

*О.Е.Васильєва, к.т.н., Д.С.Борисов
(Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)*

ОПТИМІЗАЦІЯ ВИБОРУ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ЧИННИКІВ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ ПОЖЕЖНОГО УСТАТКУВАННЯ

Розроблена оптимізаційна модель вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастих передач пожежного устаткування з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень при перехідних процесах в період експлуатації зубчастих передач редукторів пожежного устаткування, яка дає можливість забезпечувати їх міцність і довговічність за зношуванням. Результати роботи, які отримані вперше, дають можливість враховувати питому кількість зовнішніх динамічних навантажень при визначенні конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастих передач пожежного устаткування.

Сучасний стан проблеми. Проектний розрахунок зубчастої передачі здійснюється шляхом вибору матеріалу для виготовлення ведучого та веденого коліс, визначаються базові, дійсні, граничні значення допустимих контактних напружень та напружень на згин. Обчислюється мінімальна міжосьова відстань передачі, число зубців шестерні та колеса і модуль зубчастої передачі. В кінцевому результаті встановлюють значення основних параметрів передачі: ділильні діаметри шестерні та колеса, ширину зубчастих вінців, колову швидкість і колову силу в зачепленні зубчастих коліс [1].

Проектний розрахунок здійснюється наближеним методом на підставі результатів експериментальних досліджень. Цей вибір залежить від схеми компоновки зубчастої передачі, матеріалу зубчастих коліс, бокового зазору між зубцями коліс і їх кута профілю робочої поверхні, передаточного відношення, жорсткості валів і коліс, моменту сил опору, режиму навантаження передачі, колової швидкості [2,4]. Тому розробка оптимізаційної моделі вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі є актуальною задачею машинобудування.

Мета роботи. На підставі аналізу сучасного стану питання вибору конструктивних та експлуатаційних чинників зубчастих передач пожежного устаткування в процесі проектного розрахунку ставиться мета, яка полягає в розробленні оптимізаційної математичної моделі та методу оптимізації вибору цих чинників.

Оптимізація вибору конструктивних та експлуатаційних чинників зубчастих передач. При розробленні конструкції редукторів пожежного устаткування, наприклад, коробки відбору потужності КОМ – 68Б, КОМ – 107, КОМ – ЦІА, як відомо, на перше місце висувають такі вимоги: відповідність розробленої конструкції її службовому призначенню; компактність конструкції; забезпечення встановленого терміну експлуатації при заданих режимах роботи; забезпечення високої надійності розробленої конструкції тощо.

Вказані вимоги можна забезпечити при розробленні оптимальної конструкції редуктора в тому числі і зубчастих передач. Тому це вимагає розроблення методики вибору оптимальних конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі з метою забезпечення її міцності та зносостійкості в процесі експлуатації.

Основою для розв'язання задачі оптимізації конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі є їх оптимізаційна математична модель та метод рішення. Ця задача приводиться до нелінійної задачі математичного програмування з лінійною функцією мети та нелінійними обмеженнями [2].

У загальному випадку таку оптимізаційну модель можна подати так:
мінімізувати функцію мети

$$\Phi(x), x \in R^n, \quad (1)$$

при n нелінійних обмеженнях типу

$$g_i(x) \geq 0, \quad (2)$$

де x належить області пошуку R .

Обмеження $g_i(x)$ розбиваються на два класи:

$$g_{2i-1}(x) = (x_i - a_i) \text{ та } g_{2i}(x) = (b_i - x_i).$$

Поставлена задача відноситься до дискретного програмування, а для її розв'язання використовувався метод Монте-Карло [2, 3].

Область допустимого розв'язання, яка визначається обмеженнями (2) на змінні чинники, обмежують n -мірним паралелепіпедом. За допомогою спеціальної програми формується послідовність псевдовипадкових чисел μ_i в інтервалі $0 \dots 1, 0$. Псевдовипадкові числа перетворюють до значень чинників за залежністю [2]

$$x_i = a_j + \mu_i (b_j - a_j), \quad (3)$$

де x_i – значення чинника на i -му етапі розв'язання задачі; μ_i – псевдовипадкове число на цьому етапі; a_j, b_j – відповідно, мінімальне та максимальне значення j -го обмеження.

