

## ЗАЛІЗНИЧНИЙ ТРАНСПОРТ (273)

---

УДК 621.833:629.423.2

### ОСОБЛИВОСТІ ОПТИМІЗАЦІЙНОГО ПРОЄКТУВАННЯ І ОЦІНЮВАННЯ ТЕХНІЧНОГО РЕСУРСУ ТЯГОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ РУХОМОГО СКЛАДУ ЗАЛІЗНИЦЬ

Д-р техн. наук В. І. Мороз, кандидати техн. наук В. І. Громов, О. А. Логвіненко

### SPECIAL FEATURES OF OPTIMIZATION DESIGN AND EVALUATION OF TECHNICAL RESOURCE FOR TRACTION GEAR TRANSMISSIONS OF RAILWAY ROLLING STOCK

Dr. Sc. (Tech.) V. I. Moroz, PhD (Tech.) V. I. Hromov, PhD (Tech.) O. A. Lohvinenko

DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.205.2023.288831>



***Анотація.** У статті висвітлено особливості оптимізаційного проєктування тягових зубчастих передач рухомого складу залізниць, спрямованого на визначення основних конструктивних параметрів відповідних парних шестерень і зубчастих коліс, при використанні яких досягається збільшення їхнього технічного ресурсу. Наведено рекомендації з формалізованого описання таких досліджень у вигляді відповідних задач багатомірної оптимізації з обмеженнями. Подано результати з оцінювання впливу конструктивних параметрів шестерень і зубчастих коліс тягових зубчастих передач різних серій тепловозів і електропоїздів на їхній технічний ресурс.*

***Ключові слова:** зубчасте колесо, оптимізаційне проєктування, технічний ресурс, тягова зубчаста передача, шестерня.*

***Abstract.** The article highlights the peculiarities of optimization design for traction gear transmissions of railway rolling stock, aimed at determining the main structural parameters of corresponding paired gears and toothed wheels to increase their technical resource. The recommendations provide a formalized description of such investigations in the form of multidimensional optimization problems with constraints. Significant attention is given to the selection peculiarities of main variable parameters, primary criteria (related to reducing wear on tooth contact surfaces), and secondary numerical criteria (corresponding to functional constraints). The displacement coefficients of the gear and toothed wheel are considered as the main variable parameters, with a decisive impact on engagement parameters and characteristics. The main criterion, taking into account the focus on increasing the technical resource, is the minimization of the difference between the maximum coefficients of specific sliding on the feet of the lateral profiles of contacting teeth. Numerical functional constraints correspond to general design conditions for manufacturing and meshing of gear elements. The article elucidates the peculiarities of searching for optimal solutions using available generalized mathematical models that describe changes in the main criterion and existing functional constraints based on selected main variable parameters. It is also recommended to use constructed blocking contours based on these models to define the region of admissible solutions and find the corresponding optimization solution. For each variant of structural parameters of the paired gear and toothed wheel found during optimization design, the article suggests evaluating the respective changes in the technical resource according to the*

provided recommendations. The article presents the results of a comprehensive study of traction gear transmissions in various series of locomotives and electric trains, including assessments of increased technical resource achieved by using paired gears and toothed wheels with specified design parameters obtained through optimization design.

**Keywords:** gear wheel, optimization design, pinion, technical resource, traction gear transmission.

**Вступ.** У сучасних умовах особливого значення набуває надійне функціонування вітчизняних залізниць, здійснення необхідних вантажних і пасажирських перевезень. За оцінками фахівців [1], це потребує негайного проведення відповідних науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт, спрямованих на забезпечення працездатності, надійності, збільшення технічного ресурсу (ТР) основних модулів конструкції тягового і моторвагонного рухомого складу (ТРС і МВРС). До таких модулів належать тягові приводи, у конструкції яких використовуються тягові зубчасті передачі (тягові редуктори) (ТЗП) [2, 3]. Тому одним з актуальних напрямів досліджень є збільшення ТР тягових зубчастих передач сучасного ТРС і МВРС.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** За результатами проведених в Українському державному університеті залізничного транспорту комплексних розрахунково-експериментальних досліджень з підвищення надійності ТЗП сучасного ТРС і МВРС встановлено, що одним з дієвих напрямів збільшення ТР є використання в їхньому складі шестерень (Ш) і зубчастих коліс (ЗК) з визначеними, при відповідному оптимізаційному проектуванні, конструктивними параметрами [4].

Разом із цим розповсюджені відомі [5-8] методи оптимізації проєктованих зубчастих передач (редукторів) не повною мірою враховують конструктивні особливості ТЗП. Переважно вони орієнтовані на виконання критеріальних умов забезпечення мінімальної маси, найменших габаритних розмірів, рівномірності зубців. Значна кількість

досліджень присвячена питанням діагностування технічного стану редукторів [3], а також математичному моделюванню можливих аварійних руйнувань зубців [9, 10]. До того ж при проєктуванні не висвітлюється вплив знайдених параметрів шестерень і зубчастих коліс на особливості побудови їхніх робочих профілів, умов контактування і зношування при нормальній експлуатації передач. Це визначає необхідність розгляду особливостей проведення оптимізаційного проєктування і оцінювання технічного ресурсу тягових зубчастих передач.

