

В. І. МОРОЗ, О. В. БРАТЧЕНКО, В. І. ГРОМОВ

ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ КОЕФІЦІЄНТІВ ЗМІЩЕННЯ ШЕСТЕРНІ ТА КОЛЕСА ПРИ ОПТИМІЗАЦІЙНОМУ ПРОЕКТУВАННІ ТЯГОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ

В якості вузлового моменту оптимізаційного проектування тягових зубчастих передач залізничного рухомого складу виділено процедуру обґрунтованого вибору коефіцієнтів зміщення шестерень і коліс за рахунок використання відповідних блокувальних контурів. Обґрунтовано актуальність досліджень з розроблення методичного забезпечення для раціонального отримання блокувальних контурів при проектуванні тягових зубчастих передач. Представлені розроблені математичні залежності, що пов'язують фіксовані величини обмежувальних і контрольованих параметрів передач з числами зубців і коефіцієнтами зміщення шестерні та колеса. Їх використання дозволяє отримувати конкретні блокувальні контури для вибору коефіцієнтів зміщення шестерні та колеса при оптимізаційному проектуванні тягових зубчастих передач з різними початковими параметрами. Наведено приклад практичної реалізації розроблених математичних залежностей при отриманні блокувального контуру для вибору коефіцієнтів зміщення шестерні та колеса тягової зубчастої передачі сучасного магістрального вантажного тепловозу. Зроблено висновок про доцільність використання запропонованого методичного забезпечення при оптимізаційному проектуванні тягових зубчастих передач.

Ключові слова: тягова зубчаста передача, шестерня, колесо, коефіцієнт зміщення, блокувальний контур.

В. И. МОРОЗ, А. В. БРАТЧЕНКО, В. И. ГРОМОВ

ОСОБЕННОСТИ ВЫБОРА КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА ПРИ ОПТИМИЗАЦИОННОМ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЯГОВЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

В качестве узлового момента оптимизационного проектирования тяговых зубчатых передач железнодорожного подвижного состава выделена процедура обоснованного выбора коэффициентов смещения шестерен и колес за счет использования соответствующих блокирующих контуров. Обоснована актуальность исследований по разработке методического обеспечения для рационального получения блокирующих контуров при проектировании тяговых зубчатых передач. Представлены разработанные математические зависимости, связывающие фиксированные величины ограничительных и контролируемых параметров передач с числами зубьев и коэффициентами смещения шестерен и колес. Их использование позволяет получать конкретные блокирующие контуры для выбора коэффициентов смещения шестерни и колеса при оптимизационном проектировании тяговых зубчатых передач с различными исходными параметрами. Приведен пример практической реализации разработанных математических зависимостей при получении блокирующего контура для выбора коэффициентов смещения шестерни и колеса тяговой зубчатой передачи современного магистрального грузового тепловоза. Сделан вывод о целесообразности использования предложенного методического обеспечения при оптимизационном проектировании тяговых зубчатых передач.

Ключевые слова: тяговая зубчатая передача, шестерня, колесо, коэффициент смещения, блокирующий контур.

V. I. MOROZ, A. V. BRATCHENKO, V. I. GROMOV

PECULIARITIES OF SELECTING THE GEARBOXES AND WHEEL SHIFT COEFFICIENTS IN THE OPTIMIZATION OF DRIVE GEAR TRANSMISSIONS

As a key point in the optimization design of traction gears of the railway rolling stock, a procedure for a reasonable choice of the coefficients for the displacement of gears and wheels is provided by using the appropriate blocking circuits. The relevance of studies on the development of methodological support for the rational production of blocking contours in the design of traction-toothed gears is substantiated. The developed mathematical dependences connecting the fixed values of the limiting and controlled parameters of the gears with the numbers of the teeth and the gearing coefficients of the gears and wheels are presented. Their use makes it possible to obtain specific blocking contours for the selection of gear and wheel bias coefficients in the optimization design of traction gears with different initial parameters. An example of the practical implementation of the developed mathematical dependences in obtaining a blocking contour for selecting the gear displacement coefficients and the traction gear wheel of a modern mainline freight locomotive is given. The conclusion is made about the expediency of using the proposed methodological support in the optimization design of traction gears.

