

УДК 677.055

ПША Б. Ф., КОВАЛЬОВ Ю. А.

Київський національний університет технологій та дизайну

## ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ РОЛИКОВИХ КОМПЕНСАТОРІВ ОСЬОВИХ СИЛ КОСОЗУБИХ ПЕРЕДАЧ

**Мета.** Оцінка ефективності використання роликових компенсаторів осьових сил косозубих циліндричних передач.

**Методика.** Використані сучасні методи теорії пружності та контактної взаємодії тіл кочення.

**Результати.** На основі оцінки взаємодії тіл кочення, використаних в якості компенсаторів осьових сил, що виникають в косозубому циліндричному зачепленні, та напружень, що діють в зоні контактної взаємодії робочих тіл компенсаторів з шестернею та зубчастим колесом косозубої передачі, запропоновано нову конструкцію компенсаторів осьових сил. На відміну від відомих компенсаторів осьових сил циліндричних косозубих передач, де в якості робочих тіл використані кульки, запропонована конструкція компенсаторів містить ролики. Використання в якості робочих тіл компенсаторів роликів дозволяє суттєво знизити напруження в зоні взаємодії компенсаторів з шестернею та зубчастим колесом передачі, що призводить до підвищення надійності та довговічності її роботи.

**Наукова новизна.** Розвиток наукових основ та інженерних методів проектування механічних передач.

**Практична значимість.** Розробка нової конструкції роликового компенсатора осьових сил косозубих циліндричних передач та інженерного методу вибору його раціональних параметрів.

**Ключові слова:** косозуба циліндрична передача, роликовий компенсатор осьових сил, контактна взаємодія циліндричного ролика з зубчастим колесом, напруження в зоні контакту ролика з зубчастим колесом.

**Вступ.** Основним недоліком косозубих циліндричних передач є осьові сили, що виникають при роботі передачі [1-3]. Наявність осьових сил в косозубому зачепленні призводить до додаткових навантажень валів та їх опор (підшипників), що призводить до зниження надійності та довговічності їх роботи [2]. Заміна косозубого циліндричного зачеплення шевронним [3] дозволяє врівноважити осьові сили і, таким чином, усунути зазначений недолік. Але таке конструктивне рішення не завжди доцільне оскільки виготовлення шевронної зубчастої передачі вимагає значно більших затрат, ніж косозубих. Використання кулькових компенсаторів осьових сил косозубих передач зумовлює значні контактні напруження в зоні взаємодії компенсаторів з шестернею та зубчастим колесом передачі [4].

Тому проблема підвищення надійності та довговічності роботи косозубих передач шляхом удосконалення компенсаторів осьових сил є актуальною та своєчасною.

**Постановка завдання.** Враховуючи актуальність питання підвищення ефективності роботи зубчастих передач шляхом компенсації осьових сил, що виникають в косозубому

зачепленні, завданням досліджень є удосконалення компенсаторів осьових сил зубчастих передач та оцінка ефективності заміни кулькових компенсаторів роликowymi.

**Результати дослідження.** Автори досліджень [4] з метою компенсації осьових сил, що виникають в косозубому зачепленні, пропонують конструкцію косозубої циліндричної передачі з кульковими упорами – компенсаторами осьових сил.

Особливістю проектування запропонованої передачі є забезпечення необхідної контактної міцності пар кільце-кулька і обойма-кулька:

$$\sigma_{max} \leq [\sigma_H], \quad (1)$$

де  $\sigma_{max}$ ,  $[\sigma_H]$  - відповідно максимальне та допустиме контактне напруження в зазначених парах.

