

О.В. БОНДАРЕНКО, викл.-стажист каф. ТММ і САПР НТУ „ХПІ”, Харків;

О.В. УСТИНЕНКО, канд. техн. наук, доц., с. н. с. каф. ТММ і САПР НТУ „ХПІ”, Харків

ОПТИМІЗАЦІЯ СПІВВІСНИХ СТУПІНЧАСТИХ ПРИВОДІВ МАШИН ПО МАСОГАБАРИТНИМ ХАРАКТЕРИСТИКАМ НА ПРИКЛАДІ ТРИВАЛЬНИХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Розглянуто задачу оптимізації коробок передач. Надана постановка задачі та вказані змінні проектування при оптимізації. Записані цільові функції та обмеження на параметри проектування. Розроблені методика та алгоритм розв'язання задачі. Проведені тестові розрахунки.

Рассмотрена задача оптимизации коробок передач. Приведена постановка задачи и указаны переменные проектирования при оптимизации. Записаны целевые функции и ограничения на параметры проектирования. Разработаны методика и алгоритм решения задачи. Проведены тестовые расчеты.

The problem of gearbox optimization is considered. Problem performance and variable gearings for optimization are described. An objective functions and limits on the variable planning are written. The method and algorithm for solving this problem are developed. The test calculations are executed.

Актуальність задачі. На сьогоднішній день у машинобудуванні для регулювання передавального відношення широко застосовуються багатоступеневі співвісні зубчасті приводи. Їхнім яскравим представником є тривальна коробка передач [1]. На кожній (не прямій) передачі, вона працює як двоступеневий зубчастий співвісний редуктор (рис. 1).

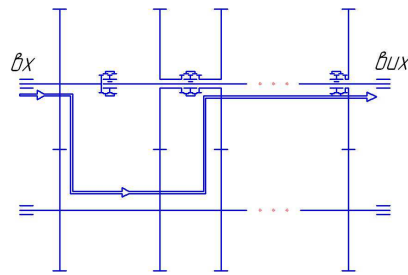


Рис. 1. Схема коробки передач

Головна вимога при проектуванні приводу – це поліпшення масогабаритних характеристик. Для тривальної КП складністю проектування є розподілення передавальних чисел між ступенями для кожної передачі з урахуванням постійного зачеплення та вибір основних геометричних параметрів зубців при забезпеченні рівномірності усіх зачеплень. Для розв'язання даного типу задач не існує методик, а вибір із спектру можливих рішень є складним та суб'єктивним, тому в даному випадку доцільно використати методи математичної оптимізації [2]. З огляду на це розв'язання задачі оптимізації коробок передач за масогабаритними характеристиками є актуальним.

Цільові функції та змінні проектування. Коробка передач як вузол автомобіля характеризується наступними характеристиками: габаритами (довжина, ширина, висота, міжосьова відстань), масою, об'ємом, рівнем шуму при

роботі та ін.

З точки зору проектування автомобіля виділимо найбільш значущі характеристики, які й використаємо як критерії [3, 4] для оптимально-раціонального проектування: міжосьова відстань, довжина та маса коробки передач.

1. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна міжосьова відстань. Для запису цільової функції за цим критерієм розглянемо кінематичну схему коробки передач, де вказані її геометрично-конструктивні параметри (рис. 2).

Запишемо цільову функцію як суму міжосьових відстаней (при сумарному коефіцієнті зміщення $x_{\Sigma} = 0$):

$$F_a = \sum_{\mu=1}^s 0,5m_{\mu}(z_{\mu,1} + z_{\mu,2}) \frac{1}{\cos(\beta_{\mu})},$$

$$F_a \rightarrow \min. \tag{1}$$

Такий вигляд цільової функції дає змогу зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень КП, а при наявності деяких умов (наприклад, умова рівності міжосьових відстаней зубчастих зачеплень між собою) зберегти конструктивне розташування зубчастих зачеплень у коробці передач.

Розглядаючи цільову функцію, вкажемо на змінні проектування. Це: m_{μ} – модулі зубчастих пар; $z_{\mu,k}$ – відповідні числа зубців коліс; β_{μ} – кути нахилу зубців.

2. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна довжина коробки передач. Для запису цільової функції у цьому випадку розглянемо частину коробки передач „вхідний-вихідний вал” (рис. 3), тому що на ньому між зубчастими колесами знаходяться зубчасті муфти та синхронізатори для ввімкнення певної передачі, а вхідний та вихідний вали мають відносно великі вузли опор. Все це обумовлює збільшення довжини КП.

Цільову функцію для цього критерію визначимо як суму ширин зубчастих коліс та додаткової величини L_d , що враховує розміри синхронізаторів, різноманітних зазорів, опор, картеру тощо:

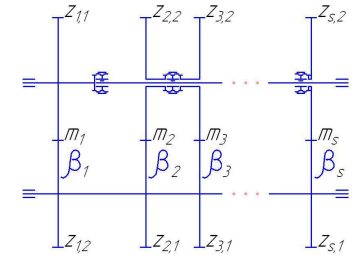


Рис. 2. Схема КП: m_{μ} – відповідні модулі пар зубчастих коліс ($\mu = 1 \dots s$), s – кількість зубчастих зачеплень у коробці передач; $Z_{\mu,k}$ – відповідні числа зубців коліс, k – номер колеса у зачепленні ($k = 1$ – ведуче колесо, $k = 2$ – ведене колесо); β_{μ} – кути нахилу зубців у зачепленнях

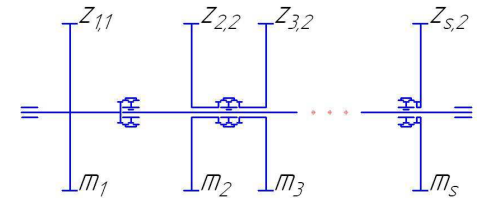


Рис. 3. Схема вхідного та вихідного валу

$$F_L = \sum_{\mu=1}^y L_{cun} + \sum_{w=1}^h L_{заз} + \sum_{r=1}^g L_{підш} + \sum_{t=1}^f L_k + \sum_{\mu=1}^s b_{w\mu}, \quad F_L \rightarrow \min. \quad (2)$$

У залежності (2) $\sum_{\mu=1}^y L_{cun}$ – сумарна ширина усіх синхронізаторів КП (беруться ширини синхронізаторів базової КП, тому що обертальний момент та частота обертання веденого валу залишаються тими самими), y – кількість синхронізаторів у КП; $\sum_{w=1}^h L_{заз}$ – сумарна ширина зазорів між зубчастими колесами та між колесами і картером (відповідно до базової КП), h – кількість зазорів; $\sum_{r=1}^g L_{підш}$ – сумарна ширина підшипників ведучого та веденого валів (відповідно до базової КП), g – кількість підшипників ведучого та веденого валів; $\sum_{t=1}^f L_k$ – сумарна ширина кришок опор ведучого та веденого валів (відповідно до базової КП), f – кількість кришок опор.

Така цільова функція досить точно характеризує лінійний розмір (довжину) коробки передач. Вона враховує не тільки ширини зубчастих зубців, але й інші показники (розміри зазорів, підшипників, синхронізаторів, тощо), що є вагомими додатками і підвищують точність розрахунків.

Змінні проектування залишаються ті ж самі, бо ширини зубчастих вінців розраховуються за покращеним проектувальним розрахунком зачеплень на міцність [3] через параметри, вказані для попередньої цільової функції.

3. Цільова функція у випадку, коли критерієм оптимальності є мінімальна маса коробки передач. Написання цільової функції для цього випадку є досить складною задачею, бо на даному етапі неможливо врахувати маси усіх деталей КП. Як і в попередньому випадку, можна оцінити масу коробки передач з деякою похибкою, яка достатня для інженерних розрахунків.

