

П.Н. КАЛИНИН, канд. техн. наук, Академія внутрішніх військ МВС України (Харків, Україна)
Л.В. КУРМАЗ, канд. техн. наук, Політехніка Свентокшистська в Кельцах (Польща)
Ю.В. ЖЕРЕЖОН-ЗАЙЧЕНКО, НТУ „ХПІ” (Харків, Україна)

ДО ПИТАННЯ ОПТИМАЛЬНОГО СИНТЕЗУ ПЛАНЕТАРНОЇ ЗУБЧАСТОЇ ПЕРЕДАЧІ

У статті представлена методологія синтезу оптимально-раціонального варіанту планетарної зубчастої передачі колісного редуктора для приводу автомобіля. Задача синтезу розглядається як багатокритеріальна. Обґрунтовано використання методу допустимих множин, що дозволяє керувати процесом параметричного синтезу оптимально-раціонального рішення. Наведено приклад застосування запропонованого методу.

In clause the submitted methodology of synthesis of optimum - rational variant of planetary gear transfer of a wheel reducer for a drive of the automobile. The task of synthesis is considered as a lot of criterion. Is proved uses of a method of allowable sets, which permits to operate process of parametrical synthesis of the optimum - rational decision. The example of use of the offered method is considered.

Постановка проблеми. Розвиток машинобудування, зокрема транспортного, сьогодні пов'язаний із можливістю рішення складних і комплексних задач проектування технічних об'єктів, зокрема планетарних передач, істотним поліпшення їх якості і технічного рівня. В роботі ця проблема розглядається на прикладі синтезу планетарної передачі колісного редуктора автомобіля підвищеної прохідності.

Питання оцінювання технічної досконалості приводів та їх елементів, формалізації технологій проектування та управління якістю проектування, і, як результат, якістю спроектованого об'єкту, безумовно є актуальними.

Аналіз літературних джерел. Проблеми оптимального проектування технічних об'єктів розглядаються активно /1–4/, але загальної методології оптимального проектування технічних об'єктів не створено. Останнє твердження відноситься і до передач зачепленням /5/, зокрема планетарних передач /6/.

Встановлено, що для забезпечення ефективності оптимального проектування і САПР конкурентоспроможних конструкцій технічних об'єктів істотне значення має проблема багатокритеріального оцінювання їх якості, що суттєво ускладнюється численною множиною зв'язків між параметрами стану технічних об'єктів і різноманітними ознаками їх якості. Практика субоптимізації компонентів планетарних передач за ознаками коефіцієнтів корисної дії, питомої маси, габаритів, відносної вартості, трудомісткості та ін. свідчить про недостатню інформативність окремих критеріїв якості, їх статистичну неоднорідність та часову неслухняність, що перешкоджає технічному удосконаленню конструкцій на ранніх стадіях проектування.

Ускладнення задач проектування технічних об'єктів полягає у тому, що вони багатокритеріальні із суперечливими цільовими функціями, тому конструктору важко вибрати обґрунтоване компромісне рішення: класичні методи пошуку екстремумів і більшість нових пошукових методів оптимізації призначені, як правило, для рішення однокритеріальних задач. У відповідності до цього вектор критеріїв якості згортають. При відсутності методів об'єктивного визначення вагомості різнорідних критеріїв якості виробу побудова єдиного вектора якості неоднозначна а, відповідно, при цьому якість рішення погіршується. Для побудови якісної машини або технічного об'єкту треба користуватися методами, де кількість параметрів оптимізації, кількість критеріїв, які характеризують якість машини, не повинно бути обмеженим.

Відсутність загальних методів оцінки якості технічних об'єктів і синтезу оптимальних варіантів спонукає пошуку та розробку часткових методів.

Мета роботи. В даний час можна вважати загальновідомим, що проблема оптимізації є однією із центрових у техніці. Яку б задачу не вирішував інженер, від завжди намагається знайти найкраще рішення – вибрати оптимальний варіант.