Згідно з теорією пружності [5, 6] максимальне контактне напруження в зоні взаємодії кульки з жолобчастою опорою знаходиться із умови:

$$\sigma_{max} = 0,365 n_p \sqrt[3]{\frac{F_a \left( \frac{2R_2 - R_1}{R_1 R_2} \right)^2}{\left( \frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^2}}, \quad (2)$$

де  $n_p = \frac{1}{n_a n_b}$ ,  $n_p, n_a, n_b$  - коефіцієнти, що враховують форму зони контакту тіл, вибираються з таблиць [6] в залежності від співвідношення А/В;

А, В - коефіцієнти рівняння еліпса зони контакту тіл,

$$A = \frac{R_2 - R_1}{2R_1 R_2}; \quad B = \frac{1}{2R_1}; \quad \frac{A}{B} = 1 - \frac{R_1}{R_2}; \quad (3)$$

$R_1, R_2$  - радіуси відповідно кульки і жолоби канавок кільця і обойми;

$F_a$  - осьова сила;

$\mu_1, \mu_2$  - коефіцієнти Пуассона для матеріалів відповідно кульки і жолоби;

$E_1, E_2$  - модулі пружності матеріалів відповідно кульки і жолоби.

Для випадку, коли кулька і його опори (кільце, обойма) виконані зі сталі ШХ 15, для якої  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ;  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа, рівняння (2) набуває вигляду:

$$\sigma_{max} = 879,27 n_p \sqrt[3]{F_a \left( \frac{2R_2 - R_1}{R_1 R_2} \right)^2}. \quad (4)$$

Вплив компенсатора осьових сил на зниження коефіцієнта корисної дії передачі можна оцінити, використовуючи формулу:

$$\Delta\eta = \frac{T_T}{T} 100\%, \quad (5)$$

де  $\Delta\eta$  - відсоток зниження коефіцієнта корисної дії передачі;

$$T_T - \text{момент сил тертя кочення кульки, } T_T = 2F_a k; \quad (6)$$

$k$  - коефіцієнт тертя кочення,  $k = a$ ;

$a$  - піввісь еліпса контакту тіл, враховуючи [6], для нашого випадку, коли  $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ;  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ , маємо:

$$a = 23,32 \cdot 10^{-3} n_a \sqrt{F_a \frac{R_1 R_2}{2R_2 - R_1}}; \quad (7)$$

$T$  - крутний момент на ведучому валу передачі.

Розглянемо приклад перевірки працездатності та ефективності запропонованої передачі для наступних даних: потужність передачі  $P = 2,5 \text{ кВт}$ ; частота обертання шестерні  $n_1 = 1450 \text{ об/хв}$  ( $\omega_1 = 151,84 \text{ рад/с}$ ); ділильний діаметр шестерні  $d_1 = 60 \text{ мм}$ ; кут нахилу зубів передачі  $\beta = 15^\circ$ ; діаметр кульки  $d_{cu} = 6 \text{ мм}$  ( $R_1 = 3 \text{ мм}$ ); радіус жолоби  $R_2 = 3,6 \text{ мм}$ ; осьова сила в зачепленні  $F_a = 147 \text{ Н}$ .

Визначивши з рівняння (3)  $A/B = 0,1666$ , згідно з [6] маємо:

$$n_p = 0,855; \quad n_a = 0,6.$$

Тоді, використовуючи (4), знаходимо:  $\sigma_{max} = 2123,87 \text{ МПа}$ .

Оскільки для матеріалу сталь ШХ 15  $[\sigma_H] = 3800 \text{ МПа}$  [6], умова працездатності передачі (1) виконується.

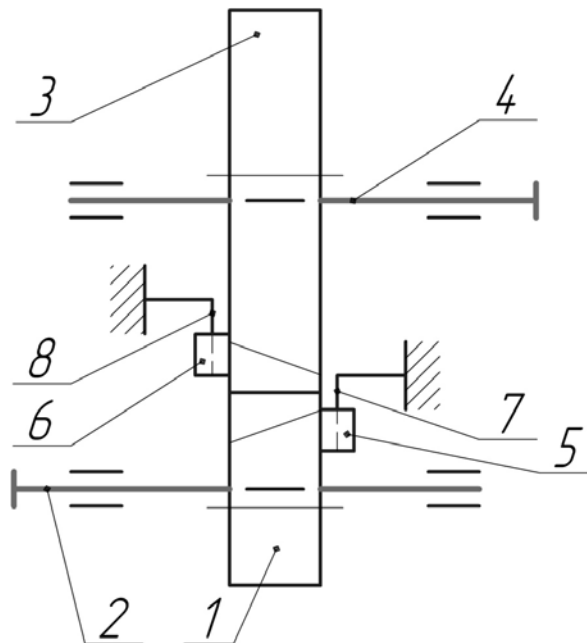
Використовуючи формулу (7), знаходимо коефіцієнт тертя кочення кульки по жолобу:  $k = a = 0,101 \text{ мм}$ .

