

УДК 729.68

**В. Є. Шатіхін¹, Л. П. Семенов¹, В. С. Хорошилов²,
В. М. Попель², Г. А. Костенко²**

¹Національне космічне агентство України, Київ

²Державне конструкторське бюро «Південне» ім. М. К. Янгеля, Дніпропетровськ

**Врахування зносу зубчатих передач
при оцінюванні динамічних характеристик
приводу сонячних батарей**

Надійшло до редакції 13.04.06

Розглядаються динамічні характеристики зубчатих передач приводу сонячних батарей космічного апарата з довготривалим терміном активного існування. Проведено аналіз впливу на динамічні характеристики приводу еволюційних змін характеристик точності зубчатого зачеплення, які зумовлені зносом зубчатих колес протягом терміну експлуатації приводу. Обґрунтовано доцільність врахування еволюційних змін характеристик точності зубчатих передач при оцінюванні динамічних характеристик приводу сонячних батарей.

ВСТУП

Проблема зменшення збурень космічного апарата (КА), викликаних віброактивністю механізмів забезпечувального та спеціального комплексів, залишається актуальною до цього часу (див. роботу [8], а також [www.ihst.ru/~akm.sec2\(2001\).htm-62k](http://www.ihst.ru/~akm.sec2(2001).htm-62k)).

Досягнення роздільної здатності апаратури спостереження в кілька десятків сантиметрів та збільшення терміну активного існування сучасних КА до 10—15 і більше років зумовлюють подальший пошук шляхів зменшення віброактивності механізмів КА. Відповідно до проведених досліджень [10] одними з найбільш віброактивних механізмів КА є механізми, які входять до складу приводу сонячних батарей (ПСБ), та приводу радіоантен КА. Складовою частиною цих механізмів КА дистанційного зондування Землі (ДЗЗ), зокрема ПСБ, є зубчаті передачі.

Актуальність досліджень збурень, що створюються зубчатими передачами механізмів бортового забезпечувального комплексів (БЗК) КА ДЗЗ, зумовлена тим, що довготривала експлуатація КА викликає знос елементів зубчатих передач і, як наслідок, зумовлює збільшення величини похибки кінематичних параметрів та максимального мертвого ходу зубчатих передач, приведених до вихідного валу, що має наслідком збільшення величини збурювального моменту вихідного валу ПСБ. Тому прогнозування цих показників є важливим для оцінки роботи апаратури БЗК.

Мета статті полягає в аналітичній оцінці динамічного коефіцієнта $\kappa_{\text{дин}}$ [3] з урахуванням еволюції характеристик точності зубчатого зачеплення, викликаній зносом елементів зубчатих передач протягом терміну експлуатації ПСБ. Вибір динамічного коефіцієнта $\kappa_{\text{дин}}$ зумовлений тим, що цей показник оцінює перевищення динамічних навантажень ПСБ над середніми

[3] і дозволяє врахувати основні фактори, які визначають динамічні навантаження.

ОСНОВНА ЧАСТИНА

Динамічний коефіцієнт $\kappa_{\text{дин}}$ визначається з виразу [3]

$$\kappa_{\text{дин}} = 1 + \left(1 - \frac{M_{c2}}{M_{12cp}}\right) \times \left\{1 + \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1}\right) J_1 c_{12} \omega_{1\text{поч}}^2 \times \left[\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1} - 1\right) (M_{\text{п}} - M_{c2})^2\right]^{-1}\right\}^{1/2}, \quad (1)$$

де $M_{\text{п}}$ — пусковий момент електродвигуна, J_1 — момент інерції двигуна та жорстко зв'язаних з ним частин, c_{12} — приведена до валу двигуна жорсткість передач, J_2 — приведений до валу двигуна момент інерції навантаження, M_{c2} — приведений момент статичного навантаження, M_{12cp} — момент середнього навантаження, $\omega_{1\text{поч}}$ — початкова кутова швидкість удару.

Показником точності зубчатих передач буде-мо вважати максимальний мертвий хід, приведений до валу привідного електродвигуна, оскільки величина максимального мертвого ходу є більшою від величини максимальної кінематичної похибки [1], і тому актуальнішою для досліджень збурень КА.

Вважається, що величина лінійного зносу збільшує величину допуску на товщину зуба колеса та шестерні кожного ступеня і приводиться до валу привідного електродвигуна з урахуванням приросту мертвого ходу кожного ступеня [1]. В загальному вигляді величину зміни максимального ходу, зумовленого зносом, визначаємо методом аналітичного диференціювання [4], тобто диференціюванням по кожному з параметрів, що зумовлює зміну вихідного параметра. Для даного випадку обмежувемось диференціюванням по ΔH — зміні допуску на товщину кожного з N зубів передачі.