Якщо при розв'язанні цієї задачі позначити число всіх випробувань для отримання мінімуму функції мети через N , а число точок, які попали в область R через K , то імовірність P попадання точки в область допустимого розв'язування при окремому випробуванні можна представити співвідношенням K / N .

При цьому можливі такі випадки:

$P = 0$ – область R відсутня (на практиці цей випадок може зустрітися при некоректній постановці задачі);

$0 < P < 1$ – перетинання областей A і B (рис.1);

$P = 1$ – область R співпадає з областю A .

Встановлено [2], що імовірність попадання окремих точок в область R не перевищує $0,2$, а в окремих випадках складає $0,02 \dots 0,05$. Останнє вимагає збільшення числа N необхідних випробувань до декількох десятків тисяч. Але це число N можна суттєво зменшити, якщо окіл точки мінімуму функції мети обмежити малим паралелепіпедом і в ньому виконувати випробування. Тому програму поділяють на дві частини – навчальну та виконавчу.

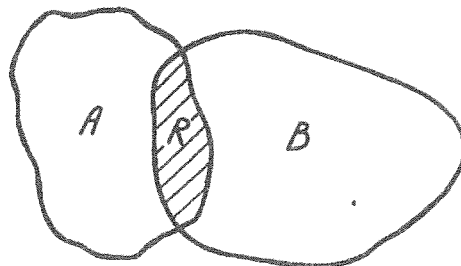


Рис.1. Випадок взаємного положення областей A і B

Після введення вихідних даних навчальна програма виконує декілька серій випробувань в області A , оцінює отриману імовірність попадання окремої точки в область R і будує новий паралелепіпед $A_1 < A$, в якому цикл випробувань повторюється. Далі навчальна програма будує новий паралелепіпед $A_2 < A_1$ таким чином, щоб збільшити імовірність P .

При імовірності $P \geq 0,95$, навчальна програма закінчує роботу і передає керування виконавчій програмі. Для реалізації цієї програми використовували ПЕОМ (комп'ютер).

Методика оптимізації вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі. Поставлена задача визначення оптимальних величин конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі в залежності від умов експлуатації приводиться до нелінійної задачі математичного програмування з лінійною функцією мети та нелінійними обмеженнями, тобто математичну оптимізаційну модель можна записати так:

функція мети

$$\begin{aligned} \Phi_1 &= |\sigma_H - \sigma_H^*| + |\sigma_F - \sigma_F^*| \rightarrow \min; \\ \Phi_2 &= |h_f - h_f^*| \rightarrow \min; \\ K_A &\rightarrow \min; K_{fA} \rightarrow \min; \end{aligned} \quad (4)$$

при обмеженнях

$$\begin{aligned} a_1 &\leq \Delta \leq b_1; \\ a_2 &\leq z_1 \leq b_2; \\ a_3 &\leq T_d \leq b_3; \\ a_4 &\leq T_{\#} \leq b_4; \\ a_5 &\leq U_{12} \leq b_5; \\ a_6 &\leq C_{д1} \leq b_6; \\ a_7 &\leq C_{12} \leq b_7; \\ a_8 &\leq C_{20} \leq b_8; \\ a_9 &\leq \beta \leq b_9; \\ a_{10} &\leq m_{\#} \leq b_{10}; \\ a_{11} &\leq K_{п.д.} \leq b_{11}; \\ a_{12} &\leq t \leq b_{12}, \end{aligned} \quad (5)$$

де σ_H – розрахункове контактне напруження, яке визначається згідно з ГОСТ 21354 – 87 за залежністю

$$\sigma_H = \sigma_{HO} \sqrt{K_H}; \quad (6)$$

де σ_F – розрахункове місцеве напруження при згині, яке визначається згідно з ГОСТ 21354 – 87 за залежністю

$$\sigma_F = (F_{tF}/bm) K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon, \quad (7)$$

