

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

ПОКАЗНИКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ КОНХОЇДАЛЬНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ З ПІДВИЩЕНОЮ ВАНТАЖОПІДЙОМНІСТЮ. 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 РАБОТСПОСОБНОСТИ КОНХОИДАЛЬНЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ СПОВЫШЕННОЙ 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. M. TKACH, P. L. NOSKO, O. V. BASHTA, G. O. BOIKO, O. V. HERASYMOVA

PERFORMANCE INDICATORS OF CONCHOIDAL STRAIGHT SPUR GEARS WITH INCREASED LOADING CAPACITY. 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 original 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 experimental tests of new gears. Contact strength and meshing losses were selected as performance indicators subject to experimental verification. The ratios of these indicators, calculated for conchoidal spur gears with convex-convex contact, made with a shifting of the original 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 original contour. 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 мають евольвентні зубчасті передачі. Для їх виробництва використовується складний вихідний твірний контур, окреслений прямими лініями на робочій ділянці і дугами кола [1]. Варто зазначити, що традиційні передачі добре досліджені, і резерви з вдосконалення практично відсутні. Підвищити здатність навантаження зубчастих приводів можна застосуванням не евольвентних 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-Новикова, що забезпечило підвищення навантажувальної здатності [2]. Однак в цих передачах реалізується точковий контакт робочих поверхонь, тому необхідно забезпечити осьове перекриття (повинен бути присутнім коефіцієнт осьового перекриття $\varepsilon_\beta > 1$). Для передач з лінійним контактом вихідний контур, спрофільований дугами кола, також забезпечує переваги, які

підтверджені теоретичними [3, 4, 5] та експериментальними [6] дослідженнями. Лінія зачеплення таких зубчастих передач має вигляд конхоїди Никомеда [6]. Будемо називати передачі з такою лінією зачеплення конхоїдальними і зачеплення - конхоїдальним.

Вперше теоретичні та експериментальні дослідження конхоїдальних циліндричних передач були проведені автором роботи [6], а теоретичні дослідження геометрії і показників працездатності аркових передач з таким зачепленням - авторами работ [3, 4]. Однак, застосовувані в даних роботах вихідні контури забезпечують опукло-увігнутий контакт зубів, що підвищує чутливість передач до похибок їх виготовлення і монтажу. Крім того, в роботах [3, 6] не враховано зсув вихідного контуру.

Формули для визначення показників працездатності конхоїдальних прямозубих передач, виготовлених зі зміщенням вихідного контуру, отримані в роботі [4, 7]. Умови, при яких в таких передачах може бути реалізований опукло-опуклий контакт, отримані в роботі [8, 9]. Авторами [8] були

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

синтезовані 23 вихідних контури, що дозволяють отримати зазначений контакт, однак показники працездатності таких передач не оцінювалися.

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

Конхoidalні передачі. Будемо розглядати конхoidalні передачі як передачі, утворені твірною поверхнею, представленою на мал.1а в системі

координат $X_g O Y_g$. При зачепленні твірна поверхня з нарізаними 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, представлене на рис. 1б.

Основою твірної поверхні є вихідний контур, представлений на рис. 1с.

