

П. Носко

Професор, д-р техн. наук

В. Шишов

Професор, д-р техн. наук

О. Рев'якіна

Канд. техн. наук

О. Муховатий

Аспірант

Ю. Скляр

Аспірант

І. Ткач

Аспірант

Східноукраїнський національний
університет імені Володимира Даля,
м. Луганськ

УДК 621.833

ЦИЛІНДРИЧНІ ПЕРЕДАЧІ ВНУТРІШНЬОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ З ПІДВИЩЕНОЮ ЗГИННОЮ МІЦНІСТЮ ЗУБІВ

Викладено теоретичні основи створення циліндричних зубчастих передач внутрішнього зачеплення з підвищеною згинною міцністю зубів. Проведено попередній аналіз інших критеріїв працездатності таких передач.

внутрішнє зачеплення, зовнішнє зачеплення, кут зачеплення, профіль зуба, згинна міцність, контактна міцність

Зубчасті передачі з внутрішнім евольвентним зачепленням широко розповсюджені в планетарних редукторах, у приводах металорізальних верстатів, ковальсько-пресового устаткування, підйомально-транспортних, будівельних та інших машин. Такі передачі мають деякі переваги порівняно з передачами зовнішнього зачеплення, зокрема, підвищені ККД і навантажувальну здатність за умовою контактної міцності робочих поверхонь зубів [1]. Однак найчастіше обмеженням припустимого навантаження у таких передачах є міцність зубів на згин [2]. Тому важливим завданням є підвищення згинної міцності зубів коліс таких передач. Особливо це актуально для планетарних зубчастих передач з малою різницею кількості зубів колеса з внутрішніми та колеса із зовнішніми зубцями, коли їхня контактна міцність істотно більша від згинної [2].

Стаття присвячена основам теорії циліндричних зубчастих передач внутрішнього зачеплення, що дасть можливість створити передачі з підвищеною згинною міцністю зубів.

Відношення припустимих навантажень передач внутрішнього та зовнішнього зачеплення залежно від

передавального числа з урахуванням величини кута зачеплення [3]

$$K_H = \frac{u+1 \sin 2\alpha_{w1}}{u-1 \sin 2\alpha_{w2}}$$

де u — передавальне число передачі; α_{w1} — кут зачеплення в торцевому перерізі передачі внутрішнього зачеплення; α_{w2} — кут зачеплення в торцевому перерізі передачі зовнішнього зачеплення.

На рис. 1 наведено графіки залежності K_H від α_{w1} ($\alpha_{w2} = 20^\circ$) при зміні передавального числа передачі.

Аналіз графіків свідчить про те, що навіть при передавальному числі $u = 3$ та $\alpha_{w1} = 20^\circ$ передачі з внутрішнім зачепленням мають за контактною міцністю дворазову перевагу над передачами зовнішнього зачеплення. Реалізувати таку перевагу без застосування багатопотокових планетарних передач не вдається через недостатню згинну міцність зубів коліс (наприклад, у передачі $K-H-V$).

При малих передавальних числах ця перевага зберігається і при куті зачеплення $\alpha_{w1} < 20^\circ$. Щоб реалізувати підвищену навантажувальну здатність однопотокових

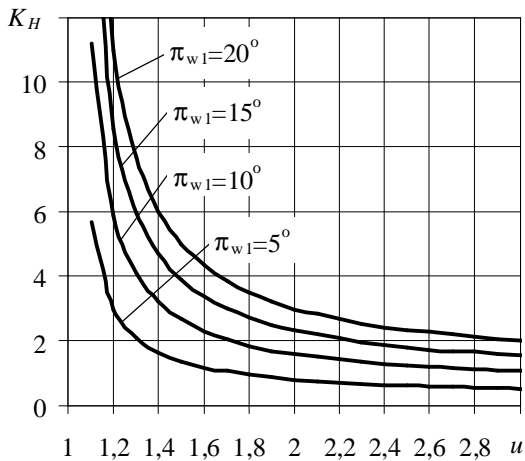


Рис. 1. Відношення припустимих навантажень передач внутрішнього та зовнішнього зачеплень

передач з внутрішнім зачепленням з умови контактної міцності потрібно підвищити згинну міцність зубів таких передач. Це можна забезпечити в передачах евольвентного зачеплення зі зменшеною висотою зубів при $\alpha_{w1} = 20^\circ$ або в передачах з геометрією зубів, що відрізняється від геометрії зубів евольвентних передач.

