

П.М. ТКАЧ, к.т.н., доцент каф. "ДВЗ і машинознавство" СНУ ім. В. Даля, Луганськ

ВИЗНАЧЕННЯ УМОВ КОНТАКТУ ЗУБЦІВ ДОВІЛЬНОГО ПРОФІЛЮ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ

Пам'яті проф. В.П. Шишова присвячується

У статті розглянуто рівняння, що обумовлюють існування контакту прямих зубців циліндричної зубчастої передачі, обкреслених будь-якими кривими. Запропоновано алгоритм, який дозволяє при відомих профілях визначати на них точки контакту, що відповідають заданому кутовому положенню циліндричних коліс по відношенню одне до одного. Розв'язок рівнянь для кожної точки профілю дає можливість знайти миттєве значення передатного відношення, а в межах поля зачеплення визначити закон руху веденого колеса. Отримані результати можуть бути застосовані як у проектуванні нових видів наближених зачеплень так і при аналізі працездатності зубців із спрацьованими профілями.

Ключові слова: циліндричні зубчасті передачі, профілі зубців, передатне відношення, спрацьований профіль.

Вступ. Актуальність завдання. Зубчасті передачі набули широкого поширення в приводах будь якого технологічного обладнання та транспортних машин, тому визначають їхню якість та надійність. Отже підвищення навантажувальної здатності зубчастих приводів є актуальним завданням. Вирішення такого завдання входить до складу робіт із багатокритеріальної оптимізації машинобудівних конструкцій, що виконуються у Східноукраїнському національному університеті імені Володимира Даля.

Аналіз літератури. Поставлене завдання можна вирішити зокрема удосконаленням геометрії зачеплення. У цьому напрямку досліджень відома значна кількість робіт.

За останні десятиліття дослідниками передач з евольвентним зачепленням набуто значного теоретичного та практичного досвіду. Для таких передач, які заслужено називають традиційними, успішно вирішено як завдання аналізу [1, 2], так і завдання синтезу [3, 4]. Невід'ємною частиною як аналізу, так і синтезу є якісні показники працездатності [2, 5]. Аналіз цих показників, як відомо, довів обмеження навантажувальної здатності значеннями радіусів приведеної кривизни зубців, які пов'язані з радіусами коліс. Отже удосконалення геометрії передач, утворених прямобічним вихідним контуром, не призводить до істотного підвищення головного показника – контактної міцності в межах поля зачеплення.

Одночасно з традиційними активно досліджувалися передачі Новикова, однак відсутність профільного перекриття значно зменшило область їхнього застосування, і вони можуть бути виконані тільки косозубими.

Вичерпання можливостей традиційних передач та обмеження у застосуванні передач Новикова спричинило у останні роки розвиток нових підходів до визначення раціональної геометрії зубців коліс та інструменту для їх утворення. Синтез геометрії вихідного контуру інструмента [6-8] та зубців [9-11] дозволяє створювати нові високонавантажені зубчасті пари для приводів машин.

Серед приводів загального і спеціального призначення значного поширення набули передачі, для яких головним критерієм працездатності є спрацювання робочих профілів зубців. Цей процес призводить до відхилення передатного числа від номінального значення, тобто зачеплення стає наближеним. Відхилення передатного числа може мати місце вже на початку експлуатації машини і в подальшому досягати великих значень. Наприклад, для тяго-

вих передач локомотивів основний профіль спрацювання може сформуватися вже при 125 тис. км пробігу, при терміні експлуатації близько 1500 тис. км пробігу за даними [12]. Відхилення передатного числа від заданого може сягати 20% [13]. Для вирішення такої та подібних до неї проблем, у роботі [14] запропоновано метод синтезу циліндричних прямозубих передач за критерієм спрацювання. Його використання дозволить створити передачі з підвищеною зносостійкістю, у яких, як очікується, відхилення передатного числа відбуватиметься у пізніші терміни та матиме менші значення.

