

Е.М.ГУЛИДА, д-р техн. наук, Львівський ДУ БЖД
О.Е.ВАСИЛЬЄВА, канд. техн. наук, Львівський ДУ БЖД

ОПТИМІЗАЦІЯ КОНСТРУКТИВНИХ ЕЛЕМЕНТІВ ЦИЛІНДРИЧНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ В ПРОЦЕСІ ЇХ ПРОЕКТУВАННЯ

Розглянуто методологію оптимізації конструктивних елементів циліндричних зубчастих передач в процесі їх проектування з використанням математичних моделей, які пов'язані з міцністю, жорсткістю та розмірами кожного елемента, що входить до складу передачі, а саме: корпусу, валів та зубчастих коліс.

Methodology of optimization of structural elements of the cylinder gearing is considered in the process of their planning with the use of mathematical models, which are related to durability, inflexibility and sizes of every element, that enters in the complement of transmission, namely: corps, billows and gear-wheels.

Сучасний стан проблеми. Основною проблемою сучасного машинобудування є забезпечення згідно із службовим призначенням обґрунтованого вибору оптимальної структури та параметрів запроєктованої конструкції. Важливим і відповідальним етапом проектування, виготовлення та експлуатації будь-якої конструкції є початковий етап, на якому розробляються принципові схеми, ескізні проекти та вибирається оптимальний варіант, тобто виконується синтез конструктивного рішення. Ефективність цих рішень впливає на собівартість розробленої конструкції виробу та її експлуатаційні показники.

Проблемами структурного синтезу та параметричної оптимізації різних конструкцій займалися відомі вчені І.І. Артоболевський, М.Д. Генкін, Є.М. Герасимов, А.Ф. Кіріченко, П.Л. Носко, Б.І. Кіндрацький та багато інших. Результати їх роботи дозволили впровадити в машинобудівну галузь промисловості різні методи оптимізації та синтезу машинобудівних конструкцій.

Стосовно зубчастих передач питаннями оптимізації та синтезу конструктивних рішень, а також розробленням різних методів синтезу в цьому напрямку, займалися К.І. Заблонський [1], А.Ф. Кіріченко [2], Шишов В.П. [3, 4], Утутов М.Л. [5] та інші. Але розроблені методи стосуються лише окремих елементів зубчастих коліс передач. Тому була поставлена задача розробити таку методологію, яка б дозволила синтезувати загалом кожен окрему конструктивну складову зубчастої передачі.

Мета роботи. На підставі результатів теоретичних і експериментальних досліджень розробити оптимізаційні багатокритеріальні математичні моделі синтезу окремих конструктивних складових циліндричної зубчастої передачі.

Розглянемо розв'язання цього питання на прикладі синтезу конструкції ведучого зубчастого колеса (шестерні) та веденого колеса циліндричної зубчастої передачі.

Оптимізаційна математична модель синтезу конструктивних параметрів зубчастих коліс передач. Багатокритеріальні оптимізаційні задачі в залежності від того, в якому вигляді виявляється дія різних критеріїв, поділяються на п'ять класів [6]. Для розв'язання розглядаємої задачі приймаємо третій клас – множину умов, тобто технічна система повина функціонувати в різних умовах, для кожної з яких якість функціонування характеризується деяким частковим критерієм. Ефективність системи визначається в цьому випадку сукупністю величини критеріїв для кожної з умов. Часткові критерії мають однакову природу та однакову розмірність.

Одним із головних чинників, які характеризують якість любого виробу, є його надійність. В свою чергу одним з основних показників надійності є довговічність кожного складового елемента та виробу загалом. Згідно із ДСТУ 2860-94 показником довговічності елемента виробу є термін його служби (наробіток) на відмову $T_{сер}$. До цього ж необхідно одночасно додати, що збільшення довговічності виробу без урахування його економічних показників надійності може бути не обґрунтованим.