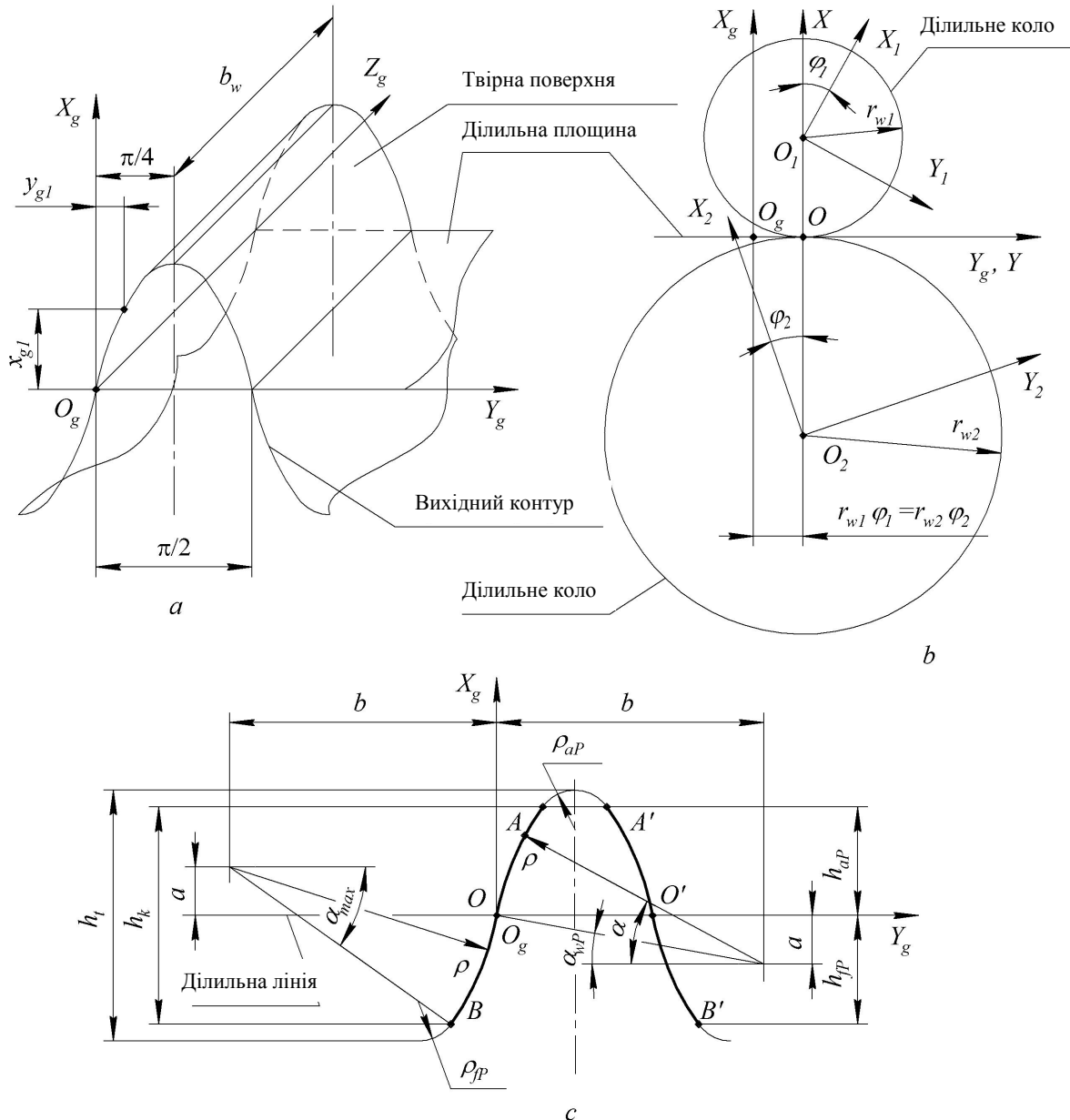


Рис. 1. Генеруюча поверхня конхoidalних шестерень (а), систем координат, яка використовується для дослідження (б) та еталонного профілю (в)

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 критерій працездатності зубчастих передач, обмежуючим їх навантажувальну здатність, є контактна міцність. Тому інтерес для подальшого дослідження представлений саме робочою поверхнею зуба. Ці

ділянки в площині $X_g O Y_g$ (торцева площина системи координат $X_g Y_g Z_g$ визначається як

- 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).

В формулах (1)-(4) α – кут профіля вихідного контура. Він вимірюється в межах від α_{wP} на початковій прямій до α_{\max} в точках A, A', B, B' та визначає положення точки на профілі. Відповідно, що a , b и ρ 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 робочу частину, утворену ділянками OA і OB. Координати представимо у вигляді

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

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 відносно швидкості перпендикулярний нормалі до поверхні. Дана умова стосовно конхoidalної передачі з використанням [10] дає рівняння верстатного зачеплення у вигляді

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

Рівняння (5) встановлює взаємозв'язок між кутом $\varphi_{1,2}$ повороту шестерні або колеса з кутом α .

