

УДК 621.85

С. В. АНДРІЄНКО, О. В. УСТИНЕНКО

## ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ЛАНЦЮГОВОЇ ПЕРЕДАЧІ ЗА КРИТЕРІЄМ ЗНОСУ ЗУБЦЯ ЗІРОЧКИ

При експлуатації ланцюгових передач в умовах підвищеної запиленості на перший план виходить проблема прискореного абразивного зносу зубців. Розроблено методику синтезу профілю зубця зірочки на основі побудови Бобільє. Визначено радіуси кривизни профілю, швидкості ковзання та контактні напруження. Проведено моделювання процесу зношування зубця та розроблена методика оцінки ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості.

**Ключові слова:** ланцюгова передача, зірочка, зубець, еволютний профіль, знос.

При эксплуатации цепных передач в условиях повышенной запыленности на первый план выходит проблема ускоренного абразивного износа зубьев. Разработана методика синтеза профиля зуба звездочки на основе построения Бобилье. Определены радиусы кривизны профиля, скорости скольжения и контактные напряжения. Проведено моделирование процесса износа зуба и разработана методика оценки ресурса цепной передачи по критерию его износостойкости.

**Ключевые слова:** цепная передача, звездочка, зуб, эволютный профиль, износ.

When using chain drives in dusty conditions, and for sprockets of the drive wheels for tracked vehicles, to the forefront the problem of accelerated abrasive wear of working teeth profiles. It is proposed to solve this problem using evolute chain mesh, which can ensure the reduction of sliding velocities and contact pressure. A method for the synthesis of tooth form by constructing Bobillier. The solution of the differential equation that describes the profile, obtained numerically by the Runge-Kutta method. Approximation of the profile with the help of a third-order Bezier curve was made. The methods are developed: determining sliding velocities in the chain engagement; calculating the curvature radius of the tooth profile based on differentiating the Bezier curve; determination of contact stress by H. Hertz formula. Mathematical model of the sprocket tooth wear is developed. Method of evaluation of the resource chain drive on the criterion of wear resistance of the tooth profile is proposed.

**Keywords:** chain drive, sprocket, tooth, evolute profile, wear.

**Вступ.** Загальновідомо, що головною причиною виходу із експлуатації ланцюгових втулково-роликкових передач є абразивний знос шарнірів ланцюга [1]. Однак у багатьох випадках на перший план виходить проблема прискореного абразивного зносу робочих профілів зубців зірочок. До таких випадків відносяться:

1. Передачі із втулковими ланцюгами без роликів, які часто застосовуються в автомобілебудуванні з метою економії маси.

2. Зірочки ведучих коліс гусеничної техніки [2] (по своїй геометрії та кінематиці аналогічні ланцюговій втулковій передачі).

3. Також прискорений знос зірочок часто зустрічається в передачах сільськогосподарського та гірничого машинобудування, працюючих в умовах підвищеної запиленості [3], проте для них він зазвичай не є лімітуючим фактором навантажувальної здатності.

Тому розробка нових профілів зубців зірочок та ведучих коліс, що забезпечують зменшення прослизання втулки (чи цівки для гусеничного рушія) та дослідження їх зносостійкості є актуальною науково-практичною задачею сучасного машинобудування, тому що її розв'язування забезпечує підвищення здатності та довговічності ланцюгових передач і гусеничного рушія.

**Постановка задачі.** Як відомо, інтенсивність зносу зубців залежить не тільки від змашування, шорсткості поверхонь та швидкості їх відносного прослизання, але і від рівня контактних напружень в зачепленні, який можна знизити збільшенням приведенного радіусу кривизни профілів  $\rho_H$ . Основний спосіб збільшення  $\rho_H$  без росту габаритів передачі полягає в застосуванні зачеплення із опукло-увігнутим контактом. Одним з перспективних шляхів рішення цієї задачі є застосування так званого еволютного зачеплення. Це сімейство профілів для зубчастих та ланцюгових передач із опукло-увігнутим контактом, що розроблене українським вченим А. І. Павловим [4]. Його синтез базується на побудові Бобільє [5], що полягає в заміні зубчастого

або ланцюгового зачеплення чотириланковим шарнірно-важільним механізмом. Регулюючи геометричні розміри механізму, можна синтезувати зачеплення із різними геометро-кінематичними показниками, що безпосередньо впливають на контактну міцність та зносостійкість. В першу чергу це приведений радіус кривизни  $\rho_H$  та швидкість відносного ковзання профілів зубців  $\lambda$ .

**Мета роботи** – забезпечити підвищення працездатності (насамперед ресурсу) ланцюгових втулково-роликкових передач за критеріями зносостійкості зубців зірочок шляхом вибору раціональних параметрів профілю на основі теорії еволютного зачеплення. Для досягнення цієї мети необхідно вирішити наступні задачі:

1. Виконати синтез геометрії ланцюгового зачеплення на основі побудови Бобільє.