Одним з альтернативних варіантів може бути передача з внутрішнім зачепленням, профілі зубів колеса з внутрішніми зубцями якої обкреслені дугою кола, а профілі зубів колеса із зовнішніми зубцями є огинаючими профілів зубів колеса з внутрішніми зубцями (огинаючими дуг кола).

На рис. 2 зображена схема торцевого перерізу такої передачі. Розглянемо два можливих варіанти утворення профілю згаданої передачі огинаючою:

- а) поверхня зуба колеса з внутрішніми зубцями — вгнута (огинаюча зображена суцільною товстою лінією);
- б) поверхня зуба колеса з внутрішніми зубцями — опукла (огинаюча зображена пунктирною товстою лінією).

На рис. 2 прийняті такі позначення і системи координат: XOY — нерухома система координат; $X_1O_1Y_1$, $X_2O_2Y_2$ — системи координат, пов'язані з колесами; $X_pO_pY_p$ — система координат, пов'язана з рейкою; α — поточний кут зачеплення; R_1 — радіус початкового циліндра колеса із зовнішніми зубцями (O_1 — вісь цього колеса); R_2 — радіус початкового циліндра колеса з внутрішніми зубцями (O_2 — вісь цього колеса); ϕ_1 , ϕ_2 — кути повороту коліс; ρ — радіус дуги кола, що окреслює профіль зуба колеса з внутрішніми зубцями (O' — вісь цієї дуги); a — віддаль центра O' від початкового кола колеса з внутрішніми зубцями; K , K' — точки контакту профілів зубів коліс (у нерухомій системі координат точки лінії зачеплення), що відповідають варіантам зачеплення відповідно «а» і «б» (див. вище).

Координати точок « K » або « K' » (координати лінії зачеплення) у нерухомому просторі (див. рис. 2) дорівнюють: а) $x = OK \cdot \cos \alpha$; $y = OK \cdot \sin \alpha$, або б) $x = OK' \cdot \cos \alpha$; $y = OK' \cdot \sin \alpha$, де

$$OK = (R_2 + a) \sin(\alpha + \phi_2) - R_2 \sin \alpha + \rho;$$

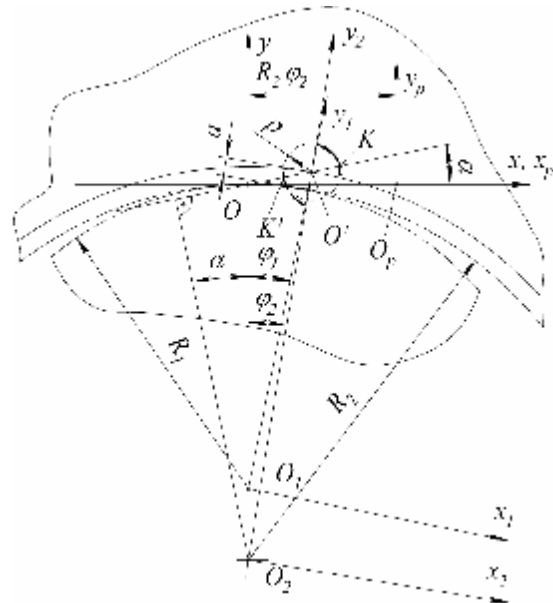


Рис. 2. Схема зубчастої передачі

$$OK' = (R_2 + a) \sin(\alpha + \phi_2) - R_2 \sin \alpha - \rho.$$

Тоді рівняння лінії зачеплення матиме такий вигляд:

$$\begin{aligned} x &= [(R_2 + a) \sin(\alpha + \phi_2) - R_2 \sin \alpha \pm \rho] \cos \alpha, \\ y &= [(R_2 + a) \sin(\alpha + \phi_2) - R_2 \sin \alpha \pm \rho] \sin \alpha. \end{aligned} \quad (1)$$

Тут знак «+» відповідає варіанту зачеплення «а», знак «-» — варіанту «б».

Додатковий зв'язок між α і ϕ_2 (рівняння зачеплення) отримуємо з рис. 2:

$$(R_2 + a) \cos(\alpha + \phi_2) = R_2 \cos \alpha.$$

Це співвідношення можна перетворити до вигляду

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(R_2 + a) \cos \phi_2 - R_2}{(R_2 + a) \sin \phi_2}. \quad (2)$$

Записуючи (2) у системі координат $X_1O_1Y_1$, отримуємо рівняння поверхні зубів колеса із зовнішніми зубцями, з врахуванням [1] маємо:

$$\begin{aligned} x_1 &= x \cos \phi_1 - (y + R_1) \sin \phi_1; \\ y_1 &= x \sin \phi_1 + (y + R_1) \cos \phi_1, \end{aligned}$$

де $\phi_1 = R_2 / (R_1 \phi_2)$.

