

$Rkadapt(y, x_1, x_2, m, F)$,

яка повертає матрицю рішень методом Рунге-Кутта з перемінним кроком. Тут y – вектор початкових умов розмірності n (n – порядок ОДУ або кількість рівнянь в системі); x_1, x_2 – початок і кінець інтервала інтегрування, на якому шукається рішення; m – кількість точок (не враховуючи початку), в яких шукається рішення; F – вектор правих частин рівнянь.

Як приклад розглянемо синтез передачі, для якої в роботі [11] було отримано наближене рішення за допомогою програмного комплексу Vissim. Як базові параметри при синтезі профіля зуба зірочки були прийняті: кількість зубів $z=20$, коефіцієнт тертя ковзання $f=0,2$; коефіцієнт різновидності $k=-5$. Значення коефіцієнта різновидності k обрано з рекомендацій [7].

На рисунку 3 показані отримані в результаті такого рішення робочі профілі зубів.

Синтезований профіль зуба зірочки дозволяє мати в зацепленні випукло-вогнутий контакт, що знижує контактні напруження. Зростає коефіцієнт перекриття передачі, що призводить до зниження навантаження на зуб. Також зменшується удільне ковзання в зацепленні, що дозволяє знизити знос і збільшити термін служби передачі.

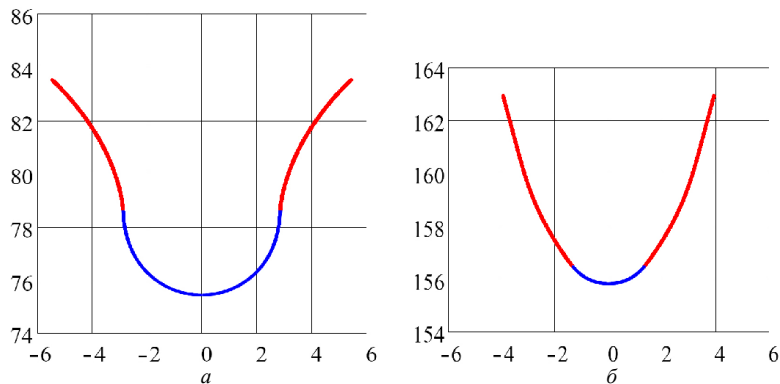


Рисунок 3 – Синтезовані профілі зуба зірочки:

a – з двома випуклими контактами зуба і ролика; b – з випукло-вогнутим контактом

Висновки. Розроблено чисельний метод побудови профіля зуба зірочки ланцюгової передачі на основі побудови Бобильє. Її перевага полягає в простоті отримання рішення і можливості керувати його точністю.

В подальшому планується його застосування в процесі дослідження контактної взаємодії зуба з роликом методом кінцевих елементів.

Список літератури: 1. Глуценко І.П. Основи проектування ланцюгових передач з втулково-роликовими ланцюгами. – Львів: Вид-во Львівського університету, 1964. – 226 с. 2. Платонов В.Ф., Левицький Г.Р. Гусеничні та колесні транспортно-тягові машини. – М.: Машинобудування, 1986. – 296 с. 3. ГОСТ 591-69. Зірочки к приводним роликовим і втулковим ланцюгам. Методи розрахунку та побудови профіля зуба і інструмента. Допуски. – М.: Вид-во стандартів, 2001. – 70 с. 4. Литвин Ф.Л. Теорія зубчастих зацеплень. М.: Наука, – 1968. – 584 с. 5. Павлов А.І. Сучасна теорія зубчастих зацеплень. – Харків: ХНАДУ, 2005. – 100 с. 6. Павлов А.І. Синтез високонавантажених передач на основі лінійчастих зубчастих зацеплень з опукло-вогнутим контактом робочих поверхонь: Автореф. дис. ... докт. техн. наук: спец. 05.02.02 – машинознавство. – Луганськ, 2009. – 42 с. 7. Павлов А.І. Обкатна ланцюгова передача // Труды междунар. конф. "MicroCAD-98". – Харків, 1998. – С.127-129. 8. Павлов А.І., Чайка Э.Г. Исследование приведенного радиуса кривизны в нормальном сечении зацепления с выпукло-вогнутым контактом обкатной косо-

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. – 304 с. 10. Дьяконов В.П. Энциклопедия MathCAD 2001i, 11. Библиотека профессионала. – М.: Солон-Пресс, 2004. – 832 с. 11. Андриенко С.В., Устиненко А.В. Моделирование профиля зуба зірочки ланцюгової передачі на основі побудови Бобильє // 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 критерії 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 зацеплень при головній вимозі – поліпшенні масогабаритних характеристик. З точки зору проектування редуктора, зазвичай, виділяють наступні найбільш значущі масогабаритні характеристики: міжосьова відстань (співвісний 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-послідовності [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 критерії проектування. Розглянемо кінематичну схему редуктора (рисунки 1). На ньому прийняті наступні позначення: m_{μ} – відповідні модулі пар зубчастих коліс ($\mu=1,2$); $z_{\mu,k}$ –