Основна маса КП складається з мас наступних елементів: зубчастих коліс, валів, підшипників, синхронізаторів та картеру з механізмом перемикачів. Запишемо цільову функцію у вигляді:

$$F_M = \sum_{j=1}^r M_{кол} + \sum_{c=1}^v M_{вал} + \sum_{p=1}^u M_{син} + \sum_{o=1}^g M_{підш} + M_{кар}, \quad F_M \rightarrow 0. \quad (3)$$

У залежності (3) $\sum_{j=1}^r M_{кол}$ – сумарна маса усіх зубчастих коліс у КП (колеса розглядаються як диски), r – кількість зубчастих коліс у КП; $\sum_{c=1}^v M_{вал}$ – сумарна маса усіх валів у КП (вхідний та вихідний вали розраховуються на кручення, проміжний – на прогин), v – кількість валів у КП; $\sum_{\mu=1}^y M_{син}$ – сумарна

маса усіх синхронізаторів у КП (береться відповідно до прототипної коробки), y – кількість синхронізаторів у КП; $\sum_{r=1}^g M_{підш}$ – сумарна маса усіх підшипників у КП, g – кількість підшипників у КП; $M_{кар}$ – маса картеру КП (розглядається як полий паралелепіпед).

Обмеження на змінні проектування.

1) Міжосьові відстані зачеплень повинні бути рівні між собою, тобто:

$$a_{w1} = a_{w2} = \dots = a_{ws}. \quad (4)$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HP\mu}. \quad (5)$$

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну витривалість:

$$\sigma_{F\mu,k} \leq \sigma_{FP\mu,k}. \quad (6)$$

4) Модуль зубців є основним параметром зубчастого зачеплення. Вони стандартизовані (ГОСТ 9563–80). Приймаємо для розрахунків наступний ряд:

$$m_n = 2; 2,25; 2,5; 2,75; 3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6 \text{ мм.} \quad (7)$$

5) Числа зубців коліс повинні приймати цілі значення (мають бути натуральними – N), а також обмежені верхнім та нижнім значеннями з технологічних міркувань:

$$z_{\mu,k} \in N; \quad z_{\min} \leq z_{\mu,k} \leq z_{\max}. \quad (8)$$

6) З вимоги габаритного співвідношення зубчастих коліс передавальні числа не повинні перевищувати певне значення (i_{\max}):

$$i_{\mu} = \frac{z_{\mu,2}}{z_{\mu,1}} \leq i_{\max}. \quad (9)$$

7) Кути нахилу зубців зубчастих коліс повинні бути у межах від β_{\min} до β_{\max} :

$$\beta_{\min} \leq \beta_{\mu} \leq \beta_{\max}. \quad (10)$$

8) Коефіцієнт ширини вінця також обмежується крайнім значенням:

$$\psi_{bd\mu} \leq \psi_{bd\mu_{\max}}. \quad (11)$$

Методи розв'язання задачі. З усього різноманіття методів було обрано зондування простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПт-последовності [5]. Метод ЛПт-пошуку дозволяє оперувати значною кількістю параметрів (до 51), але

має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 2^{20}).

При перших спробах оптимізації даної задачі було виявлено, що кількості (2^{20}) пробних точок не достатньо для знаходження якісного рішення з малою похибкою. Тому було запропоновано сумістити методи ЛПт-пошуку та звуження околів [2], які окреслюються обмеженнями на змінні проектування, для знаходження більш якісного рішення. Розв'язання знаходиться шляхом послідовного звуження n -вимірною паралелепіпеду параметрів відносно мінімального значення цільової функції, яке знаходиться сортуванням ЛПт-точок даного простору. Теорія та властивості ЛПт-рівномірно-розподіленої послідовності, а також метод звуження околів докладно розглянуті у [6]. Слід зауважити, що вибір дільників звуження околів буде здійснюватися також за псевдо-випадковим законом розподілення (ЛПт-послідовність) [7]. Але у зв'язку з тим, що ЛПт-послідовність має обмеження на кількість рівномірно-розподілених пробних точок (до 2^{20}), що є недостатньою, а

кількість параметрів збільшилась, прийнято генерування коефіцієнтів звуження вивести у зовнішню "оболонку" задачі. Виникаюче накладення ЛПт-послідовності самої на себе дозволяє збільшити кількість пробних точок.

Алгоритм розв'язання задачі. Схема оптимізаційного алгоритму наведена на рис. 4. Деякі моменти реалізації алгоритму покажемо далі у схематичному вигляді.

