

РОЗРАХУНОК ФОРМИ СПРЯЖЕНИХ ПРОФІЛІВ ЗУБЦІВ

При проектуванні та дослідженні нестандартних зубчастих передач та інструменту для їх виготовлення важливою практичною задачею є визначення умов взаємодії спряжених профілів зубців.

Теоретично профіль зубців одного з коліс може бути вибрано довільно, що дає можливість проектувати зубчасте зачеплення з профілями зубців різної геометричної форми. Оптимальний вибір спряжених профілів потребує виконання певних вимог та рекомендацій [1], а саме:

- відповідності спряжених профілів заданій передавальній функції;
- забезпечення максимальної міцності вибраної форми зубців;
- мінімального спрацювання в процесі експлуатації робочих поверхонь зубців;
- технологічності профілів;
- безударності та безшумності при роботі зубчастого зачеплення, легкості його монтажу.

З огляду на дотримання вищезазначених умов кількість форм зубців є достатньо обмеженою. У більшості стандартних зубчастих передач використовуються, як правило, евольвентні профілі зубців. Застосовуються також альтернативні варіанти – передачі з круговим та циклоїдальним профілями. Разом з тим на сьогодні актуальними є також розробки передач із нетрадиційними профілями зубців відповідно до заданої функції передавального відношення, призначення механізму, та діаметральних розмірів коліс [2].

При проектуванні та дослідженні спряжених профілів зубців, окрім функції передавального відношення, задають також форму одного зі спряжених профілів, або рівняння лінії зачеплення.

В основу класичної математичної моделі дослідження геометрії спряжених профілів покладено рівняння зачеплення в диференціальній формі [3]:

$$x + u_{21}(\varphi) \cdot (x - a_w \cdot \cos\varphi) + \frac{dy(x)}{dx} [(y + u_{21}(\varphi) \cdot (y + a_w \cdot \sin\varphi))] = 0, \quad (1)$$

де $y(x)$ – рівняння заданого профілю в рухомій системі координат; x, y – поточні значення координат точок на нормалі, що проходить через точку дотику профілів; $u_{21}(\varphi)$ – функція передавального відношення зачеплення; φ – кут повороту профілю відносно нерухомої системи координат; a_w – міжосьова відстань передачі (рис. 1).

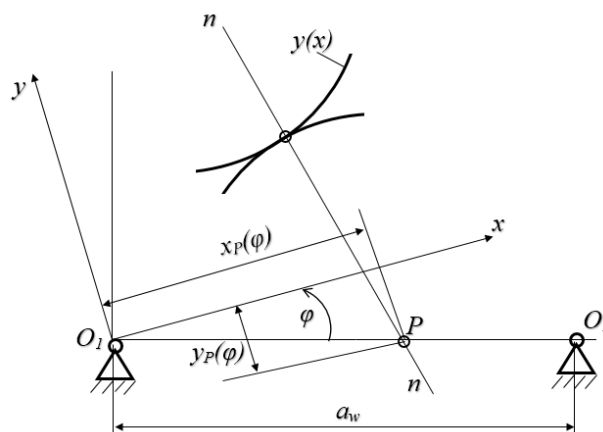


Рис. 1 – Схема зачеплення спряжених профілів

Рівняння (1) розв'язується для декількох окремо обраних точок заданого профілю з урахуванням функції передавального відношення. В результаті для кожної точки профілю з вибраними координатами x, y визначається кут повороту початкової ланки φ , який дозволяє при перетворенні координат визначати положення відповідної точки іншого спряженого профілю. Після визначення координат для декількох точок іншого профілю його функція може бути визначена шляхом дискретної апроксимації.

Метою даної роботи є отримання аналітичного рішення, що виключає необхідність проміжних обчислень для окремо обраних точок одного зі спряжених профілів і наступної апроксимації. Пропонована у роботі методика розрахунку стосується циліндричних зубчастих механізмів із зовнішнім або внутрішнім зачепленням.

Оскільки спільна нормаль проходить через полюс зачеплення – точку P з координатами x_P, y_P , то рівняння (1) можна звести до вигляду (2), враховуючи для змінного передавального відношення функціональні залежності координат $x_P = x_P(\varphi), y_P = y_P(\varphi)$:

$$x_P(\varphi) + u_{21}(\varphi) \cdot (x_P(\varphi) - a_w \cdot \cos\varphi) + \frac{dy(x)}{dx} [(y_P(\varphi) + u_{21}(\varphi) \cdot (y_P(\varphi) + a_w \cdot \sin\varphi)] = 0 \quad (2)$$

В результаті інтегрування (2) отримано функціональну залежність

$$y(x) = \sqrt{2 \cdot x \cdot x_P(\varphi) - x^2 + C + (y_P(\varphi))^2} - y_P(\varphi), \quad (3)$$

де C – константа інтегрування, що визначається з початкових умов.

Аналіз співвідношення (3) показує, що існує множина функцій $y(x)$, які визначають геометрію одного зі спряжених профілів. Для кожної з таких функцій можна встановити відповідну аналітичну залежність $x(\varphi)$, необхідну для визначення геометрії іншого спряженого профілю.

Функції $x_P(\varphi)$ та $y_P(\varphi)$, що входять до складу (3) визначаються через задану міжосьову відстань передачі a_w та функцію передавального відношення $u_{21}(\varphi)$:

$$\begin{aligned} x_P(\varphi) &= a_w \cdot u_{21}(\varphi) \cdot \cos\varphi / u_{21}(\varphi) + 1, \\ y_P(\varphi) &= -a_w \cdot u_{21}(\varphi) \cdot \sin\varphi / u_{21}(\varphi) + 1. \end{aligned}$$

Отримане аналітичне рішення може бути практично реалізовано, оскільки дає можливість вибирати оптимальні варіанти профілів при проектуванні нестандартних зубчастих передач зі змінним передавальним відношенням, а також визначати для вибраних профілів радіуси кривизни, характер відносного ковзання та положення лінії зачеплення.

Перелік посилань

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов. – М.:Наука. Гл. ред. физ-мат. лит. 1988. – 640 с.
2. Балденко Д. Ф. , Балденко Ф. Д. О выборе профиля зубьев механических передач и гидравлических машин. – М.: Журнал «Бурение и нефть» 2019, №3 ISSN: 2072-4799.
3. Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов и др.; Под ред. К. В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.