© О.В. Бондаренко, 2014

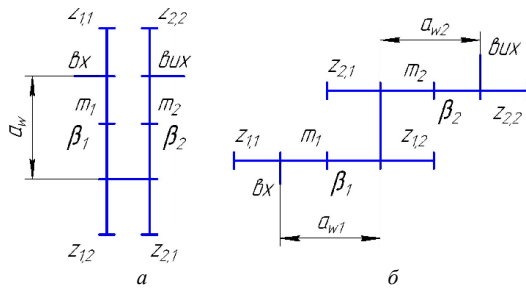


Рисунок 1 – Схема двоступінчастого редуктору: а – співвісна схема; б – розгорнута схема

відповідні числа зубців коліс, k – номер колеса у зачепленні ($k=1$ – ведуче колесо, $k=2$ – ведене колесо); β_{μ} – кути нахилу зубців у зачепленнях.

Функцію критерію представимо у вигляді [2, 3]:

- для розгорнутої компоновки, як суму міжосьових відстаней (при сумарному коефіцієнті зміщення $x_{\Sigma}=0$) окремих зачеплень:

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

- для співвісної компоновки:

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

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 β_{\min} до β_{\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 Δa_w , тобто

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

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 занурення 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_{μ} – відповідні модулі пар зубчастих, $z_{\mu,k}$ – відповідні числа зубців коліс, β_{μ} – кути нахилу зубців у зачепленнях. Деякі з параметрів ($z_{2,2}$, β_{μ}) 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 звизити 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.

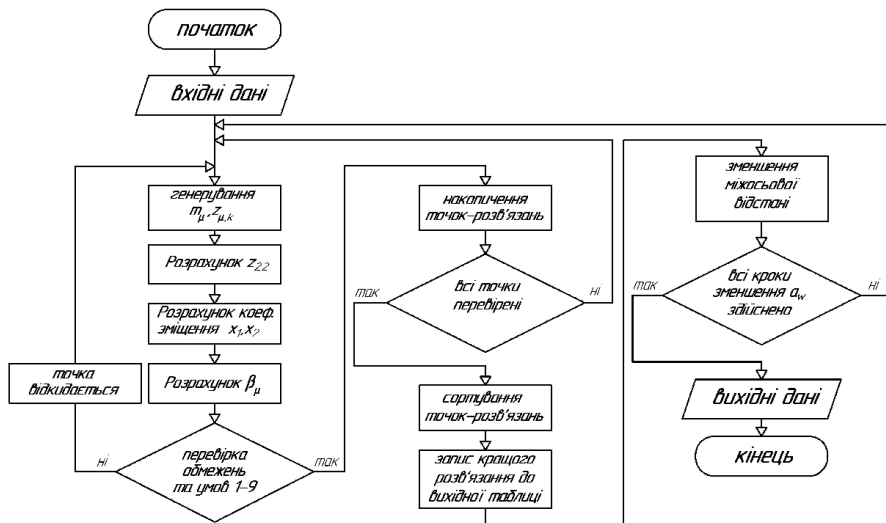


Рисунок 3 – Схема алгоритму проектування першого підходу

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 ($Q, Q \in W$).

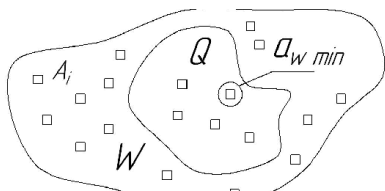


Рисунок 4 – Ілюстрація другого підходу

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 перевірячі розрахунки деталей коробки передач (рисунок 5).

У даному випадку залучені усі змінні проектування – $m_u, z_{u,k}, \beta_u$.

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_u згідно умові (7); $z_{u,k} \min=13, z_{u,k} \max=100; \beta_u \min=0^\circ, \beta_u \max=30^\circ$;

Вхідні дані, що відповідають конструкторським та технологічним вимогам:

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

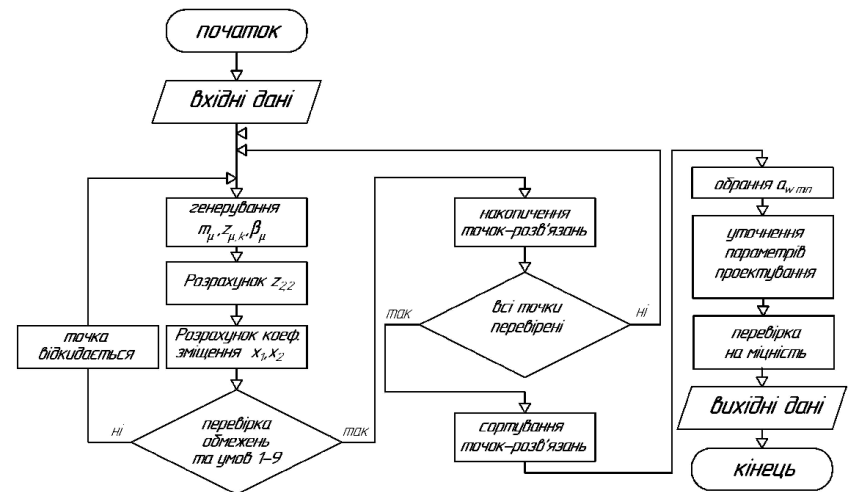


Рисунок 5 – Схема алгоритму проектування другого підходу

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

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	β_1	β_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	β_1	β_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 $a_w=70\text{мм}$ 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	β_1	β_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 $a_w=64\text{мм}$ проти базового значення $a_w=80$.

Висновки:

1. Розглянута актуальність поставленої задачі та доведена необхідність розробки підходу 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 базується на використанні ЛПТ-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 Устиченко // 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 ЛПТ-пошуку та звуження околів 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

пример, формы боковой поверхности зубьев. Поэтому требуется технология назначения оптимальной локализации.

Но прежде нужно исследовать зависимость контактных напряжений от степени локализации контакта. Решению именно этой задачи посвящена настоящая работа.

Метод решения задачи. В качестве параметров локализации удобно пользоваться понятием "отвода". Отводом называется заданная функция, определяющая отклонение от поверхности зубьев. Координаты функции отвода отсчитываются в направлении нормали к номинальной поверхности. Номинальной поверхностью профиля зубьев конического зубчатого колеса является эвольвентно-сферическая поверхность. Изменяя глубину отвода, будем получать зависимость контактных напряжений от степени локализации контакта.

Часто применяется симметричный отвод по направлению зубьев и отвод по высоте зубьев. В таком случае требуется всего два параметра, при этом предполагается, что в центре зуба отвод равен нулю.

Для исследования выбрана ортогональная коническая зубчатая передача с параметрами: $z_1=29$, $z_2=45$, $m_n=3,4402$, $b=25$ мм, $\beta=25^\circ$, $d_0=200$ мм, $I=1,95$. Крутящий момент $T=400$ Н·м на ведущем валу. Форма зубьев конических колес, построенная с помощью программы AEROFLANK, показана на рисунке 1.

Параметры наладки зубошлифовального станка определялись с помощью программы KIMOS. Форма линий отвода назначалась в средней части профиля зубьев (рисунке 2).

Параметры глубины и формы линии отвода, в виде погрешности профиля и погрешности направления зубьев см. рисунок 3 и рисунок 4.

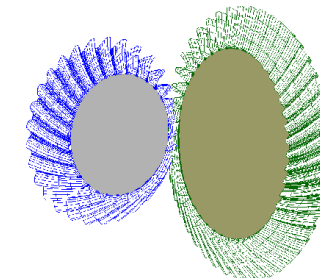


Рисунок 1 – Форма зубьев и венцов конических колес

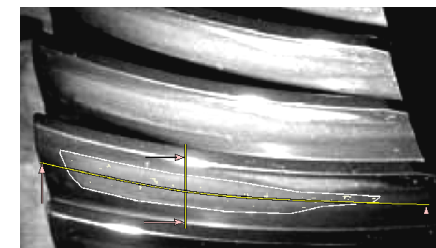


Рисунок 2 – Расположение линий с назначенными "отводами"

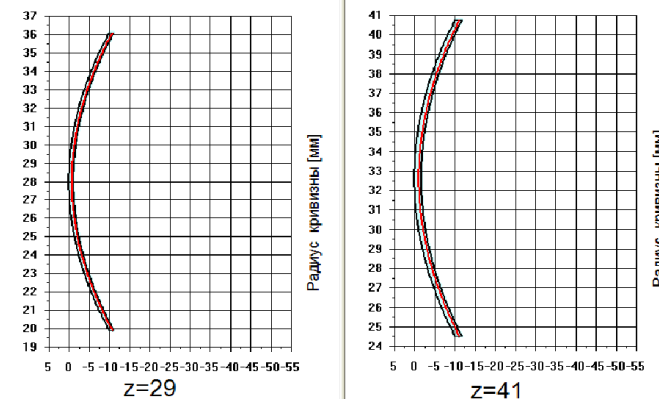


Рисунок 3 – Эвольвентограммы, как исходные данные, обеспечивающие суммарный отвод профилей в крайних точках линии зацепления – 20 мкм