При цьому момент сил тертя згідно з рівнянням (6):  $T_T = 29,69 \cdot 10^{-3} \text{ Нм}$ .

Крутний момент на ведучому валу передачі, згідно з нашими даними становить:  $T = 16,46 \text{ Нм}$ .

Використовуючи отримані результати з (5) визначаємо:  $\Delta\eta = 0,18\%$ .

З метою підвищення ефективності використання компенсаторів осьових сил в косозубих передачах автори пропонують нову конструкцію косозубої передачі з роликовими компенсаторами (рис. 1).



**Рис. 1.** Схема косозубої передачі з роликівими компенсаторами осьових сил: 1 – шестерня; 2 – ведучий вал; 3 – зубчасте колесо; 4 – ведений вал; 5, 6 – циліндричні ролики; 7, 8 – осі роликів

Зубчаста передача працює таким чином. Обертальний рух ведучого вала 2 та шестерні 1, яка з ним з'єднана, за допомогою зубчастого зачеплення передається зубчастому колесу 3 та вихідному валу 4, з'єднаному з зубчастим колесом. Осьова сила косозубого зубчастого зачеплення, направлена відносно шестерні, наприклад, зліва направо, що виникає при цьому, намагається змістити шестерню 1 вздовж ведучого вала 2 вправо. Реакція тиску ролика 5 на шестерню компенсує осьову силу, що дозволяє виключити дію осьових навантажень на ведучий вал 2 та його опори. Осьова сила косозубого зубчастого зачеплення, направлена при цьому відносно зубчастого колеса справа наліво, намагається змістити зубчасте колесо 3 вздовж веденого вала 4 вліво. Реакція тиску ролика 6 на зубчасте колесо компенсує осьову силу, що дозволяє виключити дію осьових навантажень на ведений вал 4 та його опори. Все це призводить до підвищення надійності та довговічності роботи зубчастої передачі.

Слід відмітити, що запропоноване технічне рішення придатне для нереверсивної зубчастої передачі. При реверсивній роботі передачі компенсатори повинні бути обладнані додатковими роликівими, розташованими в зоні шестерні та зубчастого колеса.

При використанні циліндричних роликів контактне напруження в парі ролик-шестерня (або зубчасте колесо) знаходиться із умови [5, 6]:

$$\sigma_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{\frac{F_a}{lR}}{\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2}}} \quad (8)$$

При  $\mu_1 = \mu_2 = \mu$ ,  $E_1 = E_2 = E$  вираз (8) набуває вигляду:

$$\sigma_{max} = 0,5642 \sqrt{\frac{F_a}{lR} \frac{1-\mu^2}{E}} = 0,5642 \sqrt{\frac{F_a E}{2lR(1-\mu^2)}} \quad (9)$$

Оскільки шестерня, зубчасте колесо та ролики виконані із сталі ( $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$ ;  $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5$  МПа) рівняння (9) приймає вид:

$$\sigma_{max} = 193,9 \sqrt{\frac{F_a}{lR}}, \quad (10)$$

де  $l$ ,  $R$  - довжина та радіус ролика відповідно.

Використовуючи вихідні параметри прийнятої раніше косозубої передачі та прийнявши із конструктивних міркувань  $l = 10$  мм;  $R = 5$  мм, згідно з (10) маємо:  $\sigma_{max} = 332,47$  МПа, що в 6,39 рази менше ніж при використанні кулькових компенсаторів осьових навантажень.

При використанні роликів компенсаторів коефіцієнт тертя кочення пари ролик-шестерня (зубчасте колесо) знаходиться із умови [6]:

$$k = 0,5b = 0,5 \cdot 1,526 \sqrt{\frac{F_a R}{lE}} = 0,5 \cdot 1,526 \sqrt{\frac{147 \cdot 5}{10 \cdot 2,15 \cdot 10^5}} = 0,014 \text{ мм.}$$

Тоді, використовуючи залежності (5), (6), маємо:  $T_T = 4,116 \cdot 10^{-3}$  Нм;  $\eta = 0,025\%$ .

