

УДК 621.83

В.М. Грібанов, д.т.н. проф.

Ю.В. Кучма, ст. викл.

А.О. Кочевський, аспір.

О.Є. Досталь, студ.

Східноукраїнський державний університет

ЗАДАЧА І МЕТОД БАГАТОКРИТЕРІАЛЬНОГО АНАЛІЗУ ЗУБЧАСТИХ КОНІЧНИХ ПЕРЕДАЧ НОВІКОВА ДЛЗ

Отримано функціональні вирази якісних показників працездатності зубчастих конічних передач Новікова ДЛЗ. Запропоновано метод багатокритеріального порівняльного аналізу, що дозволяє виявити найбільш оптимальну передачу для конкретних умов експлуатації.

Незважаючи на досить "солідний вік" передач Новікова [1, 2], у даний час вирішені далеко не всі питання нової теорії зачеплення. Вирішення ж деяких питань, у тому числі проблеми оптимального інструментального вихідного контуру (ВК), знаходиться на стадії пошуку [3–5]. Одне з головних питань, що вирішується організаціями при впровадженні передач Новікова, є вибір раціонального ВК. Оскільки таких у даний час запропоновано сотні, у промисловості використовується більше десятка, стандартизовані з них лише два ВК (за ГОСТ 15023-76 [3] та РД 2Н24-11-88 [4]). Однак не існує єдиної думки про те, який ВК, з числа відомих, варто визнати кращим. Деякому надолуженню пробілу присвячені наші теоретичні дослідження. Вони також присвячені постановці задачі та побудові алгоритму багатокритеріального порівняльного аналізу зубчастих конічних передач Новікова ДЛЗ (ДЛЗ – дві лінії зачеплення [3–5]) з різними ВК.

Критерії порівняльного аналізу. У теорії механізмів працездатність зубчастих передач прийнято [1, 2, 6–8] оцінювати якісними показниками, що характеризують навантажувальну спроможність, локально-кінематичні та гідродинамічні явища в зоні контакту зубців:

– $V^{(12)}$ та $\eta^{(m)}$ – відповідно відносна швидкість ковзання та питомі ковзання активних поверхонь зубців (АПЗ) ведучого ($n = 1$) і веденого ($n = 2$) колеса;

– $\Omega^{(коч)}$, $\Omega^{(верт)}$ та $V^{(\Sigma)}$ – відносні швидкості кочення (перекатування), вертіння та сумарна швидкість переміщення точок контакту АПЗ у напрямку, перпендикулярному великій осі еліптичної площадки миттєвого контакту (ПМК);

– ν – кут між вектором сумарної швидкості та великою піввіссю еліптичної ПМК;

– $\alpha_I^{(n)}$, $\alpha_{II}^{(n)}$ і σ_{max} – головні кривизни АПЗ і максимальне напруження в корені зуба;

– α – коефіцієнт чутливості передачі до похибок виготовлення та монтажу.

Тертя, ККД, знос і припрацювання АПЗ знаходяться в прямій залежності від $V^{(12)}$, $\eta^{(m)}$, $\Omega^{(верт)}$. Швидкості $\Omega^{(коч)}$ та $V^{(\Sigma)}$ істотно впливають на утворення масляного клину. При їх збільшенні покращуються умови для утворення масляного клину, отже, створюються більш сприятливі умови контактування АПЗ. Кут ν , головні кривизни, що визначають приведену кривизну α_{np} , а також σ_{max} і α істотно впливають на навантажувальну спроможність передач: більш висока навантажувальна спроможність буде у тих передачах, у яких кут ν більший, а характеристики α_{np} , σ_{max} і α менші.

Загальні формули для обчислення згаданих якісних показників (надалі – критеріїв) одержимо наступним чином.