Генерування ЛПт-послідовності зовнішньої оболонки алгоритму. Після того як було

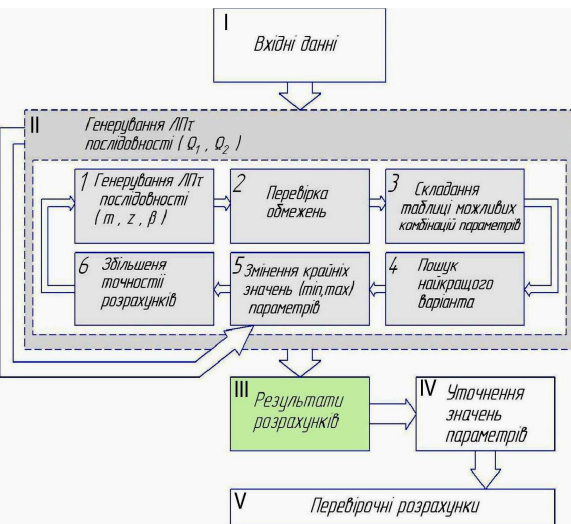


Рис. 4. Схема алгоритму оптимізації

задано вхідні дані, в першу чергу проводиться генерування ЛПт-послідовності для зондування двохвимірному простору у координатах коефіцієнтів звуження параметрів (Ω_1, Ω_2); паралелепіпед обмежується відповідними граничними значеннями ($\Omega_{1_min}, \Omega_{2_min}, \Omega_{1_max}, \Omega_{2_max}$), що обираються проектувальником. Кількість пробних точок (i) може досягати 2^{20} , в залежності від потужностей ЕОМ. Схема вибору координат (Ω_1, Ω_2) точок ЛПт-послідовності виглядає наступним чином (рис. 5).

Генерування ЛПт-послідовності у просторі параметрів "модулі – числа

зубців – кути нахилу зубців" (m, z, β). Розглянемо групу модулів. Як вказано вище, вони повинні приймати стандартні (фіксовані) значення. Вибір модулів з стандартного ряду пропонується здійснювати шляхом збільшення координати $q_{i,j}$ на

порядок з наступним математичним округленням до цілого значення. За отриманим числом (порядковим номером) обираємо модуль з ряду (7). Операція знаходження модулів може бути проілюстрована наступною схемою (рис. 6).

Наступна група параметрів – числа зубців коліс (8). Вони повинні приймати цілі значення, на відміну від координат, отриманих за ЛПт-послідовністю. Деякі з них ($z_{2,2}, z_{3,2}, \dots, z_{s,2}$) будемо розраховувати через інші відповідно до кінематики тривальних КП, що зменшить кількість параметрів, які варіюються. Схема вибору координат пробних точок за цією групою параметрів наведена на рис. 7.

Координати точок за параметрами кутів нахилу зубців у зачепленні знаходимо відповідно до рис. 8.

Перевірка обмежень для пробних точок. Здійснюється у послідовності, що дозволяє зменшити загальний час оптимізації (з урахуванням обсягу математичних обчислень). Пробна точка проходить послідовно перевірку за числовими та функціональними обмеженнями рівності та нерівності, і, якщо вона не задовольняє на певному етапі якійсь вимозі, то відкидається, а послідовну перевірку починає наступна точка.

