

**О. Попов**

Професор, д-р техн. наук

**Ю. Кіпрєєв**

Професор, канд. техн. наук

**О. Савенков**

Студент

Національний університет  
кораблебудування імені  
адмірала Макарова  
м. Миколаїв

УДК 629.833

## ПЕРЕДАЧА НОВІКОВА З ЕЛІПТИЧНО-КРУГОВИМИ ЗУБАМИ

*Розв'язано контактну задачу стосовно просторового зачеплення передач Новікова з одною лінією зачеплення (ОЛЗ) з еліптично-круговими зубами. Розроблений практичний метод розрахунку максимальних контактних напружень і навантажувальної здатності зазначених передач. Визначена висока навантажувальна здатність передач Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами.*

**зубчаста передача, навантажувальна здатність, контактне напруження, просторове зачеплення, еліптично-кругові зуби**

Проблема підвищення навантажувальної здатності передач Новікова з просторовим точковим зачепленням опукло-вгнутих кругових зубів за контактними напруженнями з моменту їхньої появи (1955 р.) і дотепер залишається досить актуальною. Одним зі шляхів розв'язання зазначеної проблеми з'явилися пошуки й розробки нових вихідних контурів для нарізування опукло-вгнутих зубів. Однак, незважаючи на це, навантажувальна здатність передач Новікова з одною лінією зачеплення (ОЛЗ) лише в 1,4 рази перевищує таку з евольвентних зубчастих передач [1, 2], а за напруженнями — в  $\sqrt[3]{1,4} = 1,118$  рази, тобто менше, ніж на 12 %.

Для успішного розв'язання зазначеної актуальної проблеми потрібно, як показали виконані нами дослідження, вести пошуки нових технічних рішень з розроблення нових бічних профілів зубів [1 — 4]. У зв'язку з цим, у статті вперше розглядаються передачі Новікова ОЛЗ з просторовим зачепленням еліптично-кругових зубів [4]. Найповніше дослідження з цієї проблеми викладені в [5 — 9]. Зазначені дослідження базуються на основі вперше розробленої методології теоретичних досліджень контактної міцності пружно стиснутих півпросторів, обмежених криволінійними поверхнями.

Мета статті — розв'язання просторової контактної задачі і створення практичного методу розрахунку передач Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами [4].

**Постановка задачі.** Розглянута передача Новікова ОЛЗ характеризується внутрішнім точковим контактом опукло-вгнутих кругових і еліптичних зубів у площині  $zOx$  (рис. 1,а). У площині  $zOy$ , перпендикулярній до площини  $zOx$ , відбувається зовнішній точковий контакт зазначених зубів (рис. 2,а).

Отже, за розрахункову модель у площині  $zOx$  прийнято контакт циліндра з радіусом  $\rho_a$  і еліпсоїда з максимальним радіусом кривини  $\rho_f$ , а в площині  $zOy$  — модель контакту двох циліндрів з радіусами  $R_1$  і  $R_2$ , під якими маються на увазі радіуси кривини еквівалентних (апроксимуючих) циліндрів, що дорівнюють радіусам кривини активних поверхонь зубів [10].

Для розв'язання задачі потрібно знайти дві рівнозначні функції контактних деформацій  $W(x, y)$ . Для визначення першої функції звернемося до рис. 1,а. Виходячи із зазначеного рисунка, запишемо максимальну величину зближення  $S(b_0)$  зубів 1 і 2 у точці з абсцисою  $x$ , а саме:

$$S(b_0) = S_1(b_0) - S_2(b_0) = \frac{b_0^2}{2\rho_a} - a \left( 1 - \sqrt{1 - b_0^2/b^2} \right), \quad (1)$$

де  $S_1(b_0) = \frac{b_0^2}{2\rho_a}$ ;  $S_2(b_0) = a - z$ ;  $z = a \left( 1 - \sqrt{1 - b_0^2/b^2} \right)$  — ордината точки з абсцисою  $x$ ;  $a, b$  — мала й більша півосі

