

зубой цилиндрической зубчатой передачи с помощью программного комплекса VISSIM // 36. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків, 2002. – Вип.2. – С.108-111. 9. Турчак Л.И., Плотников П.В. Основы численных методов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2002 – 304с. 10. Дьяконов В.П. Энциклопедия Math-CAD 2001i, 11. Библиотека профессионала. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 832с. 11. Андриенко С.В., Устиненко А.В. Моделирование профиля зуба звездочки цепной передачи на основе построения Бобилье // Вісник НТУ "ХПІ". Серія: Проблеми механічного приводу. – Х.: НТУ "ХПІ", 2013. – №40(1013). – С.5-8.

Поступила (received) 12.02.2014

УДК 62-23+519.863

**О.В. БОНДАРЕНКО**, к.т.н., старший викладач каф. ТММ і САПР НТУ "ХПІ"

### ПІДХОДИ ДО ПСЕВДОВИПАДКОВОГО ПОШУКУ ПРИ РАЦІОНАЛЬНОМУ ПРОЕКТУВАННІ ЗУБЧАСТИХ ЦИЛІНДРИЧНИХ ДВОСТУПІНЧАСТИХ РЕДУКТОРІВ

Розглянута задача проектування зубчастих циліндричних двоступінчастих редукторів. Надана постановка задачі та вказані параметри проектування. Записані критерій та обмеження на параметри проектування. Розроблені методики та алгоритми розв'язання задачі двома підходами. Проведені тестові розрахунки.

**Ключові слова:** проектування, редуктор, раціональні параметри, алгоритм.

**Актуальність задачі.** Широке застосування у машинобудуванні набули зубчасті редуктори, які використовуються для зміни обертового моменту та частоти обертання, найбільш яскравими та розповсюдженими представниками яких є циліндричні редуктори. Більш часто застосовуються двоступінчасті редуктори, які можуть бути виконані як у розгорнутій так і у співвісній компоновках.

Складністю проектування такого типу приводів є розподілення передавальних чисел між ступіннями редуктора, а, як наслідок, обрання відповідних конструктивних параметрів. Також у ході проектування необхідно забезпечити рівномірність зубчастих зачеплень при головній вимозі – поліпшенні масогабаритних характеристик. З точки зору проектування редуктора, зазвичай, виділяють наступні найбільш значущі масогабаритні характеристики: міжосьова відстань (співвісні редуктори) чи сумарна міжосьова відстань, довжина та маса редуктору. Досягнення кращих масогабаритних характеристик майже завжди є суперечливим, складним та суб'єктивним процесом, тому доцільно використати підходи до проектування, які включають в себе деякі аспекти математичної оптимізації. Більшість задач раціонального проектування є винятковими, тому не кожен з існуючого різноманіття методів може бути використаний для їх розв'язання.

З усього різноманіття методів було обрано псевдовипадковий пошук, що базується на зондуванні простору параметрів, де у якості пробних точок в одиничному багатомірному кубі використовуються точки ЛПТ-последовності [1]. Але проводити псевдовипадковий пошук можливо декількома шляхами, що, зазвичай, дає різні розв'язання однієї задачі.

Таким чином, розробка підходів псевдовипадкового пошуку, що дають змогу знайти раціональні конструктивні параметри редуктора з мінімальною міжосьовою відстанню, є актуальним.

**Конструктивні параметри проектування та критерій проектування.** Розглянемо кінематичну схему редуктора (рисунок 1). На ньому прийняті наступні позначення:  $m_\mu$  – відповідні модулі пар зубчастих коліс ( $\mu=1,2$ );  $z_{\mu,k}$  –

© О.В. Бондаренко, 2014

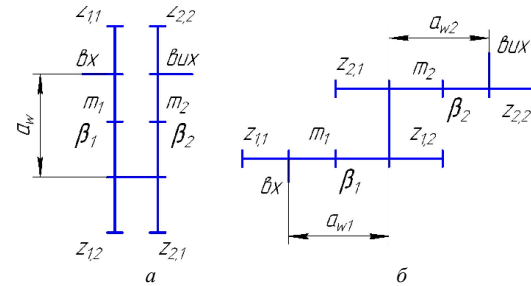


Рисунок 1 – Схема двоступінчастого редуктору: а – співвісна схема; б – розгорнута схема

$$F_a = \sum_{\mu=1}^2 a_{w\mu} = \sum_{\mu=1}^2 0.5 \cdot m_\mu \cdot (z_{\mu,1} + z_{\mu,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_\mu)}, F_a \rightarrow \min; \quad (1)$$