При цьому припускається, що коефіцієнт зносостійкості зубів k однаковий для всіх зубчатих коліс, і що зміною фізико-механічних властивостей матеріалів зубів та твердого мастила дисульфиду молібдену можна знехтувати.

З аналізу формули (1) випливає, що знос зубчатих передач може зумовлювати зміну початкової швидкості $\omega_{1\text{поч}}$ при ударі зубів внаслідок зазору між колесом та шестернею [3]:

$$\omega_{1\text{поч}} = \sqrt{2\varepsilon_{\text{вс}}(\varphi_3 + \varphi_{c2})}, \quad (2)$$

де $\varepsilon_{\text{вс}}$ — прискорення валу електродвигуна при вибиранні зазорів передач; φ_3 — приведений до вихідного валу зазор передач; φ_{c2} — кут, викликаний деформацією пружного зв'язку [3].

Зазор φ_3 можна представити у вигляді суми початкового зазору (для даного випадку максимального мертвого ходу $\delta_{c \text{ max}\Sigma}$) та еволюційного максимального мертвого ходу $\Delta\delta_{c \text{ max}\Sigma}$, що визначає збільшення кута φ_3 внаслідок зносу:

$$\varphi_3 = \delta_{c \text{ max}\Sigma} + \Delta\delta_{c \text{ max}\Sigma}. \quad (3)$$

Максимальну величину мертвого ходу $\delta_{c \text{ max}}$ однієї зубчатої циліндричної пари, що складається із шестерні та зубчатого колеса, представлено у вигляді [9]

$$\delta_{c \text{ max}} = \frac{0.7}{\text{tg}\alpha} (E_{cs1} + E_{cs2}) + \sqrt{\frac{0.25}{\text{tg}^2\alpha} (H_{c1}^2 + H_{c2}^2) + 2f_a^2 + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2}, \quad (4)$$

де α — кут зачеплення, H_{c1} — допуск на товщину зуба шестерні (m), H_{c2} — допуск на товщину зуба колеса, Δp_1 , Δp_2 — похибки в люфтах опор (рад), $E_{cs1,2}$ — допуск на найменше відхилення товщини зуба шестерні, f_a — допуск на граничну міжосьову відстань.

Згідно з вищевикладеним зміна допуску на товщину зубів та шестерні $\Delta H_{c1,2}$ внаслідок зносу враховується в розрахунках часткових похідних $\delta_{c \text{ max}}$ з рівняння (4) по ∂H_{c1} та ∂H_{c2} [4].

Відповідно до цього та з урахуванням зв'язку між E_{cs} та H [6], подамо $\Delta\delta_{c \text{ max}}$ у вигляді

$$\Delta\delta_{c \text{ max}} = \frac{\partial\delta_{c \text{ max}}}{\partial H_{c1}} \Delta H_{c1} + \frac{\partial\delta_{c \text{ max}}}{\partial H_{c2}} \Delta H_{c2}. \quad (5)$$

В кінцевому результаті отримуємо

$$\Delta\delta_{c \text{ max}} = \frac{0.25}{\text{tg}^2\alpha} (H_{c1} \Delta H_{c1} + H_{c2} \Delta H_{c2}) \times \left[\frac{0.25}{\text{tg}^2\alpha} (H_{c1}^2 + H_{c2}^2) + f_a^2 + \Delta p_1^2 + \Delta p_2^2 \right]^{-1/2}. \quad (6)$$

Тут згідно з [1, 2]

$$\Delta p = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} \left(F_r + e_n + e_b + e_k \frac{a + b}{l} \right), \quad (7)$$

де e_n — зазор посадки колеса на вал, який залежить від конструктивного з'єднання та використаної посадки, e_b — допуск на радіальне биття посадочного ступеня валу під зубчате колесо відносно цапфи валу, e_k — допуск на радіальне биття внутрішніх кілець підшипників, β — дільний кут нахилу лінії зуба ($\beta = 0$ для прямозубої передачі [9]); a, b, l — геометричні розміри з'єднання, які визначаються згідно з [1]; F_r — допуск на радіальне биття колеса.

Для всього редуктора ПСБ з N зубчатих коліс маємо

$$\delta_{c \max \Sigma} = \delta_{c \max(j+1)} + \frac{\delta_{c \max(j+2)(j+3)}}{i_{(j+1)}} + \dots + \frac{\delta_{c \max(N-1)N}}{i_{(j+1)} \dots i_{(N-2)(N-1)}}, \quad (8)$$