При нарізанні зубів коліс із зовнішніми зубцями можна використовувати метод обкочування рейковим інструментом (черв'ячною фрезою). Вихідний контур такого інструмента отримуємо, записуючи (1) у системі координат $X_pO_pY_p$ (з врахуванням залежності (2)):

$$X_p = x - R_2 \phi_2; \quad Y_p = y. \quad (3)$$

Геометро-кінематичні показники працездатності можна визначити, використовуючи (3) і результати праці [4].

Попередній аналіз цих показників свідчить про те, що:
— у досліджених передачах завжди можна забезпечити потрібний коефіцієнт перекриття;

— слід приймати значення $a = (0,5...0,8)t$

— висота зуба при цьому дорівнює $(0,5...0,6)t$, що в 3,75...4,5 рази менше від висоти зуба евольвентної передачі двадцятиградусного зовнішнього зачеплення;

— показники працездатності мають прийнятні значення в межах поля зачеплення, а зведена кривина робочих поверхонь у межах поля зачеплення (при малих передавальних числах) у кілька разів менша від зведеної кривини евольвентних передач зовнішнього зачеплення при $\alpha_{w2} = 20^\circ$;

— застосування передач дає можливість уникнути інтерференції при малій, аж до одиниці, різниці кількості зубів коліс з внутрішніми й зовнішніми зубцями;

— через малу висоту зубів їхня згинна міцність підвищується в 2...2,5 рази;

Висновки. 1. Розроблено основи геометрії циліндричних зубчастих передач з внутрішнім зачепленням з підвищеною згинною міцністю зубців, що забезпечує високу навантажувальну здатність такої передачі в цілому.

2. Найдоцільніше застосовувати запропоновані передачі у планетарних редукторах типу $K-H-V$ при великих

передавальних числах, де вони можуть конкурувати за навантажувальною здатністю з хвильовими передачами.

Література

1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. — М.: Наука, 1968. — 584 с.

2. Кудрявцев В.Н., Кирдяшев Ю.Н., Гинзбург Е.Г. и др. Планетарные передачи. Справочник. — Л.: Машиностроение, 1977. — 536 с.

3. Кудрявцев В.Н. Детали машин. — Л.: Машиностроение, 1980. — 464 с.

4. Шишов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением. Монография. — Луганск, Изд-во ВНУ им. В. Даля, 2006. — 408 с.

Отримана 20.10.08

P. Nosko, V. Shyshov, O. Reviakin, O. Muhovaty,
Ju. Skliar, I. Tkach

Cylindrical internal gearing with enhanceable bend strength of tooth

Volodymyr Dal Iestukrainian National University, Luhansk

Theoretical bases of creation of the cylinder gearings of the internal hooking are expounded with enhanceable bend endurance of indents. The previous analysis of other criteria of capacity of such transmissions is conducted.

21 01 01 203y

WIND TURBINE WAKES

20 October 2009 — 22 October 2009
Universidad Politécnica de Madrid, Spain

Information

Wind turbine wakes are an interesting topic of study, because the momentum deficit and the increased level of turbulence created by turbines in a wind farm may cause a reduction in power output and an increase in unsteady and fatigue loads on downstream located machines. Besides, a good knowledge of the aerodynamics in the near wake is essential to understand the physics of power extraction by wind turbines. The topics to be addressed will include:

Numerical models of wind turbine wakes - single wakes as well as multiple wakes in wind farms. Turbulence closure models. Actuator disk and actuator line models. Experimental work, based on both wind tunnel experiments and full scale field experiments. Flow visualization. Tip vortex properties. Characteristics of the added turbulence created in the wake. Influence of atmospheric stability. Influence of topography. Wake meandering. Fatigue and loads. Offshore wind farms. Strategies for control based on wind turbine wakes.

Contact

Prof. Antonio Crespo

Departamento de Ingeniería Energetica y Fluidomecanica E.T.S.I. Industriale
Universidad Politecnica de Madrid

Jose Gutierrez Abascal, 228006 Madrid, Spain

phone: +34 91 336 3152; fax: +34 91 336 3006

email: crespo@etsii.upm.es