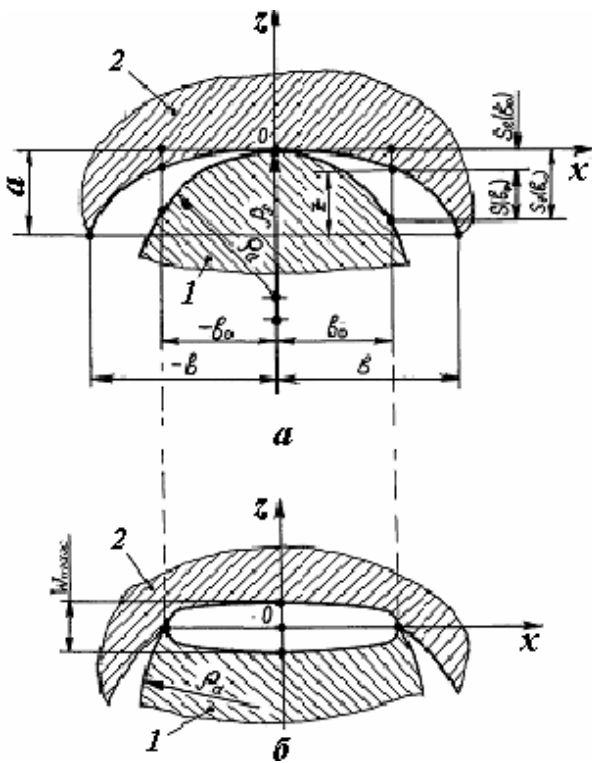


Рис. 1. Розрахункова модель контакту зубів у площині  $zOx$  до навантаження (а) і після навантаження (б)

еліпса;  $b_0$  — мала піввісь еліптичної площадки контакту в площині  $zOx$  (рис.1,б).

Мала піввісь еліпса  $a$  за аналогією з передачею Новікова ОЛЗ з еліптичними зубами [2] визначається за виразом  $a = \pi m_n / 4 \cos \alpha_k$ , де  $m_n$  — модуль зачеплення в нормальному перерізі;  $\alpha_k$  — кут тиску на профілі зуба. Виходячи з рівняння еліпса, подамо його більшу піввісь  $b = \sqrt{a \rho_f}$ , тоді рівняння (1) набуде такого кінцевого вигляду:

$$S(b_0) = \frac{b_0^2}{2\rho_\alpha} - a \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{b_0^2}{a\rho_f}} \right). \quad (2)$$

Максимальна величина зближення  $S(b_0)$  зубів за дії нормальної сили  $F_n$  дорівнює максимальній величині контактної деформації  $W_{\max}$  зазначеної контактної пари зубів, тобто  $S(b_0) = W_{\max}$ . Виходячи з еліптичного закону розподілу контактних деформацій по осі  $x$  у площині  $zOx$ , (рис.1,б) запишемо, з урахуванням виразу (2), функцію контактних деформацій:

$$W(x) = W_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}} = A \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_0^2}}, \quad (3)$$

де  $A = W_{\max} = b_0^2 / 2\rho_\alpha - a \left( 1 - \sqrt{1 - x^2/b_0^2} \right)$ .

Функція контактних деформацій у площині  $zOy$  (рис. 2,б) має, за аналогією з рівнянням (3), при максимальній величині зближення  $S(b_k)$  зубів 1 і 2 у точці з абсцисою  $y$ , такий вигляд:

$$W(y) = W_{\max} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b_k^2}} = \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{1 - \frac{y^2}{b_k^2}}, \quad (4)$$

де  $S(b_k) = S(b_0) = W_{\max} = \frac{b_k^2}{2R_1} + \frac{b_k^2}{2R_2} = \frac{b_k^2}{2R}$ ;

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} = \frac{d_{w1} u}{2(u+1)} \sin \alpha_k \cos \beta \sin^2 \beta \quad \text{— зведений}$$

радіус кривини зубів у площині  $zOy$ ;  $d_{w1}$  — діаметр початкового кола шестерні;  $u$  — передавальне число;  $\beta$  — кут нахилу зубів на початковому циліндрі.