Оскільки α 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 зубів шестерні [10]

$$x_1 = (\pm \rho \sin \alpha \quad a + x + r_{w1}) \cos \varphi_1 + (\pm \rho \sin \alpha \quad a + x) \operatorname{ctg} \alpha \sin \varphi_1$$

$$y_1 = (\pm \rho \sin \alpha \quad a + x + r_{w1}) \sin \varphi_1 - (\pm \rho \sin \alpha \quad a + x) \operatorname{ctg} \alpha \cos \varphi_1$$

(6)

та зубців колеса

$$x_2 = (\pm \rho \sin \alpha \quad a + x - r_{w2}) \cos \varphi_2 - (\pm \rho \sin \alpha \quad a + x) \operatorname{ctg} \alpha \sin \varphi_2$$

$$y_2 = (\pm \rho \sin \alpha \quad a + x - r_{w2}) \sin \varphi_2 - (\pm \rho \sin \alpha \quad a + x) \operatorname{ctg} \alpha \cos \varphi_2$$

(7)

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

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

Для порівняння конхoidalного зачеплення з традиційним були обрані два показника - контактна міцність і втрати на тертя в зачепленні.

Контактна міцність оцінюється виходячи з припущення, що величина контактних напружень є постійною внаслідок відповідності зубчастих передач під навантаженням. Це припущення зазвичай використовується при розрахунках звичайного зачеплення [1], оскільки воно добре корелює з експериментальними результатами. Воно було використане у дослідженні [3] для визначення відносної характеристики контактної міцності. Якщо вираз [3] перетворити для конхoidalних циліндричних передач, отримаємо

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

Знижена кривизна робочих поверхонь у напрямку, перпендикулярному лінії миттєвого контакту

$$\chi_{red} = \frac{(R_1 + R_2) \left(\frac{\sin \alpha_p}{\sin^2 \alpha} \right)^2 \sin \alpha}{R_1 + \frac{(\pm \rho \sin \alpha \quad a + x) \sin \alpha_{wP}}{\sin^3 \alpha}} \times \frac{1}{R_2 - \frac{(\pm \rho \sin \alpha \quad a + x) \sin \alpha_{wP}}{\sin^3 \alpha}}$$

Значення Θ_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 Θ_H свідчить про більшу навантажувальну здатність.

Для традиційних передач залежність для визначення максимально допустимого крутного моменту може бути отримана з [12] у вигляді

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

де - d_{w1} дільний діаметр шестерні; Z_H - коефіцієнт перекриття; Z_M - коефіцієнт пружності; Z_ε - коефіцієнт пропорційності; $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт поперечного навантаження; $K_{H\beta}$ - коефіцієнт торцевого навантаження; K_V - внутрішній динамічний коефіцієнт.

За результатами роботи [3] втрати потужності зчеплення визначаються як

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

де φ_{10} , φ_{20} - кутові переміщення шестерні, які відповідають профільним кутам $\alpha_{\max 1}$ та $\alpha_{\max 2}$, на кінчику 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 конхoidalної сітки на основі результатів дослідження [7]

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

У рівнянні (15) коефіцієнт тертя ковзання в зоні контакту зубів f визначається відповідно до [40]

$$f = 0,09 q_n^{0,1} \left[10 + \lg \left(\frac{BHN \cdot R_a \cdot \chi_{red}}{E_{red}} \right) \right] \chi_{red}^{0,25} v_{\Sigma}^{-0,07} v_g^{-0,1} v_g^{-0,3}, \quad (16)$$

Рівняння (16) справедливо за умов $v \geq 1$ сСт; $q_n \geq 300$ кгс/см; $v_{\Sigma} \geq 100$ см/с; $BHN > 5000$ кг / см²; $v_g > 20$ см/с; $1/\chi_{red} > 0,5$ см; $R_a > 10^{-5}$ см·сСт. Якщо ці умови не виконуються, коефіцієнт тертя ковзання визначається рівнянням [14]

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

де $\Phi(\sigma_H, v) = 0,47 - 0,13 \cdot 10^{-4} \sigma_H - 0,4 \cdot 10^{-3} v$, σ_H - в кг / см².