- для співвісної компоновки:

$$F_a = a_{w1} = a_{w2} = 0.5 \cdot m_1 \cdot (z_{1,1} + z_{1,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_1)} = 0.5 \cdot m_2 \cdot (z_{2,1} + z_{2,2}) \cdot \frac{1}{\cos(\beta_2)}, \quad (2)$$

$$F_a \rightarrow \min.$$

Такий вигляд цільової функції дає змогу зменшити міжосьову відстань (чи сумарну міжосьову відстань) редуктора.

**Обмеження та функціональні залежності між конструктивними параметрами.**

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

$$a_{w1} = a_{w2}. \quad (3)$$

2) Зубці коліс повинні мати необхідну контактну витривалість:

$$\sigma_{H\mu} \leq \sigma_{HP\mu}. \quad (4)$$

3) Зубці коліс повинні мати необхідну згинну міцність:

$$\sigma_{F\mu,k} \leq \sigma_{FP\mu,k}. \quad (5)$$

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

$$m_\mu = 1; \dots; 6 \text{ мм}. \quad (6)$$

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

$$z_{\mu,k} \in N; \quad z_{\min} \leq z_{\mu,k} \leq z_{\max}. \quad (7)$$

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

$$u_\mu = \frac{\max(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})}{\min(z_{\mu,1}, z_{\mu,2})} \leq u_{\max}. \quad (8)$$

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

$$\beta_{\min} \leq \beta_{\mu} \leq \beta_{\max} \quad (9)$$

8) Коефіцієнт ширини вінця також обмежується крайнім значенням:

$$\Psi_{bd\mu} \leq \Psi_{bd\mu_{\max}} \quad (10)$$

9) Повинна виконуватися умова відсутності загострення вершин зубців:

$$S_{a\mu} \leq 0.4 \cdot m_{\mu} \quad (11)$$

**Підходи та алгоритми розв'язання задачі.** Як відомо з [1], метод ЛПТ-пошуку базується на ЛПТ-рівномірно-розподілених послідовностях та дає змогу оперувати значною кількістю параметрів (до 51) та кількістю рівномірно-розподілених пробних точок (до  $2^{20}$ ).

Задача проектування редуктора з мінімальною міжосьовою відстанню може бути розв'язана різними підходами з застосуванням вказаного вище методу. У межах даної статті розглядається два підходи. **Перший підхід** (рисунок 2) базується на концепції поступового зменшення міжосьової відстані на фіксовану величину  $\Delta a_w$ , тобто

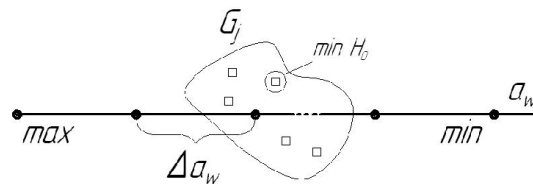


Рисунок 2 – Ілюстрація першого підходу

$$a_{wj} = a_{w(j-1)} - \Delta a_w, j=1..N, \quad (12)$$

визначення для неї простору параметрів  $G_j$  ( $j$  – номер кроку), знаходження (зондуванням пробними ЛПТ-точками) та дослідження при цій міжосьовій відстані можливих комбінацій параметрів проектування. З множини точок обирається краща точка за додатковим критерієм – максимально однакове зачеплення коліс у масляну ванну ( $H_o$ ):

$$H_o = \frac{\max(\max(d_{1,1}, d_{1,2}), \max(d_{2,1}, d_{2,2}))}{\min(\max(d_{1,1}, d_{1,2}), \max(d_{2,1}, d_{2,2}))} \rightarrow \min. \quad (13)$$

Представлений підхід може бути реалізований у вигляді схематичного алгоритму проектування редукторів з раціональними конструктивними параметрами (рисунок 3).

Вкажемо на змінні проектування. Це:  $m_{\mu}$  – відповідні модулі пар зубчастих,  $z_{\mu,k}$  – відповідні числа зубців коліс,  $\beta_{\mu}$  – кути нахилу зубців у зачепленнях. Деякі з параметрів ( $z_{2,2}$ ,  $\beta_{II}$ ) розраховувати через інші змінні (дивись алгоритм). Тоді кількість змінних проектування для даного типу редуктора буде дорівнювати 5.