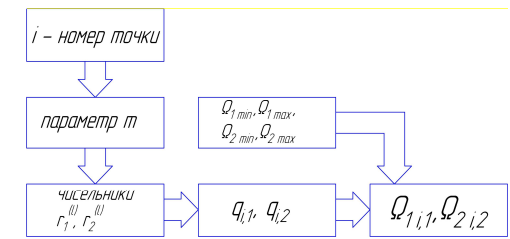


Рис. 5. Схема вибору координат Ω_1, Ω_2

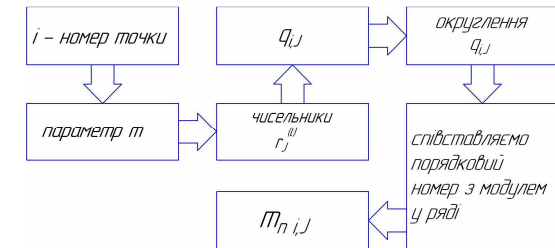


Рис. 6. Схема вибору модулів зачеплень

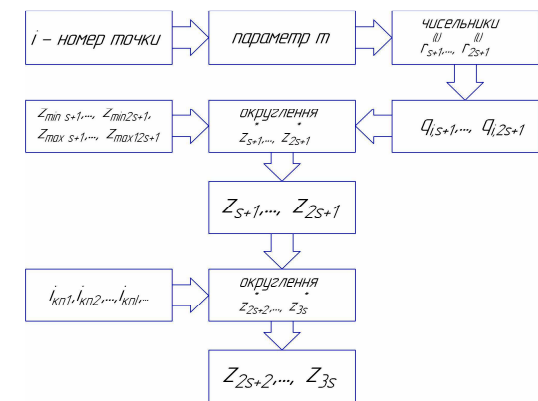


Рис. 7. Схема вибору чисел зубців

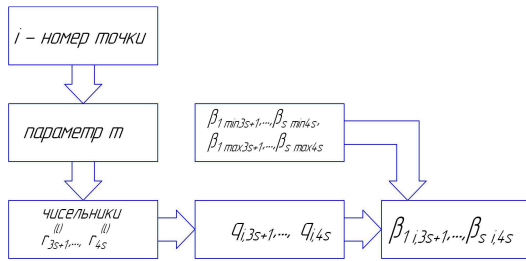


Рис. 8. Схема вибору кутів нахилу зубців

накладено, прийняті наступні вхідні данні для числового експерименту.

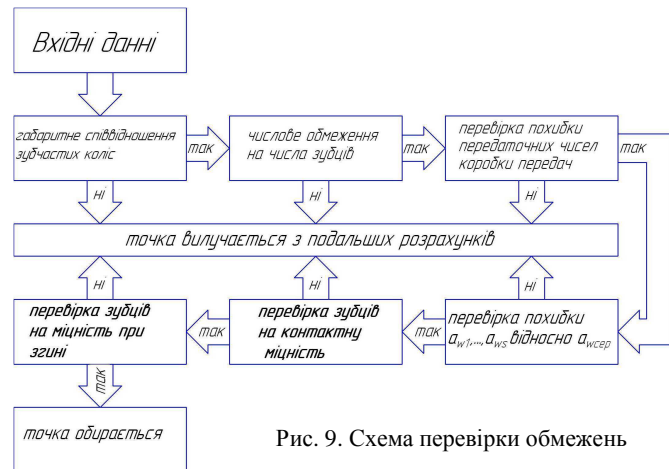


Рис. 9. Схема перевірки обмежень

Числові обмеження на змінні проектування: m_μ згідно умові (7); $z_{\mu,k_min} = 13$, $z_{\mu,k_max} = 60$; $\beta_{\mu_min} = 12$, $\beta_{\mu_max} = 25$; $\Omega_{1_min} = \Omega_{2_min} = 1,6$ та $\Omega_{1_max} = \Omega_{2_max} = 2,2$ – мінімальне та максимальне значення дільників звуження околів за такими параметрами як числа зубців та кути нахилу зубців у зачепленнях відповідно.

Вхідні данні, що відповідають конструкторським та технологічним вимогам: $T_{вх}$ – обертовий момент на вхідному валі коробки передач, слід зауважити, що з урахуванням коефіцієнту використання двигуна [8] та відмінністю між попередніми та сучасними методиками розрахунку коробок передач було прийнято для розрахунку $T_{вх} = 200$ Н·м (максимальний момент 402 Н·м); $n_{вх} = 1600$ об/хв – оберти вхідного валу; $i_{кп_5} = 7,44$, $i_{кп_4} = 4,1$, $i_{кп_3} = 2,288$, $i_{кп_2} = 1,47$, $i_{кп_1} = 1$ – передавальні числа на передачах (п'ята передача пряма);

$t_1 = 50$ год., $t_2 = 150$ год., $t_3 = 600$ год., $t_4 = 1200$ год. – час роботи автомобіля на передачах відповідно до загального ресурсу 2000 год.; $HB_\mu = 580$, $HR_{с\mu} = 58$, $H_{v\mu} = 655$ – твердість зубчастих коліс для всіх зачеплень відповідно за Бри-нелем, Роквелом та Вікерсом.