Проблема постановки задачі оптимального проектування пов'язана із вирішенням традиційних проблем: побудови проектно-математичної моделі об'єкту проектування $\hat{O} = D(\alpha)$, вибору вектора параметрів оптимізації $\alpha(\alpha_1, \alpha_2, \dots, \alpha_m)$ та вектора критеріїв якості $\hat{O}(\hat{O}_1(\alpha), \hat{O}_2(\alpha), \dots, \hat{O}_n(\alpha))$, вибору методу пошуку оптимального рішення.

На параметри оптимізації та критерії якості звичайно накладаються параметричні та функціональні обмеження. Безумовно моделі проектування технічних об'єктів виявляються дуже складними. Труднощі виникають і з формуванням критеріїв оптимізації, бо часто інженер добре знає, чого він хоче, але сформулювати своє бажання не може. Проектно-математична модель технічного об'єкта складається із аналітичних залежностей, таблиць, графічних даних, рекомендації та вимоги ДСТУ, ГОСТ і таке інше. Внаслідок того, що технічні системи відносять до класу грубих систем, з урахуванням особливостей їх проектування градієнтні методи для оптимального проектування використовувати не доцільно і треба віддавати перевагу прямим методам.

Характерними обмеженнями, що стримують широке впровадження методів оптимізації в інженерну практику, є недостатні обсяги статистичних даних, неконтрольованість точності рішень, що базуються на експертній інформації, відсутність єдиного універсального підходу до побудови математичних моделей, які

відображають послідовно-ітераційний процес проектування багатокomпонентних виробів системної складності.

У роботі /7/ деякі питання оптимально-раціонального проектування зубчастого електромеханічного привода із використанням методу допустимих множин вже розглядалися. У розвиток означених питань, з метою подальшого вирішення проблем оптимального синтезу технічних об'єктів, зокрема планетарних передач, і розробляється дана стаття.

У якості об'єкта дослідження у роботі розглядається планетарна передача (ПП), що складає основу колісного редуктора привода транспортного засобу (рис.1).

Побудова проектно-математичної моделі планетарної передачі. Вибір параметрів та критеріїв оптимізації. Задача оптимального проектування ПП безумовно потребує створення її проектно-математичної моделі (ПММ). Звичайна така модель оформлюється у вигляді комп'ютерної програми, що включає сучасні методику проектування та інформаційну базу із необхідним довідковим матеріалом.

Розроблена ПММ «ПП» представлена у виді комп'ютерної програми DM35, що входить у пакет «Комп'ютерних технологій проектування деталей машин» навчально-дистанційного комплексу НДК-ДМ Академії ВВ МВСУ. Модульний принцип побудови ПММ відповідає самій ідеології проектування, яка дозволяє змінювати параметри оптимізації та критерії якості, уточнювати методики проектування чи синтезу окремих елементів, без зміни інших модулів і т.д. – тобто носить модульний характер.

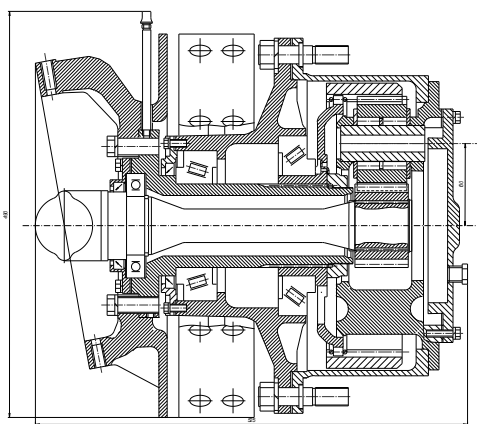


Рис. 1 – Колісний редуктор

Умови синтезу планетарної передачі. Проектування ПП здійснюється за умовами кінематичного, геометричного та силового синтезу /6/.