**Визначення мети та завдання дослідження.** Метою статті є висвітлення особливостей проведення оптимізаційного проєктування ТЗП, спрямованого на забезпечення їхнього технічного ресурсу. Критеріальною умовою проєктування (як задачі багатомірної оптимізації з обмеженнями) є пошук таких значень конструктивних параметрів Ш і ЗК, за яких досягається найбільший ТР. У загальній постановці це передбачає виконання таких завдань:

- обґрунтування вибору основних змінних – основних конструктивних параметрів Ш і ЗК, що мають визначальний вплив на інші параметри, умови контактування зубців, характеристики зацеплення та величини ТР;
- обґрунтування вибору основного (головного) і вторинних критеріїв (функціональних обмежень);
- обрання технології проведення оптимізаційного пошуку;
- висвітлення особливостей оцінювання технічного ресурсу ТЗП;

- проведення оптимізаційного проєктування ТЗП з впровадженням запропонованих рішень для тепловозів серії М62 і електропоїздів серії ЕР2Р.

**Основна частина дослідження.** Загалом потрібний ресурс ТЗП досягається за рахунок досконалості конструкції Ш та ЗК, що входять до її складу, і визначає необхідність проєктування нових (або модернізованих) тягових зубчастих передач з оптимізованими конструктивними параметрами і характеристиками зачеплення, найкращими умовами взаємодії та механічного зношування контактуючих профілів (бокових поверхонь) зубців. Це може бути досягнуто за рахунок використання відповідного методу оптимізаційного проєктування ТЗП. Для його формалізованого описання і проведення (як задачі умовної багатомірної оптимізації з обмеженнями) використовується відома процедура «згортання» векторного критерію – відповідна цільова функція описує зв'язок обраного головного критерію з обраними керованими змінними, а вторинні критерії ураховуються як відповідні функціональні обмеження.

За результатами проведених довгострокових досліджень з удосконалення конструкції прямозубих евольвентних тягових зубчастих передач [4] встановлено, що в умовах нормальної (безаварійної) експлуатації при заданих конструктивних параметрах ТЗП як складової тягового привода (модуль зубців  $m$ , передаточне відношення  $u_{12}$ , кількість зубців шестерні  $z_1$  і колеса  $z_2$ , міжцентрова відстань  $a_w$ ) основний вплив на формування надійності і довговічності мають параметри і характеристики зачеплення зубців, особливості геометрії робочих профілів та умови їхнього зношування (прояви тертя в зонах ковзання при контакті). При цьому дієвим важелем для удосконалення характеристик зачеплення є відповідні зміни розрахункових коефіцієнтів зміщення

шестерні  $x_1$  і зубчастого колеса  $x_2$ . Тому їх доцільно обирати як основні змінні (при оптимізаційному проєктуванні Ш і ЗК).

Обрані коефіцієнти  $x_1$  та  $x_2$  мають суттєвий вплив на значення важливих конструктивних параметрів і показників зачеплення: міжцентрову відстань  $a_w$ , загострення зубців шестерні  $S_{a1}$  і колеса  $S_{a2}$ , можливість інтерференції з боку зубців Ш і ЗК, підрізання зубців при виготовленні, коефіцієнт торцевого перекриття  $\epsilon_\alpha$ , коефіцієнти питомих ковзань профілів зубців шестерні  $\lambda_1$  та колеса  $\lambda_2$  та ін. Серед них на особливу увагу заслуговує можливість за рахунок зміни коефіцієнтів  $x_1$  та  $x_2$  впливати на умови (інтенсивність) механічного зношування (умови ковзання) активних профілів зубців Ш і ЗК. Це співпадає з напрямом критеріального оцінювання оптимізаційного проєктування ТЗП, передбачає цільове вирівнювання (в ідеалі збіг) максимальних коефіцієнтів ковзання на ніжках зубців  $\lambda_{1max}$  і  $\lambda_{2max}$ . Тому як відповідний головний критерій при оптимізаційному проєктуванні доцільно обрати різницю між цими значеннями

$$\Delta\lambda = |\lambda_{1max}| - |\lambda_{2max}|.$$

Наведені вище інші показники (у ранзі вторинних критеріїв) розглядаються як функціональні обмеження  $\Phi_i$  і в сукупності формують область допустимих рішень  $D_x$  для оптимізаційного пошуку найкращих (за головним критерієм

$\Delta\lambda(x_1, x_2)$ ) значень коефіцієнтів  $x_1^*$  і  $x_2^*$ .