Ступінь точності для всіх зубчастих зачеплень – 8; $F_{\beta\mu} = 20$ мкм – допуск на напрям зубця; $f_{pb\mu} = 20$ мкм – граничне відхилення кроку зачеплення; $\rho_{зк} = \rho_{вал} = 0,0000078$ кг/мм³ – відповідно щільність матеріалу зубчастих коліс та валів коробки передач; $\rho_{кар} = 0,0000027$ кг/мм³ – щільність матеріалу картеру коробки передач; $[\tau_\kappa] = 250$ МПа – допустиме напруження при скручуванні валів; $\sigma_{F\lim_μ} = 950$ МПа – межа витривалості зубців при згині; $[y_\Sigma] = 0,2$ мм – граничне відхилення при прогині валу; $L_1 = 1,1$, $L_6 = 70,5$ мм – відстані від опор до торців відповідних зубчастих зачеплень; $L_2 = 61,48$, $L_3 = 4,6$, $L_4 = 55,95$, $L_5 = 8,16$ мм – відстані між торцями відповідних зубчастих зачеплень (усі L_i відповідно до базової КП); $h_{додат} = 100$ мм – враховує величину зазору між колесом та дном картеру, а також простір необхідний для розміщення механізму перемикання; $s_{додат} = 350$ мм – враховує величину зазору між колесом та стінками картеру; $l_{вх.вал} = 250$ мм та $l_{вих.вал} = 400$ мм – відповідно довжини вхідного та вихідного валів; $e_1, \dots, e_4 = 6$ мм – товщини стінок картеру; $\sum_{p=1}^u M_{син} = const$, кг – сумарна маса усіх синхронізаторів у КП (береться відповідно до прототипної КП), u – кількість синхронізаторів у КП; $\sum_{o=1}^{\theta} M_{підш} = const$, кг – сумарна маса усіх підшипників у КП, θ – кількість підшипників у КП; $\Delta i_{кп} = 5\%$ – похибка на розрахункові передавальні числа КП.

Базові значення параметрів коробки передач наведені у табл. 1. Розрахункові значення напружень в зачепленнях коробки передач, що відповідають вказаним вище параметрам, наведені у табл. 2. Результати числового експерименту з оптимізації зведено у табл. 3-5.

Таблиця 1

Геометричні параметри КП автомобіля ЗІЛ-130

Параметр	$z_{1,1}$	$z_{1,2}$	$z_{2,1}$	$z_{2,2}$	$z_{3,1}$	$z_{3,2}$	$z_{4,1}$	$z_{4,2}$	$z_{5,1}$	$z_{5,2}$
Значення	20	43	38	26	31	33	22	42	13	45
Параметр	m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5
Значення	3,5	3,5	3,5	3,5	4,25	24,67	24,67	24,67	24,67	0
Параметр	b_{w1}	b_{w2}	b_{w3}	b_{w4}	b_{w5}					
Значення	26	26	28	29	30					

Таблиця 2

Значення напружень у зачепленнях КП автомобіля ЗІЛ-130

№ зачепл.	$\sigma_{H\mu}$	$\sigma_{HP\mu}$	$\sigma_{F\mu,1}$	$\sigma_{FP\mu,1}$	$\sigma_{F\mu,2}$	$\sigma_{FP\mu,2}$
1	902,273	924,955	222,765	630,263	169,623	585,764
2	914,039	933,852	249,517	625,014	208,504	590,422
3	933,452	946,435	255,038	589,052	223,888	588,504
4	1100,764	1109,934	296,458	591,517	280,24	586,038
5	1338,148	1246,486	275,267	584,904	264,24	575,371

Таблиця 3

Значення цільових функцій відповідно до критеріїв

№ з/п	Критерій оптимізації	$F_{a\Sigma}$	F_l	F_m
1	F_{amin}	601,626	499,605	43,979
2	F_{lmin}	812,976	407,576	38,11
3	F_{mmin}	719,652	427,986	37,063

Таблиця 4

Значення модулів та кутів нахилу зубців відповідно до критеріїв

№ з/п	Критерій оптимізації	m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5
1	F_{amin}	3	3	4,5	3	4,5	18,61	9,711	10,274	10,029	17,167
2	F_{lmin}	4,5	4	3,5	3	4	18,256	10,1365	19,786	14,076	8,011
3	F_{mmin}	4,5	4	5	3,5	4,5	9,336	16,193	11,74	20,286	10,318