Кінематичний синтез ПП зводиться до вибору чисел зубців сонця z_a , сателітів z_g і епіциклу z_b , які забезпечують задане передаточне число u^* тобто

$$u_{ah}^b = 1 + z_b / z_a = u^* \quad (1)$$

при виконанні умови співвісності

$$z_g = (z_b - z_a) / 2 \quad (2)$$

умови симетричного розташування сателітів

$$z_a + z_b = \lambda n_g \quad (\lambda - \text{ціле число}) \quad (3)$$

умови сусідства

$$(z_a + z_g) \sin(\pi / n_g) > (z_g + 2) \quad (4)$$

Геометричний синтез ПП зводиться до забезпечення заданої міжосьової відстані

$$a_w = 0,5m_n(z_a + z_g) / \cos \beta = a_w^* \quad (5)$$

де m_n – модуль зачеплення, що відповідає ГОСТ 9563-60.

Цілков виправдано бажання синтезувати планетарну передачу прямозубою ($\beta=0$), бо це спрощує її конструкцію.

Силовий синтез циліндричних евольвентних зубчастих передач з модулем $m \geq 1$ і виконується відповідно до ГОСТ 21354-87.

Особливість силового синтезу планетарних зубчастих передач полягає в необхідності врахування розподілу потужності, що підводиться до ведучого центрального колеса на потоки, кількість яких залежить від кількості сателітів.

Відомо, що найбільш навантаженим є зачеплення $a-g$, а перевіріні розрахунки на міцність виконують за умовами, зокрема,

– на контактну міцність

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \sqrt{K_H} \leq \sigma_{HP}, \quad (6)$$

Де $\sigma_{H0} = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{(F_{Ht} / (b_W d_{Wa})) \cdot (u_{ag} + 1) / u_{ag}}$, $K_H = K_A K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha}$, $F_{Ht} = 2T_{Hag} / d_{Wa}$;
– на втому при згині

$$\sigma_F = (F_{Fi} / (b_W m_n)) K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon, \quad (7)$$

де $K_F = K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha}$, $F_{Fi} = 2T_{Fag} / d_{Wa}$;

– на міцність при дії максимального навантаження

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{T_{max} / T_H} \leq \sigma_{HPmax}, \quad \sigma_{Fmax} = \sigma_F T_{Fmax} / (T_F K_A) \leq \sigma_{FPmax} \quad (8)$$

Тут d_{Wa} – початковий діаметр центрального колеса, мм; $\psi_{bd} = b_W / d_{Wa}$ – коефіцієнт ширини зубчастого вінця; $u = z_2 / z_1$ – передаточне число передачі; σ_{HP} – допустиме контактне напруження передачі, МПа; $T_{ag} = T_a \cdot K_{Hg} / n_g$ – крутний момент, що передається через зачеплення $a-g$; n_g – число сателітів; T_a – крутний момент на центральному колесі; $K_A, K_{H\beta}, K_{H\alpha}, K_{F\beta}, K_{H\alpha}, K_{F\alpha}, K_{H\alpha}, K_{F\alpha}$ – поправкові коефіцієнти.

Розглядаючи умови міцності зубчастих передач (6)–(8) можна оцінити значення крутного моменту T_{PL} , що може передавати ПП.

$$T_{PL} = T_{ag} \cdot \eta_{i\bar{i}} \cdot n_g \cdot u_{i\bar{i}} \quad (9)$$

Вибір параметрів та критеріїв оптимізації. Вектор параметрів α' , що характеризують стан якості технічного об'єкта, як правило, великий. Проте для ефективного рішення оптимізаційних задач проектування треба із вектора α' визначити вектор суттєвих параметрів α . Невдалий вибір варійованих параметрів моделі або вибір несуттєвих параметрів може значно погіршити процес знаходження оптимального рішення або зовсім зіпсувати процес оптимізації.

Проведене додаткове дослідження дозволило для синтезу досліджуваної ПП скласти множину варійованих параметрів із 5 елементів: $\alpha(\alpha_1, \dots, \alpha_5) = (z_a, z_g, z_b, n_c, m)$.

Прагнення зменшити габарити колісних редукторів приводить до необхідності вибору на меншому зубчастому колесі мінімально припустимого числа зубців, яке обмежується умовою відсутності підрізання, а також умовою розміщення зубчастого колеса на валу. З іншого боку збільшення кількості зубців дозволяє збільшити коефіцієнт перекриття і відповідно зменшити шум при роботі передачі. З урахуванням цього, на z_a накладаємо обмеження $17 \leq z_a \leq 30$, а функціональні обмеження відповідають розглянутим вище умовам синтезу.