Одиниці вимірювання параметрів, включені до (16) та (17), наведені відповідно до [13, 14].

Сума швидкостей контактних точок

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

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

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

де η_{cu} - 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 [14]

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

де η_m - ККД зачеплення, який дорівнює $\eta_m = 1 - \psi_m$;

η_{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

достовірність 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 Θ_H в (8) для звичайних зубчастих коліс може бути визначене з використанням формул [11]. Це може бути застосовано, оскільки квазі-евольвентні дугові зубчасті колеса мають евольвентну циліндричне зачеплення в середньому перерізі. Залежність φ від положення контактної лінії в (15) для звичайного зачеплення також може бути визначена за [11].

Як було зазначено раніше, в роботі [8, 9] було досліджено вплив параметрів вихідного контуру на характер контакту сполучених поверхонь зубців. Зокрема, було встановлено, що опукло-увігнутий контакт зубців шестірні і колеса має місце при

наступному співвідношенні параметрів вихідного контуру

$$a - x < r_{w1} \sin^2 \alpha_{wP}$$

Контакт опуклих поверхонь зубців шестірні 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 [8] синтезовано 23 вихідних контури з задовільними геометричними параметрами, з яких вибрано три вихідних контури конхоїдального зачеплення (табл. 1). Критерієм

вибору вихідних контурів була близькість значення α_{wP} до кутів профілю евольвентних передач 20° (найбільш поширений), а також 25° і 28° , що застосовують у передачах спеціального призначення [12, 15].

Порівняльний аналіз показників працездатності проводився для зубчастих передач евольвентного і конхоїдального 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 конхоїдальних передач ($m=1$)

Вихідний контур	α_{\max}	α_{wP}	a	b	ρ	$h_{aP} = h_{fP}$	$c_{aP} = c_{fP}$	$\rho_{aP} = \rho_{fP}$
№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 шестірні	z_1	18	18	30
2	Кількість зубців колеса	z_2	18	72	72
3	Передатне число	u	1	4	2,4
4	Модуль, в мм (см)	m	10 (1)	10 (1)	10 (1)
5	Коефіцієнт зміщення шестірні $+x$, 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)	100 (10)	100 (10)
7	Частота вращения шестерни, рад/с	ω_1	100	100	100
8	Модуль упругости материала колес, кг/см ²	E	$2,1 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^6$	$2,1 \cdot 10^6$
9	Твердость зубьев, кг/см ²	BHN	25000	25000	25000
10	Шероховатость рабочих поверхностей зубьев, см	R_a	$3,2 \cdot 10^{-5}$	$3,2 \cdot 10^{-5}$	$3,2 \cdot 10^{-5}$
11	Вязкость масла, cSt	ν_1	20	20	20
12	Крутящий момент на валу шестерни, Нм	T_1	2000	2000	2000

В табл. 3 представлено результати порівняння показників працездатності конхоїдального 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 евольвентними. Наведені значення показників відповідають граничним точкам поля зачеплення, а саме: точка 1 – це точка контакту головки зуба шестірні та ніжки зуба колеса (вихід зубців із

зачеплення), точка 2 – це точка контакту ніжки зуба шестірні та головки зуба колеса (початок зачеплення).

В табл. 4 представлено порівняння показників конхоїдального 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 конхоїдального 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 конхоїдальні 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

віддавати додатному зміщенню для зубців шестірні і від'ємному – для зубців колеса.