До основних з них належать:

- $\Phi_1$  – вимога забезпечення заданої міжосьової відстані та радіального зазора ( $a_w/m, c/m = 0,25$ );
- $\Phi_2, \Phi_3$  – відсутність загострення вершин зубців Ш і ЗК ( $S_{a1,2}/m \geq 0,25$ );

-  $\varphi_4$  – забезпечення безперервного зачеплення з найбільш можливим коефіцієнтом перекриття ( $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ );

-  $\varphi_5, \varphi_6$  – відсутність інтерференції з боку Ш або ЗК ( $\rho_{1,2} \leq \rho_{int}$ );

-  $\varphi_7$  – відсутність підрізання ніжок зубців шестерні при виготовленні інструментальною рейкою ( $x_1 \geq 1 - 0,0585 \cdot z_1$ ).

З урахуванням розглянутого задача відповідного оптимізаційного проектування може бути подана як

$$\Delta\lambda(x_1, x_2) \rightarrow \min, \quad (1)$$

$$x_1, x_2 \in D_x.$$

Слід зазначити, що в теоретичному плані при обраних головному критерію і функціональних обмеженнях така задача може бути подана як мінімізація узагальненої функції оптимізації  $\Phi$ , що пов'язує цільову функцію за головним критерієм  $\Delta\lambda(x_1, x_2)$  і функціональні обмеження  $\varphi_i$  (формується і досліджуються на основі відомих чисельних методів оптимізації). Але при цьому суттєво ускладнюється технологія пошуку оптимальних рішень внаслідок необхідності виконання великої кількості покрокових обчислень конструктивних параметрів і характеристик зачеплення Ш та ЗК з різними коефіцієнтами  $x_1$  і  $x_2$ .

Тому для пошуку оптимізованих значень коефіцієнтів  $x_1^*$  і  $x_2^*$  доцільно використовувати розроблену в Українському державному університеті залізничного транспорту відповідну до формули (1) технологію [11], що передбачає використання отриманих узагальнених математичних моделей (УММ) для описання змін значень головного критерію і функціональних обмежень залежно від коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$ . За їхньою допомогою отримують

відповідні ізолінії для  $\Delta\lambda$  і  $\varphi_i$  (лінії, відповідні їхнім фіксованим значенням, що задаються) в області розглядуваних інтервалів варіювання змінних  $x_1$  ( $x_{1min} \leq x_1 \leq x_{1max}$ ) і  $x_2$  ( $x_{2min} \leq x_2 \leq x_{2max}$ ). При цьому ізолінії функціональних обмежень  $\varphi_2 \dots \varphi_7$  визначають область  $D_x$ , у якій знаходяться ізолінії головного критерію  $\Delta\lambda$  ( $\Delta\lambda = 0$ ) і функціонального обмеження  $\varphi_1$  ( $a_w = a_w / m$ ). Координати точки їхнього перетину відповідають значенням коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$ .

Узагальнена графічна інтерпретація цієї технології показана на рис. 1.

Слід зазначити, що при практичному використанні такої технології для досліджуваних ТЗП передбачається побудова відповідних, аналогічних до рис. 1, комплексних графіків (блокувальних контурів), що, окрім розглянутих, додатково містять ізолінії з різними значеннями контрольованих показників зачеплення, міцності, технологічності [11]. Це забезпечує необхідну інформативність для оперативного прийняття відповідних рішень.

Як видно, використання наведеної технології в дослідженнях різних ТЗП передбачає отримання значної кількості відповідних ізолій для  $\Delta\lambda$  і функціональних обмежень  $\varphi_i$ . Для цього на першому етапі досліджень для кожної з розглядуваних ТЗП були отримані УММ вигляду  $\Delta\lambda(x_1, x_2)$  і  $\varphi_i(x_1, x_2)$ . Але вони були орієнтовані на конкретну ТЗП і потребували додаткового використання процедури визначення відповідних ізолій. Тому для забезпечення універсальності математичних описань у дослідженнях ТЗП і спрощення побудови відповідних ізолій (фіксовані параметри кожної ТЗП визначаються при заданих кількості зубців шестерні  $z_1$  і передаточному відношенні

передачі  $u_{12}$ ) із використанням методів математичного планування експерименту були отримані УММ вигляду  $x_1 = f(x_2, z_1, u_{12})$  для  $\Delta\lambda$  і всіх розглядуваних  $\Phi_i$ . Як приклад нижче

наведено УММ для отримання ізоліній  $\Delta\lambda$  ( $\Delta\lambda = 0$ ) і заданих функціональних обмежень  $\Phi_1$  (задана  $a_w/m$ ) і  $\Phi_4$  ( $\varepsilon_\alpha = 1,2$ ).