На першому етапі синтезу ПП колісного редуктора, для відпрацювання методики оптимального синтезу сформульовані 3 локальних критеріїв якості \hat{O}_v :

1) \hat{O}_1 – кінематична точність:

$$\hat{O}_1 = \Delta_u = (u_f - u^*) / u^* \times 100 \quad (9)$$

де u_f , u^* – фактичне і потрібне передаточне число редуктора: $u^* = 4,6$;

2) \hat{O}_2 – відхилення від міжосьової відстані редуктора a_o :

$$\hat{O}_2 = a - a_o; \quad (10)$$

3) \hat{O}_3 – крутячий момент, що спроможна передавати ПП:

$$\hat{O}_3 = T_{PL} \quad (11)$$

Обрані критерії якості характеризують кінематичну точність редуктора, можливість легкої заміни планетарної передачі у складі редуктора та навантажувальну здатність планетарної передачі.

Аналіз таблиць іспитів. Відповідно до методу допустимих множин із виконанням умов синтезу (1)–(8) була побудована таблиця іспитів при обмеженнях $|\hat{O}_1| \leq 5$ і $-2,5 \leq \hat{O}_2 \leq 1,5$, яка включає 62 точки (табл. 1).

У відповідності до методу допустимих множин таблиця іспитів аналізувалася при змінах обмежень на критерії якості.

Для відпрацювання методики оптимального синтезу розглянемо декілька змін обмежень на \hat{O}_2 .

1) При розгляді обмеження $\hat{O}_2 = 0$ і $a_o = 100$ мм отримуємо множину допустимих рішень D , яка включає 3 точки (табл. 1), а залежність зміни крутного моменту T_{PL} наведена на рис. 1, а.

2) Спроба зменшити міжосьову відстань до величини $a_o = 99,75$ мм привела до зміни допустимої множини параметрів D (табл. 1) і значного погіршення навантажувальної здатності ПП (рис. 1, б).

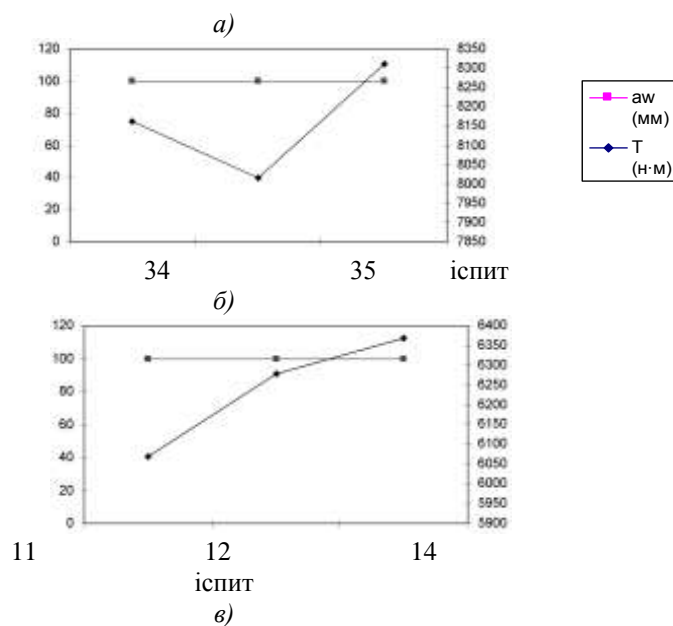
3) Тенденція зменшення T_{PL} при зменшенні a_o не підтвердилась, бо при $a_o = 99,00$ мм множина D має варіанти, де навантажувальна здатність зростає – іспити 54, 57 (табл. 1, рис. 1, в).