Таблиця 5

Значення чисел зубців відповідно до критеріїв

№ з/п	Критерій оптимізації	$z_{1,1}$	$z_{1,2}$	$z_{2,1}$	$z_{2,2}$	$z_{3,1}$	$z_{3,2}$	$z_{4,1}$	$z_{4,2}$	$z_{5,1}$	$z_{5,2}$
1	F_{amin}	20	58	50	25	28	22	34	48	15	38
2	F_{lmin}	22	43	46	35	40	47	35	73	17	65
3	F_{mmin}	20	40	41	30	27	31	26	53	13	48

На рис. 10 відображено діаграму, що ілюструє значення цільових функцій при прийнятих для розрахунків трьох оптимізаційних критеріїв. Проведемо аналіз отриманих даних для випадку мінімальної міжосьової відстані. Значення міжосьових відстаней зведемо у табл. 6.

Таблиця 6

Розрахункові значення міжосьових відстаней зачеплень КП

a_{w1}	a_{w2}	a_{w3}	a_{w4}	a_{w5}
123,456	114,143	114,34	124,911	129,816

Середнє значення міжосьової відстані приймемо $a_{wcp}=120$ мм.

Розрахунок похибки міжосьових відстаней будемо виконувати відносно

середнього значення за формулою:

$$\Delta_{a_{wu}} = \frac{|a_{wcp} - a_{wu}|}{a_{wcp}} 100\% .$$

Результати цих розрахунків зведемо у табл. 7.

Перерахуємо значення кутів нахилу зубців у зачепленнях відносно середнього значення міжосьової відстані (табл. 8).

Зведемо до таблиці отримані оптимально-раціональні значення параметрів коробки передач (табл. 9).

Розрахункові значення напружень у зачепленнях коробки передач, що відповідають вказаним вище параметрам, наведені у табл. 10. Значення ширини вінців зубчастих коліс при мінімальному значенні міжосьової відстані наведені у табл. 11. Приймемо значення ширини вінців з ряду нормальних лінійних розмірів (табл. 12).

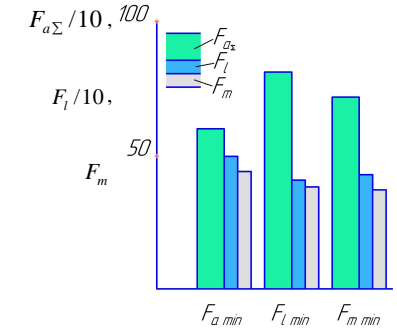


Рис. 10. Діаграма значень цільових функцій

Таблиця 7

Похибки міжосьових відстаней

параметр	$\Delta_{a_{w1}}$	$\Delta_{a_{w2}}$	$\Delta_{a_{w3}}$	$\Delta_{a_{w4}}$	$\Delta_{a_{w5}}$
значення, %	2,88	4,88	4,71	4,09	4,01

Таблиця 8

Уточнені значення кутів нахилу зубців

параметр	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5
значення	12,838	20,364	20,364	20,0183	6,409

Примітка: значення β_4 обчислювалося при $m_4=2,75$, бо при $m_4=3\cos(\beta_4)>1$.

Таблиця 9

Кінцеві значення оптимально-раціональних геометричних параметрів КП

параметр	$z_{1,1}$	$z_{1,2}$	$z_{2,1}$	$z_{2,2}$	$z_{3,1}$	$z_{3,2}$	$z_{4,1}$	$z_{4,2}$	$z_{5,1}$	$z_{5,2}$
значення	20	58	50	25	28	22	34	48	15	38
параметр	m_1	m_2	m_3	m_4	m_5	β_1	β_2	β_3	β_4	β_5
значення	3	3	4,5	2,75	4,5	12,838	20,364	20,364	20,0183	6,409