2. Визначити геометро-кінематичні характеристики ланцюгового зачеплення, що впливають на його міцність та зносостійкість.

3. Визначити контактні напруження в ланцюговому зачепленні.

4. Провести моделювання процесу зносу зубця зірочки.

5. Оцінити ресурс ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості профілю зуба.

6. Виявити вплив геометричних параметрів еволютного зубця на його знос та визначити їх раціональні значення, що забезпечують підвищення зносостійкості.

Об'єднаємо усі ці задачі в єдину комплексну методику аналізу та підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу профіля зубця зірочки. Вона є універсальною – може бути застосована для синтезу та аналізу ланцюгового зачеплення із будь-яким профілем зубця зірочки. Для більшої наочності представимо цю методику у вигляді алгоритму, зображеного на рис. 1.

Далі детально розглянемо основні етапи цього алгоритму. Відмітимо, що усі дослідження та розрахунки виконуються для передач із втулковими ланцюгами без роликів, як найбільш схильних до зносу зубців.



Рис. 1 – Алгоритм методики аналізу та підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу профілю зубця

**1. Математичне моделювання еволютного профілю зубця зірочки.** На основі побудови Бобільє для ланцюгового зачеплення в роботах [6, 7] отримано наступне звичайне диференціальне рівняння (ОДУ) 2-го порядку, що описує профіль еволютного зубця, який зачіпляється із цевкою або втулкою:

$$\frac{1 + y_0'^2}{y_0''} = \frac{x_0}{y_0'} + \frac{r_0 k f}{(r_0 f - k)(1 - A y_0')}, \quad (1)$$

де  $x_0, y_0$  – координати точок профілю зуба зірочки в системі координат, центр якої співпадає із полюсом зачеплення  $P$ , а вісь  $x_0$  є дотичною до ділильного кола радіусом  $r_0$  (рис. 2);  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання в зачепленні;  $k = h \cdot \sin \alpha_0$  – так званий коефіцієнт різновиду еволютного зачеплення [4] (один з найважливіших параметрів, що дозволяє управляти геометричними характеристиками передачі, що синтезується, тут  $h$  – відстань між полюсом зачеплення та центром обертання шатуну замінюючого механізму;  $\alpha_0$  – кут зачеплення в полюсі);

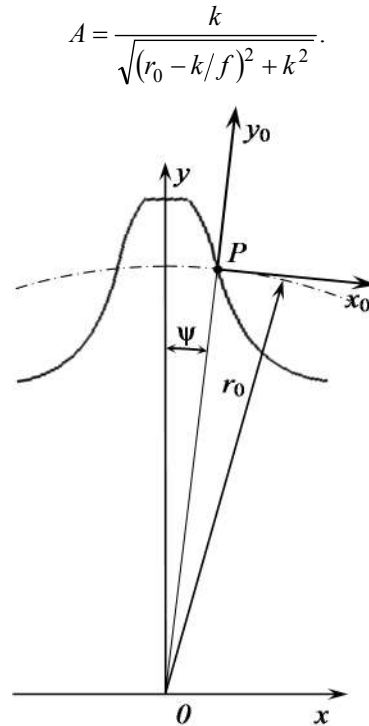


Рис. 2 – Системи координат, застосовані при синтезі профілю зубця зірочки:  $P$  – полюс зачеплення;  $r_0$  – радіус ділильного кола

Для зручності розв'язання запишемо рівняння (1) у формі Коши

$$y_0'' = \frac{y_0' (1 + y_0'^2) (r_0 f - k) (1 - A y_0')}{x_0 (r_0 f - k) (1 - A y_0') + y_0' r_0 k f}, \quad (2)$$

і приведемо його до системи двох рівнянь 1-го порядку,

$$\begin{cases} y_0' = y_1; \\ y_0'' = \frac{y_1 (1 + y_1^2) (r_0 f - k) (1 - A y_1)}{x_0 (r_0 f - k) (1 - A y_1) + y_1 r_0 k f}. \end{cases} \quad (3)$$

В якості початкових умов використаємо проходження кривої, що описує профіль зубця, через полюс  $P$  в початковий момент зачеплення. Значення коефіцієнта різновиду  $k$  вибираються з рекомендацій [8].

Розв'язання диференціального рівняння (2) може бути здійснене двома способами. У роботах [4, 6, 7] запропоновано наближене рішення у вигляді полінома за допомогою програмного комплексу Vissim. Перевагою такого методу є отримання рівняння профілю зубця зірочки в явному вигляді, що дозволяє досить просто профілювати зуборізний інструмент та знаходити ра-

діус кривизни профілю зубця, необхідний для визначення контактних напружень за формулою Герца. Однак апроксимація профілю поліномами високого ступеня (найчастіше 7-го) часто призводить до погіршених профілю та нестійкості рішення.