Застосування нових методик синтезу [6-11, 14] не вирішує проблеми контролю відхилення передатного числа від номіналу і, як наслідок, перетворення зачеплення на наближене. Крім того, синтезовані передачі мають складну геометрію і високу чутливість до похибок виготовлення та монтажу. Завдання ускладнено також подвійністю, оскільки відхилення передатного числа збільшують динамічні явища, що в свою чергу призводить до інтенсифікації спрацювання.

Отже набуло актуальності завдання створення наближених передач із профілями зубців, що не є взаємногінючими. Математичне описання передач, що підпадають під таке визначення, реалізовано у роботі [13], де профілі спрацьованих прямих зубців змодельовані за допомогою сплайн-інтерполяції. У роботі [15] функцію передатного відношення розглянуто як відрізок степеневого ряду, а запропонований підхід застосовано для кінцевих передач з точковим контактом.

Практична реалізація наближеної циліндричної прямозубої передачі описана в роботі [16]. Авторами було запропоновано новий спосіб [17] нарізування та виготовлено гібридну передачу, що складається з евольвентної шестірні та синусоїдального колеса, геометрія якого запропоновано ще у роботі [18].

Таким чином, завдання вибору профілів зубців циліндричних коліс з раціональною геометрією, яка має забезпечити мінімальне відхилення передатного числа та максимальну зносостійкість, наразі залишається невирішеним. Проте перешкоди для промислового впровадження таких передач завдяки авторам праці [16,17] було подолано.

Мета статті. Визначити умови існування контакту профілів прямих зубців, описаних довільними функціями, що дозволить визначити миттєве значення передатного відношення для будь-якого кута повороту зубчастих коліс.

Постановка завдання. Якщо відомими є профілі зубців та схема механізму, виникає необхідність розв'язку так званої зворотної задачі [1], тобто визначення закону руху механізму у вигляді функції передатного відношення. Для визначення цієї функції в кожній точці профілю зубців, обкреслених довільними кривими, необхідно встановити умови існування контакту. Згідно з [1], для будь-

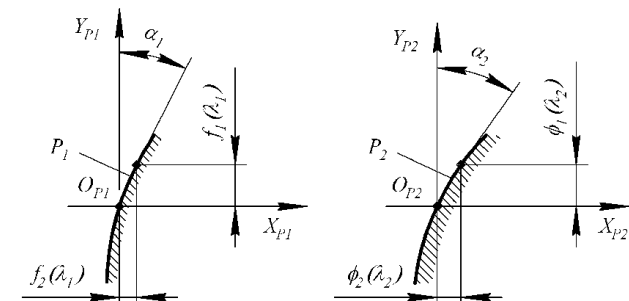


Рисунок 1 – Профілі зубців у власних системах координат

яких профілів P_1 і P_2 (рисунок 1) у точці контакту K радіус-вектори цієї точки у нерухомій системі координат повинні дорівнювати одне одному (рисунок 2). Так само мають дорівнювати одне одному і орти нормалей до профілів. Тобто повинні виконуватися такі умови:

$$\begin{cases} \bar{p}_{01} = \bar{p}_{02}; \\ \bar{e}_{01} = \bar{e}_{02}. \end{cases} \quad (1)$$

Профілі зубців шестірни і колеса P_1 і P_2 задамо в системах координат $X_{P1}O_{P1}Y_{P1}$ і $X_{P2}O_{P2}Y_{P2}$ (рисунок 1). Вони описані функціями

$$\begin{cases} X_{P1} = f_2(\lambda_1); \\ Y_{P1} = f_1(\lambda_1); \end{cases} \quad \begin{cases} X_{P2} = \phi_2(\lambda_2); \\ Y_{P2} = \phi_1(\lambda_2); \end{cases} \quad (2)$$

де f_1, f_2, ϕ_1 і ϕ_2 – довільні функції, які можна диференціювати необхідну кількість разів; λ_1 і λ_2 – параметри, які в подальшому для скорочення записів позначати не будемо.

