

А.О. Кичма, Я.Я. Данило, С.А. Гнаткович
 Національний університет “Львівська політехніка”,
 кафедра деталей машин

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВІДКРИТИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ІЗ ЗНОШЕНИМ ПРОФІЛЕМ ЗУБЦІВ

© Кичма А.О., Данило Я.Я., Гнаткович С.А., 2008

Розроблена методика для визначення кінематичних параметрів відкритої зубчастої передачі обертових печей, млинів і сушильних барабанів з врахуванням зношення профілю зубців коліс вінцевої пари. Отримані графічні залежності взаємозв'язку кутів повороту зубчастих коліс вінцевої пари обертової печі 5 x 185 м із зношеним профілем зубців. Для зручності подальших досліджень змінна складова кута повороту вінцевого колеса апроксимується аналітичним виразом у вигляді кінцевого числа членів ряду Фур'є.

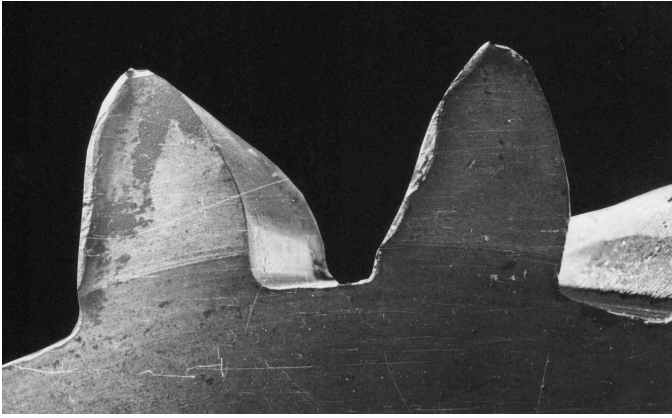
The methods for definition of kinematics parameters of the open spur gearing of rotary furnaces, mills and drying drum accounting of the profile deteriorate of the pinion of wheel pair have done. The graph dependence of interaction of angle turn of the pinion of wheel pair of rotary furnace 5 x 185 m with deteriorating profil of pinion have taken. For comfort to the next research the variable component of the angle turn of wheel pair approximates of analytical equation it is shown of numbers participants Furje's row.

Аналіз відомих досліджень та постановка проблеми. Великогабаритні обертові печі, млини і сушильні барабани знайшли широке застосування в кольоровій та чорній металургії, хімічній та цементній промисловості. В таких агрегатах використовують одно- або двосторонні електромеханічні приводи з прямозубою відкритою зубчастою передачею (вінцевою парою) з модулем $m = (35 \div 50)$ мм і ділильним діаметром до 8500 мм. Практика експлуатації привідних механізмів обертових печей, млинів і сушильних барабанів засвідчує, що найменш надійною ланкою такого приводу є вузол вінцевої пари [1]. Проблеми довговічності великогабаритних зубчастих передач привідних механізмів обертових агрегатів розглянуті в працях [2, 3]. В процесі експлуатації великогабаритних обертових печей, млинів і сушильних барабанів через специфічні умови роботи інтенсивно зношуються зубці відкритої передачі привода (рис. 1), що спричиняє виникнення додаткових динамічних навантажень у зачепленні [4–6].

Отже, проблема підвищення довговічності приводів обертових печей, млинів і сушильних барабанів за рахунок конструкторських, технологічних і експлуатаційних заходів, є актуальною задачею.

Постановка задачі. Метою статті є розроблення методики визначення взаємозв'язку кутів повороту коліс відкритої зубчастої передачі обертових печей, млинів та сушильних барабанів з врахуванням зношування бокових поверхонь зубців вінцевої пари.

Основний матеріал. Теоретичний евольвентний (1) і отриманий в результаті зношування фактичний (2) профілі зубців наведено на рис. 2, на якому прийняті такі позначення: r_b – радіус основного кола зубчастого колеса, Ω – кут розгорнутості евольвенти для точки С.



a



б

Рис. 1. Профіль зубців відкритої передачі після деякого часу експлуатації:
а – підвінцевої шестірні; б – вінцевого колеса

Відрізок AC' дорівнює

$$AC' = r_b \Omega - P(\Omega). \quad (1)$$

Тут $P(\Omega) = CC'$ – функціональна залежність відхилення фактичного профілю зубця при куті розгорнутості Ω [7].