де F_{tF} – колова сила; b – ширина зубчастого вінця веденого колеса; m – модуль; σ_H^* – контактне напруження, яке визначається в процесі оптимізації на кожному кроці за залежністю (6); σ_F^* – місцеве напруження при згині, яке визначається в процесі оптимізації на кожному кроці за залежністю (7); h_1 – допустиме значення величини зношування зубців коліс передачі, яке забезпечує нормальну роботу згідно з ГОСТ 1643 – 81; h_1^* – значення величини зношування зубців коліс передачі, яке визначається в процесі оптимізації на кожному кроці за залежністю

$$h_1 = 2a \lambda n z_s I_h t [1 + K_{ПД} (K_{fA} - 1)]. \quad (8)$$

де $K_{ПД}$ – коефіцієнт, який враховує питому кількість динамічних навантажень; K_A – коефіцієнт, який враховує зовнішні динамічні навантаження та визначається в процесі оптимізації на кожному кроці за залежністю [3]

$$K_A = \sqrt{\frac{1}{T_H} \cdot \left(\frac{\frac{4 \cdot \Delta}{m_t \cdot z_1} \cdot (T_d + \frac{T_H}{U_{12}} \cdot \eta_{12})}{T_d \cdot (\frac{1}{C_{d1}} + \frac{1}{C_{12}}) + T_H \cdot (\frac{1}{C_{12}} + \frac{U_{12}^2}{C_{20}} \cdot \eta_{12})} - T_H \right) + 1}, \quad (9)$$

де Δ – зазор між зубцями коліс в передачі; T_d – обертовий момент на валу двигуна; T_H – номінальний обертовий момент на ведучому валу передачі; K_{fA} – коефіцієнт, який враховує зміну коефіцієнта тертя при ударних навантаженнях зубців коліс передачі та визначається в процесі оптимізації на кожному кроці за залежностями [3]

$$h_1 = \frac{T_{\max} \cdot S_d}{2R_{1a} \cdot l \cdot E \cdot \cos^2 \alpha \cdot \cos^2 \beta}. \quad (10)$$

$$f_A = \frac{1}{4} \left(\frac{z_1 h_1}{2z_2 \sin \alpha (h_1 + \sqrt{h_1 \cdot \Delta})} \right). \quad (11)$$

$$K_{fA} = \frac{f_A}{f}. \quad (12)$$

де $a_1, a_2, \dots, a_{12}; b_1, b_2, \dots, b_{12}$ – допустимі границі зміни конструктивних і експлуатаційних чинників, які визначають при розробленні технічного завдання на конструкцію редуктора.

Вибір оптимальних конструктивних і експлуатаційних чинників виконувався при:

– розрахованих та вибраних значеннях згідно з ГОСТ 21354 – 87: σ_H, σ_{HO} – контактне напруження без врахування додаткових навантажень, тобто при $K_H = 1$; σ_{HP} – допустиме кон-

тактне напруження; σ_{Hrmax} – допустиме контактне напруження згину при тимчасовому перевантаженні; K_H - коефіцієнт навантаження, який визначають за залежністю

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad (13)$$

Де K_{Hv} – коефіцієнт, який враховує внутрішні динамічні навантаження; $K_{H\beta}$ - коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній; $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зубцями.

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}; \quad (14)$$

Де K_{Fv} – коефіцієнт, який враховує внутрішні динамічні навантаження, що виникають в зачепленні до зони резонансу; $K_{F\beta}$, $K_{F\alpha}$ - коефіцієнти, які враховують, відповідно, нерівномірність розподілення навантаження по довжині контактних ліній та розподілення навантаження між зубцями; σ_F ; σ_{Fr} – допустиме напруження згину; σ_{Frmax} – допустиме напруження згину при тимчасовому перевантаженні при максимальному обертовому моменті T_{max} [3]; Y_{FS} – коефіцієнт, який враховує вплив форми зубця та концентрацію напружень; Y_β – коефіцієнт, який враховує вплив кута нахилу зубця; Y_ϵ – коефіцієнт, який враховує вплив перекриття зубців; ψ_{ba} – коефіцієнт ширини вінця.

