, 2009, pp. 1019–1031.
- Hlebanja, G., Hlebanja, J. Uniform power transmission gears. *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, 2009, vol. 55, no. 7–8, pp. 472–483.
- H. Zhang, L. Hua, X. Han, Computerized design and simulation of meshing of modified double circular-arc helical gears by tooth end relief with helix, *Mechanism and Machine Theory*, 2010, no. 45, pp. 46–64.
- Michał Batsch. Comparative fatigue testing of gears with involute and convexo-concave teeth profiles. *Advances in Manufacturing Science and Technology*, 2016, vol. 40, no. 2, pp. 5–25.
- Kapil Gupta, Neelesh Kumar Jain, Rolf Laubscher. *Advanced Gear Manufacturing and Finishing: Classical and Modern Processes*. Elsevier Publ., 2017, 240 p.
- Okorn I., Nagode M., Klemenc, J. Operating Performance of



- External Non-Involute Spur and Helical Gears: A Review. *Strojní věstník - Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 67, 5, pp. 256–271.
10. Berlinger, B.E., Coulbourne, J.R. (2012). Convoloid gearing technology. *Gear Solutions*, pp. 50–57.
  11. Hlebanja, J., Hlebanja, G., Umberger, M. S-gear design rules. *Ventil*. 2020, vol. 26, no. 4, pp. 254–263
  12. Lou, S.M., Wu, Y., Wang, J. The generation principle and mathematical models of a novel cosine gear drive. *Mechanism and Machine Theory*. 2008, vol. 43, pp. 1543–1556.
  13. Wadgaonkar, S., Shinde, S. Cosine gear stress analysis with experimental validation and comparison with involute gear. *International Journal of Innovative Science, Engineering & Technology*. 2015, vol. 2, no. 3, pp. 438–443.
  14. Wang, J., Hou, L., Luo, S., Wu, R.Y. (2013). Active design of tooth profiles using parabolic curve as the line of action. *Mechanism and Machine Theory*, vol. 67, pp. 47–63.
  15. Liu, L., Meng, F., Ni, J. A novel non-involute gear designed based on control of relative curvature. *Mechanism and Machine Theory*. 2019, vol. 140, pp. 144–158.
  16. Kopiláková Beáta, Miroslav Bošanský. Non-standard gearing as the possibility of increasing resistance to pitting. *Scientific Proceedings 2014, Faculty of Mechanical Engineering, SUT in Bratislava*. 2014, vol. 22, pp.43–49.
  17. Biing-Wen Bair, Ming-Hung Sung, Jean-Shyan Wang, Chien-Fa Chen. Tooth profile generation and analysis of oval gears with circular-arc teeth. *Mechanism and Machine Theory*, 2009, vol. 44, iss. 6, pp. 1306–1317.
  18. Chen, C.-F., & Tsay, C.-B. (2004). Computerized tooth profile generation and analysis of characteristics of elliptical gears with circular-arc teeth. *Journal of Materials Processing Technology*, vol. 148(2), pp. 226–234.
  19. Chen, Z., Ding, H., Li, B., Lou, L., Zhang, L., Yang, Y. Geometry and parameter design of novel circular arc helical gears for parallel-axis transmission. *Advances in Mechanical Engineering*, 2017, vol. 9, no. 2, pp. 1–11.
  20. Chen, Z., Zeng, M., Fuentes-Aznar, A. Geometric design, meshing simulation and stress analysis of pure rolling cylindrical helical gear drives. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2020, vol. 234, no. 15 pp. 3102–3115
  21. Chen, Z., Zeng, M., & Fuentes-Aznar, A. Computerized design, simulation of meshing and stress analysis of pure rolling cylindrical helical gear drives with variable helix angle. *Mechanism and Machine Theory*, 2020, vol. 153, 103962.
  22. Shishov V. P., Nosko P. L., Revjakina O. A. *Cilindricheskie peredachi s arochnymi zub'jami (teoriya, analiz, sintez)* [Cylindrical gears with arched teeth (theory, analysis, synthesis)]: Monografiya. Lugansk: Vid-vo SNU im. V. Dalja. 2004. 336 p.
  23. Shabanov I. R. O zubchatoj peredache s konhoidal'noj lini-ey zaceplenija [About gear train with conchoidal line of engagement]. *Nadezhnost' i kachestvo zubchatyh peredach*. Niinformtjzhmash, 18-67-106, 1967. pp. 1–8.
  24. Shishov V. P., Revjakina O. A., Tkach P. N., Skljär Ju. A. Kriterii rabotosposobnosti reechnoj peredachi so smeshheniem rejki [Serviceability criteria of rack and pinion with rack displacement]. *Visnik Natsional'nogo Tehnichnogo Universitetu «Kharkivskiy Politehnichnij Institut»*. Kharkiv, NTU «KhPI». 2010, no. 26. pp. 187–194.
  25. Shishov V. P., Revjakina O. A., Tkach P. N. O karaktere kontakta zub'ev cilindricheskikh peredach [On the nature of the contact of the teeth of cylindrical gears]. *Visnik Natsional'nogo Tehnichnogo Universitetu «Kharkivskiy Politehnichnij Institut»*. Kharkiv, NTU «KhPI». 2007. no. 21, pp. 110–119.
  26. Sklyar Yu. O. Pidvyshhennya pracedatnosti cylindrychnyx pryamozubyx peredach vyborom racional'nogo profilu zubciv iz uzagal'nenoyu geometriyeyu ta zsuvom vyxidnogo konturu: avtoref. dys. ... kand. texn. nauk : 05.02.02 [Improving the efficiency of cylindrical spur gears by choosing a rational profile of teeth with generalized geometry and offset of the output circuit: abstract dis. ... cand. tech. science]. Sxidnoukr. nac. un-t im. V. Dala. Lugansk, 2011. 24 p.
  27. Litvin, F.L., Fuentes, A. *Gear Geometry and Applied Theory*. Cambridge University Press, New York, 2004.
  28. Grote Karl-Heinrich, Antonsson Erik K. (Eds.) *Springer Handbook of Mechanical Engineering*. Springer Publ., 2009. 1576 p.
  29. Kragel'sky I. V., Alisin V. V. *Friction, wear and lubrication*. Handbook in 2 books. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 400 p. (in Russian)
  30. Kudrjavcev V. N., Derzhavec Ju. A., Gluharev E. G. *Design and calculation of gear reducers*. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1971. 328 p. (in Russian)
  31. Linke H., J. Börner, R. Heß, *Cylindrical gears: calculation, materials, manufacturing*, Carl Hanser Verlag, Munich, 2016.