Виходячи з наведеного положення для оптимізації та синтезу конструктивних параметрів зубчастих коліс передачі приймаємо наступні критерії:

1) економічний показник надійності зубчастого колеса K_e [7], помножений на середній наробіток на відмову цього ж колеса $T_{сер}$ [8]

$$K_e = (Q_B + Q_E) / T_E, \text{ грн/год}; \quad (1)$$

$$T_{сер} = N_{ц} / [n_{ц} \cdot 60 (\sigma_e / \sigma_r)^k], \text{ год} \quad (2)$$

де Q_B – вартість виготовлення зубчастого колеса, грн; Q_E – сумарні витрати на експлуатацію, грн; T_E – заданий період експлуатації, год; $N_{ц}$ – базове число циклів напружень (для контактних напружень $N_{ц} = N_{Hlimb} = 30HВ^{2.4}$, для напружень на згин $N_{ц} = N_{Flimb} = 4 \cdot 10^6$); $n_{ц}$ – частота циклів напружень, $хв^{-1}$; σ_e – еквівалентне напруження (відповідно σ_H та σ_F), МПа; σ_r – границя витривалості (відповідно σ_{Hlimb} та σ_{Flimb}), МПа; k – показник степені кривої витривалості ($k = 6$ для коліс з однорідною структурою матеріалу та шліфованою перехідною поверхнею незалежно від твердості та термічної обробки зубців; $k = 9$ для зубчастих коліс азотованих, а також цементованих і нітроцементованих із не шліфованою перехідною поверхнею);

2) вартість надійності [8]

$$Q_H = Q_{II} (T_E / T_{сер})^a, \text{ грн} \quad (3)$$

де Q_H – вартість надійності прототипу, грн; a – показник степені, який характеризує рівень прогресивності виробництва з точки зору надійності виробу; $a =$
 Вибір цих критеріїв положеннями. При збільшенні поступово збільшується до випадку він приймає нормальний режим роботи Другий критерій Q_H поступово зменшується за експлуатаційних витрат, кількості відмов (рис.1).

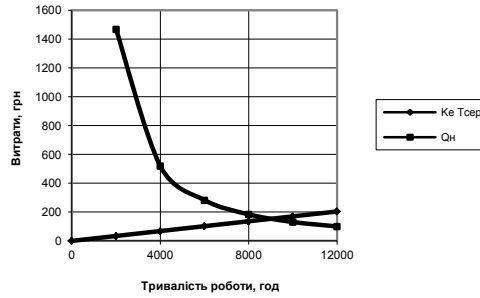


Рис. 1. Критеріальні залежності

можливостей підвищення 1,3...1,5. можна пояснити наступними $T_{сер}$ прийнятий критерій $K_e \cdot T_{сер}$ межі, коли $T_{сер} = T_E$. В цьому значення $Q_B + Q_E$, що вказує на (рис.1). навпаки при збільшенні $T_{сер}$ рахунок зменшення тобто за рахунок зменшення

Використовуючи оптимізації та синтезу зубчастих коліс передачі, представимо їх у вигляді двокритеріальної оптимізаційної поверхні (рис. 2).

прийняті критерії для конструктивних параметрів

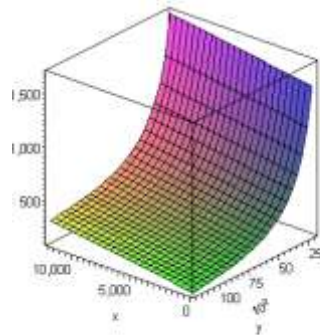


Рис. 2. Двокритеріальна оптимізаційна поверхня

По осі X (рис. 2) відкладаємо тривалість роботи зубчастої передачі, яка пропорційна економічному показнику надійності зубчастого колеса K_e , а по осі Y – тривалість роботи зубчастої передачі, яка пропорційна вартості надійності Q_H . Тоді загальний критерій оптимізації можна представити виду

$$|K_e \cdot T_{сер} - Q_H| \quad (4)$$

Після прийняття критеріїв оптимізації переходимо до розроблення оптимізаційної математичної моделі синтезу конструктивних елементів зубчастих коліс. Математичну оптимізаційну модель можна записати так:

функція мети

$$\Phi = |\phi_H^- - \sigma_H| + |\phi_E^- - \sigma_E| \Rightarrow \min ; \quad (5)$$

за критерієм

$$|K_e \cdot T_{сер} - Q_H| \Rightarrow \min ; \quad (6)$$

за обмежень

$$\begin{aligned} a_1 &\leq P \leq b_1 ; \\ a_2 &\leq K_H \leq b_2 ; \\ a_3 &\leq z_1 \leq b_3 ; \\ a_4 &\leq u \leq b_4 ; \\ a_5 &\leq \Psi_{ba} \leq b_5 ; \\ a_6 &\leq \beta \leq b_6 ; \\ a_7 &\leq d_o \leq b_7 ; \\ a_8 &\leq l \leq b_8 ; \\ a_9 &\leq d_m \leq b_9 ; \\ a_{10} &\leq \delta_o \leq b_{10} ; \\ a_{11} &\leq e \leq b_{11} ; \\ a_{12} &\leq n_1 \leq b_{12} ; \\ a_{13} &\leq \Pi \leq b_{13} ; \\ a_{14} &\leq T_E \leq b_{14} ; \end{aligned} \quad (7)$$

$$a_{15} \leq R_a \leq b_{15},$$

де ϕ_H^-, ϕ_E^- - допустимі напруження на контактну витривалість і на витривалість при згині відповідно, МПа; σ_H, σ_F - дійсні напруження на контактну витривалість і на витривалість при згині відповідно, МПа; P - потужність, яка передається зубчастою передачею, кВт; K_H - коефіцієнт, який враховує короткочасні перевантаження; z_1 - число зубців ведучого колеса (шестерні); u - передаточне число передачі; ψ_{ba} - коефіцієнт ширини вінця коліс; β - кут нахилу зубців, град; d_o - діаметр отвору маточини, мм; l - довжина маточини, мм; d_m - зовнішній діаметр маточини, мм; δ_o - товщина обода вінця, мм; e - товщина диска, який з'єднує маточину з вінцем, мм; n_1 - частота обертання ведучого колеса (шестерні), хв.⁻¹; TI - ступінь точності зубчастої передачі згідно з ГОСТ 1643-81; R_a - шорсткість робочих поверхонь зубців; a_1, a_2, \dots, a_{15} - мінімальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників, які визначають на стадії розроблення технічного завдання на проектування; b_1, b_2, \dots, b_{15} - максимальні значення експлуатаційних і конструктивних чинників.

Поставлена задача відноситься до дискретного програмування, а для її розв'язання використовували метод Монте-Карло. Область допустимого розв'язання, яка визначається обмеженнями (7) на змінні чинники та критеріями оптимізації (6), оточують n -мірним паралелепіпедом. За допомогою спеціальної програми утворюється послідовність псевдовипадкових чисел μ_i в інтервалі 0...1,0. Псевдовипадкові числа перетворюють до значень чинників за залежністю

$$x_i = a_j + \mu_i (b_j - a_j), \quad (8)$$

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.

Для розв'язання представленої оптимізаційної задачі було розроблено алгоритм, який включав всі необхідні розрахунки для зубчастої передачі з одночасним визначенням критеріїв оптимізації: 1) проектний, за допомогою якого визначалася мінімальна міжосьова відстань a_{wmin} і мінімальне значення модуля m_n ; 2) перевірка активних поверхонь зубців на контактну витривалість; 3) перевірка активних поверхонь зубців на контактну міцність; 4) перевірка зубців на витривалість при згині; 5) перевірка зубців на міцність при згині.

На підставі алгоритму був розроблений пакет прикладних програм, який дозволив з використанням ПЕОМ виконувати розв'язування поставленої задачі в області допустимих розв'язків, що обмежується функцією мети (5), критеріями (6) та обмеженнями (7).