Зачеплення зубчастих коліс зі зношеним профілем зубців наведено на рис. 3, де φ_1 і φ_2 – кути повороту шестірні (1) і колеса (2); Ω_1 і Ω_2 – кути розгорнутості евольвент в точці дотику профілів зубців C' ; a_w – міжосьова відстань. Системи координат $X_1O_1Y_1$ і $X_2O_2Y_2$ жорстко зв'язані з колесами вінцевої пари 1 і 2 (рис. 3), а система координат $X_0O_1Y_0$ – з центром обертання підвінцевої шестерні 1. Вважаємо, що зачеплення коліс вінцевої пари проходить в одній площині.

З врахуванням функціональної залежності відхилення P_i фактичного профілю при куті розгорнутості Ω_i ($i=1,2$) координати профілю зубців в системах $X_1O_1Y_1$ і $X_2O_2Y_2$ запишемо такими співвідношеннями

$$X_i = r_{bi} \sin \Omega_i + [r_{bi} \Omega_i - P(\Omega_i)] \cos \Omega_i, \quad (2)$$

$$Y_i = r_{bi} \cos \Omega_i + [r_{bi} \Omega_i - P(\Omega_i)] \sin \Omega_i. \quad (3)$$

Зв'язок значень координат в системах $X_1O_1Y_1$ і $X_2O_2Y_2$ з системою координат $X_0O_1Y_0$ мають вигляд

$$X_{01} = X_1 \cos \varphi_1 - Y_1 \sin \varphi_1; \quad (4)$$

$$Y_{01} = X_1 \sin \varphi_1 - Y_1 \cos \varphi_1; \quad (5)$$

$$X_{02} = -(X_2 \cos \varphi_2 - Y_2 \sin \varphi_2); \quad (6)$$

$$Y_{02} = -(X_2 \sin \varphi_2 + Y_2 \cos \varphi_2) + a_w. \quad (7)$$

Підставимо залежності (2) і (3) у вирази (4) – (7), отримаємо рівняння лінії зачеплення спряжених зубців. Координати, зв'язані з шестернею, мають вигляд

$$X_{01} = r_{b1} \sin(\Omega_1 - \varphi_1) + [r_{b1} \Omega_1 - P(\Omega_1)] \cos(\Omega_1 - \varphi_1); \quad (8)$$

$$Y_{01} = r_{b1} \cos(\Omega_1 - \varphi_1) + [r_{b1} \Omega_1 - P(\Omega_1)] \sin(\Omega_1 - \varphi_1). \quad (9)$$

Рівняння лінії зачеплення, описані через координати зубчастого колеса, набудуть вигляду:

$$X_{02} = -r_{b2} \sin(\Omega_2 - \varphi_2) + [r_{b2} \Omega_2 - P(\Omega_2)] \cos(\Omega_2 - \varphi_2), \quad (10)$$

$$Y_{02} = -r_{b2} \cos(\Omega_2 - \varphi_2) + [r_{b2} \Omega_2 - P(\Omega_2)] \sin(\Omega_2 - \varphi_2) + a_w. \quad (11)$$

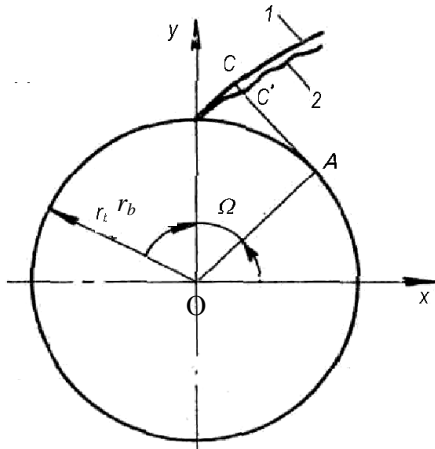


Рис. 2. Профілі зубців колеса:
1 – теоретичний евольвентний;
2 – фактичний профіль