Тому у роботах [8, 9] запропоновано застосувати розв'язання диференціального рівняння (2) чисельним методом Рунге-Кутта четвертого порядку, як найбільш поширеним у зв'язку з достатньою точністю та відносною простотою. Рішення виконується в системі MathCAD за допомогою вбудованої функції **Rkadapt**, побудованої на методі Рунге-Кутта четвертого порядку із адаптивним підстроюванням кроку інтегрування по необхідній точності рішення,

**Rkadapt**( $y, x_1, x_2, m, F$ ),

де  $y$  – вектор початкових умов розмірності  $n$  ( $n$  – порядок рівняння або число рівнянь в системі);  
 $x_1, x_2$  – початок та кінець інтервалу інтегрування, на якому виконується розв'язання;  
 $m$  – число точок (не рахуючи початкової), в яких виконується розв'язання;  
 $F$  – символічний вектор, що містить праві частини рівнянь.

Як приклад на рис. 3 показано синтезований із застосуванням запропонованої методики профіль зубця зірочки із наступними основними параметрами: число зубців  $z = 20$ ; крок ланцюга  $t = 25,4$  мм; коефіцієнт тертя ковзання  $f = 0,2$ ; коефіцієнт різновиду  $k = -5$ . Профіль побудований в системі координат  $x, y$ , центр якої співпадає із центром обертання колеса, а вісь у співпадає із віссю симетрії зубця (рис. 2). Координати точок профілю розраховуються за формулами:

$$\begin{cases} x_{1j} = r_0 \sin \psi + x_{0j} \cos \psi + y_{0j} \sin \psi; \\ y_{1j} = r_0 \cos \psi - x_{0j} \sin \psi + y_{0j} \cos \psi, \end{cases} \quad (4)$$

де  $\psi$  – центральний кут, що відповідає половині товщини зубця по дузі діляльного кола;  
 $j = 1, 2, \dots, k$ ; тут  $k$  – кількість розрахункових точок профілю, що задається дослідником.

На завершення цього етапу, для зручності визначення швидкостей ковзання та радіусу кривизни профілю в точці контакту на основі чисельного рішення, виконується апроксимація профілю за допомогою кривих Безьє третього порядку. Детально алгоритм апроксимації описаний в [9].

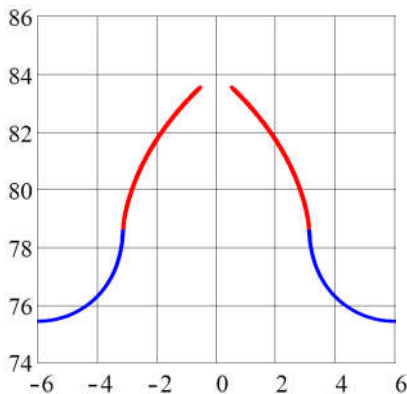


Рис. 3 – Профіль синтезованого зуба зірочки ланцюгової передачі із параметрами: крок ланцюга  $t = 25,4$  мм,  $z = 20$ ,  $k = -5$

**2. Моделювання процесу зношування зубця зірочки.** Спочатку визначимо швидкості ковзання в ланцюговому зачепленні. Швидкості переміщення точки контакту за профілем зубця та втулки  $V_{ty1}$  та  $V_{ty2}$  є швидкостями кочення на відповідних ділянках в межах певного тимчасового інтервалу:

$$V_{ty1i,j} = \frac{\Delta S_1}{\Delta t}; \quad V_{ty2i,j} = \frac{\Delta S_2}{\Delta t},$$

де  $\Delta S_1, \Delta S_2$  – шлях, пройдений точкою контакту за профілем зубця та втулки впродовж часового інтервалу  $\Delta t$ ;

$i$  – номер циклу навантаження (відповідає 1 оберту зірочки).

Фізичний сенс циклу по  $i$  полягає в тому, що після кожного циклу навантаження відбувається деградація (у нашому випадку – знос) профілю, тобто зміна його геометрії, характеристик кінематики та міцності.