Більш докладно стосовно реалізації наданого алгоритму дивись в [2].

Слід зазначити, що псевдовипадковий пошук не дає змоги знайти абсолютний мінімум за критерієм якості, бо простір між пробними точками не досліджується. У зв'язку з чим, рекомендується після знаходження раціонального розв'язання провести розрахунки ще раз, але звужити простір параметрів околom вказаної точки [3], а початкову міжосьову відстань дорівняти відповідній цій точки. Цей крок іноді дає змогу поліпшити розв'язання задачі.

**Другий підхід** (рисунок 4) побудовано на позиції дослідження точками ЛПТ-рівномірно-розподіленої ( $A_i$ ) послідовності усього можливого простору параметрів ( $W$ ), що визначається технічними та технологічними вимогами до типу привода, що розглядається.

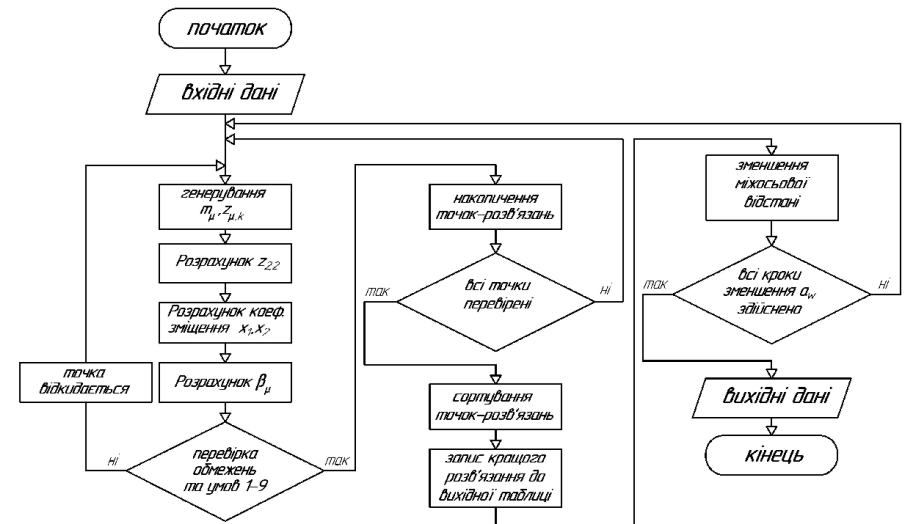


Рисунок 3 – Схема алгоритму проектування першого підходу

Потім точки проходять перевірку у певній послідовності, яка дає змогу вчасно відсіяти "непридатні" точки, і тим самим скоротити час машинних розрахунків. З точок, що пройшли перевірку, складається множина, що задовольняє умовам проектування ( $Q$ ,  $Q \in W$ ).

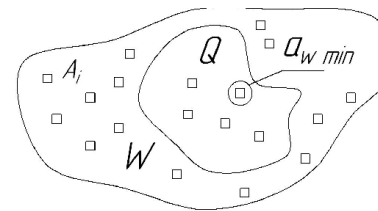


Рисунок 4 – Ілюстрація другого підходу

Пошук найкращого варіанту здійснюється методом сортування множини точок за значенням цільової функції, при мінімальному значенні цільової функції маємо найкращу комбінацію параметрів проектування. Потім проводиться уточнення значень параметрів. Це обумовлено необхідністю "зм'якчити" умову (3) і введенням у неї допустимої похибки. У відповідності до отриманої міжосьової відстані уточнюються значення кутів нахилу зубців зубчастих коліс та проводяться перевірочні розрахунки деталей коробки передач (рисунок 5).

У даному випадку залучені усі змінні проектування –  $m_{\mu}$ ,  $z_{\mu,k}$ ,  $\beta_{\mu}$ .

**Приклад розв'язання задачі проектування редуктора з раціональними параметрами.** У якості приклада розв'язання задачі наведено циліндричний двоступінчастий співвісний редуктор до фланцевого електродвигуна, КРЗ. Він має наступні конструктивні параметри:  $m_1=1,25$ ,  $m_2=1,5$ ,  $\beta_1=16^\circ 16'$ ,  $\beta_2=8^\circ 07'$ ,  $z_{11}=35$ ,  $z_{12}=87$ ,  $z_{21}=21$ ,  $z_{22}=84$ ,  $a_w=80$ . Відповідно до особливостей конструкції, технологічних та технічних обмежень, що на неї накладено, прийняті наступні основні вхідні дані для числового експерименту.