Таблиця 10

Значення напружень у зачепленнях оптимізованої КП

№ зачепл.	σ_{Hn}	σ_{HPn}	$\sigma_{Fn,1}$	$\sigma_{FPn,1}$	$\sigma_{Fn,2}$	$\sigma_{FPn,2}$
1	904,4	907,97	229,382	638,792	156,612	591,663
2	897,311	917,633	220,352	631,25	198,443	598,749
3	913,864	931,633	152,885	576,817	157,083	578,827
4	1074,939	1074,242	321,777	601,228	313,805	59,26
5	1244,443	1208,628	194,152	581,455	195,115	574,187

Таким чином, бачимо, що у результаті проведених розрахунків отримали

Таблиця 11

Розрахункові значення ширини зубчастих вінців

параметр	b_{w1}	b_{w2}	b_{w3}	b_{w4}	b_{w5}
значення	29,902	28,22	26,601	27,5631	33,962

нові параметри коробки передач та міжосьової відстані $a_w = 120$ мм проти базового значення $a_w = 123,25$.

Таблиця 12

Прийняті значення ширини зубчастих вінців

параметр	b_{w1}	b_{w2}	b_{w3}	b_{w4}	b_{w5}
значення	30	30	28	28	34

Висновки.

1. Розглянуто актуальність поставленої задачі та доведено необхідність використання методів математичної оптимізації.

2. Записані цільові функції та обмеження. Цільова функція для міжосьової відстані КП дає змогу зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень, а за наявності умов їх рівності між собою зберегти їхнє конструктивне розташування. Цільова функція для довжини досить точно характеризує лінійний розмір КП. Вона враховує не тільки ширини зубчастих вінців, але й інші конструктивні показники (розміри зазорів, підшипників, синхронізаторів, тощо), що є вагомим додатком та підвищує точність розрахунків. Цільова функція для маси враховує основні елементи конструкції КП з урахуванням параметрів прототипу, що дозволяє спростити розв'язання задачі. Обмеження, накладені на змінні проектування, дозволяють раціонально окреслити простір пошуку та повністю характеризують усі зв'язки геометрії, конструкції, міцності та інших показників коробки передач.

3. Було запропоновано використати для розв'язання задачі суміщення методів ЛПт-пошуку та звуження околів, а також застосувати багаторівневе зондування. Це дозволяє значно збільшити кількість пробних точок, що підвищує точність отриманих результатів.

4. Розроблено методику та алгоритм оптимізаційного процесу, який дозволяє якісно та з мінімальними витратами часу проводити розв'язання задач оптимізації.

5. Результати розрахунків на прикладі коробки передач автомобіля ЗІЛ-130 підтверджують коректність математичної моделі розв'язання задачі оптимізації: знайдені менші значення масогабаритних показників КП відносно прототипу при виконанні умов міцності для основних елементів КП.

Список літератури: 1. Дымшиц И.И. Коробки передач.– М.: Машгиз, 1960. – 360с. 2. Реклейтис Г., Рейвиндран А., Рэгсдел К. Оптимизация в технике: Пер. с англ. – М.: Мир, 1986. – Т.1. – 349с. 3. Бондаренко О.В. Критерії та шляхи оптимізації тривальних коробок передач / Бондаренко О., Устиненко О. // Вісник НТУ "ХП": Тем. вип. "Машинознавство та САПР". – Харків: НТУ "ХП", 2009. – № 19. – С.14–18. 4. Бондаренко А.В. Оптимизация трехвальных коробок передач по критерию минимального межосевого расстояния / А. Бондаренко, А. Устиненко // Вісник НТУ "ХП": Тем. вип. "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХП", 2008. – №28. – С.110-115. 5. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107с. 6. Бондаренко О.В. Суміщення методів ЛПт-пошуку та

звуження околів при оптимізації тривальних коробок передач / Бондаренко О. // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХП", 2010. – №1. – С.78–84. 7. Бондаренко О.В. Вибір коефіцієнтів звуження околів простору параметрів (при суміщенні методів ЛПт-пошуку та звуження околів) в оптимізаційному процесі / Бондаренко О., Устиненко О., Д'яченко Я. // Вісник СевНТУ: збірник наукових праць: Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ, 2011. – №120. – С.59–63. 8. Волонцевич Д.О., Елифанов В.В., Белов В.К. Колесные и гусеничные машины высокой проходимости. – Х.: ХГПУ, 1996. – Т.3. – 201с.

Надійшла до редколегії 13.02.2012