Різниця цих швидкостей є абсолютна швидкість ковзання контактуючих профілів,

$$V_{cki,j} = V_{ty1i,j} - V_{ty2i,j}.$$

Для передачі із втулковим ланцюгом без роликів шлях ковзання точки контакту по зубу набагато більше, ніж по втулці. Тому приймаємо

$$V_{cki,j} \approx V_{ty1i,j}; \quad V_{ty2i,j} \approx 0.$$

Значення  $V_{cki,j}$  будемо знаходити по наступній залежності з [10], поклавши  $\omega_1 = 1 \text{ c}^{-1}$ ,  $\omega_2 = 0$ ,

$$V_{cki,j} = PY(\omega_1 + \omega_2) = \sqrt{x_{ii}^2(x_0 = 0) - x_{ii,j}^2(x_{0j}) + y_{ii}^2(x_0 = 0) - y_{ii,j}^2(x_{0j})}. \quad (5)$$

Знаходження радіусу кривизни профілю зубця зірочки  $\rho_{1i,j}$  виконується по відомій формулі диференціальної геометрії [11] диференціюванням рівняння кривої Безьє

$$\rho_{1i,j} = \frac{(x_{ii,j}'^2(\lambda_{i,j}) + y_{ii,j}'^2(\lambda_{i,j}))^{3/2}}{y_{ii,j}''(\lambda_{i,j}) \cdot x_{ii,j}'(\lambda_{i,j}) - x_{ii,j}''(\lambda_{i,j}) \cdot y_{ii,j}'(\lambda_{i,j})}, \quad (6)$$

де  $\lambda_{i,j}$  – поточний параметр кривих Безьє, що змінюється в межах  $0 \leq \lambda_{i,j} \leq 1$  та відповідає  $j$ -й точці кривої [9].

Також ця задача при необхідності може бути вирішена на основі чисельного методу "трьох точок" [12].

Визначення контактних напружень в ланцюговому зачепленні виконується по формулі Г. Герца [13] для початкового дотику пружних тіл по лінії. Залежність для розрахунку контактних напружень  $\sigma_{Hi,j}$ , МПа, в  $j$ -й точці профілю на  $i$ -му циклі навантаження:

$$\sigma_{Hi,j} = 0,418 \sqrt{\frac{F_{ni,j} E_H}{b_w \rho_{Hi,j}}}, \quad (7)$$

де  $\rho_{Hi,j} = (\rho_{1i,j} \cdot \rho_{2i,j}) / (\rho_{2i,j} \pm \rho_{1i,j})$  – приведений радіус кривизни в точці контакту зубця та втулки, тут знак "+" при двоопуклому контакті, а "-" при опукло-увігнутому;

$E_H = 2(E_1 \cdot E_2) / (E_1 + E_2)$  – приведений модуль пружності матеріалів зірочки та втулки;  
 $b_w$  – робоча ширина зубця зірочки;

$F_{ni,j}$  – нормальне зусилля в точці контакту,

$$F_{ni,j} = \frac{2T_i}{d_{ij} \cos \alpha_{ij}} = \frac{T_i}{\sqrt{x_{ij}^2 + y_{ij}^2} \cos \alpha_{ij}}, \quad (8)$$

де  $T_i$  – крутний момент на зірочці, що відповідає  $i$ -му циклу навантаження.

Радіус кривизни профілю зубця  $\rho_{1i,j}$  визначається за залежністю (6), а  $\rho_2 = 0,5d_g = \text{const}$ , де  $d_g$  – діаметр втулки ланцюга.

*Математична модель процесу зношування зубця зірочки.* При її розробці прийняті наступні основні допущення [15]:

- усі зубці однієї зірочки зношуються однаково;
- сумарний знос дотичних тіл в контактній точці розподіляється між ними прямо пропорційне шляху ковзання точки контакту по цих тілах та обернено пропорційне до твердості контактної поверхні;
- сумарний знос в контакті двох контактуючих поверхонь пропорційний питомій потужності, що витрачається на подолання сил тертя.

Врахуємо, що твердість поверхні зубця зазвичай суттєво менша твердості втулки, а шлях ковзання точки контакту по зубцю істотно більший, ніж по втулці. Тоді в першому наближенні застосуємо наступний розподіл спільного зносу  $I_{zi,j}$  профілю зубця ( $I_{z1i,j}$ ) та втулки ( $I_{z2i,j}$ ) в  $j$ -й точці профілю за  $i$ -й цикл навантаження:

$$I_{z1i,j} \approx I_{zi,j}; \quad I_{z2i,j} \approx 0.$$

Запишемо залежність для визначення зносу профілю зубця в  $j$ -й точці профілю за  $i$ -й цикл навантаження по аналогії із запропонованою в [16] для зубчастих передач,

$$I_{zi,j} = i_z \alpha_T \alpha_B P_{zi,j}, \quad (9)$$

де  $i_z = 0,03$  мм/Вт – питома інтенсивність зношування;  $\alpha_T$  – коефіцієнт варіації питомої інтенсивності зношування, що враховує зміну  $i_z$  в процесі експлуатації, визначається експериментально;  $\alpha_B$  – коефіцієнт, що враховує вплив миттєвої температури контакту зубців;  $P_{zi,j}$  – питома потужність сил тертя в контакті при відносному коченні з ковзанням контактуючого зуба та втулки

$$P_{zi,j} = f_{\text{три},j} \cdot \sigma_{Hi,j} \sqrt{K_d \cdot V_{\text{ски},j}}, \quad (10)$$