Keywords: traction gear, pinion, wheel, displacement coefficient, blocking contour.

Вступ. Подальший розвиток локомотивобудування нерозривно зв'язаний з рішенням проблеми забезпечення надійності та довговічності основних модулів конструкції залізничного рухомого складу, до яких слід віднести тяговий привод і функціонуючу в його складі тягову зубчасту передачу (ТЗП). ТЗП тепловозів, електровозів, електропоїздів функціонують в тяжких умовах, які визначаються великими різко змінними експлуатаційними навантаженнями, ненадлежащим захистом від пилу, вологи та іншими факторами. Тому забезпечення потрібного ресурсу шестерень і коліс в експлуатації ТЗП є актуальною задачею [1].

Одним з перспективних напрямків у вирішенні виділеної задачі є оптимізаційне проектування ТЗП, в ході якого закладається основа її експлуатаційної надійності та довговічності. При цьому вузловим моментом проведення таких досліджень є обґрунтований вибір розрахункових (оптимальних) величин коефіцієнтів зміщення шестерні x_1 та колеса x_2 . Для вже прийнятих чисел зубців шестерні z_1 та колеса z_2 (при заданому передаточному відношенні u_{12} і модулі зубців m) величини x_1 та x_2 повинні забезпечувати комплекс відповідних

вимог, що визначають потрібні геометричні параметри і експлуатаційні характеристики ТЗП [2, 3].

Аналіз основних досягнень і літератури. На нинішній час при проектуванні циліндричних зубчастих передач загального призначення для вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення шестерні x_1 та колеса x_2 обґрунтовано використовуються (як найбільш ефективно рішення) розміщені в джерелах [4, 5] "блокувальні контури". За своєю суттю, це комплексні графіки, на яких для конкретного сполучення чисел зубців z_1 і z_2 в прямокутних координатах x_1 і x_2 нанесені відповідні обмежувальні ізолінії. Кожна з них відповідає певній граничній умові на проектування зубчастої передачі і конкретизує граничні області, в яких обираються коефіцієнти x_1 і x_2 для чисел зубців z_1 і z_2 . Разом з тим використання такого підходу до вибору коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 при проектуванні ТЗП [2, 6, 7] ускладнене наступними обставинами:

– джерела [4, 5] не містять блокувальних контурів, які відповідають потрібним сполученням чисел зубців шестерень z_1 і коліс z_2 ТЗП залізничного рухомого скла-

ду. Використання ж блокувальних контурів, отриманих для найближчих до потрібних значень сполучень z_1 і коліс z_2 , не забезпечує необхідну точність результатів;

– на представлених в джерелах [4, 5] блокувальних контурах відсутні ізолінії, які ураховують вимоги забезпечення потрібних геометричних параметрів ТЗП, найменш інтенсивного зношення активних профілів зубців шестерні і колеса в експлуатації, а також ізолінії, що відповідають величинам показників міцності зубців.

Така ситуація визначила актуальність проведення досліджень з розробки методичного забезпечення, використання якого дозволяє визначити найкращі величини коефіцієнтів зміщення шестерні x_1^* і колеса x_2^* для конкретного сполучення чисел зубців z_1 і z_2 ТЗП на основі побудовання та подальшого аналізу відповідного блокувального контуру. Причому найбільш раціональним шляхом отримання блокувальних контурів є побудова потрібних ізоліній з використанням математичних залежностей, які пов'язують фіксовані значення відповідних характеристик ТЗП з параметрами шестерні та колеса – коефіцієнтами зміщення x_1, x_2 і числами зубців z_1 і z_2 .