Точка іспиту	Координата*	z_a	z_g	z_b	m	n_c	\dot{a}	\hat{O}_1	\hat{O}_2	\hat{O}_3
3	1	19	26	71	4,5	3	101,25	2,97	1,25	6115
4	2	20	25	70	4,5	3	101,25	4,50	1,25	6352
11	3	24	33	90	3,5	3	99,75	4,75	-0,25	6068
12	4	25	32	89	3,5	3	99,75	4,56	-0,25	6277
14	5	25	35	95	3,5	3	99,75	-4,68	-0,25	6360
19	6	28	38	104	3,0	3	99,00	2,48	-1,0	6072
20	7	29	37	103	3,0	3	99,00	-1,05	-1,0	6163
22	8	30	36	102	3,0	3	99,00	-4,35	-1,0	6342
25	9	18	22	62	5,0	4	100,0	-3,38	0	8162
28	10	19	25	69	4,5	4	99,00	0,69	-1,0	7825
29	11	20	24	68	4,5	4	99,00	-4,35	-1,0	8113
34	12	21	29	79	4,0	4	100	3,52	0	8015
35	13	22	28	78	4,0	4	100	-1,19	0	8312
40	14	24	32	88	3,5	4	98,0	1,45	-2,0	7836
41	15	25	31	87	3,5	4	98,0	4,48	-2,0	8097
42	16	25	33	91	3,5	4	101,5	4,64	1,5	8641
44	17	26	32	90	3,5	4	101,5	-3,01	1,5	8777
52	18	28	38	104	3,0	4	99,00	2,48	-1,0	8096
54	19	29	37	103	3,0	4	99,00	-1,05	-1,0	8218
57	20	30	36	102	3,0	4	99,00	-4,35	-1,0	8456
62	21	29	36	101	3,0	5	97,5	-2,55	-2,5	9986
63	22	27	33	93	3,5	5	105	-3,38	5,0	11854

* Координата відповідає номеру точки іспиту на рис. 2

4) Після зміни обмежень на міжосьову відстань $99 \leq a_o \leq 101,5$ множина D_1 допустимих рішень зростає до 22 точок (табл. 1), а динаміка зміни габаритного розміру a та навантажувальної спроможності T_{PL} планетарної передачі наведена на рис. 2.

Отримані 22 варіанта синтезованої ПП можна вважати оптимально-раціональними, бо кожен варіант задовольняє прийнятним обмеженням на якісні показники ПП.



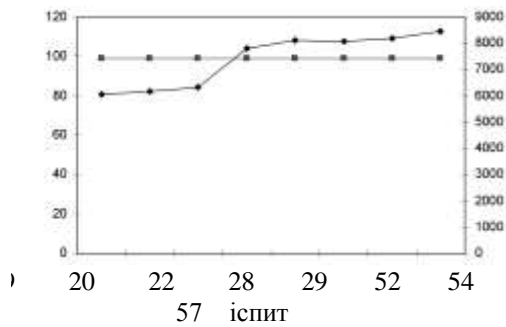


Рис. 1 – Залежність $T(\alpha)$ при
 а) – $a_o=100$ мм; б) – $a_o=99,75$ мм; в) – $a_o=99,0$ мм;

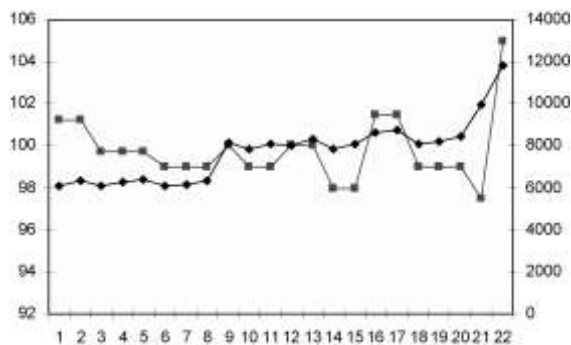


Рис. 2 – Графік зміни параметрів a та T у просторі раціональних рішень

Аналіз допустимої множини D_1 показує, що жоден з 22 варіантів не має кращих значень за усіма показниками якості і оптимальність конструкції можливо оцінити по Парето за допомогою “ради спеціалістів”.

