

ЦІЛЬОВА ФУНКЦІЯ ТА ЗМІННІ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЄКТУВАННЯ ЕВОЛЬВЕНТНИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ПРЯМОЗУБЦЕВИХ ПЕРЕДАЧ З ПІДВИЩЕНИМ КОЕФІЦІЄНТОМ ПЕРЕКРИТТЯ

С.В. Черельов¹, О.В. Устиненко²

¹ аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проєктування механізмів і машин, НТУ «ХПІ», Харків, Україна

² професор кафедри теорії і систем автоматизованого проєктування механізмів і машин, канд. техн. наук, НТУ «ХПІ», Харків, Україна
ustin1964@gmail.com

Поліпшення масогабаритних характеристик механічних приводів є однією з найбільш актуальних задач сучасного машинобудування. Суттєву частину серед них займають циліндричні зубчасті передачі у вигляді редукторів загального призначення, у складі трансмісій колісних та гусеничних машин, редукторів турбогвинтових авіаційних та газотурбінних корабельних двигунів тощо. Тому підвищення навантажувальної здатності зубчастих передач є актуальною науково-прикладною задачею сучасної науки.

Навантажувальна здатність закритої зубчастої передачі визначається насамперед рівнем контактних напружень у зачепленні. Традиційні евольвентні передачі, поряд із беззаперечними технологічними та експлуатаційними перевагами, мають суттєві недоліки, а саме, двоопуклий контакт зубців (підвищує рівень контактних напружень); безпосередню залежність між радіусом кривизни профіля ρ та радіусом (габаритом) зубчастого колеса r . Тому збільшення радіусів кривизни спряжених профілів зубців, яке веде до зниження контактних напружень, спричиняє зростання розмірів та маси передачі.

На наш час існує декілька шляхів розв'язання цієї задачі. Серед них найбільш поширеним (виключаючи шляхи поліпшення властивостей та підвищення твердості поверхневого шару матеріалів) є застосування зачеплень з опукло-увігнутих контактом зубців [1]. Вони забезпечують суттєве зниження контактних напружень, але мають і недоліки, а саме: технологічні складності виготовлення ріжучого обкатного інструмента; висока чутливість роботи зачеплень до похибок міжосьової відстані.

Також існує інший шлях суттєвого підвищення навантажувальної здатності зубчастих передач за критерієм контактної міцності. Він базується на використанні традиційного евольвентного зачеплення, яке має геометричні параметри, що забезпечують сумарний коефіцієнт перекриття ε_γ більш, ніж 2 [2]. У цьому випадку одна пара зубців передає лише частину потужності. У прямозубцевих передачах з метою досягнення коефіцієнта торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha \geq 2$ рекомендують так зване HCR-зачеплення. У ньому збільшують робочу висоту зубців шляхом застосовування нестандартних вихідних контурів зі збільшеними коефіцієнтами висоти головки та ніжки, а також використовують зменшені кути профілю вихідного контуру, наприклад $14,5^\circ$ [2].

Але ці передачі так і не набули широкого впровадження у світовій промисловості. Одна із причин полягає в тому, що досить не існує чіткої системи призначення параметрів HCR-зачеплень, при яких забезпечується суттєве підвищення їхньої міцності та витривалості у порівнянні з традиційними.

Одним з перспективних напрямів на шляху вирішення цього питання є визначення основних параметрів зачеплення методами математичної оптимізації.

Варіюючи цими параметрами з урахуванням конструктивних, геометричних та технологічних обмежень, ми маємо можливість отримати передачу з мінімальними контактними напруженнями (мінімальні габарити та маса) при виконанні умови $\varepsilon_\alpha \geq 2$. Тому метою дослідження є розробка методів оптимального проектування евольвентних циліндричних прямозубцевих передач за критерієм мінімальних контактних напружень при забезпеченні коефіцієнта торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha \geq 2$.

Метою цієї роботи є побудова цільової функції; визначення змінних проектування; обрання методу розв'язання оптимізаційної задачі.

Критерій оптимальності запропонуємо у наступному вигляді: контактні напруження у полюсі зачеплення повинні приймати мінімально можливе значення при виконанні усіх конструктивних, геометро-кінематичних та технологічних обмежень, насамперед, при забезпеченні коефіцієнта торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha \geq 2$. Тоді запишемо цільову функцію у наступному вигляді:

$$F_\sigma = \sigma_H \rightarrow \min. \quad (1)$$

Розрахунок контактних напружень σ_H , МПа, виконуємо за формулою Г. Герца для випадку початкового дотику тіл по лінії. Врахуємо, що досліджуються передачі із коефіцієнтом торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha \geq 2$. Це означає, що у будь який момент часу має місце двопарне зачеплення, тобто теоретична сумарна довжина контактних ліній завжди не менш, ніж $2b_w$, де b_w – робоча ширина зубчастого вінця. Тоді маємо:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{(F_n K_{H\alpha} E_H) / (b_w \rho_H [\varepsilon_\alpha])}, \quad (2)$$

де $\rho_H = (\rho_1 \cdot \rho_2) / (\rho_2 \pm \rho_1)$ – приведений радіус кривизни в контакті двох поверхонь; E_H – приведений модуль пружності матеріалу; F_n – нормальне зусилля у зачепленні; $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, що враховує розподілення навантаження між зубцями; $[\varepsilon_\alpha]$ – ціла частина ε_α .

На відміну від традиційних передач зі стандартним вихідним контуром, де прийняті однакові коефіцієнти висоти головки зубців шестерні та колеса ($h_{a1}^* = h_{a2}^* = h_a^*$), будемо використовувати так зване різне контурне зачеплення, для якого $h_{a1}^* \neq h_{a2}^*$. У цьому випадку можливо досягнення більших значень ε_α [3].

Змінними проектування обираємо наступні параметри: коефіцієнти висоти головки зубців вихідних контурів шестерні та колеса h_{a1}^* , h_{a2}^* ; кут профілю вихідного контуру α ; коефіцієнт зміщення вихідного контуру шестерні x_1 .

У якості методу розв'язання задачі обрано метод, який добре себе зарекомендував під час оптимізації трансмісій та редукторів [4], а саме зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-послідовності. Метод дає змогу оперувати значною кількістю параметрів – до 51, та забезпечує достатньо велику кількість рівномірно-розподілених пробних точок – до 2^{20} .

Таким чином, виконано початкову постановку оптимізаційної задачі. У подальших дослідженнях планується розробити алгоритми розв'язання задачі, провести перевіірочні розрахунки з метою оцінки отриманих теоретичних результатів, запропонувати варіанти HCR зачеплень із підвищеною навантажувальною здатністю.

Список літератури:

1. *Stephen P. Radzevich*. Theory of Gearing Kinematics, Geometry, and Synthesis. Second Edition: Revised and Expanded. – Boca Raton, Taylor & Francis, CRC Press, 2018. – 898 p.
2. *Dudley's Handbook of Practical Gear Design and Manufacture / Edited by Stephen P. Radzevich*. – CRC Pres, 2022. – 1144 p.
3. *Milan Rackov*. Optimization of HCR Gearing Geometry from Scuffing Point of View. PhD Thesis. – Bratislava, 2014. – 103 p.
4. *O. Ustinenko, O. Bondarenko, I. Klochkov, V. Serykov*. Multi-criteria optimization of tracked vehicle transmissions // Proc. of 6th International BAPT Conference Power Transmissions. 19–22.06.2019. – Varna, 1 (2019). – Pp. 196–199.