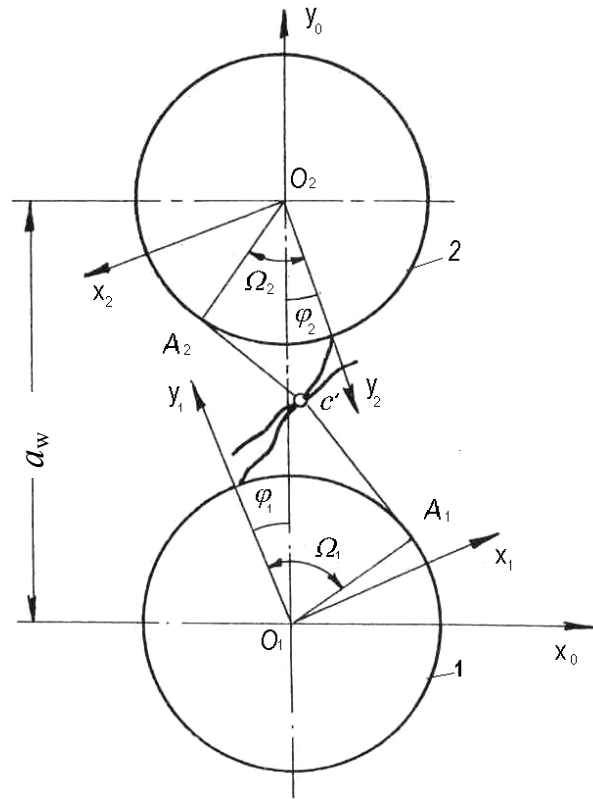


Рис. 3. Схема зачеплення зубчастих коліс із зношеними зубцями

Проекції ортанормалі до профілю зубців в точці контакту на осі X і Y визначаємо з виразів [8]

$$n_{xoi} = K \frac{\partial Y_{oi}}{\partial \Omega_i}; n_{yoi} = K \frac{\partial X_{oi}}{\partial \Omega_i}; \quad i=1,2, \quad (12)$$

де K – нормуючий множник

$$K = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{\partial X_{oi}}{\partial \Omega_i}\right)^2 + \left(\frac{\partial Y_{oi}}{\partial \Omega_i}\right)^2}}. \quad (13)$$

З врахуванням залежностей (12) і (13) маємо

$$n_{x01} = \frac{-P'(\Omega_1) \sin(\Omega_1 - \varphi_1) + [r_{b1} \Omega_1 - P(\Omega_1)] \cos(\Omega_1 - \varphi_1)}{\sqrt{[P'(\Omega_1)]^2 + [r_{b1} \Omega_1 - P(\Omega_1)]^2}}; \quad (14)$$

$$n_{x02} = \frac{-P'(\Omega_2) \sin(\Omega_2 - \varphi_2) + [r_{b2} \Omega_2 - P(\Omega_2)] \cos(\Omega_2 - \varphi_2)}{\sqrt{[P'(\Omega_2)]^2 + [r_{b2} \Omega_2 - P(\Omega_2)]^2}}. \quad (15)$$

Із умови рівності проекції радіуса вектора і орт нормалей у точці дотику профілів зубців коліс на основі залежностей (8) – (11), (14) і (15) отримаємо систему трансцендентних рівнянь

$$\begin{aligned} r_{b1} \sin(\Omega_1 - \varphi_1) + [r_{b1} \Omega_1 - P(\Omega_1)] \cos(\Omega_1 - \varphi_1) &= \\ = -r_{b2} \sin(\Omega_2 - \varphi_2) + [r_{b2} \Omega_2 - P(\Omega_2)] \cos(\Omega_2 - \varphi_2); & \\ r_{b1} \cos(\Omega_1 - \varphi_1) + [r_{b1} \Omega_1 - P(\Omega_1)] \sin(\Omega_1 - \varphi_1) &= \end{aligned} \quad (16)$$

$$= -r_{b2} \cos(\Omega_2 - \varphi_2) + [r_{b2}\Omega_2 - P(\Omega_2)] \sin(\Omega_2 - \varphi_2) + a_w; \quad (17)$$

$$= \frac{-P'(\Omega_1) \sin(\Omega_1 - \varphi_1) + [r_{b1}\Omega_1 - P(\Omega_1)] \cos(\Omega_1 - \varphi_1)}{\sqrt{[P'(\Omega_1)]^2 + [r_{b1}\Omega_1 - P(\Omega_1)]^2}}$$

$$= \frac{-P'(\Omega_2) \sin(\Omega_2 - \varphi_2) + [r_{b2}\Omega_2 - P(\Omega_2)] \cos(\Omega_2 - \varphi_2)}{\sqrt{[P'(\Omega_2)]^2 + [r_{b2}\Omega_2 - P(\Omega_2)]^2}}. \quad (18)$$

Рівняння (16) – (18) містить чотири невідомі параметри $\varphi_1, \varphi_2, \Omega_1$ і Ω_2 . Задаючись довільно кутом повороту φ_1 , знаходимо три інші невідомих.

Для розв'язання цієї задачі розроблена програма «ДЕЛЬТА», яка дає змогу визначити дійсний кут повороту зубчастого колеса і його змінну складову при заданому русі шестерні з врахуванням профільної похибки спряжених зубців.