$K_d$  – коефіцієнт динамічного навантаження;

$V_{\text{ски},j}$  – швидкість ковзання;

$f_{\text{три},j}$  – коефіцієнт тертя в урахуванням ковзання і кочення, визначається за формулою Ю. М. Дроздова [17] з урахуванням вище прийнятого співвідношення швидкостей кочення зубця та втулки:

$$f_{\text{три},j} = \frac{4,5 \cdot 10^{-2} \sigma_{Hi,j}^{0,02} \left[ 10 + \lg \left( \frac{HB \cdot R_{ai}}{E_H \cdot \rho_{Hi,j}} \right) \right]}{\sqrt{0,07} \cdot V_{\text{ски},j}^{0,32}} \leq f_{\text{три},\text{max}}, \quad (11)$$

де  $HB$  та  $R_{ai}$  – твердість за Бринелем та середнє арифметичне значення шорсткості профілю для менш твердого із контактуючих тіл (найчастіше – для зубця);  $v$  – кінематична в'язкість мастила при температурі поверхонь, що вступають у контакт;

$f_{\text{три},\text{max}}$  – максимальне значення коефіцієнта тертя для цих умов, що приймається на основі експериментальних даних.

**3. Методика оцінки ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносостійкості.** Після визначення величини зносу по залежності (9) визначаємо координати точок зношеного профілю  $x_{i+1,j}$ ,  $y_{i+1,j}$ :

$$\begin{cases} x_{i+1,j} = x_{i,j} - I_{zi,j} \cos(\alpha_{i,j} - \psi_i); \\ y_{i+1,j} = y_{i,j} - I_{zi,j} \sin(\alpha_{i,j} - \psi_i). \end{cases} \quad (12)$$

Далі обчислюємо нові значення  $\rho_{Hi+1,j}$ ,  $V_{\text{ски}+1,j}$  та  $\sigma_{Hi+1,j}$ , після чого знаходимо значення зносу на  $i+1$ -му циклі навантаження  $I_{zi+1,j}$ , координати точок зношеного профілю  $x_{i+2,j}$ ,  $y_{i+2,j}$  і так далі. Одночасно на кожному циклі обчислюється сумарний знос профілю зірочки в кожній  $j$ -й точці та шукається максимальна величина зносу за залежностями

$$I_{z\Sigma j} = \sum_i I_{zi,j}; \quad I_{z\text{max}} = \max_{1 \leq j \leq k} I_{z\Sigma j}. \quad (13)$$

Таким чином, ми отримали ітераційний процес, який зупиняється при досягненні величини критичного зносу  $I_{z\text{кр}}$ , тобто при виконанні умови

$$I_{z\text{max}} \geq I_{z\text{кр}}. \quad (14)$$

Тоді ресурс ланцюгової передачі за критерієм зносу профілю зірочки,  $L_h$ , годин,

$$L_h = \frac{N_{\text{ц}}}{60 \cdot n}; \quad (15)$$

де  $N_{\text{ц}}$  – кількість циклів навантаження до досягнення величини критичного зносу  $I_{z\text{кр}}$ ;  $n$  – частота обертання зірочки.

*Функціональний взаємозв'язок між зношуванням та параметрами зачеплення* (в першу чергу, коефіцієнтом  $k$ , кутом зачеплення в полюсі  $\alpha_0$ , кроком ланцюга  $t$  та числом зубців  $z$ ) встановлюється шляхом варіювання цих параметрів на етапі синтезу еволютного профіля. Послідовно проходячи усі етапи алгоритму, ми отримуємо значення ресурсу  $L_h$  по граничному зносу профіля для кожного набору геометричних параметрів при однакових навантаженнях, фізико-механічних властивостях матеріалу та стану поверхні зубця. *Значення параметрів ланцюгового еволютного зачеплення, при яких ресурс  $L_h$  максимальний, будуть раціональними для конкретної передачі.*

Надалі планується узагальнити результати моделювання у вигляді графіків та довідкових таблиць, призначених для інженерних розрахунків. Вони дозволять вибирати раціональні параметри ланцюгового еволютного зачеплення на етапі його проектування.

**Висновки:**

1. Еволютне зачеплення дозволяє підвищити навантажувальну здатність ланцюгових передач за критерієм зносостійкості зубців зірочок.
2. Розроблена методика аналізу та підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу профілю зуба зірочки із еволютним профілем.
3. Методика є достатньо універсальною – вона може бути застосована (за винятком етапу синтезу еволютного профіля) для дослідження зносу зубців зірочок

ланцюгових втулкових передач або гусеничного рушія з будь-яким стандартним та нестандартним профілем.