Метою статті є висвітлення особливостей вибору коефіцієнтів зміщення шестерні та колеса при оптимізаційному проектуванні тягових зубчатих передач на основі раціонального отримання і використання відповідних блокувальних контурів.

Викладення основного матеріалу. У відповідності до рекомендацій, представлених в роботах [2–7], коефіцієнти x_1^* і x_2^* повинні відповідати наведеним нижче умовам:

– забезпечення потрібних геометричних параметрів ТЗП – заданої міжосьової відстані a_w , відсутності загострення зубців шестерні та колеса (віднесені до модуля m товщини зубців за колами вершин $S_{a1,2}/m \geq 0,25$);

– працездатності ТЗП – безперервності зачеплення зубців ТЗП (мінімальний коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_{\alpha \min} = 1,2$), відсутності інтерференції з боку шестерні або колеса;

– досягнення умов найменш інтенсивного механічного (за рахунок ковзання) зношування активних профілів зубців шестерні та колеса (така вимога трансформується у вирівнювання максимальних коефіцієнтів питомих ковзань на ніжках зубців шестерні $|\lambda_{1 \max}|$ і колеса $|\lambda_{2 \max}|$);

– відсутності підрізання зубців шестерні і колеса при виготовленні інструментальною рейкою (мінімальні коефіцієнти зміщення шестерні і колеса $x_{1,2 \min} = 1 - 0,0585 \cdot z_{1,2}$);

На рис. 1 представлений загальний вид запропонованого блокувального контуру для обґрунтованого вибору коефіцієнтів x_1^* і x_2^* при проведенні оптимізаційного проектування ТЗП, який ураховує наведені вище вимоги.

Загальна область графіка обмежена обраними інтервалами варіювання коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 . Пошук величин коефіцієнтів x_1^* і x_2^* (умовно відповідають точці P на графіку) повинний здійснюватись в межах блокувального контуру $A-B-C-D-E-F-G-H$ (незатемнена область графіка). Видно, що контур окреслений шістьма обмежувальними ізолініями (лініями постійних значень) відповідних параметрів ТЗП). Кожна з них відповідає наведеним вище умовам на проектування передачі [8].

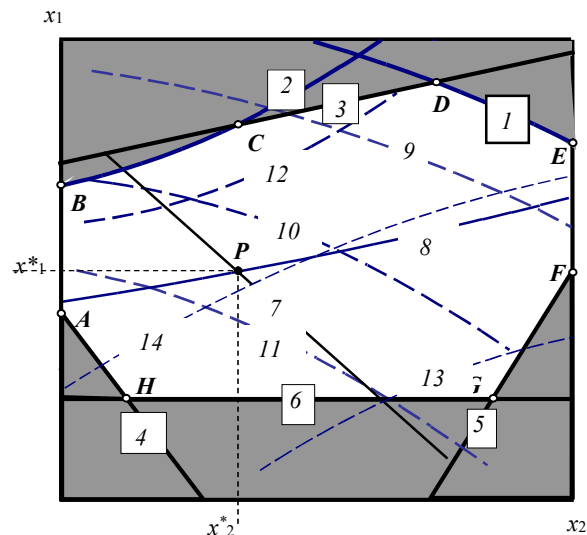


Рис. 1 – Загальний вид запропонованого блокувального контуру для вибору коефіцієнтів зміщення x_1^* і x_2^* при оптимізаційному проектуванні ТЗП; лінії: 1 – $\varepsilon_{\alpha \min} = 1,2$; 2 – $S_{a1}/m = 0,25$; 3, 4, 5 – граничні умови відсутності інтерференції з боку шестерні та колеса; 6 – $x_{1 \min}$.

У відповідності до формалізованих описань [9], оптимізаційне проектування ТЗП розглядається як задача багатомірної оптимізації з обмеженнями. При цьому в якості головного критерію (залежить від x_1 і x_2) вибирається мінімізуємий показник $\Delta\lambda = |\lambda_{1 \max}| - |\lambda_{2 \max}|$. Виділений на рис. 1 контур являє собою область допустимих рішень, в якій з урахуванням визначених функціональних обмежень знаходиться точка $P(x_1^*, x_2^*)$.