У точках контакту зубців повинні виконуватися умови [9]:

$$\Omega_1 P_1 \bar{r}_1 = \text{ПФ} \Omega_2 P_2 \bar{r}_2; \quad (1)$$

$$\tilde{\Omega}_1 \tilde{P}_1 \bar{e}_1 = \tilde{\text{ПФ}} \tilde{\Omega}_2 \tilde{P}_2 \bar{e}_2. \quad (2)$$

Перше рівняння виражає зв'язок – рівність радіус-векторів \bar{r}_n , друге – збіг ортів їхніх нормалей \bar{e}_n , де матриці:

$$\Omega_1 = \begin{pmatrix} \cos(\alpha_1) & \sin(\alpha_1) & 0 & 0 \\ -\sin(\alpha_1) & \cos(\alpha_1) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$\Omega_2 = \begin{pmatrix} \cos(\alpha_2) & -\sin(\alpha_2) & 0 & 0 \\ \sin(\alpha_2) & \cos(\alpha_2) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} -$$

моделюють обертання коліс;

$$\Pi = \begin{pmatrix} \cos(\gamma) & 0 & -\sin(\gamma) & 0 \\ 0 & 1 & 0 & a_w \\ \sin(\gamma) & 0 & \cos(\gamma) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix};$$

$$P_n = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0,5 F_r^{(n)} \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} -$$

моделюють номінальну відстань a_w між осями обертання коліс і радіальні биття $F_r^{(n)}$ ($n = 1, 2$) зубчастих вінців коліс (де γ – розрахунковий (номінальний) кут перетину осей).

Матриця Φ приймає значення:

$$\Phi = \begin{pmatrix} \cos E_{zr} & 0 & -\sin E_{zr} & f_{amr}^{(1)} \\ 0 & 1 & 0 & f_{ar} \\ \sin E_{zr} & 0 & \cos E_{zr} & f_{amr}^{(2)} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix},$$

де E_{zr} – похибка в міжосьовому куті;

$f_{amr}^{(1)}, f_{amr}^{(2)}$ – осьові зсуви зубчастих вінців коліс;

f_{ar} – відхилення міжосьової відстані.

Рівняння поверхонь зубчастої конічної передачі Новікова з рівновисоким зубом і рівняння ортів їхніх нормалей наступні:

$$\begin{cases} x_n = [X_n \cos \delta_n + (-1)^n Z_n \sin \delta_n] \cos \varphi^{(n)} - (-1)^n Y_n \sin \varphi^{(n)}; \\ y_n = (-1)^n [X_n \cos \delta_n + (-1)^n Z_n \sin \delta_n] \sin \varphi^{(n)} + Y_n \cos \varphi^{(n)}; \\ z_n = -(-1)^n X_n \sin \delta_n + Z_n \cos \delta_n; \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} e_{xn} = [E_{xn} \cos \delta_n + (-1)^n E_{zn} \sin \delta_n] \cos \varphi^{(n)} - (-1)^n E_{yn} \sin \varphi^{(n)}; \\ e_{yn} = (-1)^n [E_{xn} \cos \delta_n + (-1)^n E_{zn} \sin \delta_n] \sin \varphi^{(n)} + E_{yn} \cos \varphi^{(n)}; \\ e_{zn} = -(-1)^n E_{xn} \sin \delta_n + E_{zn} \cos \delta_n, \end{cases} \quad (4)$$

де

$$X_n = b_n - \rho_n \sin \nu^{(n)};$$

$$C_n = (1 - Q_n^2)^{1/2};$$

$$Y_n = (R_n - \rho_n \cos \nu^{(n)} + a_n) Q_n + U_n \sin(q_n + \varphi^{(n)} \sin \delta_n);$$

$$Z_n = (R_n - \rho_n \cos \nu^{(n)} + a_n) C_n + U_n \cos(q_n + \varphi^{(n)} \sin \delta_n);$$

$$\begin{aligned} E_{zn} &= -\sin v^{(n)}; \\ E_{yn} &= -Q_n \cos v^{(n)}; \\ E_{zn} &= -C_n \cos v^{(n)}; \\ Q_n &= U_n \sin(q_n + \varphi^{(n)} \sin \delta_n) \sin v^{(n)} (b_n \cos v^{(n)} - (R_n + a_n) \sin v^{(n)})^{-1}, \end{aligned}$$

де $\varphi^{(n)}, v^{(n)}$ – криволінійні координати на АПЗ;

$\rho_1 = \rho_a, \rho_2 = \rho_f, a_1 = x_a, a_2 = x_f, b_1 = y_a, b_2 = y_f$ – геометричні параметри ВК;

R_n – номінальний радіус різцевої головки;

U_n – радіальна установка різцевої головки;

q_n – кутова установка різцевої головки;

δ_n – кути ділительних конусів шестерні та колеса.