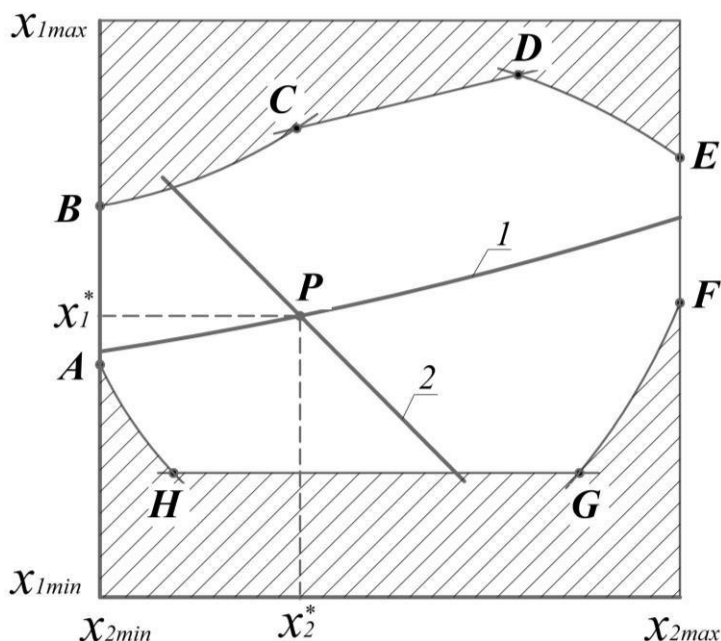


Рис. 1. Узагальнена графічна інтерпретація технології оптимізаційного пошуку:

$AHGFEDCB$  – область допустимих рішень  $D_x$ ;  $1$  – ізолінія  $\Delta\lambda = 0$ ;  
 $2$  – ізолінія  $\Phi_1$  (заданої  $a_w/m$ );  $P$  – шукана точка з координатами  $x_1^*$  і  $x_2^*$ ;

$AH, GF, DC$  – ізолінії заданих функціональних обмежень  $\Phi_5, \Phi_6$ ;

$DC$  – обмеження  $\Phi_4$ ;  $CB$  – обмеження  $\Phi_2$ ;  $HF$  – обмеження  $\Phi_7$

Для ізолінії  $\Delta\lambda$

$$x_1 = 0,792 + 0,297 \cdot x_2 - 0,0253 \cdot z_1 - 0,012 \cdot u_{12} + 0,0315 \cdot x_2^2 + 0,00033 \cdot z_1^2 + 0,00317 \cdot u_{12}^2 + 0,004 \cdot x_2 \cdot z_1 - 0,0536 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,00025 \cdot z_1 \cdot u_{12}. \quad (2)$$

Для ізолінії  $a_w/m$

$$- 0,0599 \cdot x_\Sigma^2 + x_\Sigma \cdot (0,922 + 0,00219 \cdot z_1 + 0,00868 \cdot u_{12}) + 0,507 \cdot z_1 + 0,029 \cdot u_{12} - 0,0001 \cdot z_1^2 - 0,002 \cdot u_{12}^2 + 0,5 \cdot z_1 \cdot u_{12} - 0,151 - a_w/m = 0. \quad (3)$$

Для ізоляції  $\varepsilon_\alpha = 1,2$

$$x_1 = -0,471 - 0,649 \cdot x_2 + 0,0924 \cdot z_1 + 0,187 \cdot u_{12} - 0,104 \cdot x_2^2 - 0,00097 \cdot z_1^2 - 0,0132 \cdot u_{12}^2 + 0,0101 \cdot x_2 \cdot z_1 + 0,0654 \cdot x_2 \cdot u_{12} - 0,00252 \cdot z_1 \cdot u_{12}. \quad (4)$$

Такі УММ, а також особливості їхнього дослідження розглянуті в роботі [11]. Використання цих УММ забезпечує раціональну побудову всіх (не тільки розглянутих, а й, наприклад, для показників міцності) необхідних ізоляцій для кожної з досліджуваних ТЗП.

Знайдені при оптимізаційному проєктуванні значення коефіцієнтів  $x_1^*$  і  $x_2^*$  використовуються при проведенні всіх необхідних розрахунків [5-8] з визначення оптимізованих конструктивних параметрів Ш і ЗК, координат бокових поверхонь зубців, моделювання відповідних характеристик і параметрів їхнього зачеплення. Вони необхідні для оцінювання величини очікуваного технічного ресурсу. При цьому при його визначенні виникає додаткова складність, пов'язана з необхідністю обрання і використання конструктивного параметра для оцінювання зміни бокових профілів зубців Ш і ЗК від початкового до граничного стану.