$$T_{max} = \sqrt{T_H \cdot \left(\frac{\frac{4 \cdot \Delta}{m_t \cdot z_1} \cdot (T_d + \frac{T_H}{U_{12}} \cdot \eta_{12})}{T_d \cdot (\frac{1}{c_{d1}} + \frac{1}{c_{12}}) + T_H \cdot (\frac{1}{c_{12}} + \frac{U_{12}^2}{c_{20}} \cdot \eta_{12})} - T_H \right) + T_H}, \quad (15)$$

де m_t – модуль коловий зубчастої передачі; $m_t = m_n / \cos \beta$; β – кут нахилу зубців; m_n – модуль нормальний; z_1 – кількість зубців ведучого зубчастого колеса; U_{12} – передаточне число зубчастої передачі; η_{12} коефіцієнт корисної дії передачі;

$$C_1 = \frac{R_1^2 \cdot 3 \cdot E_1 \cdot I_1}{h^3}; \quad C_2 = \frac{R_2^2 \cdot 3 \cdot E_2 \cdot I_2}{h^3};$$

де R_1, R_2 – радіуси ділительних кіл зубчастих коліс передачі; h – висота зубця; E_1, E_2 – модулі пружності; I_1, I_2 – моменти інерції;

$$C_{d1} = \frac{\pi \cdot G \cdot d_{d1}^4}{32 \cdot I_{d1}}; \quad C_{20} = \frac{\pi \cdot G \cdot d_{20}^4}{32 \cdot I_{20}};$$

де d_{d1}, d_{20} – діаметри валів пружних елементів системи; I_{d1}, I_{20} – довжини валів пружних елементів системи; G – модуль пружності, a – напівширина площини контакту (для випадку контакту циліндра з площиною), яка визначається за формулою Герца [5]

$$a = 1,07 \sqrt{N \theta \rho / l}, \quad (16)$$

де N – нормальна сила, яка діє в зачепленні; θ – приведений модуль пружності; ρ – приведений радіус кривизни; l – довжина контактних ліній; λ – коефіцієнт, який характеризує співвідношення номінальної площі контакту до номінальної площі тертя [5, 6]

$$\lambda = |(\rho_1/\rho_2) U_{12}| - 1,$$

де ρ_1, ρ_2 – відповідно радіуси кривизни профілю ведучого та веденого коліс.

Значення постійних чинників для розрахунку зношування: f – коефіцієнт тертя між зубцями при статичному навантаженні; E – середнє значення модуля пружності для ведучого та веденого коліс; z_s – кількість пар зачеплення з ведучим зубчастим колесом; n – частота обертання ведучого зубчастого колеса; I_H – інтенсивність зношування зубців ведучого колеса при статичному навантаженні [6].

На підставі розробленої оптимізаційної моделі були виконані розрахунки, які показали її високу надійність при порівнянні отриманих результатів з результатами експериментальних досліджень, що виконувалися на випробувальному стенді, який імітував динамічні навантаження за заданою програмою.

Виконана робота по створенню оптимізаційної математичної моделі вибору конструктивних і експлуатаційних чинників зубчастої передачі дала змогу зробити такі висновки.

Висновки

1. Розроблена модель є універсальною і дає можливість визначати оптимальні значення конструктивних і експлуатаційних чинників для різних умов експлуатації.
2. Для розв'язання задачі оптимізації розроблено принципово нову методику, яка є синтезом методу послідовної мінімізації з використанням методу Монте-Карло.
3. Оптимізаційна модель дозволяє визначати такі оптимальні значення конструктивних і експлуатаційних чинників, які забезпечують зменшення коефіцієнта, що враховує зовнішні динамічні навантаження, на 28...49 % у порівнянні зі звичайними методами їх розрахунку.
4. Розроблена модель дає можливість забезпечувати міцність та зносостійкість циліндричних зубчастих передач пожежного устаткування в процесі експлуатації з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень.