Вектор відносної швидкості [12]:

$$\vec{V}^{(12)} = \vec{V}^{(2)} - \vec{V}^{(1)}$$

Його величина:

$$V^{(12)} = \omega^{(1)} \sqrt{D^{(1)} - 2D^{(12)} + D^{(2)}}, \tag{5}$$

де

$$\left. \begin{aligned} D^{(n)} &= E^{(n)} \dot{\varphi}^{(n)2} + 2F^{(n)} \dot{\varphi}^{(n)} \dot{v}^{(n)} + G^{(n)} \dot{v}^{(n)2}; \\ D^{(12)} &= E^{(12)} \dot{\varphi}^{(1)} \dot{\varphi}^{(2)} + F^{(12)} \dot{\varphi}^{(1)} \dot{v}^{(2)} + F^{(21)} \dot{\varphi}^{(2)} \dot{v}^{(1)} + G^{(12)} \dot{v}^{(1)} \dot{v}^{(2)} \end{aligned} \right\} - \tag{6}$$

перші квадратичні та спільна квадратична форми АПЗ, коефіцієнти яких

$$\left. \begin{aligned} E^{(n)} &= \vec{r}_n^\varphi \vec{r}_n^\varphi; & F^{(n)} &= \vec{r}_n^\varphi \vec{r}_n^v; & G^{(n)} &= \vec{r}_n^v \vec{r}_n^v \\ E^{(12)} &= (\Omega_1 \vec{r}_1^\varphi, \Pi \Omega_2 \vec{r}_2^\varphi); & F^{(12)} &= (\Omega_1 \vec{r}_1^\varphi, \Pi \Omega_2 \vec{r}_2^v) \\ G^{(12)} &= (\Omega_1 \vec{r}_1^v, \Pi \Omega_2 \vec{r}_2^v); & F^{(21)} &= (\Omega_1 \vec{r}_1^v, \Pi \Omega_2 \vec{r}_2^v) \end{aligned} \right\} \tag{7}$$

обчислені у спільних точках $\varphi^{(n)} = \alpha^{(n)}, v^{(n)} = \alpha_k$ контакту АПЗ (α_k – кут профілю ВК у номінальній точці контакту [2]). Верхні індекси α, φ, v позначають частинні похідні, точки над функціями – похідні по $\alpha^{(1)}$, а $\omega^{(n)} = d\alpha^{(n)}/dt$.

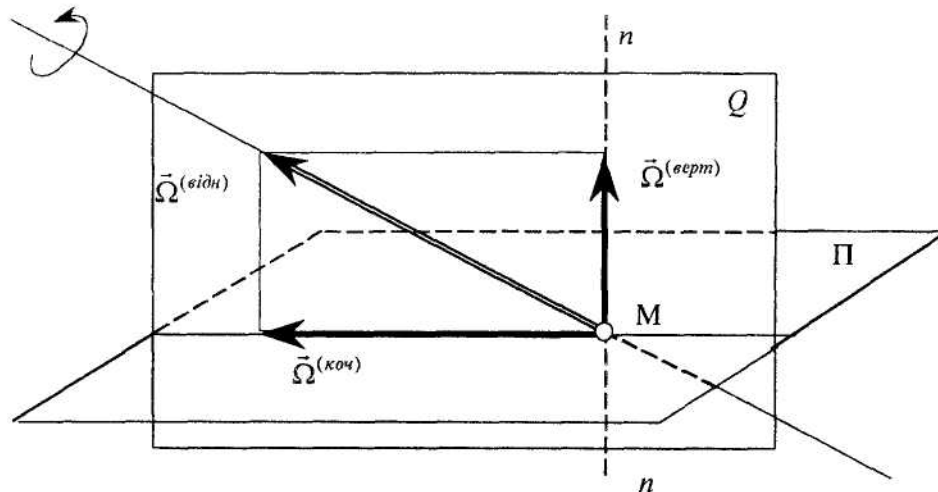


Рис. 1. До визначення відносних швидкостей перекатування та вертіння АПЗ (M – точка контакту, П і Q – дотична та нормальна площини)