З урахуванням рекомендацій [12] як такий універсальний показник доцільно використовувати величини постійних хорд зубців шестерні ( $S_{n1}$ ) і колеса ( $S_{n2}$ ). Саме поняття «постійна хорда» пов'язане з виготовленням зубчастих коліс з використанням інструментальної зуборізної рейки (рис. 2). Величина  $S_n$  визначається відстанню між точками дотику профілів зубців і бокових сторін рейки. При цьому величини  $S_n$  для зубчастих коліс з однаковими модулем  $m$  і коефіцієнтом зміщення рейки при виготовленні  $x$  зберігаються постійними. Розрахунки величин постійних хорд Ш і ЗК виконуються за формулою

$$S_{n1,2} = (0,5\pi \cdot \cos^2 \alpha + x_{1,2} \cdot \sin 2\alpha) \cdot m, \quad (5)$$

де  $\alpha$  – кут профілю вихідного контуру рейки.

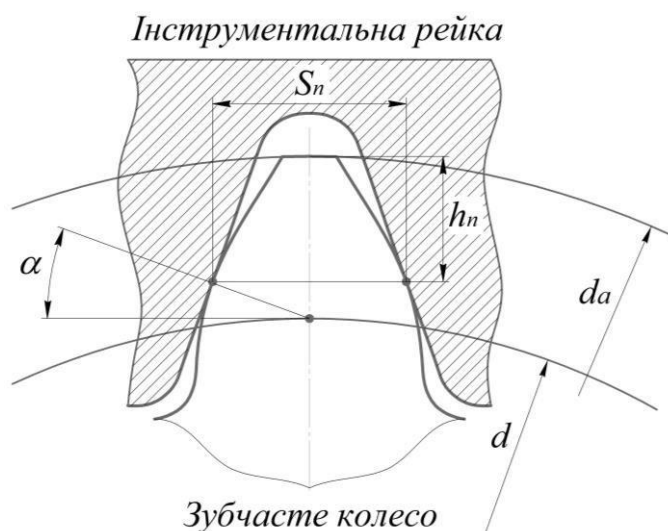


Рис. 2. Схема до визначення постійної хорди:

$S_n$  – постійна хорда зубця;  $h_n$  – відстань до постійної хорди від кола вершин;  
 $\alpha$  – кут профілю вихідного контуру;  $d_a$  – діаметр кола вершин;  $d$  – дільний діаметр

Про доцільність використання розгляданого показника в розрахунках технічного ресурсу ТЗП свідчить його універсальність. На відміну від інших можливих (наприклад величина хорди за ділильним колом), для нього встановлені [12] значення найбільших за граничним станом зносів  $\Delta_{nmax}$  (різниця величин постійних хорд зубців нового і гранично зношеного колеса). Для шестерні  $\Delta_{n1max} = 2,5\text{мм}$  і зубчастого колеса

$\Delta_{n2max} = 3,0\text{мм}$ . Це має важливе значення для проведення розрахунків ТР.

Для оцінювання технічного ресурсу ТЗП з визначеними при оптимізаційному проектуванні конструктивними параметрами як показники ТР розглядаються напрацювання шестерні і зубчастого колеса у вигляді відповідних пробігів локомотива (або моторної секції електропоїзда)  $L_1$  і  $L_2$  від початку експлуатації до виникнення граничних зносів  $\Delta_{n1max}$  і  $\Delta_{n2max}$  [4]:

$$L_1 = \frac{\Delta_{n1max} \cdot f(HRC_1)}{n_{\delta 2} \cdot u_{12} \cdot f(h_m) \cdot f_1(A) \cdot f(\Delta_{n1max})}, \quad (6)$$

$$L_2 = \frac{\Delta_{n2max} \cdot f(HRC_2)}{n_{\delta 2} \cdot f(h_m) \cdot f_2(A) \cdot f(\Delta_{n2max})}, \quad (7)$$

де  $n_{\delta 2}$  – кількість взаємодій зубців колеса з зубцями шестерні за один оберт колісної пари;

$u_{12}$  – передаточне число ТЗП;

$f(HRC_{1,2})$ ,  $f(\Delta_{n1,2max})$ ,  $f(h_m)$ ,  $f(A)$  –

функції, що враховують залежність інтенсивності зносу зубців шестерні та колеса відповідно від початкової твердості робочих поверхонь зубчастих коліс, зростання динамічних навантажень при збільшенні зносів зубців, товщини шару мастила, характеристик абразивних домішок (часток).

Аналіз формул (6) і (7) показав, що оптимізовані за коефіцієнтами  $x_1^*$  і  $x_2^*$  конструктивні параметри (відповідні показники зачеплення і особливості геометрії контактуючих поверхонь зубців Ш і ЗК) мають вплив на складові  $f_{1,2}(\Delta_{n1,2max})$  і  $f_{1,2}(h_m)$ . Тому для розрахування їх використовуються відповідні математичні моделі, у яких ураховуються знайдені при оптимізаційному проектуванні коефіцієнти динамічної навантаженості в зачепленні, нерівномірності її розподілу за довжиною контактної

лінії, відповідні діючі сили, швидкості кочення та ковзання в розрахунковій точці контакту зубців, приведені радіуси кривизни в цій точці та ін.