Тоді координати профілів зубців шестірни і колеса в системах $X_1O_1Y_1$ і $X_2O_2Y_2$, пов'язаних з колесами, в робочому зачепленні (рисунок 2) будуть описуватися рівняннями

$$\begin{cases} x_1 = f_2; \\ y_1 = f_1 + R_1; \end{cases} \quad \begin{cases} x_2 = -\phi_2; \\ y_2 = -(\phi_1 + R_2). \end{cases} \quad (3)$$

Матеріали досліджень. Для розв'язування системи рівнянь (1) зручніше скористатися проекціями векторів. Проекції ортів нормалей

$$\begin{cases} e_{x1} = \frac{f_1'}{n_1}; \\ e_{y1} = -\frac{f_2'}{n_1}; \end{cases} \quad \begin{cases} e_{x2} = -\frac{\phi_1'}{n_2}; \\ e_{y2} = \frac{\phi_2'}{n_2}. \end{cases} \quad (4)$$

де n_1 і n_2 – модулі векторів нормалей профілів зубців, що задані функціями (2), вони визначаються рівняннями

$$n_1 = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}; \quad n_2 = \sqrt{(\phi_1')^2 + (\phi_2')^2}.$$

Для подальших перетворень доцільно спростити співвідношення (4). З цією метою введемо позначення профільних кутів α_1 і α_2 відповідно для профілів зубців шестірни і колеса P_1 і P_2 . Використовуючи відомі співвідношення, одержимо

$$\cos \alpha_1 = \frac{f_1'}{n_1}; \quad \sin \alpha_1 = \frac{f_2'}{n_1}; \quad \cos \alpha_2 = \frac{\phi_1'}{n_2}; \quad \sin \alpha_2 = \frac{\phi_2'}{n_2}.$$

Тоді проекції ортів нормалей дорівнюватимуть

$$\begin{cases} e_{x1} = \cos \alpha_1; \\ e_{y1} = -\sin \alpha_1; \end{cases} \quad \begin{cases} e_{x2} = -\cos \alpha_2; \\ e_{y2} = \sin \alpha_2. \end{cases} \quad (5)$$

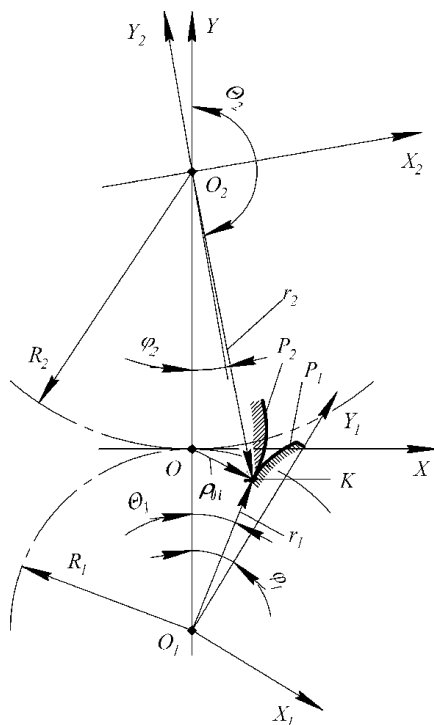


Рисунок 2 – Профілі зубців, системи координат і параметри у робочому зачепленні

У нерухомій системі координат XOY (рисунок 2) координати профілів зубців шестірни і колеса (3) дорівнюватимуть

$$\begin{cases} x_{01} = f_2 \cos \varphi_1 - (f_1 + R_1) \sin \varphi_1; \\ y_{01} = f_2 \sin \varphi_1 + (f_1 + R_1) \cos \varphi_1 - R_1; \end{cases} \quad \begin{cases} x_{02} = -\phi_2 \cos \varphi_2 - (\phi_1 + R_2) \sin \varphi_2; \\ y_{02} = \phi_2 \sin \varphi_2 - (\phi_1 + R_2) \cos \varphi_2 + R_2. \end{cases} \quad (6)$$

Ортив нормалей (5) у системі XOY будуть визначатися як

$$\begin{cases} e_{x01} = \cos \alpha_1 \cos \varphi_1 + \sin \alpha_1 \sin \varphi_1; \\ e_{y01} = \cos \alpha_1 \sin \varphi_1 - \sin \alpha_1 \cos \varphi_1; \end{cases} \quad \begin{cases} e_{x02} = -\cos \alpha_2 \cos \varphi_2 + \sin \alpha_2 \sin \varphi_2; \\ e_{y02} = \cos \alpha_2 \sin \varphi_2 + \sin \alpha_2 \cos \varphi_2. \end{cases} \quad (7)$$