В узагальненому уявленні положення точки P визначається її приналежністю до ізолінії 7, що відповідає відношенню заданої міжосьової відстані до модуля зубців a_w/m , та ізолінії 8 – умові $\Delta\lambda = |\lambda_{1 \max}| - |\lambda_{2 \max}| = 0$.

Для оцінювання та контролю значень характерних параметрів зачеплення у виділеному контурі доцільно наносити відповідні додаткові ізолінії: 9 – $\varepsilon_{\alpha} = 1,3$; 10 – $\varepsilon_{\alpha} = 1,45$; 11 – $\varepsilon_{\alpha} = 1,6$; 12 – $S_{a1}/m = 0,4$; 13 – $S_{a2}/m = 0,7$; 14 – $S_{a2}/m = 0,8$ (пунктирні лінії на рис. 1).

З урахуванням того, що на рис. 1 показані лінії відповідають фіксованим величинам параметрів ТЗП при заданих числі зубців шестерні z_1 і передаточному відношенні передачі u_{12} (числі зубців колеса z_2), їх побудовання передбачає наявність математичних моделей виду $x_1 = f(x_2, z_1, u_{12})$.

Особливістю отримання шуканих математичних моделей є використання методів математичного планування експериментів [10, 11]. В основу проведених досліджень покладений ортогональний математичний план другого порядку для трьох змінних, що варіюються на трьох рівнях: $x_2 = -0,5 \dots 1,3$; $z_1 = 15 \dots 25$; $u_{12} = 3 \dots 5$. Математичні моделі отримані у вигляді поліномів другого порядку і показані нижче:

– лінія 1

$$\begin{aligned} x_1 = & -0,471 - 0,649 \cdot x_2 + 0,0924 \cdot z_1 + 0,187 \cdot u_{12} - \\ & - 0,104 \cdot x_2^2 - 0,00097 \cdot z_1^2 - 0,0132 \cdot u_{12}^2 + \\ & + 0,0101 \cdot x_2 \cdot z_1 + 0,0654 \cdot x_2 \cdot u_{12} - \\ & - 0,00252 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \end{aligned} \quad (1)$$

- лінія 2

$$x_1 = 0,4192 + 0,839 \cdot x_2 + 0,0606 \cdot z_1 - 0,156 \cdot u_{12} + 0,263 \cdot x_2^2 - 0,0004 \cdot z_1^2 + 0,015 \cdot u_{12}^2 - 0,00054 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,1102 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,00083 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (2)$$

- лінія 3

$$x_1 = 1,189 + 0,117 \cdot x_2 + 0,005 \cdot z_1 - 0,0543 \cdot u_{12} - 0,009 \cdot x_2^2 - 0,00006 \cdot z_1^2 + 0,005 \cdot u_{12}^2 + 0,0013 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,0133 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,000375 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (3)$$

- лінія 4

$$x_1 = 0,1516 - 1,064 \cdot x_2 - 0,03 \cdot z_1 - 0,0935 \cdot u_{12} + 0,174 \cdot x_2^2 + 0,00035 \cdot z_1^2 + 0,0047 \cdot u_{12}^2 - 0,0152 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,0558 \cdot x_2 \cdot u_{12} + 0,0012 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (4)$$

- лінія 5

$$x_1 = 0,179 - 2,798 \cdot x_2 + 0,0011 \cdot z_1 + 0,0681 \cdot u_{12} + 1,958 \cdot x_2^2 + 0,00013 \cdot z_1^2 + 0,0083 \cdot u_{12}^2 - 0,0088 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,162 \cdot x_2 \cdot u_{12} + 0,0005 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (5)$$