4. Запропонована методика дозволить призначити раціональні параметри ланцюгового еволютного зацеплення на етапі його проектування.

#### Список літератури

1. Глуценко И. П. Основы проектирования цепных передач с втулочно-роликowymi цепями. – Львов : Изд. Львовского ун-та, 1964. – 226 с.
2. Платонов В. Ф., Леиашвили Г. Р. Гусеничные и колесные транспортно-тяговые машины. – М. : Машиностроение, 1986. – 296 с.
3. Детали машин и основы конструирования / Под ред. М. Н. Ерохина. – М. : КолосС, 2005. – 462 с.
4. Павлов А. И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков : ХНАДУ, 2005. – 100 с.
5. Литвин Ф. Л. Теория зубчатых зацеплений. М. : Наука, 1968. – 584 с.
6. Павлов А. И., Андриенко С. В. Построение рабочей поверхности зубьев звездочки цепной передачи // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Технологии в машиностроении". – Харьков : НТУ "ХПИ", 2003. – Вып. 8, т. 3. – С. 43.
7. Андриенко С. В., Павлов А. И., Устиненко А. В. Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобилье // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків : НТУ "ХПИ", 2013. – № 40 (1013). – С. 5–8.
8. Андриенко С. В., Устиненко А. В., Протасов Р. В. Численное решение задачи синтеза профиля зуба звездочки цепной втулочно-роликовой передачи // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія: Проблеми механічного приводу. – Харків : НТУ "ХПИ", 2014. – № 31 (1074). – С. 10–15.
9. Андриенко С. В., Устиненко А. В., Воронцов Б. С. Численное моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи // Механіка та машинобудування. – 2014. – № 1. – С. 11–17.
10. Протасов Р. В., Устиненко А. В., Кротенко Г. А., Сериков В. И. Исследование скорости скольжения профилей зубьев в эволютных передачах // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія "Проблеми механічного приводу". – Харків : НТУ "ХПИ", 2012. – № 36. – С. 127–131.
11. Смирнов В. И. Курс высшей математики : В пяти томах. – Т. 1. – М. : Наука, 1974. – 479 с.
12. Корн Г., Корн Т. Справочник по математике для научных работников и инженеров : пер. с англ. – М. : Наука, 1974. – 832 с.
13. Ковальский Б. С. Расчет деталей на местное сжатие. – Харьков : Изд-во ХВВКИУ, 1967. – 156 с.
14. Протасов Р. В., Устиненко А. В., Андриенко С. В. и др. Анализ контактного взаимодействия в зубчатых и цепных передачах с эволютным профилем методом конечных элементов // Вісник НТУ "ХПИ": Зб. наук. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – Харків : НТУ "ХПИ", 2015. – № 43 (1152). – С. 69–73.
15. Кузнецова А. В. Підвищення ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими зубцями вибором раціональних параметрів зацеплення: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.02. – Харків, 2014. – 22 с.
16. Оніщенко В. П., Кузнецова А. В. Вплив зносу двоопукло-угнутих зубців конічних передач на параметри зацеплення // Машинознавство: Всеукраїнський щомісячний науково-технічний і виробничий журнал. – Львів, 2011. – № 11–12 (173–174). – С. 15–20.

17. Дроздов Ю. Н. Трение и износ в экстремальных условиях: справочник / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.