5) При виборі обмеження $\dot{\alpha} \leq 105 \text{ і } \dot{\alpha}$ було отримано варіант (іспит 63, табл. 1), при якому синтезована ПП спроможна передавати крутний момент $T = 11854 \text{ Ї } \dot{\alpha}$ (міжосьова відстань при цьому становить $\dot{\alpha} = 105 \text{ і } \dot{\alpha}$). Це кращий варіант за навантажувальною здатністю ПП – \hat{O}_3 .

Кращим за габаритними розмірами і при цьому відносно високій навантажувальній здатності слід вважати варіант 62: міжосьова відстань становить $\dot{\alpha} = 97,5 \text{ і } \dot{\alpha}$ а навантажувальна здатність – $T = 9986 \text{ Ї } \dot{\alpha}$.

На рис. 3 показано як змінюється навантажувальна здатність T_{DL} та габаритний розмір a цих варіантів проти базового варіанту 34.

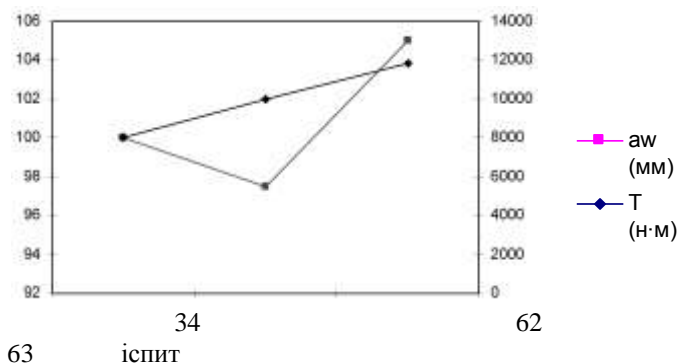


Рис. 3 Оптимально-раціональні варіанти досліджуваної ПП

Варіант 62 дозволяє зменшити міжосьову відстань проти базової на $\Delta_a = 2,5\%$ і при цьому збільшити навантажувальну здатність на 24,6%.

Варіант 63 дозволяє збільшити навантажувальну здатність на 47,9%, але при цьому збільшується міжосьова відстань проти базової на $\Delta_a = 5\%$.

Висновки.

1. Розглянута методологія оптимального синтезу планетарної передачі, яка входить до складу колісного редуктора транспортного засобу.

2. Дослідження ПП передачі показали можливості збільшення її навантажувальної здатності при збереженні основних розмірів колісного редуктора. Зокрема синтезовано варіант ПП, яка має збільшену на близько 20% навантажувальну здатність. Синтезовано варіант із збільшеною на 50% навантажувальною здатністю, але і збільшеною міжосьовою відстанню на 5%.

3. Використаний метод допустимих множин дозволяє при виборі оптимально-раціональних рішень не обмежувати кількість критеріїв якості, і керувати процесом управління якістю проектного технічного об'єкту.

Список літератури. 1. Фролов К.В. Методы совершенствования машин и современные проблемы машиноведения. М.: Машиностроение. - 1984, 224с. 2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Регсдел К. Оптимизация в технике. В 2-х кн. Пер. с англ. М.: Мир. - 1986, 350с. 3. Хог Э., Арора Я. Прикладное оптимальное проектирование. Механические системы и конструкции. М.: Мир. -1983, 480с. 4. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. М.: Наука. -1981, 110с. 5. Гутиря С.С. Системна оцінка технічного рівня і управління якістю передач зачепленням при проектуванні. Автореферат докт. дис. Одеса, 2002. 36с. 6. Планетарные передачи: Справочник / Под ред. В.Н. Кудрявцева, Ю.Н. Кирдяшева. М.– Л.: Машиностроение. 1977. 7. Калинин П.Н., Курмаз Л.В., Жережон-Зайченко Ю.В. Оптимально-раціональне проектування зубчастого електромеханічного приводу. Вісник НТУ"ХП", Збірник наукових праць, тематичний збірник «Проблеми механічного приводу» № 22' 2006, с.42-49

Поступила в редакцію 30.04.07