Для зручності подальших перетворень виразимо (7) через суми кутів

$$\begin{cases} e_{x01} = \cos(\varphi_1 - \alpha_1); \\ e_{y01} = \sin(\varphi_1 - \alpha_1); \end{cases} \quad \begin{cases} e_{x02} = -\cos \alpha_2 (\varphi_2 + \alpha_2); \\ e_{y02} = \sin(\varphi_2 + \alpha_2). \end{cases} \quad (8)$$

З першого векторного рівняння (1) з урахуванням (6) у проекціях одержуємо для точки контакту дві умови

$$\begin{cases} f_2 \cos \varphi_1 - (f_1 + R_1) \sin \varphi_1 = -\phi_2 \cos \varphi_2 - (\phi_1 + R_2) \sin \varphi_2; \\ f_2 \sin \varphi_1 + (f_1 + R_1) \cos \varphi_1 - R_1 = \phi_2 \sin \varphi_2 - (\phi_1 + R_2) \cos \varphi_2 + R_2. \end{cases} \quad (9)$$

З другого векторного рівняння (1) з урахуванням (8) для точки контакту одержуємо також дві умови

$$\begin{cases} \cos(\varphi_1 - \alpha_1) = \cos(\varphi_2 + \alpha_2); \\ \sin(\varphi_1 - \alpha_1) = \sin(\varphi_2 + \alpha_2). \end{cases} \quad (10)$$

Очевидно, що умови (10) є альтернативними, тому можна замінити їх одним співвідношенням, що задовольняє обом виразам (9)

$$(\varphi_1 - \alpha_1) + (\varphi_2 + \alpha_2) = \pi. \quad (11)$$

Таким чином співвідношення (9) і (11) будуть еквівалентними системі (1). Для розв'язання такої системи виключаємо параметр φ_2 , виразивши його з (11), тоді

$$\varphi_2 = \pi - (\alpha_2 - \varphi_1 + \alpha_1). \quad (12)$$

Підставимо (12) в (9) і одержимо:

$$\begin{cases} f_2 \cos \varphi_1 - (f_1 + R_1) \sin \varphi_1 = \phi_2 \cos(\alpha_2 + \varphi_1 - \alpha_1) - (\phi_1 + R_2) \sin(\alpha_2 + \varphi_1 - \alpha_1); \\ f_2 \sin \varphi_1 + (f_1 + R_1) \cos \varphi_1 - R_1 = \phi_2 \sin(\alpha_2 + \varphi_1 - \alpha_1) + (\phi_1 + R_2) \cos(\alpha_2 + \varphi_1 - \alpha_1) + R_2. \end{cases}$$

Виділимо із правих частин φ_1 , перегрупуємо та одержимо після перетворень

$$\begin{cases} [f_2 - \phi_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1) + (\phi_1 + R_2) \sin(\alpha_2 - \alpha_1)] \cos \varphi_1 - \\ - [(f_1 + R_1) - \phi_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1) - (\phi_1 + R_2) \cos(\alpha_2 - \alpha_1)] \sin \varphi_1 = 0; \\ [f_2 - \phi_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1) + (\phi_1 + R_2) \sin(\alpha_2 - \alpha_1)] \sin \varphi_1 + \\ + [(f_1 + R_1) - \phi_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1) - (\phi_1 + R_2) \cos(\alpha_2 - \alpha_1)] \cos \varphi_1 = a_w. \end{cases} \quad (13)$$

Отримана система (13) визначає умови контакту профілів шестірни і колеса. Легко переконатися, що при відомому значенні кута повороту шестірни φ_1 вона матиме розв'язок, оскільки містить два невідомих параметри – λ_1 , що

входить до f_1, f_2 і α_1 , а також λ_2 , що входить до ϕ_1, ϕ_2 і α_2 .