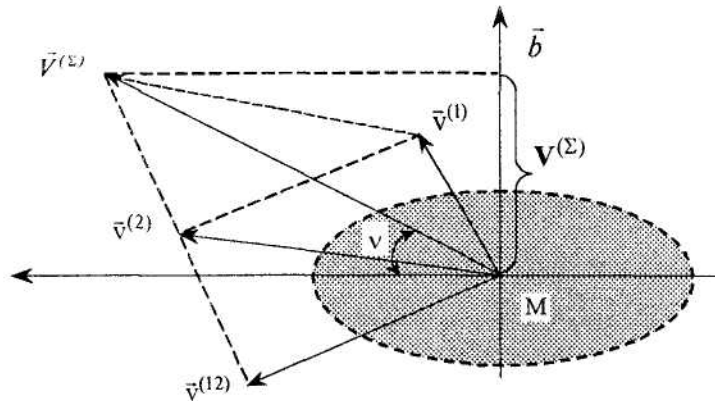


Рис. 2. До визначення ν - кута, сумарної швидкості та відносної швидкості точок контакту на АПЗ

Головні кривизни обчислюються за формулами [11]:

$$\kappa_{I,II}^{(n)} = H \pm \sqrt{H^{(n)2} - K^{(n)}};$$

$$H^{(n)} = \frac{1}{2} (E^{(n)} N^{(n)} + L^{(n)} G^{(n)} - 2M^{(n)} F^{(n)}) (E^{(n)} G^{(n)} - F^{(n)2})^{-1}; \tag{8}$$

$$K^{(n)} = (L^{(n)} N^{(n)} - M^{(n)2}) (E^{(n)} G^{(n)} - F^{(n)2})^{-1};$$

$$L^{(n)} = -\bar{r}_n^\varphi \bar{e}_n^\varphi; \quad M^{(n)} = -\bar{r}_n^\varphi \bar{e}_n^\nu; \quad N^{(n)} = -\bar{r}_n^\nu \bar{e}_n^\nu. \tag{9}$$

У силу раніше сказаного $\dot{\varphi}^{(1)} = 1$, $\dot{\varphi}^{(2)} = u$, $\dot{\nu}^{(1)} = \dot{\nu}^{(2)} = 0$ (u - передаточне відношення), і квадратичні форми (6) набувають вигляду:

$$D^{(1)} = E^{(1)}; \quad D^{(12)} = uE^{(12)}; \quad D^{(2)} = u^2 E^{(2)}. \tag{10}$$

Тоді відносна швидкість ковзання АПЗ (3):

$$V^{(12)} = \omega^{(1)} \sqrt{E^{(1)} - 2uE^{(12)} + u^2 E^{(2)}}.$$

Коефіцієнти питомих ковзань у напрямку $\bar{V}^{(12)}$ екстремального зносу АПЗ [1, 6, 10], що характеризують інтенсивність зносу шестерні ($n = 1$) і колеса ($n = 2$):

$$\eta^{(n)} = \bar{V}^{(12)} \bar{V}^{(12)} / \bar{V}^{(n)} \bar{V}^{(12)}$$

або

$$\eta^{(1)} = -1 - \frac{D^{(2)} - D^{(12)}}{D^{(1)} - D^{(12)}};$$

$$\eta^{(2)} = 1 + \frac{D^{(1)} - D^{(12)}}{D^{(2)} - D^{(12)}},$$

і остаточно, з урахуванням (10):

$$\eta^{(1)} = [u^2 E^{(2)} - 2uE^{(12)} + E^{(1)}] [uE^{(12)} - E^{(1)}]^{-1};$$

$$\eta^{(2)} = [u^2 E^{(2)} - 2uE^{(12)} + E^{(1)}] [u^2 E^{(2)} - E^{(12)}]^{-1}.$$

Абсолютний величина $\Omega^{(сепм)}$ вектора $\bar{\Omega}^{(сепм)}$ кутової швидкості вертіння (рис. 1), спрямованого по нормалі mn до АПЗ [12]:

$$\Omega^{(сепм)} = \omega^{(1)} (1 + u) \sin \beta_n \cos \alpha_k,$$

де β_n - кут нахилу лінії зуба на середньому колі.