З урахуванням розглянутих у статті особливостей і наведених рекомендацій було проведено оптимізаційне проектування тягової зубчастої передачі (на можливість заміни експлуатованих серійних ТЗП) магістральних вантажних тепловозів серії М62 [2]. Початкові дані для проектування (відповідність ТЗП тепловозів М62, що знаходяться в експлуатації) подані в табл. 1.

При проведенні оптимізаційного проектування відповідно до формули (1) були обрані основні змінні, головний критерій і функціональні обмеження. Побудовано (аналогічно рис. 1) відповідний блокувальний контур (розгорнуто поданий у роботі [11]), який підтвердив, що основні конструктивні показники Ш і ЗК серійної ТЗП відповідають (при заданих  $m$ ,  $u_{12}$ ,  $z_1$ ,  $z_2$ ) коефіцієнтам  $x_1 = 0,8$  і  $x_2 = 0,24$ , але точка  $K$  з такими

координатами знаходиться на ізолінії  $a_w / m = 46,88$  значно вище ізолінії  $\Delta\lambda = 0$ . Це обґрунтовує доцільність обрання коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$  за положенням точки перетину цих ізоліній – точки  $P$  ( $x_1^* = 0,57$  і  $x_2^* = 0,654$ ).

У межах дослідження були проведені розрахунки всіх конструктивних параметрів Ш і ЗК за двома варіантами – варіант 1 ( $x_1 = 0,8$ ,  $x_2 = 0,424$ ), варіант 2 ( $x_1 = 0,57$ ,  $x_2 = 0,654$ ). Отримані результати наведені в табл. 2.

Таблиця 1

Основні параметри ТЗП тепловозів М62

| Параметр ТЗП<br>(модуль конструкції тепловоза)            | М62<br>(2ТЕ10Л) |
|---|-----------------|
| 1   | 2               |
| Модуль зубців $m$ , мм                                    | 10              |
| Передаточне число $u_{12}$                                | 4,53            |
| Кількість зубців шестерні $z_1$                           | 15              |
| Кількість зубців колеса $z_2$                             | 68              |
| Коефіцієнт зміщення шестерні $x_1$                        | 0,8             |
| Коефіцієнт зміщення колеса $x_2$                          | 0,424           |
| Міжцентрова відстань (централь) $a_w$ , мм                | 468,802         |
| Робоча ширина зубчастих коліс $b_w$ , мм                  | 140             |
| Матеріал шестерні   | сталь 20ХН3А    |
| Матеріал вінця колеса                                     | сталь 45ХН      |
| Швидкість тепловоза на тривалому режимі $v_{mp}$ , км/год | 20              |
| Сила тяги тепловоза для тривалого режиму $F_{Kmp}$ , Н    | 196000          |

Таблиця 2

Результати розрахунку конструктивних параметрів ТЗП

| Параметр (показник), позначення            | Величина  |           |
|--|-----------|-----------|
|  | Варіант 1 | Варіант 2 |
| 1  | 2         | 3         |
| Кут вихідного контуру $\alpha$ , град      | 20        | 20        |
| Коефіцієнт радіального зазора $c^*$        | 0,25      | 0,25      |
| Коефіцієнт висоти головки зубця $h^*$      | 1         | 1         |
| Кут зачеплення $\alpha_w$ , град           | 23,79     | 23,79     |
| Міжцентрова відстань $a_w$ , мм            | 468,802   | 468,802   |
| Ділильний діаметр кола шестерні $d_1$ , мм | 165       | 165       |
| Основний діаметр шестерні $d_{b1}$ , мм    | 155,05    | 155,05    |
| Початковий діаметр шестерні $d_{w1}$ , мм  | 169,45    | 169,45    |



Продовження табл. 2

| 1  | 2      | 3      |
|--|--------|--------|
| Діаметр западин шестерні $d_{f1}$ , мм   | 155,1  | 150,04 |
| Діаметр вершин шестерні $d_{a1}$ , мм  | 202,28 | 197,22 |
| Ділильний діаметр колеса $d_2$ , мм  | 748    | 748    |
| Основний діаметр колеса $d_{b2}$ , мм  | 702,89 | 702,89 |
| Діаметр початкового кола колеса $d_{w2}$ , мм  | 768,16 | 768,16 |
| Діаметр кола западин колеса $d_{f2}$ , мм  | 729,83 | 734,88 |
| Діаметр кола вершин колеса $d_{a2}$ , мм   | 777,01 | 782,06 |
| Ділильний крок $p$ , мм  | 34,558 | 34,558 |
| Постійна хорда шестерні $S_{n1}$ , мм  | 20,91  | 19,29  |
| Висота (від вершин) до постійної хорди шестерні $h_{n1}$ , мм                            | 14,83  | 12,6   |
| Постійна хорда колеса $S_{n2}$ , мм  | 18,26  | 19,88  |
| Висота (від вершин) до постійної хорди колеса $h_{n2}$ , мм                              | 11,18  | 13,41  |
| Різниця максимальних питомих ковзань на ніжках зубців шестерні та колеса $\Delta\lambda$ | 0,818  | 0,001  |
| Товщина зубця шестерні на поверхні вершин $S_{a1}$ , мм                                  | 3,635  | 5,4    |
| Товщина зубця колеса на поверхні вершин $S_{a2}$ , мм                                    | 9,08   | 8,65   |
| Торцевий коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\alpha$                                      | 1,276  | 1,333  |