Як приклад розглянуто відкриту (вінцеву) зубчасту передачу приводу обертової печі розмірами 5 x 185 м, термін експлуатації якої становив 36000 годин. Зубчасті колеса не кориговані і мали такі параметри: модуль $m = 45$ мм; кількість зубців шестерні $z_1=19$ і колеса $z_2=172$; кут зачеплення $\alpha_w = 20^0$. Дійсні профілі зубців коліс вінцевої пари наведені на рис. 4.

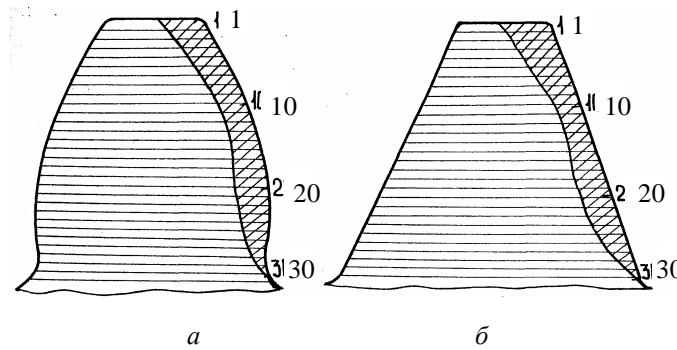


Рис. 4. Профілі зубців коліс відкритої передачі:
а – підвінцевої шестерні; б – вінцевого колеса

За результатами розрахунків побудовані залежності змінної складової кута повороту вінцевого колеса $\Delta\Psi_k$ в функції приведенного кута повороту підвінцевої шестерні Φ_m / u_2 за час одного зачеплення спряжених зубців (крива 1, рис. 5). Тут u_2 – передатне число вінцевої пари. Оскільки інтенсивність зношування всіх зубців кожного із зубчастих коліс практично однакова, то залежність величини кута повороту вінцевого колеса в функції кута повороту шестерні вважаємо періодичною. Період вказаної функції дорівнює $2\pi / z_2$.

Функцію $\Delta\Psi_k$, представлену графічно, апроксимуємо за допомогою кінцевого числа членів ряду Фур'є

$$\Delta\Psi_k = A_0 + \sum_{j=1}^{S_i} (A_j \cos jz_2 \frac{\Phi_m}{u_2} + B_j \sin jz_2 \frac{\Phi_m}{u_2}), \quad (19)$$

де A_0, A_j, B_j – коефіцієнти ряду Фур'є; S_i – число членів ряду, необхідних для забезпечення потрібної точності розрахунку.

Складена програма “КОЕФ” дає змогу визначити змінну складову кута повороту вінцевого колеса у вигляді аналітичного виразу з необхідною точністю. На рис. 5 наведена вихідна залежність періодичної складової зміни кута повороту підвінцевого колеса (крива 1) і апроксимація цієї залежності рядом Фур’є (крива 2). Під час розрахунку період зміни кривої розділяли на 100 рівних частин. Максимальна похибка апроксимації не перевищувала 2% з врахуванням десяти членів ряду Фур’є.

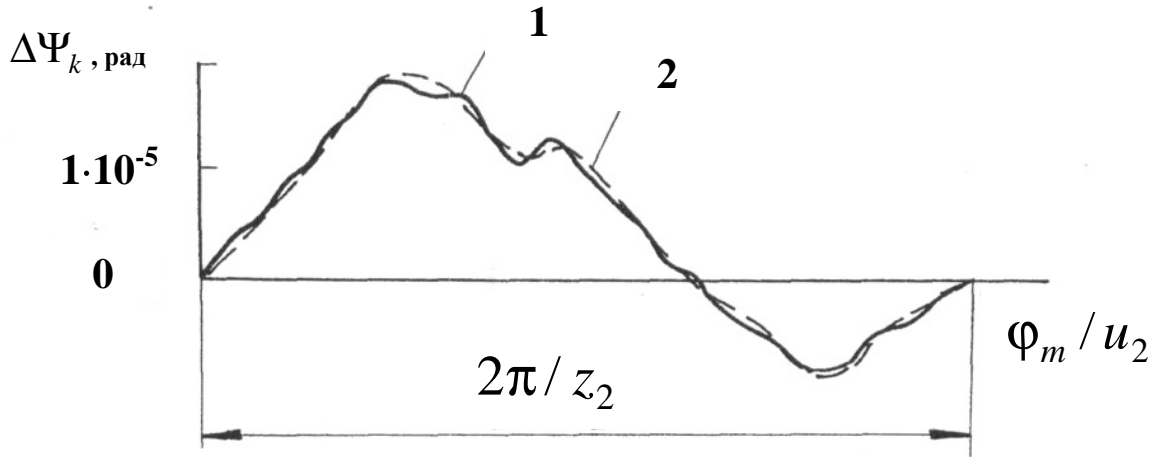


Рис. 5. Залежність змінної складової кута повороту вінцевого колеса в функції приведенного кута повороту підвінцевої шестерні