Вектор відносної кутової швидкості перекачування АПЗ $\bar{\Omega}^{(коч)}$ є проекцією вектора $\bar{\Omega}^{(сепм)}$ на дотичну площину Π (рис. 1) і спрямований по лінії перетину площини Π з площиною Q , яка проходить через спільну нормаль mn і вектор $\bar{\Omega}^{(сепм)}$. Отже, абсолютна величина швидкості перекачування:

$$\Omega^{(коч)} = \omega^{(1)} (1 + u) \sqrt{1 - \sin^2 \beta_n \cos^2 \alpha_k}.$$

Нехай \vec{a}, \vec{b} – одиничні вектори, що визначають напрямки великої та малої півосей еліптичної ПМК на АПЗ (рис. 2). У цьому випадку проекція $V^{(\Sigma)}$ вектора $\vec{V}^{(\Sigma)} = \vec{V}^{(1)} + \vec{V}^{(2)}$ сумарної швидкості на малу піввісь:

$$V^{(\Sigma)} = (F^{(1)} + uF^{(2)}) / \sqrt{G^{(1)}}$$

Аналогічно, кут ν між вектором сумарної швидкості та напрямком великої півосі ПМК обчислюється за формулою:

$$\nu = \arccos \left[(uE^{(2)} + E^{(1)}) / (V^{(\Sigma)} \sqrt{E^{(1)}}) \right]$$

Коефіцієнту чутливості надамо зручну надалі форму запису [2, 8]:

$$\alpha = 1 / m_n (\rho_f^* - \rho_a^*) \cos \alpha_k,$$

де $\rho_f^* m_n = \rho_f$, $\rho_a^* m_n = \rho_a$ (m_n – модуль нормальний).

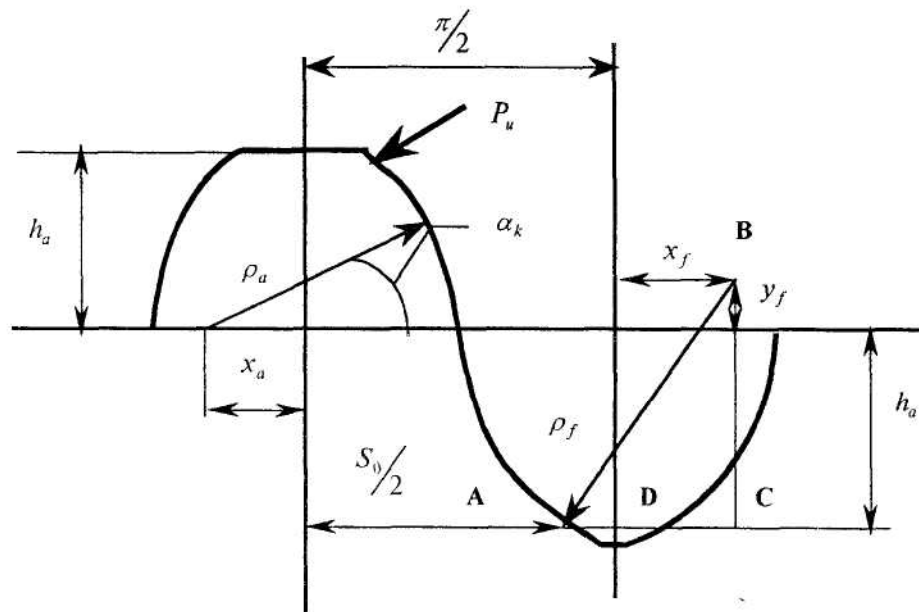


Рис. 3. До виведення рівняння максимального напруження від вигину в корені зуба

Формула розрахунку максимального напруження від вигину в корені перерізу зуба:

$$\sigma_{max} = \frac{6 P_u h_0}{B_n S_0^2}, \tag{11}$$

де h_0 – плече прикладання рівнодіючої P_u ;

S_0 – товщина кореня зуба в небезпечному перерізі;

B_n – довжина зуба в напрямку контактних ліній.