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
		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
	№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

Исходный 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
		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

Висновки. В якості показників працездатності, що підлягають 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 зміцненням вихідного контуру, з аналогічними евольвентними. Встановлено переваги конхoidalних передач. Зокрема, для експериментальних 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

1. Гавриленко В. А. *Основы теории эвольвентной зубчатой передачи*. Москва: Машиностроение, 1969. 432 с.
2. Novikov M. L. *Gears with new engagements*, Moscow, Publ. Zhukovsky VVIA, 1958. 186 pp (in Russian).
3. Шишов В. П., Носко П. Л., Ревякина О. А. *Цилиндрические передачи с арокными зубьями* / ред. Шишов В. П. Монографія. Луганськ: Вид-во СНУ ім. В. Даля. 2004. 336 с.
4. Tkach P., Nosko P., Bashta O., Lysenko A., Bashta A. *Arched transmissions teeth geometry within offset of initial profile. Проблеми тертя та зношування*, 2019. 4 (85). pp. 69-75. DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13874
5. Nosko P., Kashkarov S., Bashta O., Tsbriy Yu., Bashta A. *Improved and extreme geometro-kinematic parameters of high-loaded hyperboloid gears. Проблеми тертя та зношування*, 2019. 3 (84). pp. 63-68. DOI: 10.18372/0370-2197.3(84).13854
6. Шабанов И. Р. *О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления. Надежность и качество зубчатых передач*. Ниинформтяжмаш, 18-67-106, 1967. С. 1-8.
7. Шишов В. П., Ревякина О. А., Ткач П. Н., Скляр Ю. А. *Критерии работоспособности реечной передачи со смещением рейки. Вісник Нац. техн. ун-ту «ХПІ»*. Зб. наук. праць тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ», 2010. № 26. С. 187-194.
8. Шишов В. П., Ревякина О. А., Ткач П. Н. *О характере контакта зубьев цилиндрических передач. Вісник Нац. Техн. ун-ту «ХПІ»*. Зб. наук. праць тематичний випуск «Проблеми механічного приводу». Харків: НТУ «ХПІ», 2007. № 21. С. 110-119.
9. Tkach P. M., Bashta O. V., Nosko P. L., Revyakina O. O., Kornienko A. O., Tisov O. V., Tsybrii Yu. O. *Mathematical model for formation of spur gear teeth by a hyperbolic reference profile. Вісник Нац. Техн. ун-ту «ХПІ»*. Серія: Машинознавство та САПР: зб. наук. пр. Нац. техн. ун-т «ХПІ». Харків: НТУ «ХПІ», 2018. № 25. С. 140-148. DOI: 10.20998/2079-0775.2018.25.26
10. Litvin F. L. (1968) *Theory of gearing*, 2nd ed. Moscow, Nauka publ., 584 pp. (in Russian)
11. Shishov V. P., Tkach P. N., Puzina V. M., Tretiak A. E. *Geometric-kinematic criteria of workability of cylindrical quasi-involute gears with arch and crowned teeth. Bulletin of the Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University*, 2003. 12 (70), pp. 52-55. (in Russian)
12. Grote Karl-Heinrich, Antonsson Erik K. (Eds.) *Springer Handbook of Mechanical Engineering*. Springer Publ., 2009. 1576 p.

13. Kragel'sky I. V., Alisin V. V. *Friction, wear and lubrication. Handbook in 2 books*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 400 p. (in Russian)
14. Kudrjavcev V. N., Derzhavec Ju. A., Gluharev E. G. *Design and calculation of gear reducers*. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1971. 328 p. (in Russian)
15. *Авиационные зубчатые передачи и редукторы: Справочник* Под ред. Вулгакова Э. Б. Москва: Машиностроение, 1981. 374 с.

References (transliterated)