З рівнянь (3) і (4) очевидно, що при  $x = 0$  і  $y = 0$  функції  $W(x)$  й  $W(y)$  збігаються й характеризуються максимальним значенням  $A = b_k^2 / 2R$ . Виходячи з цього виразу, отримаємо

$$b_k = \sqrt{2AR}. \quad (5)$$

Введемо в розгляд задачі безрозмірне відношення  $\alpha = b_0 / b_k$ , використовуючи формулу (5). За її допомогою знаходимо

$$\alpha = \frac{b_0}{\sqrt{2AR}}. \quad (6)$$

Від виразів (3) і (4), для яких характерна рівність одне одному максимальних контактних деформацій у центрі координат, перейдемо до єдиної функції

$$W(x, y) = A \sqrt{\left( 1 - \frac{x^2}{b_0^2} \right) \left( 1 - \frac{y^2}{b_k^2} \right)} = \frac{b_k^2}{2R} \sqrt{\left( 1 - \frac{x^2}{b_0^2} \right) \left( 1 - \frac{y^2}{b_k^2} \right)}.$$

Площадка контакту в задачі має форму еліпса розміром  $\rho b_0 b_k$ . З метою можливого інтегрування надалі функції

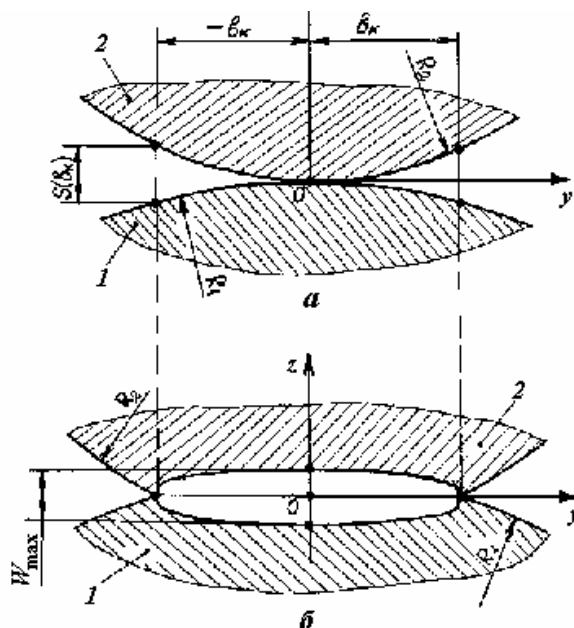


Рис. 2. Розрахункова модель контакту зубів у площині  $zOy$  до навантаження (а) і після навантаження (б)

$W(x, y)$  замінимо площадку  $b_0 b_k$  рівною їй за величиною прямокутною площадкою контакту зі сторонами прямокутника  $2b_0$  і  $2b_{km}$ . Виходячи з рівності площадок —  $\rho b_0 b_k = 4b_0 b_{km}$ , визначимо величину умовного параметра  $b_{km} = \pi b_k / 4$ .

Згідно зі сказаним, функцію  $W(x, y)$  подамо у кінцевому вигляді:

$$W(x, y) = A \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)}. \quad (7)$$

Тут амплітудне значення деформації  $A = \frac{b_{km}^2}{2R}$ .

Для розв'язання задачі потрібно знайти другу функцію  $W(x, y)$ , рівнозначну функції (7). З цією метою, виходячи з підпорядкування зубів у межах пружності гіпотези Вінклера, запишемо цю функцію у вигляді:

$$W(x, y) = B \sigma(x, y), \quad (8)$$

де  $B$  — коефіцієнт постелі,  $\text{мм}^3/\text{Н}$ ;  $\sigma(x, y)$  — функція контактних напружень, закон зміни яких ідентичний закону зміни контактних деформацій (7).

З огляду на еліптичну форму площадки контакту, запишемо для цього випадку вираз щодо визначення коефіцієнта постелі [9]:

$$B = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right] b_0.$$

З урахуванням коефіцієнта постелі функція (8) набуває кінцевого вигляду:

$$W(x, y) = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right] b_0 \sigma(x, y), \quad (9)$$

де  $\nu_1, \nu_2$  — коефіцієнти Пуасона;  $E_1, E_2$  — модулі пружності матеріалів.