Для розв'язання системи (13) така її форма запису є незручною, тому її можна спростити до вигляду

$$\begin{cases} f_2 - \phi_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1) + (\phi_1 + R_2) \sin(\alpha_2 - \alpha_1) = a_w \sin \phi_1; \\ (f_1 + R_1) - \phi_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1) - (\phi_1 + R_2) \cos(\alpha_2 - \alpha_1) = a_w \cos \phi_1. \end{cases}$$

або

$$\begin{cases} f_2 + r_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2) = a_w \sin \phi_1; \\ (f_1 + R_1) - r_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2) = a_w \cos \phi_1, \end{cases} \quad (14)$$

де Θ_2 – кут між віссю OY та радіус-вектором r_2 точки контакту в системі $X_2O_2Y_2$ (рисунок 2); кут Θ_2 і модуль радіус-вектора r_2 визначаються як

$$\Theta_2 = \arcsin \frac{\phi_2}{r_2}; \quad r_2 = \sqrt{(\phi_1 + R_2)^2 + \phi_2^2}.$$

Аналогічні позначення введемо для профілю зуба шестірни у системі координат $X_1O_1Y_1$ (рисунок 2)

$$\Theta_1 = \arcsin \frac{f_2}{r_1}; \quad r_1 = \sqrt{(f_1 + R_2)^2 + f_2^2}.$$

Тоді систему (14) можна привести до виду

$$r_2^2 = a_w^2 - 2a_w r_1 \cos(\phi_1 - \Theta_1) + r_1^2. \quad (15)$$

Залежність (15) дозволяє виразити параметр λ_2 через λ_1 . Для цього необхідно підставити у r_2 функцію $\phi_2(\phi_1)$ в явному виді. Цей параметр (λ_2) можна підставити в будь-яке з рівнянь (14), при цьому буде відомим значення λ_1 в заданому положенні колеса (при фіксованому ϕ_1).

Якщо після перетворень перше рівняння (14) поділити на друге, одержимо

$$\operatorname{tg}(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2) = \frac{a_w \sin \phi_1 - f_1}{f_1 + R_1 - a_w \cos \phi_1}. \quad (16)$$

Залежність (16) також пов'язує параметри λ_2 і λ_1 . Алгоритм розв'язування в цьому випадку аналогічний.

Якщо позбутися параметра ϕ_1 , одержимо безпосередню залежність λ_2 від λ_1

$$a_w = [f_2 + r_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)]^2 + [(f_1 + R_1) - r_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)]^2,$$

або після перетворень

$$a_w^2 = r_1^2 - 2r_1 r_2 \cos[(\alpha_2 - \Theta_2) - (\alpha_1 - \Theta_1)] + r_2^2. \quad (17)$$

Співвідношення (17) дозволить визначити λ_2 в точці контакту. При відомих λ_1 і λ_2 (відповідно α_1 і α_2), можна з будь-якого рівняння (14) знайти ϕ_1 , а потім ϕ_2 .

Поділивши перше рівняння (14) на друге, одержимо залежність кута повороту шестірни від параметрів λ_1 і λ_2

$$\operatorname{tg} \phi_1 = \frac{f_2 + r_2 \sin(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)}{(f_1 + R_1) - r_2 \cos(\alpha_2 - \alpha_1 - \Theta_2)}. \quad (18)$$

Слід зазначити, що при контакті зубців шестірни і колеса в полюсі зачеплення кути профілю будуть дорівнювати одне одному [1], тобто $\alpha_1 = \alpha_2$. Інші

параметри прийматимуть значення: $\phi_1=0, \phi_2=0$, модулі радіус-векторів r_1 і r_2 дорівнюватимуть радіусам R_1 і R_2 початкових циліндрів шестірни і колеса, кути $\Theta_1=0, \Theta_2=\pi$. Тоді рівняння (15) і (17) перетворяться на відоме співвідношення $R_1+R_2=a_w$, а у рівнянні (16) буде тотожність.

При розв'язуванні системи (14) в залежності від заданих функцій f_1, f_2 і ϕ_1, ϕ_2 зручнішим може виявитися одне з представлених рівнянь – (15), (16) або (17).