- лінія 7

$$-0,0599 \cdot x_2^2 + x_2 \cdot (0,922 + 0,00219 \cdot z_1 + 0,00868 \cdot u_{12}) + 0,507 \cdot z_1 + 0,029 \cdot u_{12} - 0,0001 \cdot z_1^2 - 0,002 \cdot u_{12}^2 + 0,5 \cdot z_1 \cdot u_{12} - 0,151 - a_W / m = 0, \quad (6)$$

- лінія 8

$$x_1 = 0,792 + 0,297 \cdot x_2 - 0,0253 \cdot z_1 - 0,012 \cdot u_{12} + 0,03 \cdot x_2^2 + 0,0003 \cdot z_1^2 + 0,003 \cdot u_{12}^2 + 0,004 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,0536 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,00025 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (7)$$

- лінія 9

$$x_1 = -0,834 - 0,7662 \cdot x_2 + 0,0953 \cdot z_1 + 0,227 \cdot u_{12} - 0,114 \cdot x_2^2 - 0,00103 \cdot z_1^2 - 0,0159 \cdot u_{12}^2 + 0,0116 \cdot x_2 \cdot z_1 + 0,0774 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,00293 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (8)$$

- лінія 10

$$x_1 = -0,491 - 0,991 \cdot x_2 + 0,0513 \cdot z_1 + 0,0767 \cdot u_{12} - 0,195 \cdot x_2^2 + 0,00008 \cdot z_1^2 + 0,0065 \cdot u_{12}^2 + 0,0158 \cdot x_2 \cdot z_1 + 0,103 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,0039 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (9)$$

- лінія 11

$$x_1 = -1,847 - 1,363 \cdot x_2 + 0,0966 \cdot z_1 + 0,355 \cdot u_{12} - 0,19 \cdot x_2^2 - 0,001 \cdot z_1^2 - 0,0252 \cdot u_{12}^2 + 0,0215 \cdot x_2 \cdot z_1 + 0,137 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,00473 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (10)$$

- лінія 12

$$x_1 = 0,695 + 0,989 \cdot x_2 + 0,0304 \cdot z_1 - 0,273 \cdot u_{12} + 0,298 \cdot x_2^2 - 0,00002 \cdot z_1^2 + 0,026 \cdot u_{12}^2 - 0,006 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,1427 \cdot x_2 \cdot u_{12} + 0,00088 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (11)$$

- лінія 13

$$x_1 = 1,095 - 0,113 \cdot x_2 - 0,0108 \cdot z_1 - 0,109 \cdot u_{12} - 0,61 \cdot x_2^2 - 0,00079 \cdot z_1^2 - 0,0097 \cdot u_{12}^2 + 0,0615 \cdot x_2 \cdot z_1 + 0,258 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,0185 \cdot z_1 \cdot u_{12}, \quad (12)$$

- лінія 14

$$x_1 = 0,835 - 0,0958 \cdot x_2 + 0,0164 \cdot z_1 + 0,0025 \cdot u_{12} - 0,26 \cdot x_2^2 - 0,00046 \cdot z_1^2 - 0,0026 \cdot u_{12}^2 + 0,024 \cdot x_2 \cdot z_1 + 0,0904 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,00835 \cdot z_1 \cdot u_{12}. \quad (13)$$

Результати перевірки адекватності математичних моделей (1)–(13) за величиною дисперсії середньоквадратичного відхилення підтвердили можливість їх використання в подальших дослідженнях [8].

Наявність математичних моделей дозволяє отримувати конкретні блокувальні контури для вибору коефіцієнтів x_1^* і x_2^* при оптимізаційному проектуванні ТЗП з різними початковими параметрами.

Практична реалізація наведеного методичного забезпечення розглянута на прикладі рішення задачі вибору коефіцієнтів зміщення шестерні x_1^* і та колеса x_2^* при оптимізаційному проектуванні ТЗП з такими параметрами: $z_1 = 15$; $u_{12} = 4,533$ ($z_2 = 68$); $a_w/m = 42,618$ (відповідають параметрам ТЗП магістрального вантажного тепловозу серії М62 [2]).