Плече прикладання рівнодіючої знаходимо з наступного співвідношення:

$$h_0 = h_a + h_a.$$

Товщину кореня зуба в небезпечному перерізі знаходимо з трикутника ABC: сторона $AD = \rho_f$, сторона $BC = y_f + h_a$ і тоді сторона $AC = \sqrt{\rho_f^2 - (y_f + h_a)^2}$.

Очевидно, що існує наступне співвідношення $S_0/2 + AD = \pi/2$ (рис. 3), де значення $AD = AC - x_f = \sqrt{\rho_f^2 - (y_f + h_a)^2} - x_f$. Тоді товщина кореня зуба в небезпечному перерізі дорівнює:

$$S_0 = \pi - 2AD = \pi + 2x_f - 2\sqrt{\rho_f^2 - (y_f + h_a)^2}.$$

З врахуванням отриманих співвідношень формулу (11) можна записати у наступному вигляді:

$$\sigma_{max} = \frac{6P_u(h_a + h_a)}{B_n \left(\pi + 2x_f - 2\sqrt{\rho_f^2 - (y_f + h_a)^2} \right)^2} \quad (12)$$

Алгоритм порівняльного аналізу. Відповісти на запитання, яка передача є оптимальною в тих або інших умовах експлуатації, не просто. Необхідне проведення порівняльних досліджень із комплексу показників працездатності (критеріїв), що поєднано з розв'язанням інших, не менш простих, питань: які показники є критеріями їхньої працездатності, але заздалегідь не мають змістовної інформації; які критерії є істотними (домінуючими), а які несуттєвими, і яка при цьому вага кожного з домінуючих показників у комплексі істотних критеріїв тощо.

У найпростішому випадку, коли до передачі ставиться єдина вимога, наприклад, передача повинна мати підвищену кінематичну точність (умовне позначення – чисельний g -критерій), то для порівняння двох передач досить порівняти $g^{(1)}$ -критерій першої передачі з аналогічним $g^{(2)}$ -критерієм другої передачі, розглянувши або різницю чисел $g^{(1)} - g^{(2)}$, або їхнє відношення $g^{(1)}/g^{(2)}$. За знаком різниці або за значенням відношення робиться висновок, яка передача краща.

Якщо ж працездатність передачі характеризується не одним, а декількома критеріями g_1, g_2, \dots, g_N , то необхідно знати значимість (вагу) кожного критерію, а також яким повинен бути аналітичний алгоритм (узагальнений критерій) оцінки з комплексу критеріїв.

Питання про значимість критеріїв g_1, g_2, \dots, g_N має однозначну відповідь лише при розгляді конкретної передачі в конкретних умовах експлуатації. Тому будемо вважати всі критерії g_1, g_2, \dots, g_N домінуючими (в іншому випадку несуттєві критерії виключаються з розгляду). Нехай далі кожний із домінуючих критеріїв характеризується числовим значенням, яке будемо позначати тією ж літерою, наприклад, критерій $g_1 = V^{(12)}$ – відносна швидкість ковзання АПЗ, м/с; критерій $g_2 = \max|u - u_0|$ – максимальне відхилення реального передаточного відношення u від його номінального значення u_0 (безрозмірна величина) і т. д. Будемо вважати, що зменшення (збільшення) числа g_i означає поліпшення (погіршення) i -го якісного показника (в іншому випадку розглядається критерій $\tilde{g}_i = 1/g_i$). Тоді:

- 1) при $g_i^{(1)}/g_i^{(2)} < 1$ перша передача оптимальніша за другу (за g_i -критерієм);
- 2) при $g_i^{(1)}/g_i^{(2)} > 1$ друга передача оптимальніша за першу;
- 3) при $g_i^{(1)}/g_i^{(2)} = 1$ обидві передачі оптимальні однаковою мірою.