ЛІТЕРАТУРА:

1. Гуліда Е.М. Методичний посібник для виконання курсової роботи з дисципліни „Прикладна механіка” – Львів, ЛППБ, 2003. – 23 с.
2. Ермаков С.М., Михайлов Г.А. Курс статического моделирования. – М.: Изд-во "Наука", 1976. – 320с.
3. Васильєва О.Е. Забезпечення міцності та зносостійкості циліндричних зубчастих передач редукторів загального призначення з урахуванням дії зовнішніх динамічних навантажень: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.02.02 / НУ «Львівська політехніка». – Львів, 2002. – 20 с.
4. Гуліда Э.Н. Управление надежностью цилиндрических зубчатых колес. - Львов: Вища школа, 1983. - 136с.
5. Дроздов Ю.Н. К расчету зубчатых передач на износ.// Машиноведение, №2, 1969. – С.84 – 88.
6. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбалов В.С. Основы расчетов на трение и износ. М., 1977. 526с.

*О.М.Щербина, к.фарм.н., доцент,
В.В.Попович, студент (Львівський інститут пожежної безпеки МНС України)*

РЕАКЦІЇ ІДЕНТИФІКАЦІЇ ДЕЯКИХ ВОГНЕГАСНИХ РЕЧОВИН (ГАЛОГЕНОВУГЛЕВОДНІВ)

Наведено методики ідентифікації чотирихлористого вуглецю і хлороформу, які дають можливість відрізнити їх від дихлоретану.

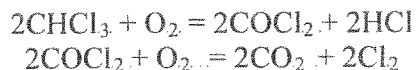
Галогеновуглеводні – це похідні вуглеводнів, в яких один або більше атомів водню заміщені атомами галогену. В основу їх класифікації покладений поділ на моногалогенопохідні з одним атомом галогену і полігалогенопохідні з двома або більшою кількістю атомів галогену. В свою чергу, кожна з цих двох груп поділяється на насичені та ненасичені. Їх фізичні та хімічні властивості сприяють їх широкому застосуванню не тільки у промисловості, а й в побуті [4, 6].

Полігалогенопохідні насичені вуглеводні (чотирихлористий вуглець, хлороформ, дихлоретан) внаслідок своєї хімічної інертності і термічної стійкості застосовуються як розчинники, холодоагенти, аерозольні розпилювачі (пропіленти), високотемпературні мастила, піноутворювачі, наповнювачі вогнегасників тощо [1,4,5].

Напрямок наших досліджень є вивчення впливу пожеж і вогнегасних речовин на навколишнє природне середовище і життєдіяльність людей.

Аналіз досліджень і публікацій показує, що деякі галогенопохідні вуглеводнів є ефективними інгібіторами горіння [1, 5, 6]. Вже при наявності в повітрі декількох процентів фреонів (хладонів) припиняється процес горіння більшості речовин у газовій фазі, але деякі з них (чотирихлористий вуглець) руйнують озоновий шар атмосфери. До галогенопохідних вуглеводнів, які не руйнують озонового шару, відносяться різні фторвуглеводні: трифторметан CHF_3 , пентафторетан C_2HF_5 , гексафторпропан $\text{C}_3\text{H}_2\text{F}_6$ і інші. Ці фторвуглеводні забезпечують чисте та безпечне гасіння пожеж, але за своєю ефективністю значно поступаються фреонам.

Чотирихлористий вуглець (тетрахлорид вуглецю) CCl_4 входить до складу комбінованих вогнегасних засобів як інгібітор горіння. При його наявності в хімічних лабораторіях, складах, при високих температурах (при пожежі) внаслідок окиснення на повітрі (особливо на сонячному світлі) з нього і з його метаболіту хлороформу CHCl_3 утворюється токсичний газ фосген COCl_2 і вільний хлор.



При контакті з водою фосген розкладається, внаслідок чого при гасінні пожежі утворюється високотоксичне середовище.

Для виявлення фосгену (як незарядженої домішки) до хлороформу додають 1%-ний розчин дифеніламіну і 1%-ний розчин п-диметиламінобензальдегіду в ацетоні. При наявності навіть 0,01% фосгену через 15хв з'являється жовте забарвлення. Дослід на чистоту хлороформу можна виконати також з бензидином. При розчиненні його в хлороформі при наявності фосгену спостерігається помутніння, а при наявності вільного хлору – синє забарвлення [3,7].

Хлороформ (метилідин хлорид) CHCl_3 застосовується для отримання фреонів і хладонів.