На рис. 2 представлений розроблений з використанням математичних залежностей (1)–(13) блокувальний контур $A-B-C-D-E$ (незатінена частина графіка) для чисел зубців $z_1 = 15$ і $z_2 = 68$.

З урахуванням вищевикладеного, точка P , якій відповідають оптимальні величини коефіцієнтів зміщення $x_1^* = 0,57$ і $x_2^* = 0,654$, знайдена в межах контуру на перетинанні ізоліній 7 і 8 (для серійної ТЗП тепловозу М62 коефіцієнти зміщення шестерні $x_{1S} = 0,8$ та колеса $x_{2S} = 0,424$ відповідають точці S на рис. 2).

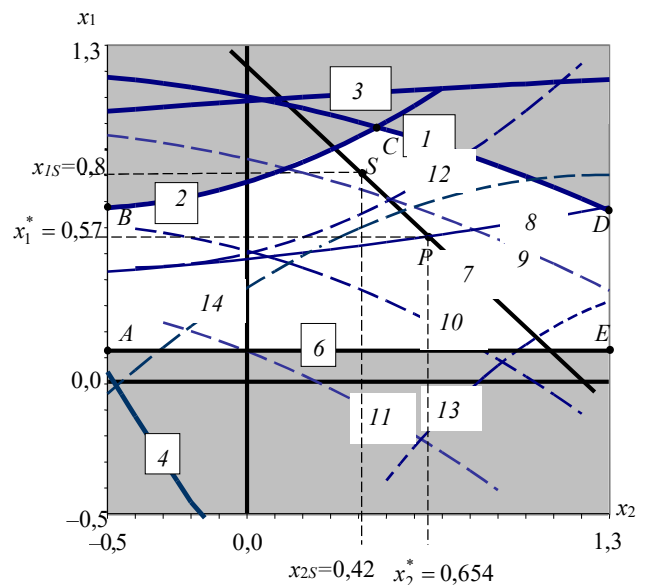


Рис. 2 – Блокувальний контур для вибору коефіцієнтів зміщення x_1^* і x_2^* при оптимізаційному проектуванні ТЗП: $z_1 = 15$ і $z_2 = 68$ ($u_{12} = 4,533$), $a_w/m = 42,618$

Нижче представлені результати розрахунків величин контрольованих параметрів ТЗП для двох варіантів сполучень величин коефіцієнтів зміщення шестерні та колеса (варіант 1 – відповідає точці S на графіку, варіант 2 – точці P).

Варіант 1 – $a_w/m = 42,618$; $S_{a1}/m = 0,32$; $S_{a2}/m = 0,82$; інтерференція зубців шестерні та колеса – відсутня; $\varepsilon_\alpha = 1,27$; $\Delta\lambda = 0,56$.

Варіант 2 – $a_w/m = 42,618$; $S_{a1}/m = 0,47$; $S_{a2}/m = 0,78$; інтерференція зубців шестерні та колеса – відсутня; $\varepsilon_\alpha = 1,35$; $\Delta\lambda = 0$.

Видно, що при коефіцієнтах зміщення $x_1^* = 0,57$ і $x_2^* = 0,654$ (варіант 2) досягається вирівнювання максимальних питомих ковзань на ніжках зубців шестерні та колеса (виконання умови $\Delta\lambda = 0$) та збільшення (у порівнянні з варіантом 1) величини торцевого коефіцієнту перекриття ε_α з 1,27 до 1,35 при виконанні всіх граничних умов на проектуванні розглянутої ТЗП. Це відповідає суттєвому поліпшенню характеристик функціонування передачі.

Висновки. Представлені результати свідчать про доцільність виконання процедури вибору коефіцієнтів зміщення шестерні та колеса при оптимізаційному проектуванні ТЗП залізничного рухомого складу на основі раціонального отримання (з використанням запропонованих математичних моделей) і подальшого аналізу відповідних блокувальних контурів. Перспективним напрямком подальшого удосконалення інформативного змісту блокувальних контурів слід вважати відображення на них ізольованих параметрів, що характеризують відповідні показники міцності тягових зубчатих передач, що проектуються [12].