Як узагальнений критерій природно розглянути наступний функціонал (G -критерій):

$$G = \sum_{i=1}^N \xi_i \frac{g_i^{(1)}}{g_i^{(2)}} = \xi_1 \frac{g_1^{(1)}}{g_1^{(2)}} + \xi_2 \frac{g_2^{(1)}}{g_2^{(2)}} + \dots + \xi_N \frac{g_N^{(1)}}{g_N^{(2)}};$$

$$\sum_{i=1}^N \xi_i = \xi_1 + \xi_2 + \dots + \xi_N = 1 \quad (\xi_1, \xi_2, \dots, \xi_N > 0).$$

Вагові коефіцієнти $\xi_i = const$ характеризують значимість критерію. Наприклад, якщо єдиним істотним критерієм є g_1 -критерій, то вважаючи, що $\xi_1 = \xi_2 = \dots = \xi_N = 0$, одержуємо $\xi_1 = 1$ і G -критерій набуває вигляду $G = g_1^{(1)}/g_1^{(2)}$.

Розглянемо інший приклад, коли для кожного з g_i -критеріїв порівнювані передачі є еквівалентними, тобто $g_i^{(1)}/g_i^{(2)} = 1$. Тоді $G = \sum \xi_i = 1$, що означає однакою оптимальність обох передач (незалежно від ваги кожного критерію), тобто ми аналітично констатували факт, який заздалегідь був очевидний. Природно, при $G < 1$ – перша передача оптимальніша за другу, а при $G > 1$ – навпаки.

Висновок

У явному вигляді отримані функціональні вирази якісних показників працездатності зубчастих конічних передач Новікова ДЛЗ. Запропоновано метод багатокритеріального порівняльного аналізу, що дозволяє виявити найбільш оптимальну передачу для конкретних умов експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Новиков М.Л. Зубчатые передачи с новым зацеплением. – М: ВВИА им. Н.Е. Жуковского, 1958. – 186 с.
2. Павленко А.В., Федякин Р.В., Чесноков В.А. Зубчатые передачи с зацеплением Новикова. – К.: Техніка, 1978. – 144 с.
3. Исходный контур, нормы точности и технология зубообработки передач Новикова с двумя линиями зацепления. – М.: ЦНИИТМАШ, 1966. – 186 с.
4. РД 2Н24-11-88. Передачи Новикова цилиндрические ДЛЗ с твердостью зубьев $H \geq 35 \text{ HRC}_3$. Исходный контур. – М., 1988. – 76 с.
5. Короткин В.И., Харитонов Ю.Д. Зубчатые передачи Новикова. – Ростов-на-Дону: Издательство Ростовского университета, 1991. – 207 с.
6. Дусев И.И. Аналитическая теория пространственных зацеплений и ее применение к исследованию гипондных передач: Диссертация д-ра техн. наук. – Новочеркасск, 1969. – 319 с.
7. Коростелев Л.В. Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений // Изв. вузов. Машиностроение, 1964. – № 10. – С. 22–26.
8. Грибанов В.М. О точности изготовления червячных фрез для зубчатых цилиндрических колес Новикова // Изв. вузов. Машиностроение, 1986. – № 2. – С. 158–160.
9. Грибанов В.М. Аналитическая теория точности пространственных зацеплений // Изв. вузов. Машиностроение, 1982. – № 4. – С. 49–52.
10. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
11. Рашевский П.Н. Курс дифференциальной геометрии. – М.: ГИТТЛ, 1950. – 420 с.
12. Грибанова Ю.В., Шшов В.П. Задача и метод многокритериального анализа зубчатых цилиндрических передач Новикова ДЛЗ // Вісник Східноукраїнського Державного Університету. – 1998. – № 4(14). – С. 140–145.

ГРІБАНОВ Віктор Михайлович – доктор технічних наук, професор, академік Транспортної академії України (ТАУ), завідувач кафедри «Прикладна математика» Східноукраїнського державного університету.

Наукові інтереси:

– точність передач зачепленням.

КУЧМА Юрій Володимирович – старший викладач кафедри «Прикладна математика» Східноукраїнського державного університету.

Наукові інтереси:

– точність передач зачепленням.

КОЧЕВСЬКИЙ Андрій Олександрович – аспірант кафедри «Прикладна математика» Східноукраїнського державного університету.

Наукові інтереси:

– точність передач зачепленням.

ДОСТАЛЬ Олександр Євгенович – студент четвертого курсу Східноукраїнського державного університету.

Наукові інтереси:

– точність передач зачепленням.