Взаємозв’язок кутів повороту зубчастих коліс вінцевої пари зі зношеним профілем зубців має вигляд

$$\psi_k = \frac{\varphi_m}{u_2} + \Delta\psi_k. \quad (20)$$

З врахуванням виразу (19) отримуємо

$$\psi_k = \frac{\varphi_m}{u_2} + A_0 + \sum_{j=1}^{s_j} \left(A_j \cos jz_2 \frac{\varphi_m}{u_2} + B_j \sin jz_2 \frac{\varphi_m}{u_2} \right). \quad (21)$$

Перетворимо залежність (21) до вигляду

$$\psi_k = \frac{\varphi_m}{u_2} + A_0 + \sum_{j=1}^{s_j} E_j \sin \left(jz_2 \frac{\varphi_m}{u_2} + \varepsilon_j \right), \quad (22)$$

де

$$E_j = \sqrt{A_j^2 + B_j^2}; \quad \varepsilon_j = \operatorname{arctg} \frac{B_j}{A_j}.$$

Тут E_j – сумарний коефіцієнт ряду Фур’є; ε_j – початкова фаза j -ї гармоніки.

Висновки. У результаті дослідження різних профільних похибок зубців коліс відкритої передачі обертових печей зроблено такі висновки. Для практично існуючих форм зношених зубців коліс вінцевої пари значення параметра E_j досягає величини $0,6 \cdot 10^{-3}$ рад. У випадку зношених частково припрацьованих зубців значення E_j знаходиться у діапазоні $(0,5 \cdot 10^{-3} - 0,1 \cdot 10^{-2})$ рад.

Порівняння результатів теоретичного розрахунку з експериментальними даними показало, що при кількості членів ряду Фур'є, яке дорівнює трьом, похибка визначення взаємозв'язку кутів повороту зубчастих коліс зі зношеним профілем не перевищує 7 %.

Представлення графічної залежності змінної складової кута повороту вінцевого колеса зі значною похибкою профілю аналітичним виразом (22) дає змогу широко використовувати отримані співвідношення при дослідженні навантаження елементів привідних систем великогабаритних обертових печей, млинів і сушильних барабанів для перехідних і стаціонарних режимів роботи.

1. Гранов С.И. О долговечности работы зубчатых венцов цементных печей // *Строительные и дорожные машины*. – 1980. – № 2. – С. 24. 2. Кычма А.А., Павлице В.Т., Харченко Е.В. Проблемы изнашивания крупногабаритных зубчатых передач // *Материалы IV Международной конференции «Трение в горной и металлургической промышленности»*. – Краков, 1994. – С. 230 – 235. 3. Малащенко В. О., Кравець І. Є., Сороківський О. І. Проблеми довговічності великогабаритних відкритих зубчатих передач вуглєрозмельювальних млинів // *Вісник Національного технічного університету „ХПІ”*, 2006. – № 21. – С. 81–85. 4. Малащенко В.О., Кравець І.Є., Малащенко В.В. Спрацювання зубців великогабаритної зубчатої передачі млинів барабанного типу // *Вісник Національного технічного університету „ХПІ”*, 2007. – № 22. – С. 7–12. 5. Кузьо І.В., Васильєва О.Е. Вплив конструкційних параметрів зубчатої передачі на її динамічні перевантаження в процесі експлуатації // *Тр. Одес. политехн. ун-та: Науч. и произв.-практ. сб.* – Одесса, 2001. – Вып. 1 (13) – С.25–27. 6. Васильєва О. Е. Вплив динамічних перевантажень зубчастих передач на зносостійкість їх зубців // *Вісн. Держ. ун-ту „Львівська політехніка”*. – 2000. – №396. – С. 13–15. 7. Прочность и надежность механического привода // *Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.А. Державца*. – Л: *Машиностроение*, 1977. – 240 с. 8. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: *Наука*, 1968. – 584 с.