1. Gavrilenko V. A. *Osnovy teorii jevol'ventnoj zubchatoj peredachi*. [Foundations of the theory of involute gearing]. Moskva: Mashinostroenie, 1969. 432 p.
2. Novikov M. L. *Gears with new engagements*, Moscow, Publ. Zhukovsky VVIA, 1958. 186 p. (in Russian).
3. Shishov V. P., Nosko P. L., Revjakina O. A. *Cilindricheskie peredachi s arochnymi zub'jami* [Cylindrical gears with arched teeth] / red. Shishov V. P. Monografija. Lugans'k: Vid-vo SNU im. V. Dalja. 2004. 336 p.
4. Tkach P., Nosko P., Bashta O., Lysenko A., Bashta A. *Arched transmissions teeth geometry within offset of initial profile. Problemy tertya ta znoshuvannya*, 2019. 4 (85). pp. 69-75. DOI: 10.18372/0370-2197.4(85).13874
5. Nosko P., Kashkarov S., Bashta O., Tsbriy Yu., Bashta A. *Improved and extreme geometro-kinematic parameters of high-loaded hyperboloid gears. Problemy tertya ta znoshuvannya*, 2019. 3 (84). pp. 63-68. DOI: 10.18372/0370-2197.3(84).13854
6. Shabanov I. R. *O zubchatoj peredache s konhoidal'noj lini-ey zacepleniya* [About gear train with conchoidal line of engagement]. *Niinformtyazhmas*, 18-67-106, 1967. pp. 1-8.
7. Shishov V. P., Revjakina O. A., Tkach P. N., Skljар Ju. A. *Kriterii rabotosposobnosti reechnoj peredachi so smeshheniem rejki* [Serviceability criteria of rack and pinion with rack displacement]. *Visnik Nac. tehn. un-tu «KhPI»*. Zb. nauk. prac' tematicnij vipusk «Problemi mehanichnogo privodu». Harkiv: NTU «HPI», 2010. № 26. pp. 187-194.
8. Shishov V. P., Revjakina O. A., Tkach P. N. *O haraktere kontakta zub'ev cilindricheskih peredach* [On the nature of the contact of the teeth of cylindrical gears]. *Visnik Nac. Tehn. un-tu «KhPI»*. Zb. nauk. prac' tematicnij vipusk «Problemi mehanichnogo privodu». Harkiv: NTU «KhPI», 2007. no. 21. pp. 110-119.
9. Tkach P. M., Bashta O. V., Nosko P. L., Revyakina O. O., Kornienko A. O., Tisov O. V., Tsybrii Yu. O. *Mathematical model for formation of spur gear teeth by a hyperbolic reference profile. Visnyk Nats. Tekhn. un-tu «KhPI»*. Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR: zb. nauk. pr. Nats. tekhn. un-t «KhPI». Kharkiv: NTU «KhPI», 2018. no. 25. pp. 140-148. DOI: 10.20998/2079-0775.2018.25.26
10. Litvin F. L. (1968) *Theory of gearing*, 2nd ed. Moscow, Nauka publ., 584 pp. (in Russian)
11. Shishov V. P., Tkach P. N., Puzina V. M., Tretiak A. E. *Geometric-kinematic criteria of workability of cylindrical quasi-involute gears with arch and crowned teeth. Bulletin of the Volodymyr Dahl East-Ukrainian National University*, 2003. 12 (70), pp. 52-55. (in Russian)
12. Grote Karl-Heinrich, Antonsson Erik K. (Eds.) *Springer Handbook of Mechanical Engineering*. Springer Publ., 2009. 1576 p.
13. Kragel'sky I. V., Alisin V. V. *Friction, wear and lubrication. Handbook in 2 books*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 400 p. (in Russian)

14. Kudrjavcev V. N., Derzhavec Ju. A., Gluharev E. G. *Design and calculation of gear reducers*. Leningrad: Mashinostroenie Publ., 1971. 328 p. (in Russian)
15. *Aviacionnye zubchatye peredachi i reduktory* [Aircraft gears and gearboxes]: Spravochnik Pod red. Vulgakova Je. B. Moskva: Mashinostroenie, 1981. 374 p.

Надійшла (received) 28.06.2021

Відомості про авторів /Сведения об авторах /About the Authors

Ткач Павло Миколайович (Ткач Павел Николаевич, Tkach Pavlo Mykolaiovych) – 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 Leonidovych) – 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 Oleksandr Vasylovych) – 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 Oleksiiovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), професор, Східноукраїнський національний університет ім. В. Даля, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин; м. Сєверодонецьк Україна; <https://orcid.org/0000-0001-5065-3200>; e-mail: ednil-uni@ukr.net

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