Результати досліджень. У загальному випадку незалежно від функцій f_1, f_2 і ϕ_1, ϕ_2 розв'язання рівняння (14) можна виконати методом ітерацій.

1. Задаємо $f_1(\lambda_{10}), f_2(\lambda_{10}), \alpha_1(\lambda_{10}), \Theta_1(\lambda_{10})$ – у вигляді числових значень, починаючи з розрахункової точки контакту, наприклад – з полюсу зачеплення;

2. Задаємо у параметричному виді $\phi_1(\lambda_2), \phi_2(\lambda_2), \alpha_2(\lambda_2), \Theta_2(\lambda_2)$ (можна задати профіль у явному виді $\phi_2(\phi_1)$) та через цю функцію знайти α_2 і Θ_2);

3. Скориставшись рівнянням (17), перебираємо параметр λ_2 у межах від λ_2^{\min} до λ_2^{\max} , що відповідають ϕ_1^{\max} і ϕ_1^{\min} . При цьому можна прийняти $\phi_1^{\max}(h_a) = +1,0$; $\phi_1^{\min}(h_f) = -1,0$.

4. Перебір параметра в цих межах дасть значення λ_{20} , що відповідає точці контакту. Це дозволить знайти $\Phi_1(\lambda_{20}); \Phi_2(\lambda_{20}); \alpha_2(\lambda_{20}); \Theta_2(\lambda_{20})$ – у вигляді чисел.

5. Підстановка цих значень у співвідношення (18) дозволить обчислити ϕ_1 , а отже і $\phi_2 = \pi - \alpha_2 - \phi_1 + \alpha_1$.

Висновки:

1. Одержано залежності, що дозволяють визначити умови, за яких контакт двох довільних профілів зубців буде можливим; при цьому встановлено зв'язок між функціями, що описують профілі, та кутами повороту шестірни і колеса.

2. Одержані залежності визначають обов'язкові умови для визначення миттєвого значення передатного відношення; такий підхід до його визначення можна також застосовувати для моделювання передач із спрацьованими профілями зубців шестірни і колеса.

Список літератури: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. Гавриленко В.А. Основы теории эвольвентной зубчатой передачи / В.А. Гавриленко. – М.: "Машиностроение", 1969. – 430с. 3. Вулгаков Э.Б. Общий случай синтеза эвольвентного зацепления / Э.Б. Вулгаков // Труды Рижского института инженеров гражданской авиации. Сб: "Исследование механических передач приводов агрегатов, 1970. – Вып.148. – С.55-68. 4. Вулгаков Э.Б. Зубчатые передачи с улучшенными свойствами / Э.Б. Вулгаков. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с. 5. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений / Л.В. Коростелев // Изв. вузов. М.: Машиностроение, 1964. – № 10. – С.5-15. 6. Шишов В.П. Теоретические основы синтеза передач зацеплением / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.В. Филь. – Луганск: Вид-во СНУ ім. В.Даля, 2006. – 408с. 7. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. Монография / А.И. Павлов. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 8. Воронцов Б.С. Математическое обеспечение интерактивного синтеза передач зацеплением / Б.С. Воронцов // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №27. – С. 49-54. 9. Шишов В.П. Синтез циліндричних полуобкатных передач по геометро-кинематическим критериям / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.Н. Ткач, И.Г. Ткач // Вісник Нац. техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.179-188. 10. Tököly P. Effect of tooth shape to size of contact stress noninvolute gearing / P. Tököly, M. Gajdos, M. Bošanský // Вісник Національного Технічного університету "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.10-20. 11. Бабичев Д.Т. Оптимизационный синтез профиля зуба как отрезка кривой, заданной натуральным уравнением / Д.Т. Бабичев, Д.А. Бабичев // Теория и практика зубчатых передач: Сборник трудов Международного симпозиума (21-23 января, 2014 г., Россия, Ижевск). – Ижевск: изд-во ИжТ У, 2013. – С.301-308. 12. Повышение работоспособности тягового редуктора тепловоза: Автореф. дисс... канд. техн. наук. 05.22.07 / Вельгодская Т.В. – Омск, 2007. – 24с. 13. Влияние износа зубчатых колес на качество работы тяговой передачи электропоездов: Автореф. дисс... канд. техн. наук. 05.22.07 / Сун Сяохинь. – М., 2000. – 24с. 14. Шишов В.П. Основы синтеза вихідного контуру циліндричних зубчатих передач із підвищеною зносостійкістю зубців коліс / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.М. Ткач, Ю.О. Скляр, І.Г. Ткач // Віс-