тому формула збільшення максимального мертвого ходу, зумовленого зносом зубчатих коліс, по аналогії з виразом (8) з роботи [1] та з використанням методу максимуму-мінімуму [1] буде мати вигляд

$$\begin{aligned} \Delta \delta_{c \max \Sigma} = & \left(\frac{\partial \delta_{c \max(j+1)}}{\partial H_{c_j}} \Delta H_{c_j} + \frac{\partial \delta_{c \max(j+1)}}{\partial H_{c_{j+1}}} \Delta H_{c_{j+1}} \right) + \dots \\ & + \left(\frac{\partial \delta_{c \max(j+2)(j+3)}}{\partial H_{c_{j+2}}} \Delta H_{c_{j+2}} + \right. \\ & + \left. \frac{\partial \delta_{c \max(j+2)(j+3)}}{\partial H_{c_{j+3}}} \Delta H_{c_{j+3}} \right) / i_{(j+1)} + \dots \\ & + \left(\frac{\partial \delta_{c \max N-1}}{\partial H_{c_{N-1}}} \Delta H_{c_{N-1}} + \right. \\ & + \left. \frac{\partial \delta_{c \max N}}{\partial H_{c_N}} \Delta H_{c_N} \right) / i_{(j+1)} \dots i_{(N-2)(N-3)}, \quad (9) \end{aligned}$$

де j — номер зубчатого колеса, i — передаточне відношення, N — кількість зубчатих коліс.

Розрахунки за цією схемою проводимо для наступних ступенів, приводячи результати обчислювань до валу двигуна.

Величину лінійного зносу циліндричного зубчатого колеса однопарного зачеплення (без ура-

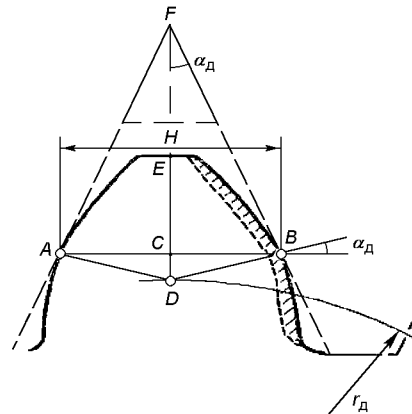


Рис. 1. Знос зуба (заштриховано)

хування приробіткового зносу) можна визначити за формулою [5]

$$U_j = k \frac{P_n}{b} \left(1 - \frac{R_{jn}}{R_j} \right) \frac{i + 1}{i} n_j, \quad (10)$$

де k — коефіцієнт зносостійкості з урахуванням змащення дисульфідом молібдену (1/МПа); U_j — знос для j -го колеса (м); P_n — нормальна сила, що діє в зачепленні; R_j — радіус кривини спряженого профілю зуба; R_{jn} — радіус кривини спряженого профілю зуба у полюсі зачеплення; n — кількість циклів; b — ширина вінця зубчатої пари.

При коефіцієнті перекриття понад 1 розрахунок на знос необхідно проводити за методикою для статично невизначених спряжень [5].

Як видно з рис. 1 [7], з урахуванням того, що товщина зуба вимірюється штангензубоміром на відстані $CE = 0.7476m$ від вершини зуба, визначаємо:

$$\alpha_D = \operatorname{arctg} CD / CB,$$

$$CD = ED - EC = m - 0.7476m = 0.2524m,$$

$$CB = H / 2.$$

Оскільки знос зуба (заштрихована область на рис. 1) розповсюджується вздовж відрізка BD , перпендикулярного до відрізка FB [5], отримуємо

$$\Delta H_{c_j} = U_j \cos \left(\operatorname{arctg} \frac{0.2524m}{0.5H_{c_j}} \right). \quad (11)$$

Розглянемо зубчаті передачі редуктора ПСБ одного з КА ДЗЗ з такими характеристиками

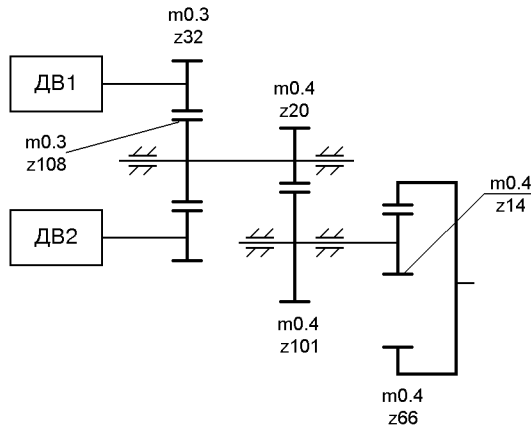


Рис. 2. Зубчата передача редуктора ПСБ

(рис. 2): $n = 700000$; $i = 1/0.00018$; $k = 10^{-10}$ 1/МПа; момент на вихідному валу $M_{кр} = 4132$ Н·см; $b = 0.008$ м; двигун ДПР-52-Н1-03-М; момент інерції навантаження $M_{н} = 343$ Н·см·с²; к. к. д. = 0.76; точність зубчатої передачі 7-Б.

Переведення δ_{\max} , мкм у кутові хвилини для обчислювання $\omega_{\text{поч}}$ здійснювалось за формулою [1, 2]

$$\delta\varphi = \frac{6.88\delta_{\max}}{d}, \quad (12)$$

де d — діаметр дільного кола колеса, мм.