**Висновки.** Приведені вище розрахунки показують, що заміна кулькових компенсаторів осьових сил косозубих циліндричних передач роликівими доцільна і ефективна.

Запропонована конструкція роликів компенсаторів осьових сил може бути використана як для циліндричних, так і для інших типів механічних передач (конічних, черв'ячних), а також для механізмів, де мають місце осьові їх навантаження.

### Список використаної літератури

1. Хомяк О.М., Піпа Б.Ф. Передачі. – К.: КНУТД, 2003. – 167 с.
2. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Нові конструкції деталей, вузлів та механізмів машин. – К.: КНУТД, 2006. – 322 с.
3. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М., Марченко А.І. Деталі машин. – К.: КНУТД, 2011. – 358 с.
4. Піпа Б.Ф., Хомяк О.М. Циліндрична косозуба передача з компенсатором осьових сил //Вісник Чернігівського державного технолог. ун-ту, № 21, 2004, С. 47-50.
5. Писаренко Г.С., Квітка О.Л. Опір матеріалів.–К.: Вища школа.–1993.- 655 с.
6. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопроотивленню материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 736 с.

## ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ РОЛИКОВЫХ КОМПЕНСАТОРОВ ОСЕВЫХ СИЛ КОСОЗУБЫХ ПЕРЕДАЧ

ПИПА Б.Ф., КОВАЛЕВ Ю. А.

*Киевский национальный университет технологий и дизайна*

**Цель.** Оценка эффективности использования роликовых компенсаторов осевых сил косозубых цилиндрических передач.

**Методика.** Используются современные методы теории упругости и контактного взаимодействия тел качения.

**Результаты.** На основе оценки взаимодействия тел качения, использованных в качестве компенсаторов осевых сил, возникающих в косозубом цилиндрическом зацеплении, и напряжений, действующих в зоне контактного взаимодействия рабочих тел компенсаторов с шестерней и зубчатым колесом косозубые передачи, предложена новая конструкция компенсаторов осевых сил. В отличие от известных компенсаторов осевых сил цилиндрических косозубых передач, где в качестве рабочих тел использованы шарики, предложенная конструкция компенсаторов содержит ролики. Использование в качестве рабочих тел компенсаторов роликов позволяет существенно снизить напряжение в зоне взаимодействия компенсаторов с шестерней и зубчатым колесом передачи, что приводит к повышению надежности и долговечности ее работы.

**Научная новизна.** Развитие научных основ и инженерных методов проектирования механических передач.

**Практическая значимость.** Разработка новой конструкции роликового компенсатора осевых сил косозубых цилиндрических передач и инженерного метода выбора его рациональных параметров.

**Ключевые слова:** косозубая цилиндрическая передача, роликовый компенсатор осевых сил, контактное взаимодействие цилиндрического ролика с зубчатым колесом, напряжение в зоне контакта ролика с зубчатым колесом.

## EFFICACY OF THE ROLLER COMPENSATOR AXIAL FORCES HELICAL TRANSMISSION

PIPA B.F., KOVALEV Y.A.

*Kiev National University of Technology and Design*

**Purpose.** Evaluating the effectiveness of the use of roller compensators axial forces helical gears.

**Methodology.** Modern methods of elasticity theory and the contact interaction of the rolling elements.

**Findings.** Based on the evaluation of interaction of the rolling elements, used as a compensator axial forces generated in the helical gearing, and stresses acting in the zone of contact interaction of working bodies compensators with gear and helical gear transmission, proposed a new design compensators axial forces. Unlike known compensators axial forces cylindrical helical gears, where the working fluids used beads, the proposed construction of compensators contains rollers. The use as working media compensator rollers significantly reduces stress in the zone of interaction with compensators gear and the gear transmission, which increases the reliability and durability of its work.

**Originality.** Development of scientific principles and methods of engineering design of mechanical transmission.

**Practical value.** Development of a new design of the roller compensator axial forces helical gears and engineering method of selection of the rational parameters.

**Keywords:** the helical gear, axial forces compensator roller, a cylindrical roller contacting with the gear, the stress in the contact area with the roller gear.