*Числові обмеження на змінні проектування:*

$m_{\mu}$  згідно умові (7);  $z_{\mu,k \min}=13$ ,  $z_{\mu,k \max}=100$ ;  $\beta_{\mu \min}=0^\circ$ ,  $\beta_{\mu \max}=30^\circ$ ;

*Вхідні дані, що відповідають конструкторським та технологічним вимогам:*

$T_{\text{вх}}=5\text{Н}\cdot\text{м}$  – обертовий момент на вхідному валі;  $n_{\text{вх}}=1500\text{об/хв}$  – частота обертання вхідного валу;  $i_{\text{ред}}=9,9428$  – передавальне відношення редуктора за аб

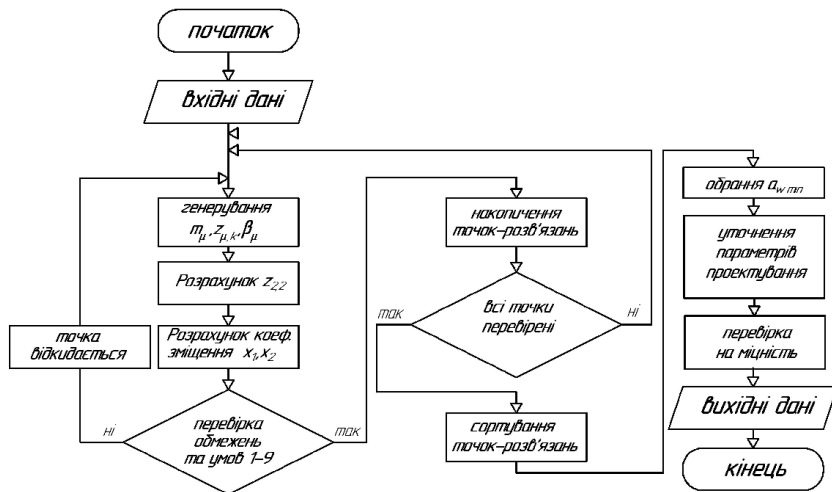


Рисунок 5 – Схема алгоритму проектування другого підходу

солотною величиною;  $HВ_{\mu}=350$  – твердість зубчастих коліс для всіх зачеплень за Бринелем; ступінь точності для всіх зубчастих зачеплень – 8; ресурс – 10000г.; крок зменшення міжосьової відстані (для першого підходу) –  $\Delta a_w=1$ мм.

Результати числового експерименту *першого підходу* зведено у таблицю 1.

Таблиця 1 – Значення міжосьової відстані та параметрів проектування першого етапу

$a_w$	$z_{11}$	$z_{12}$	$z_{21}$	$z_{22}$	$m_1$	$m_2$	$\beta_1$	$\beta_2$	$x_1$	$x_2$	$b_{w1}$	$b_{w2}$
80	27	85	17	54	1,375	2,25	15,74	3,2	0,514	0,317	30	42
79	18	59	26	79	2	1,5	12,92	4,56	0,51	0,32	25	58
78	26	75	20	69	1,5	1,75	13,8	3,24	0,51	0,36	25	48
77	31	88	15	53	1,25	2,25	15,01	6,53	0,514	0,294	28	50
76	15	60	29	72	2	1,5	9,3	4,65	0,41	0,28	38	65
73	15	68	26	57	1,75	1,75	5,81	5,81	0,41	0,25	35	68
71	24	89	17	46	1,25	2,25	5,89	3,4	0,514	0,28	40	50

Після знаходження раціональної міжосьової відстані проведено звуження простору розв'язань навколо знайдених параметрів проектування та знову застосовано вказаний підхід, результати зведено у таблицю 2.

Таблиця 2 – Значення міжосьової відстані та параметрів проектування другого етапу

$a_w$	$z_{11}$	$z_{12}$	$z_{21}$	$z_{22}$	$m_1$	$m_2$	$\beta_1$	$\beta_2$	$x_1$	$x_2$	$b_{w1}$	$b_{w2}$
71	27	99	17	46	1,125	2,25	3,4	3,4	0,51	0,28	28	50
70	26	98	17	45	1,125	2,25	4,84	4,84	0,51	0,27	42	57

Таким чином, бачимо, що у результаті проведених розрахунків отримали нові параметри редуктора та міжосьову відстань  $a_w=70$ мм проти базового значення  $a_w=80$ .