З табл. 2 видно, що у варіанті 2 з оптимізованими значеннями конструктивних параметрів при дотриманні всіх початкових умов на проектування ТЗП забезпечується значне поліпшення (порівняно з варіантом 1) характеристик зачеплення. Виконується умова зменшення інтенсивності зношування активних профілів зубців Ш і ЗК (досягається  $\Delta\lambda = 0,001$ ), збільшується величина торцевого коефіцієнта перекриття,

позитивно змінюється геометрія робочих профілів зубців (у тому числі товщина зубців шестерні за колом вершин дорівнює  $S_{a1} = 5,4$  мм).

З використанням наведених у табл. 2 значень серійних і оптимізованих конструктивних параметрів були виконані розрахунки з визначення відповідних показників міцності і очікуваних ресурсів Ш і ЗК досліджуваних ТЗП. Їхні основні результати подано в табл. 3.

Таблиця 3

Результати оцінювання показників технічного ресурсу ТЗП

| Показник  | ТЗП тепловоза М62 |                      |
|---|-------------------|----------------------|
|   | Серійний параметр | Оптимальний параметр |
| 1   | 2                 | 3                    |
| Допустимі напруження згину шестерні $\sigma_{FP1}$ , МПа              | 385               | 385                  |
| Розрахункове напруження зубців шестерні при згині $\sigma_{F1}$ , МПа | 293               | 304                  |

| 1   | 2   | 3   |
|---|-----|-----|
| Допустимі напруження згину колеса $\sigma_{FP2}$ , МПа  | 280 | 280 |
| Розрахункове напруження зубців колеса при згині $\sigma_{F2}$ , МПа   | 239 | 228 |
| Допустимі контактні напруження ТЗП, що не викликають небезпечної контактної втомленості матеріалу $\sigma_{HP}$ , МПа | 935 | 935 |
| Розрахункове контактне напруження в полюсі зачеплення ТЗП $\sigma_H$ , МПа  | 866 | 855 |
| Очікуваний пробіг шестерні до граничного зносу за постійною хордою $L_1$ , тис. км                                    | 440 | 520 |
| Очікуваний пробіг колеса до граничного зносу за постійною хордою $L_2$ , тис. км                                      | 740 | 890 |

Аналіз отриманих результатів показав, що за рахунок використання Ш і ЗК з оптимізованими конструктивними параметрами при виконанні всіх умов на проектування може бути досягнуто суттєве

(до 20 %) збільшення технічного ресурсу шестерні і зубчастого колеса ТЗП тепловозів серії М62.

**Висновки.** Обґрунтований вибір основних конструктивних параметрів Ш і ЗК, головного критерію та функціональних обмежень, а також обрана технологія проведення оптимізаційного дослідження дали змогу здійснити пошук таких значень конструктивних параметрів Ш і ЗК, за яких досягається найбільший ТР тягових зубчастих передач ТРС і МВРС.

Встановлено, що одним з дієвих напрямів підвищення технічного ресурсу ТЗП є використання відповідних шестерень і зубчастих коліс з визначеними при оптимізаційному проектуванні конструктивними параметрами.

З урахуванням визначального впливу коефіцієнтів зміщення при виготовленні шестерні  $x_1$  і зубчастого колеса  $x_2$  на координати бокових профілів зубців, показники і характеристики їхнього зачеплення, умови контактування та

інтенсивність зношування від стирання до головної задачі оптимізаційного проектування слід віднести визначення оптимізованих значень  $x_1^*$  і  $x_2^*$  з умовою (1) мінімізації величини  $\Delta\lambda$  (різниці найбільших коефіцієнтів ковзання на ніжках зубців Ш і ЗК).

Важливою складовою оптимізаційного проектування тягових зубчастих передач є оцінювання впливу визначених при знайдених величинах  $x_1^*$  і  $x_2^*$  конструктивних параметрів на формування технічного ресурсу ТЗП. При цьому як контрольовані конструктивні параметри, за змінами яких оцінюються рівні зношування, доцільно розглядати величини постійних хорд зубців Ш і ЗК (визначаються за формулою (6)). Тоді як показники технічного ресурсу можуть розглядатися напрацювання (від початку експлуатації до виникнення граничних зносів) шестерні ( $L_1$ ) і зубчастого колеса ( $L_2$ ) у вигляді відповідних пробігів локомотива або моторної секції електропоїзда (визначаються за формулами (6) і (7)).