Надійшла (received) 28.06.2021

*Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors*

**Ткач Павло Миколайович (Ткач Павел Николаевич, Tkach Pavlo)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), старший науковий співробітник, доцент, керівник відділу Інституту електрозварювання ім. Є.О. Патона Національної академії наук України; м. Київ, Україна; <https://orcid.org/0000-0002-1069-4128>; e-mail: pavlotkach78@gmail.com

**Носко Павло Леонідович (Носко Павел Леонидович, Nosko Pavlo)** – доктор технічних наук (Dr. habil. of Eng. S.), професор, Національний авіаційний університет, професор кафедри машинознавства, стандартизації та сертифікації; м. Київ, Україна; <https://orcid.org/0000-0003-4792-6460>; e-mail: nosko\_p@ukr.net

**Башта Олександр Васильович (Башта Александр Васильевич, Bashta Olexandr)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національний авіаційний університет, доцент кафедри машинознавства, стандартизації та сертифікації; м. Київ, Україна; <https://orcid.org/0000-0001-7914-897X>; e-mail: bashta.oleksandr@nau.edu.ua

**Бойко Григорій Олексійович (Бойко Григорий Алексеевич, Boiko Grygorii)** – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин; м. Северодонецьк, Україна; <https://orcid.org/0000-0001-5065-3200>; e-mail: ednil-uni@ukr.net

**Герасимова Ольга Вячеславівна (Герасимова Ольга Вячеславовна, Herasymova Olha)** – Національний авіаційний університет, молодший науковий співробітник кафедри машинознавства, стандартизації та сертифікації; м. Київ, Україна; e-mail: nau12@ukr.net.