Результати числового експерименту *другого підходу* зведено у таблицю 3.

Таблиця 3 – Значення міжосьової відстані та параметрів проектування першого етапу

$a_w$	$z_{11}$	$z_{12}$	$z_{21}$	$z_{22}$	$m_1$	$m_2$	$\beta_1$	$\beta_2$	$x_1$	$x_2$	$b_{w1}$	$b_{w2}$
64	14	70	25	50	1,5	1,75	4	4	0,38	0,23	31	65

У результаті проведених розрахунків отримали нові параметри редуктора та міжосьову відстань  $a_w=64$ мм проти базового значення  $a_w=80$ .

## Висновки:

1. Розглянута актуальність поставленої задачі та доведена необхідність розробки підходів до проектування редукторів з раціональними.

2. Записана цільова функція критерію та обмеження на мінімі проектування. Структура цільової функції дає змогу зменшити суму міжосьових відстаней усіх зачеплень, а при наявності умови їх рівності між собою зберегти їхнє конструктивне розташування.

3. Розроблено методики та алгоритми двох підходів проектування редукторів, що базуються на використанні ЛПГ-пошуку, що дають змогу якісно та з мінімальними витратами часу проводити розв'язання задачі.

4. Результати розрахунків на прикладі співвісного редуктора підтверджують коректність приведених підходу: знайдене менше значення міжосьової відстані відносно прототипу при виконанні умов навантажувальної здатності зачеплень.

**Список літератури:** 1. Соболев И.М., Статников Р.Б. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями. – М.: Наука, 1981. – 107с. 2. Бондаренко О.В. Оптимізації співвісних ступінчастих приводів машин по масогабаритними характеристиками на прикладі тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко, Олександр Устиненко // Вісник Національного Політехнічного Інституту "Харківський Політехнічний Інститут": збірник наукових праць: тематичний випуск "Проблеми механічного приводу". – Харків: НТУ "ХПІ", 2012. – №22. – С.16-27. 3. Бондаренко О.В. Суміщення методів ЛПГ-пошуку та звуження отколів при оптимізації тривальних коробок передач / Олексій Бондаренко // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ "ХПІ", 2010. – №1. – С.78-84.

Надійшла (received) 28.02.2014

УДК 621.833

**В.В. ГОЛОВАНОВ**, начальник отдела авиационных приводов ФГУП

ЦИАМ им. П.И. Баранова, Москва, Россия;

**В.Л. ДОРОФЕЕВ**, д.т.н., главный научный сотрудник ФГУП ЦИАМ

им. П.И. Баранова;

**Д.В. ДОРОФЕЕВ**, к.т.н., программист ФГУП ЦИАМ;

**В.С. НОВИКОВ**, к.т.н., начальник лаборатории зубчатых передач

ФГУП НПП газотурбостроения "Салют", Москва, Россия;

**Ю.М. ПАВЛЕНКО**, ведущий технолог ФГУП НПП газотурбостроения "Салют"

## ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАВИСИМОСТИ КОНТАКТНЫХ НАПРЯЖЕНИЙ В КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧАХ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ ОТ СТЕПЕНИ ЛОКАЛИЗАЦИИ КОНТАКТА

Рассмотрено влияние степени локализации контакта зубьев, выраженное глубиной "отводов" от номинальной сферической эвольвенты, на контактные напряжения в конической зубчатой передаче с круговыми зубьями. Показано, что контактные напряжения увеличиваются пропорционально величине отвода реальной поверхности от номинальной.

**Ключевые слова:** конические зубчатые передачи, локализация контакта, контактные напряжения.

**Введение. Актуальность задачи.** Известно [1], что неправильно назначенная степень локализации контакта зубьев конических колес может быть причиной разрушения не только зубчатых колес, но и всего авиационного двигателя.

**Постановка задачи.** Современные станки для шлифования конических зубчатых колес с круговыми зубьями позволяют в широких пределах изменять степень локализации контакта зубьев в зацеплении путем изменения, на-

© В.В. Голованов, В.Л. Дорофеев, Д.В. Дорофеев, В.С. Новиков, Ю.М. Павленко, 2014