Використовуючи функції (7) і (9), запишемо основне рівняння напружено-деформованого стану контактної пари зубів у вигляді енергетичної рівності

$$\int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} W(x, y) dx dy = B F_n, \text{ у якій ліва частина зводиться}$$

до визначеного інтеграла

$$\int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} W(x, y) dx dy = \xi A \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)} dx dy.$$

Тут  $\xi = 32/3\pi^2$  — коефіцієнт, що враховує виправлення при інтегруванні функції (7), яка трохи відрізняється від дійсної функції  $W(x, y)$  [9]. Цей інтеграл має роз'язок

$$\xi A \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_k^2}\right)} dx dy = \frac{2\pi A b_0 b_k}{3}.$$

З іншого боку, права частина рівняння зводиться до

$$\text{вигляду } B F_n = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right] b_0 F_n. \text{ Таким}$$

чином, рівняння напружено-деформованого стану перетвориться у рівність

$$\frac{2\pi A b_0 b_k}{3} = \left[ \frac{1 - \nu_1^2}{(\alpha + \nu_1) E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{(\alpha + \nu_2) E_2} \right] b_0 F_n. \quad (10)$$

У результаті підстановки в рівняння (10) значення коефіцієнта  $\alpha$  з виразу (6) знаходимо при однакових механічних властивостях матеріалів ( $\nu_1 = \nu_2 = \nu = 0,3$ ;  $E_1 = E_2 = E$ ) таку залежність:

$$A(b_0 + \nu \sqrt{2AR}) = \frac{3(1 - \nu^2)}{\pi E} F_n. \quad (11)$$

Розв'язування рівняння виконується графоаналітичним способом.

Таким чином, шляхом розв'язання рівняння (11) визначається мала піввісь  $b_0$  еліптичної площадки контакту. Виходячи зі знайденої величини малої півосі еліпса  $b_0$  і відомих параметрів  $\rho_a, \rho_f$  і  $a$ , розраховується розмірний параметр  $A$ , відповідно до якого визначається більша піввісь  $b_k$ . Знаючи розміри  $b_0$  і  $b_k$ , за формулою

$$\sigma_{\max} = \frac{3\sigma_m}{2} = \frac{3F_n}{2\pi b_0 b_k}, \quad (12)$$

яка характерна для точкового контакту зубів, визначаються максимальні контактні напруження в розглянутій передачі Новікова, де  $\sigma_m = F_n / \pi b_0 b_k$  — середні контактні напруження.

Функція розподілу контактних напружень, відповідно до гіпотези Вінклера (8), збігається із законом (7) розподілу переміщень:

$$\sigma(x, y) = \sigma_{\max} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)}. \quad (13)$$

Запишемо рівняння рівності навантажень

$$F_n = \sigma_m \pi b_0 b_k = \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sigma(x, y) dx dy. \text{ З урахуванням набли-$$

женої залежності (13) введемо у рівняння статички поправочний коефіцієнт  $\xi = 32/3\pi^2$ . Тоді отримаємо

$$\begin{aligned} \sigma_m \pi b_0 b_k &= \xi \sigma_{\max} \int_{-b_{km}}^{b_{km}} \int_{-b_0}^{b_0} \sqrt{\left(1 - \frac{x^2}{b_0^2}\right) \left(1 - \frac{y^2}{b_{km}^2}\right)} dx dy = \\ &= \frac{2\pi b_0 b_k}{3} \sigma_{\max}. \end{aligned}$$

З цього рівняння знайдемо, що залежність

$$\sigma_{\max} = \frac{3\sigma_m}{2} = \frac{3F_n}{2\pi b_0 b_k} \text{ повністю збігається з формулою (12).}$$

Для спрощення розрахунків формулу (11) подамо так:

$$\varphi(b_0) = C, \quad (14)$$

де  $\varphi(b_0) = A(b_0 + v\sqrt{2AR})$  — функція малої півосі  $b_0$  еліпса;  $C = 3(1-v^2)F_n/\pi E$  — розмірна константа, мм<sup>2</sup>.