#### References (transliterated)

1. Glushhenko I. P. Osnovy proektirovaniya cepnyh peredach s vtulochno-rolikovymi cepjami. – L'vov : Izd. L'vovskogo un-ta, 1964. – 226 p.
2. Platonov V. F., Leishvili G. R. Gusenichnye i kolesnye transportno-tyagovye mashiny. – Moscow : Mashinostroenie, 1986. – 296 p.
3. Detali mashin i osnovy konstruirovaniya / Pod red. M. N. Erohina. – Moscow : KolosS, 2005. – 462 p.
4. Pavlov A. I. Sovremennaja teorija zubchatyh zaceplenij. – Kharkiv : HNADU, 2005. – 100 p.
5. Litvin F. L. Teorija zubchatyh zaceplenij. – Moscow : Nauka, 1968. – 584 p.
6. Pavlov A. I., Andrienko S. V. Postroenie rabochej poverhnosti zub'ev zvezdochki cepnoj peredachi // Vestnik NTU "KhPI": Sb. nauchn. trudov. Tem. vyp. "Tehnologii v mashinostroenii". – Kharkov: NTU "KhPI", 2003. – Vol. 8, t. 3. – P. 43.
7. Andrienko S. V., Pavlov A. I., Ustinenko A. V. Modelirovanie profilja zuba zvezdochki cepnoj peredachi na osnove postroeniya Bobil'e // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija "Problemi mehanichnogo privodu". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2013. – No 40 (1013). – P. 5–8.
8. Andrienko S. V., Ustinenko A. V., Protasov R. V. Chislennoe reshenie zadachi sinteza profilja zuba zvezdochki cepnoj vtulochno-rolikovej peredachi // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija: Problemi mehanichnogo privodu. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2014. – No 31 (1074). – P. 10–15.
9. Andrienko S. V., Ustinenko A. V., Voroncov B. S. Chislennoe modelirovanie profilja zuba zvezdochki cepnoj peredachi // Mehanika ta mashinobuduvannja. – 2014. – No 1. – P. 11–17.
10. Protasov R. V., Ustinenko A. V., Krotenko G. A., Serikov V. I. Issledovanie skorosti skol'zhenija profiljev zub'ev v jevoljutnyh peredachah // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija "Problemi mehanichnogo privodu". – Kharkiv : NTU "KhPI", 2012. – No 36. – P. 127–131.
11. Smirnov V. I. Kurs vysshej matematiki : V pjati tomah. – T. 1. – Moscow : Nauka, 1974. – 479 p.
12. Korn G., Korn T. Spravochnik po matematike dlja nauchnyh rabotnikov i inzhenerov : per. s angl. – Moscow : Nauka, 1974. – 832 p.
13. Koval'skij B. S. Raschet detalej na mestnoe szhatie. – Kharkov : Izd-vo HVVKIU, 1967. – 156 p.
14. Protasov R. V., Ustinenko A. V., Andrienko S. V. i dr. Analiz kontakt-nogo vzaimodejstvija v zubchatyh i cepnyh peredachah s jevoljutnym profilem metodom konechnyh jelementov // Visnik NTU "KhPI": Zb. nauk. prac'. Serija: Transportne mashinobuduvannja. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2015. – No 43 (1152). – P. 69–73.
15. Kuznecova A. V. Pidvishennja resursu konichnih peredach z dvoopuklo-uvvignutimi zubciv viбором racional'nih parametriv zacheplennja : Avto-ref. dis... kand. tehn. nauk: 05.02.02. – Kharkiv, 2014. – 22 p.
16. Onishhenko V. P., Kuznecova A. V. Vpliv znosu dvoopuklo-ugnutih zubciv konichnih peredach na parametri zacheplennja // Mashinoznavstvo: Vseukraїns'kij shhomisjachnij naukovo-tehnichnij i virobничий zhurnal. – L'viv, 2011. – No 11–12 (173–174). – P. 15–20.
17. Drozdov Ju. N. Trenie i iznos v jekstremal'nyh uslovijah: spravochnik / Ju. N. Drozdov, V. G. Pavlov, V. N. Puchkov. – Moscow : Mashinostroenie, 1986. – 224 p.

Надійшла (received) 05.03.2015

#### Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

**Підвищення ресурсу ланцюгової передачі за критерієм зносу зубця зірочки / С. В. Андриенко, О. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПИ", 2016. – № 23 (1195). – С. 3–8. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0791.**

**Повышение ресурса цепной передачи по критерию износа зуба звездочки / С. В. Андриенко, А. В. Устиненко // Вісник НТУ "ХПИ". Серія: Проблеми механічного приводу. – X. : НТУ "ХПИ", 2016. – № 23 (1195). – С. 3–8. – Бібліогр.: 17 назв. – ISSN 2079-0791.**

**Increase the resource of chain drive by the criterion of sprocket tooth wear / S. V. Andrienko, A. V. Ustinenko // Bulletin of NTU "KhPI". Series: Problem of mechanical drive. – Kharkiv : NTU "KhPI", 2016. – No. 23 (1195). – P. 3–8. – Bibliogr.: 17. – ISSN 2079-0791.**

## Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

**Андрієнко Сергій Володимирович** – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, викладач кафедри інженерної та комп'ютерної графіки; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

**Андрієнко Сергей Владимирович** – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, преподаватель кафедры инженерной и компьютерной графики; тел.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

**Andrienko Sergej Vladimirovich** – Kharkov National Automobile and Highway University, Lecturer at the Department of engineering and computer graphics; tel.: (057) 707-37-24; e-mail: andrisergejj@rambler.ru.

**Устиненко Олександр Віталійович** – кандидат технічних наук, доцент, старший науковий співробітник, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", професор кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

**Устиненко Александр Витальевич** – кандидат технических наук, доцент, старший научный сотрудник, Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт", профессор кафедры теории и систем автоматизированного проектирования механизмов и машин"; тел.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

**Ustinenko Aleksandr Vital'evich** – Candidate of Technical Sciences (Ph. D.), Docent, SRF, National Technical University "Kharkiv Polytechnic Institute", Professor at the Department of theory and computer-aided design of mechanisms and machines; tel.: (057) 707-64-78; e-mail: ustin1964@tmm-sapr.org.