Подані в статті результати оптимізаційного проектування ТЗП для тепловозів серії М62 свідчать про

доцільність використання запропонованих рішень і наведених рекомендацій у дослідженнях, спрямованих на збільшення

технічного ресурсу ТЗП сучасного ТРС і МВРС [4].

### Список використаних джерел

1. Панченко С. В., Балака Є. І., Панченко В. В., Резуненко М. Є. Еволюція транспорту та сучасна проблема української залізниці. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. Харків: УкрДУЗТ, 2022. Вип. 199. С. 89-98. DOI: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.199.2022.258816>.
2. Боднар Б. Є., Нечаєв Є. Г., Бобир Д. В. Теорія та конструкція локомотивів. Основи проектування: підруч. для ВНЗ залізнич. трансп. Дніпропетровськ: Ліра ЛТД, 2010. 358 с.
3. Михалків С. В., Бульба В. І., Ходаківський А. М. Виділення бічних смуг на спектрах потужності вібрації тягових редукторів електропоїздів. *Збірник наукових праць Українського державного університету залізничного транспорту*. Харків: УкрДУЗТ, 2018. Вип. 179. С. 26-39. doi: <https://doi.org/10.18664/1994-7852.179.2018.147711>.
4. Мороз В. І., Громов В. І., Логвіненко О. А. Україна, Харків. Збільшення технічного ресурсу тягових зубчатих передач рухомого складу залізниць. *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доп. XXXI Міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD-2023, 17-20 травня 2023 р.* Харків: НТУ «ХПІ», 2023. С. 242.
5. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. Київ: Видавництво «Наукова думка», 2002. 660 с.
6. Курмаз Л. В. Основи конструювання деталей машин: навч. посіб. Харків: Видавництво «Підручник НТУ ХПІ», 2010. 532 с.
7. Деталі машин. Розрахунок та конструювання: підручник / Г. В. Архангельський, М. С. Воробйов, В. С. Гапонов та ін. Київ: Талком, 2014. 684 с.
8. Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навч. посіб. для студ. машинобуд. спец. усіх форм навч. Харків: НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.
9. Omar D. Mohammed, Matti Rantatalo. Gear fault models and dynamics-based modelling for gear fault detection. *Engineering Failure Analysis*. Vol. 117. 2020. P. 114-134. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104798>.
10. Hui Ma, Jin Zeng, Ranjiao Feng, Xu Pang Wen. Review on dynamics of cracked gear systems *Engineering Failure Analysis*. Vol. 55. 2015. P. 224-245. URL: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.06.004>.
11. Мороз В. І., Братченко О. В., Громов В. І. Особливості вибору коефіцієнтів зміщення шестерні та колеса при оптимізаційному проектуванні тягових зубчастих передач. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: *Машинознавство та САПР*. Харків: НТУ(ХПІ), 2018. № 25 (1301). С. 107-110.
12. Братченко О. В., Громов В. І. Особливості експериментального визначення ступенів зносу тягових зубчастих передач моторвагонного рухомого складу. *Вчені записки Таврійського національного університету імені В. І. Вернадського*. Серія «Технічні науки». Київ, 2018. Т. 29 (68). № 2. С. 295-298.

---

Мороз Володимир Ілліч, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри механіки і проектування машин, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна. ORCID iD: 0000-0003-2497-3053. Тел.: +380577301051. E-mail: morozvi1294@gmail.com.

---

Громов Володимир Ігорович, кандидат технічних наук, старший викладач кафедри електроенергетики, електротехніки та електромеханіки, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна. E-mail: gromovv038@gmail.com.

Логвіненко Олександр Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент кафедри механіки і проектування машин, Український державний університет залізничного транспорту, м. Харків, Україна. ORCID iD: 0000-0002-5731-7995. E-mail: logvinenko.mpm@gmail.com.

Moroz Volodymyr, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Department of Mechanics and Machine Design, Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine. ORCID iD: 0000-0003-2497-3053. Tel.: +380577301051. E-mail: morozvi1294@gmail.com.

Hromov Volodymyr, Candidate of Technical Sciences, Senior lecturer, Department of Power Engineering, Electrical Engineering and Electromechanics, Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine. E-mail: gromovv038@gmail.com.

Lohvinenko Oleksandr, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Department of Mechanics and Machine Design, Ukrainian State University of Railway Transport, Kharkiv, Ukraine. ORCID iD: 0000-0002-5731-7995. E-mail: logvinenko.mpm@gmail.com.

Статтю прийнято 11.09.2023 р.