Перш, ніж перейти до аналізу навантажувальної здатності за контактними напруженнями передачі Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами, розглянемо питання про співвідношення між радіусами кривини  $\rho_f$  і  $\rho_a$  відповідно вгнутих і опуклих профілів зубів у традиційних передачах Новікова.

У зазначених передачах, як відомо, дотримується співвідношення  $\rho_f/\rho_a > 1$ . У зв'язку з цим, рекомендують приймати  $\rho_f/\rho_a = 1,1$ . При  $\rho_f/\rho_a < 1,1$  передачі Новікова дуже чутливі до відхилень міжосьової віддалі, що відбувається як при нарізуванні зубів, так і в самій конструкції. Отже, зменшення відношення  $\rho_f/\rho_a$  зумовить невиправдане підвищення вимог до точності виготовлення, що неможливо здійснити практично.

Якщо виходити з відношення  $\rho_f/\rho_a > 1,1$ , то в цьому випадку вимоги до відхилень міжосьової віддалі пом'якшуються, у зв'язку з чим величина допуску на зазначену віддаль зростає, що спрощує технологію виготовлення зубів. Однак при  $\rho_f/\rho_a > 1,1$  контактна міцність передачі Новікова істотно знижується і, як правило, зазначена міцність не відповідає вимогам.

Розглянута передача Новікова ОЛЗ має дві характерні ознаки, що не властиві аналогічним передачам Новікова з опукло-вгнутими круговими бічними профілями зубів.

По-перше, при  $\rho_f/\rho_a = 1,1$  навантажувальна здатність, як буде показано нижче, запропонованої передачі істотно вища, ніж у традиційної передачі Новікова. По-друге, при однаковій навантажувальній здатності передач у передачі Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами можна отримати відношення  $\rho_f/\rho_a > 1,1$ . А в цьому випадку можливе використання збільшених розмірів допусків на міжосьову віддаль, що позитивно позначиться на виробничому процесі при виготовленні зубів.

Максимальні контактні напруження у передачі Новікова з опукло-вгнутими круговими зубами визначають за формулою [5]

$$\sigma_{\max}^* = \frac{0,33}{\alpha_0} \sqrt[3]{\frac{(\alpha_0 + v)^2 EF_n}{R^2}}, \quad (15)$$

де  $\alpha_0 = \sqrt{\frac{\rho_w}{R}}$  — коефіцієнт;  $\rho_w = \frac{\rho_a \rho_f}{\rho_f - \rho_a}$  — зведений

радіус кривини опукло-вгнутих зубів у розрахунковій схемі.

На основі отриманих розв'язків виконаємо розрахунки максимальних контактних напружень і навантажувальної здатності за цими напруженнями розглянутої і традиційних зубчастих передач Новікова, а саме: ОЛЗ — 1,6–0,16; ОЛЗ — 1,6–0,24 і ОЛЗ — 1,6–0,32, покладаючи модуль зачеплення в нормальному перерізі рівним  $m_n = 5$  мм.

За загальновідомою формулою знаходимо радіус кривини  $\rho_a = 1,6m_n = 8$  мм, який характерний для всіх трьох передач Новікова (трьох контурів). Далі, для контуру ОЛЗ — 1,6–0,16 визначаємо радіус кривини  $\rho_f = (1,6 + 0,16)m_n = 8,8$  мм; ОЛЗ — 1,6–0,24 —  $\rho_f = (1,6 + 0,24)m_n = 9,2$  мм і для ОЛЗ — 1,6–0,32 —  $\rho_f = (1,6 + 0,32)m_n = 9,6$  мм.

Маючи у своєму розпорядженні величини радіусів  $\rho_a$  і  $\rho_f$ , визначимо за формулою  $\rho_w = \frac{\rho_a \rho_f}{\rho_f - \rho_a}$  зведені радіуси

кривини опукло-вгнутих зубів для трьох зазначених контурів. Ці та наступні результати розрахунків наведені в табл. 1.