УДК 62-23+519.863

**О. В. БОНДАРЕНКО, О. В. УСТИНЕНКО**

### РАЦИОНАЛЬНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧНЫХ ДВОСТУПЕНЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ МЕТОДОМ ПСЕВДОВИПАДКОВОГО ПОИСКА ПРИ ДЕКОЛЬКОХ КРИТЕРИЯХ

Стаття присвячена задачі раціонального проектування широко розповсюджених зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів при декількох критеріях. Розглядаються питання пошуку оптимально-раціональних геометричних параметрів, які задовольняють декільком критеріям якості. Усі складності компоновки та взаємозв'язок параметрів унеможливають їх вибір без використання підходів математичної оптимізації. Використання відомого псевдо-випадкового методу *ЛПт*-пошуку з авторською модифікацією дало змогу уникнути проблем пов'язаних з дискретністю та кількістю параметрів. Для розв'язання вказаної задачі було сформульовано постановку задачі та вказані параметри проектування з обмеженнями, записані критерії та запропоновано підхід переходу від багатокритеріальної до однокритеріальної задачі. Підхід базується на аналізі пробних точок, що отримані при використанні *ЛПт*-пошуку, та подальшій обробці отриманої інформації. Запропоновано підхід переходу від багатьох критеріїв до одного за допомогою введення проектувальником шкали важливості та призначення важливості кожного з критеріїв, і знаходження для кожної пробної точки відносного зміщення бажаного розв'язання, що й пропонується використовувати у якості об'єднуючого критерію.

**Ключові слова:** проектування, редуктор, критерії, цільова функція, раціональні параметри, алгоритм, *ЛПт*-пошук, напруженість.

Статья посвящена задаче рационального проектирования широко распространенных зубчатых цилиндрических двухступенчатых редукторов при нескольких критериях. Рассматриваются вопросы поиска оптимально-рациональных геометрических параметров, которые удовлетворяют нескольким критериям качества. Все сложности компоновки и взаимосвязь параметров делают сложным их выбор, что упрощается при использовании подходов математической оптимизации. Использование известного псевдо-случайного метода *ЛПт*-поиска с авторской модификацией позволило избежать проблем, связанных с дискретностью и количеством параметров. Для решения указанной задачи было сформулировано постановку задачи и указаны параметры проектирования с ограничениями, записанные критерии и предложен подход перехода от многокритериальной к однокритериальной задаче. Подход базируется на анализе пробных точек, полученных при использовании *ЛПт*-поиска, и дальнейшей обработке полученной информации. Предложен подход перехода от многих критериев к одному с помощью введения проектировщиком шкалы важности и назначения важности каждого из критериев, нахождения для каждой пробной точки относительного смещения желаемого решения, что и предлагается использовать в качестве объединяющего критерия.

**Ключевые слова:** проектирование, редуктор, критерии, целевая функция, рациональные параметры, алгоритм, *ЛПт*-поиск, напряженность.

The article is devoted to the problem of rational design of widespread toothed cylindrical gears with multiple criteria. The problems of finding optimal rational geometric parameters that meet several quality criteria. All the complexity of the layout and connection options make impossible their choice without using mathematical optimization approaches. Using the known pseudo-random method *LPt* search author of the modification made to avoid problems associated with discrete and number of parameters. To solve the said problem The problem was formed and the parameters of design limitations, written criteria and approach to the transition from a multicriterion to one-criterion problem. The approach is based on analysis of test points that obtained using *LPt* search, and further processing of the information received. The approach of transition from one to many criteria by introducing designer of the scale and importance of the appointment of the importance of each criterion, and finding for each test point relative displacement desired solution, which is proposed to use as a unifying criterion.

**Keywords:** design, gear, criteria, objective function, rational parameters, algorithm, *LPt* search, tension.

**Вступ. Актуальність задачі.** На сьогоднішній день широке застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, які використовуються для зміни обертового моменту та частоти обертання, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні двоступінчасті редуктори.

Основною проблемою при проектуванні таких ре-

дукторів є необхідність забезпечити рівномірність зубчастих зачеплень з одночасним поліпшенням масогабаритних характеристик. Це досягається обранням конструктивних параметрів та відповідним розподіленням передаточних чисел між ступенями редуктора. Зазвичай, при проектуванні технічних систем інженер стикається з дилемою, бо широкий спектр вимог до виробу

© О. В. Бондаренко, О. В. Устиненко, 2016