Список літератури

1. Карпов В.М., Никифорок О.І. Стан, проблеми та перспективи оновлення рухомого складу України. *Збірник наукових праць науково-дослідного економічного інституту "Формування ринкових відносин в Україні"*. Київ: НДЕІ. 2012, Вип. 6 (133). С. 160–166.
2. Боднар Б.С., Нечаев Є.Г., Бобир Д.В. *Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: Підручник для ВНЗ залізнич. трансп.* Дніпропетровськ: Ліра ЛТД, 2010. 358 с.
3. Ткачев А.А. Прогнозное проектирование эвольвентных цилиндрических передач. *Интеллектуальные системы в производстве*. Москва, 2011, №2(18). С. 173–178.
4. ГОСТ 16532–70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии. [Срок действия с 1972-01-01]. Изд. офиц. Москва: Издательство стандартов, 1983. 43 с.
5. Болотовская Т.П., Болотовский И.А., Бочаров Г.С. *Справочник по корригированию зубчатых колес*. Свердловск: Mashgiz, 1962. 215 с.
6. Бирюков И.В., Беляев А.И., Рыбников Е.К. *Тяговые передачи электроподвижного состава железных дорог*. Москва: Транспорт, 1986. 256 с.
7. Шацилло А.А. *Тяговый привод электроподвижного состава*. Москва: Транспорт, 1961. 222 с.
8. Киницкий Я.Т. *Теория механизмов и машин. Підручник*. Київ, Наукова думка. 660 с.
9. Дитрих Я. *Проектирование и конструирование: Системный подход*. Москва. Мир, 1981. 496 с.
10. Громов В.І. Дослідження поверхонь відгуку показників міцності тягових зубчатих передач з різним ступенем зносу профілів зу-

бців. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. Харків, 2017. Вип. 168. С. 37–44.

11. Мороз В.І., Братченко О.В., Громов В.І. *Новий спосіб вибору коефіцієнтів зміщення шестерні і колеса циліндричної прямозубої евольвентної зубчастої передачі зовнішнього зацеплення*. Свідчення про реєстрацію авторського права на твір № 50772 від 19.08.2013. Київ: Державна служба інтелектуальної власності України, 2013. 18 с.
12. Громов В.І. Математичні залежності для визначення коефіцієнтів форми зубця при оптимізаційному проектуванні тягових зубчатих передач. *International research and practice conference "Modern methods, innovation and experience of practical application in the field of technical sciences"*: Conference proceedings, December 27–28, 2017. Radom, Izdavniceba "Baltija Publishing", pp. 94–97.

References (transliterated)