В процесі роботи на ПЕОМ було встановлено, що імовірність попадання окремих точок в область допустимих розв'язків не перевищує 0,2, а в окремих випадках складає 0,02...0,05. Останнє вимагає збільшення числа N необхідних випробувань до декількох десятків тисяч. Але це число N можна суттєво зменшити, якщо околицю точки мінімуму функції мети оточити малим паралелепіпедом і в ньому виконувати випробування. Тому програму поділили на дві частини - навчальну та виконавчу.

Після введення вихідних даних навчальна програма виконує декілька серій випробувань в області допустимих розв'язків та оцінює отриману імовірність попадання окремої точки в цю область і будує новий паралелепіпед, в якому цикл випробувань повторюється. Далі навчальна програма будує ще новий паралелепіпед таким чином, щоб збільшити імовірність попадання точки в область допустимих розв'язків. При імовірності $P \geq 0,75$ навчальна програма закінчує роботу і передає керування виконавчій програмі, яка визначає всі конструктивні чинники з урахуванням найменшого значення за модулем критерія (6).

Аналогічні багатопараметричні оптимізаційні математичні моделі та пакети прикладних програм були розроблені для синтезу всіх основних конструктивних елементів циліндричної зубчастої передачі, а саме безпосередньо для зубчастої передачі (розглянуто вище), валів і корпусів. Час синтезу параметрів складових конструктивних елементів передачі на ПЕОМ не перевищує 20...40 с.

Висновки.

1. Розроблено метод багатопараметричного синтезу конструктивних чинників основних складових елементів циліндричної зубчастої передачі з використанням оптимізаційних багатокритеріальних математичних моделей, який дозволяє у декілька разів скоротити цикл конструкторської підготовки виробництва.

2. Для реалізації методу багатопараметричного синтезу конструктивних чинників, в процесі розв'язування оптимізаційних багатокритеріальних математичних моделей на ПЕОМ, використано метод Монте-Карло, що значно спрощує процес оптимізації за рахунок використання псевдовипадкових чисел.

3. Використання прийнятих критеріїв оптимізації дозволяє обґрунтовано забезпечувати встановлений ресурс роботи запроєктованої циліндричної зубчастої передачі.

4. Виконана робота для багатопараметричного синтезу конструктивних чинників основних складових елементів циліндричної зубчастої передачі потребує подальшого удосконалення з метою поєднання її з існуючими системами комп'ютерного проектування.

Список літератури: 1. *Заблонский К.И.* Зубчатые передачи. - К.: Техніка, 1977. - 208 с. 2. *Кириченко А.Ф., Бережной В.А.* Перспективы улучшения работы эвольвентных передач. // Вісник Національного технічного університету „Харківський політехнічний інститут”. - Харків: НТУ „ХПІ”, 2004. - Вип. 31. - С. 82-88. 3. *Шишов В.П., Ткач П.Н., Ревякина О.А., Мухоматов А.А.* Синтез цилиндрических зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью. // Вісник Східноукр. нац. ун-ту ім. В. Даля. - №10(56). - Луганськ: ВНУ ім. В. Даля. - 2002. - С. 247-254. 4. *Шишов В.П., Ткач П.Н.* Дифференциальные уравнения для синтеза зубчатых передач с двояковыпукло-вогнутыми зубьями. // Подъемно-транспортная техника. - №4. - 2003. - С. 25-32. 5. *Утатов Н.Л.* Синтез

уравнительного механизма из некруглых зубчатых колес для цепных приводов. // Вестник машиностроения. - №8. - 1986. - С.37-39. **6.**
Кіндрацький Б.І., Сулим Г.Т. Рациональне проектування машинобудівних конструкцій. - Львів: КІНПАТРІ ЛТД, 2003. - 280 с. **7.**
Проникав А.С. Надежность машин. - М.: Машиностроение, 1978. - 502 с. **8.** *Гриневич Г.П., Каменская Е.А., Алферов А.К., Златопольский А.В.* Надежность строительных машин. - М.: Стройиздат, 1975. - 296 с.

Поступила в редакцию 26.05.07