**Приклад розрахунку.** Як приклад розглянемо передачу з такими вихідними даними:  $z_1 = 31$ ;  $z_2 = 63$ ;  $u = 2,03$ ;  $d_{w1} = 164,89$  мм;  $m_n = 5$  мм; довжина зубів  $b_w = 60$  мм;  $\alpha_k = 30^\circ$ ;  $\beta = 30^\circ$ ;  $v = 0,3$ ;  $F_n = 2,4 \cdot 10^4$  Н;  $a = 4,532$  мм;  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа.

Зведений радіус кривини у площині  $zOy$  визначається за раніше наведеною залежністю

$$R = \frac{d_{w1} u}{2(u+1)} \sin \alpha_k \cos \beta \sin^2 \beta.$$

Після підстановки значень у неї одержимо  $R = 1716$  мм. Далі розраховують коефіцієнт  $\alpha_0 = \sqrt{\rho_w/R}$ , що входить у формулу (15). При проведенні розрахунків потрібно задати значення довжини короткої півосі  $b_0 = 0; 1; 2; 3$  і 4 мм. Дані розрахунків для трьох зазначених контурів за залежностями (11), (12), (14) і (15) наведені в табл. 1.

З таблиці видно, що зі збільшенням відношення  $\rho_f/\rho_a$  з 1,1 до 1,2 максимальні контактні напруження  $\sigma_{\max}$  і  $\sigma_{\max}^*$  розглянутої і традиційної передачі Новікова ОЛЗ зросли, відповідно, з 480 до 831 МПа і з 677 до 846 МПа.

Однак при  $\rho_f/\rho_a = 1,1$  передача Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами має контактні напруження в 1,43 рази менші порівняно з традиційною передачею Новікова ОЛЗ, що еквівалентно підвищенню навантажувальної здатності передачі в  $1,426^3 = 2,9$  рази, тобто майже в три рази.

Таблиця 1

Результати розрахунків

Обумовлені величини	Тип передачі		
	ОЛЗ–1,6–0,16	ОЛЗ–1,6–0,24	ОЛЗ–1,6–0,32
$\rho_a$ , мм	8	8	8
$\rho_f$ , мм	8,8	9,2	9,6
$\rho_f/\rho_a$	1,10	1,15	1,20
$\rho_w$ , мм	88	61,3	48
$\alpha_0$	0,226	0,189	0,167
$\sigma_{\max}^*$ , МПа	677	771	846
$b_0$ , мм	3	1,95	1,55
$b_k$ , мм	7,97	8,37	8,90
$\sigma_{\max}$ , МПа	480	703	831
$\varphi_2 = \sigma_{\max}^*/\sigma_{\max}$	1,43	1,10	1,02
$\varphi_w = \varphi_k^3$	2,90	1,32	1,06

Якщо порівнювати передачу Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами при  $\rho_f/\rho_a = 1,1$  і  $\sigma_{\max}^* = 677$  МПа з традиційною передачею при  $\rho_f/\rho_a = 1,15$  і  $\sigma_{\max} = 703$  МПа, то перевищення напруження в традиційній передачі менше 4 %.

Отже, при відношенні  $\rho_f/\rho_a = 1,1$  зубчасті передачі Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами характеризуються дуже високою навантажувальною здатністю за контактними напруженнями. Крім цього, рекомендовані передачі при  $\rho_f/\rho_a = 1,15$  характеризуються величинами максимальних контактних напружень, що практично збігаються з такими, які є в традиційних передачах Новікова ОЛЗ при  $\rho_f/\rho_a = 1,1$ . У зв'язку з цим, розглянуті передачі мають вищі величини допуску на міжосьову віддаль.

З аналізу розрахункових даних очевидна висока ефективність передачі Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами, що на сьогоднішній день не має аналогів у редукторобудуванні. Такі передачі, крім високої навантажувальної здатності і можливості розширення поля допусків на міжосьову віддаль, характеризуються поліпшеними віброакустичними характеристиками завдяки збільшенню площадки контакту при вході і виході зубів із зацеплення.

**Висновки і рекомендації.** 1. Знайдено розв'язок контактної задачі просторового точкового зацеплення бічних еліптично-кругових профілів зубів передачі Новікова ОЛЗ. Показано, що цей розв'язок має незамкнутий вигляд, який обумовлений формою бічних профілів вгнутих зубів, описаних еліптичними кривими.