1. Karpov V.M., Nikiforuk O.I. Stan, problem ta perspektivi onovlennya ruhomogo skladu Ukrayini [Status, problems and prospects for updating the rolling stock of Ukraine]. *Zbirnik naukovih prats naukovo-doslidnogo ekonomichnogo Institutu "Formuvannya rinkovih vidnosin v Ukraini"*. [Collection of scientific works of the Research-Economic Institute "Formation of market relations in Ukraine"]. Kiev, 2012, issue 6 (133), pp. 160–166.
2. Bodnar B.E., Nechaev E.G., Bobir D.V. *Teoriya ta konstruktivna lokomotiviv. Osnovi proektuvannya* [Theory and construction of locomotives. The basics of designing]. Dnipropetrovsk, Lira LTD Publ., 2010. 358 p.
3. Tkachev A.A. *Prognoznoe proektirovanie evolyventnyh tsilindricheskikh peredach*. [Prognosis planning of involutes of cylindrical transmissions]. The intellectual systems are in a production. Moscow. 2011. issue 2(18), pp. 173–178.
4. ГОСТ 16532–70. *Peredachi zubchatye tsilindricheskie evolyventnye vneshnego zatshepleniya. Raschet geometrii* [State Standard 16532–70. Gears are cylindrical involutes external meshing. Geometry calculation]. Moscow, Standard Publ., 1983. 43 p.
5. Bolotovskaya T.P., Bolotovskiy I.A., Bocharov G.S. *Spravochnik po korrigirovaniyu zubchatykh kolez* [Guide to correcting gears]. Sverdlovsk, Mashgiz Publ., 1962. 215 p.
6. Biryukov I.V., Belyaev A.I., Rybnikov E.K. *Tyagovyye peredachi elektropodvizhnogo sostava zheleznnykh dorog* [Traction transfer of the rolling stock of railways]. Moscow, Transport Publ., 1986. 256 p.
7. Shatsillo A.A. *Tyagovyyi privod elektropodvizhnogo sostava* [Traction drive of an electric rolling stock]. Moscow, Transport Publ., 1961. 222 p.
8. Kinitzkiy Y.T. *Teoriya mehanizmv i mashin. Pidruchnik* [Theory of mechanisms and machines. Textbook.]. Kiev, Naukova dumka Publ. 660 p.
9. Ditrh Y. *Proektirovanie i konstruivovanie: Sistemnyy podhod* [Planning and constructing: approach of Systems]. Moscow, Mir Publ., 1981. 496 p.
10. Gromov V.I. Doslidzhennya poverhon vidguku pokaznikov mitsnosti tyagovykh zubchatykh peredach z riznym stupenem znosu profiliv zubtsiv [Investigation of surfaces of response of indicators of durability of traction gears with different degree of wear of teeth profiles]. *Zbirnik naukovih prats Ukrayinskogo derzhavnogo univrsitetu zallzничного транспорту* [Collection of scientific works of the Ukrainian State University of Railway Transport]. Kharkiv, 2017, issue 168, pp. 37–44.
11. Moroz V.I., Bratchenko O.V., Gromov V.I. *Noviy sposib voboru koefitsientiv zmishchennya shestirni i koleza tsilindrichnoyi pryamozuboyi evolyventnoyi zubchatoyi peredachi zovnishnogo zacheplennya* [A new way of choosing gear shifting ratios and cylindrical straight-toothed gear-driven gears for external engagement]. *Svidotstvo pro reestratsiyu avtorskogo prava na tvir №50772 vid 19.08.2013* [Certificate of registration of copyright in the work No. 50772 dated 19.08.2013]. Kiev, State Service of Intellectual Property of Ukraine, 2013. 18 p.
12. Gromov V.I. Matematichni zalezhnosti dlya viznachennya koefitsientiv formi zubtsya pri optimlzatsiynomu proektuvanni tyagovykh zubchatykh peredach [Mathematical dependencies for determining the coefficients of the shape of the tooth when optimizing the design of traction gears] / *International research and practice conference "Modern methods, innovation and experience of practical application in the field of technical sciences"*: Conference proceedings, December 27–28, 2017. Radom, "Baltija Publishing", pp. 94–97.

Надійшла (received) 11.05.2018

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Мороз Володимир Ілліч (Мороз Владимир Ильич, Moroz Volodymyr Illich) – доктор технічних наук (Dr. habil. of Eng. S.), професор, Український державний університет залізничного транспорту; завідувач кафедри механіки і проектування машин; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2497-3053>; e-mail: moroz@kart.edu.ua
Братченко Олександр Васильович (Братченко Александр Васильевич, Bratchenko Oleksandr Vasylyovych) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), професор, Український державний університет залізничного транспорту, професор кафедри механіки і проектування машин; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7434-2981>; e-mail: bratchenko@kart.edu.ua
Громов Володимир Ігорович (Громов Владимир Игоревич, Gromov Volodymyr Igorovych) – Український державний університет залізничного транспорту, аспірант; м. Харків, Україна; e-mail: eltech@kart.edu.ua