ник Нац. Техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №20. – С.171-176. **15. Шевелева Г.И.** Теория формообразования и контакта движущихся тел. Монография / Г.И. Шевелева. – М.: Станкин, 1999. – 494с. **16. Грицай І.Є.** Удосконалення технології виготовлення зубчастих коліс на основі нового методу зубонарізання / І.Є. Грицай, В.І. Вільшанецький // Вісник Нац. Техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.44-52. **17. Грицай І.Є.** Синусоїдальні зубчасті передачі як альтернатива традиційним передачам та новий метод їх виготовлення / І.Є. Грицай, Я.М. Литвиняк // Вісник Нац. Техн. ун-ту "ХПІ". Зб. наук. праць. Тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2009. – №19. – С.43-52. **18. Аникин Ю.В.** Синусоїдальное зацепление: основы геометрокинematicкой теории / Ю.В. Аникин. – Воронеж: Изд-во Воронежского ун-та, 1975. – 63с.

Надійшла (received) 04.03.2014

УДК 621.833

П.М. ТКАЧ, к.т.н., доцент каф. "ДВЗ і машинознавство" СНУ ім. В. Даля, Луганськ;
О.Ю. ЧАЛА, асистент каф. "Прикладна математика" СНУ ім. В. Даля

ГЕОМЕТРО-КІНЕМАТИЧНІ КРИТЕРІЇ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ЦИЛІНДРИЧНИХ АРКОВИХ ПЕРЕДАЧ ЗМІШАНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ З КРУГОВИМ ЗУБОМ

*Пам'яті проф. В.П. Шишова
присвячується*

Розглянуто деякі питання геометрії аркових циліндричних передач з круговим зубом. Отримано аналітичні залежності, що зв'язують значення показників працездатності кругових аркових передач змішаного зачеплення з геометрією зубців та інструменту. Отримані формули можуть бути використані для синтезу геометрії вихідного контуру за значенням якісних показників.

Ключові слова: змішане зачеплення, кругові аркові зубці, критерії працездатності.

Вступ. В основі високої працездатності, надійності, довговічності та конкурентоспроможності будь-якого редуктора лежить висока надійність і працездатність зубчастих передач, що входять до нього, у тому числі і аркових.

Актуальність дослідження. При дослідженні зубчастих зачеплень, зокрема для синтезу геометрії їх зубців, виникає необхідність вирішення низки завдань, пов'язаних з визначенням якості зачеплення. Якість передачі зачепленням визначається умовами контактної міцності, теплостійкості та спрацювання зубців. Для оцінки цих якісних показників використовуються геометро-кінематичні критерії навантажувальної здатності. Тому завдання визначення зазначених критеріїв працездатності при конструюванні і виробництві нових видів передач з покращеними конструктивними і технологічними властивостями є актуальним.

Аналіз останніх досліджень та літератури. Оскільки експлуатаційні характеристики передачі повинні бути прогнозовані вже на стадії проектування, для найбільш поширених видів передач отримані і глибоко досліджені критерії працездатності. Зокрема для прямозубих і косозубих циліндричних передач [1], а також передач із арковими зубцями [2]. До теперішнього часу накопичено значний досвід у дослідженні традиційного евольвентного зачеплення [3], причому і в класичних передачах використовуються елементи синтезу [4]. За останні десятиліття набули значного розвитку нові види зачеплень з опукло-увігнутих контактом, наприклад аркові передачі Новікова [5]. Застосування зубчастих коліс з арковими зубцями замість прямозубих і косозубих є ефективним напрямом підвищення їх навантажувальної здатності і довговічності. Найбільшого поширення в техніці на-

© П.М. Ткач, О.Ю. Чала, 2014