2. Розроблено практичні методи розрахунку максимальних контактних напружень при внутрішній взаємодії еліптичних і кругових профілів зубів і навантажувальної здатності передач Новікова ОЛЗ. Знайдено вирази для визначення малої і великої півосей еліптичної площадки контакту, виходячи з яких визначаються максимальні контактні напруження.

3. Визначено, що навантажувальна здатність за контактними напруженнями приблизно в 2,5 — 3 рази перевищує навантажувальну здатність для традиційних передач. Показано, що при одній і тій же навантажувальній здатності порівнюваних конструкцій редукторів передачі Новікова ОЛЗ з еліптично-круговими зубами характеризуються збільшеними значеннями допусків на міжосьову віддаль порівняно з прототипом.

4. Надалі рекомендується провести ретельніші дослідження, пов'язані з оптимальним вибором малої півосі еліпса, що істотно впливає на ефективність передачі.

5. Зазначені еліптично-кругові профілі зубів можна поширити й на передачі Новікова ДЛЗ (дві лінії зацеплення). У зв'язку з цим, доцільно провести дослідження передач Новікова ДЛЗ з еліптично-круговими зубами.

1. Патент №79647 на винахід. Україна. Передача Новікова з лінійним контактом зубів /Попов О.П., U200504886; Заявл. 23.05.05.; Опубл. 15.12.06. Бюл. №12.

2. Патент №79810 на винахід. Україна. Передача Новікова з еліптичними зубами /Попов О.П., U200501586; Заявл. 21.02.05.; Опубл. 25.10.07. Бюл. №11.

3. Патент №21539 на корисну модель. Україна. Передача Новікова з нетрадиційними бічними профілями зубів /Попов О.П., U200610888; Заявл. 16.10.06.; Опубл. 15.03.07. Бюл. №3.

4. Патент №28010 на корисну модель. Україна. Передача Новікова з еліптично-круговими зубами/Попов О.П., U200706948; Заявл. 26.06.07.; Опубл. 26.11.07. Бюл. №19.

5. Попов О.П., Попова Л.О. Дослідження моделі контакту півпросторів, які обмежені криволінійними поверхнями, стосовно до зацеплення Новікова. // Вісник аграрної науки Причорномор'я — Миколаїв, 2001. — Вип. 1(10) — С.121—130.

6. Попов А.П., Попова Л.А. Исследование контактной прочности зацепления Новикова при торцовом взаимодействии зубьев // Тр. междунар. науч.-техн. конф. — 36. наук. праць УДМТУ. — Миколаїв, 2002, №1 (379). — С. 37—46.

7. Попов А.П., Попова Л.А. Уточненное решение контактной задачи применительно к зацеплению Новикова / /36. наук. праць УДМТУ. — Миколаїв, 2002. — №7 (385). — С. 61—71.

8. Попов А.П., Селивановский В.Ю. Новый метод расчета контактных напряжений в зацеплении Новикова // Вест. национал. техн. университета «ХПИ». — Харьков, 2003. — Том 2. — С. 82—87.

9. Попов А.П., Кауров А.С., Медведевский А.М. Контактная прочность зацепления Новикова с эллиптическими зубьями // 36. наук. праць НУК: Миколаїв, 2006. — №4 (409). — С. 162—171.

10. Федякин Р.В., Чесноков В.А. Расчет цилиндрических передач Новикова и фрикционных передач // Изв. ВВИА имени проф. Н.Е. Жуковского. — М., 1982. — 114 с.

Отримана 22.05.09

O. Popov, Yu. Kiprejev, O. Savenkov

**Novikoff's tooth system with elliptical circulars arc spiral bevel gear teeth**

National University of shipbuilding, Mykolaiv

Contact problem conformably to spatial spot gearing of Novikoff's tooth system of one-ruled gearing with elliptical circular arc spiral bevel gear teeth has been solved. Critical method of maximum contact stresses and load capacity of mentioned gearings has been worked out. High load capacity of Novikoff's tooth system of one-ruled tooth gearing bevel gear teeth has been established.