Перетворюючи формулу (1), з урахуванням (2), (3), (12) отримуємо

$$\begin{aligned} \kappa_{\text{дин}} = & 1 + \left(1 - \frac{M_{c2}}{M_{12cp}}\right) \left\{1 + \right. \\ & + \left[\left(\frac{J_1 + J_2}{J_1}\right) J_1 c_{12} 2\varepsilon_{в3} \left(\varphi_3 + \varphi_{c2} + \frac{6.88\Delta\delta_{c\max\Sigma}}{d}\right) \right] \times \\ & \times \left(\frac{J_1 + J_2}{J_1} - 1\right) (M_{н} - M_{c2})^2 \left. \right\}^{1/2}. \quad (13) \end{aligned}$$

Результати обчислювань виявились такими. Максимальний мертвий хід зубчатої передачі $\delta_{c\max\Sigma}$ — 23 мкм; приріст сумарного максимального мертвого ходу зубчатих передач внаслідок зносу $\delta_{c\max}$ за 12 років експлуатації — 8 мкм; швидкість $\omega_{\text{поч}}$ без урахування зносу — 21.1 м/с; швидкість $\omega_{\text{поч}}$ з урахуванням зносу — 24.85 м/с; $\kappa_{\text{дин}}$ ПСБ без урахування зносу —

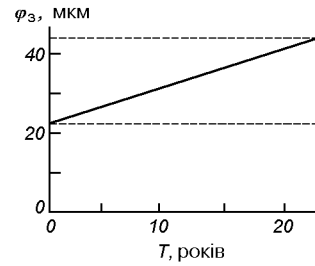


Рис. 3. Залежність зазору від терміну експлуатації ПСБ

2.57; $\kappa_{\text{дин}}$ ПСБ з урахуванням зносу за 12 років експлуатації — 2.70.

Необхідно відмітити, що при великому терміні експлуатації настає граничний знос U_{\max} — один з показників граничного стану зубчатого колеса щодо міцності зубчатої пари [5]. Для даного редуктора розглянуто найбільш навантажену пару зубчатого зачеплення, для якої

$$U_{\max} = a \left(1 - \frac{1}{\sqrt{n}}\right),$$

де a — товщина зуба біля основи, n — запас міцності зуба на згин.

Наведені дані не враховують при визначенні величини зносу зміни фізико-механічних властивостей матеріалів коліс та мастила, перерозподіл навантаження внаслідок зносу елементів зубчатого зачеплення, зміни пускового моменту електродвигуна внаслідок деградації фотоперетворювачів СБ тощо.

Проте, на нашу думку, цих даних достатньо для попереднього аналізу динамічних характеристик ПСБ з метою прогнозування тактико-технічних характеристик бортової апаратури спостереження, а також для попереднього аналізу ймовірності безвідмовної роботи ПСБ.

На рис. 3 наведено залежність приведенного до валу електродвигуна зазору φ_3 від терміну експлуатації ПСБ T .

Видно, що початковий зазор становить 23 мкм, еволюційний приріст зазору на період досягнення граничного зносу склав 21 мкм. Термін експлуатації, при якому наступив граничний стан, склав 24 роки.

На рис. 4 показана залежність динамічного коефіцієнта ПСБ $\kappa_{\text{дин}}$ від приведенного до валу електродвигуна зазору. З формул (3)—(10) та

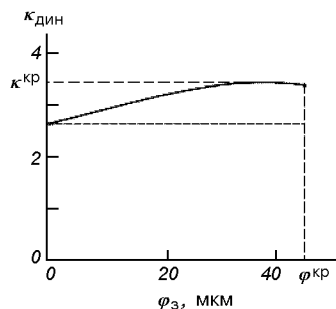


Рис. 4. Залежність динамічного коефіцієнта від зазору

(13) впливає, що зазор φ_z і коефіцієнт $\kappa_{\text{дин}}$ змінюються з часом. Тому, крім залежності динамічного коефіцієнта від зазору (при незмінних інших складових динамічного коефіцієнта), важливо знати також його зміну з часом. Поданий графік дозволяє визначити термін експлуатації ПСБ за значенням динамічного коефіцієнта. Динамічний коефіцієнт $\kappa^{\text{кр}}$ відповідає критичному зазору $\varphi^{\text{кр}}$.

ВИСНОВКИ

1. Проведений аналіз підтверджує вплив зносу зубчатих передач на збільшення величини початкової швидкості удару $\omega_{\text{поч}}$ та динамічного коефіцієнта $\kappa_{\text{дин}}$ для ПСБ КА з терміном експлуатації не менше 10–12 років.

2. При обґрунтованій необхідності для точнішого прогнозування показників точності зубчатих передач доцільно враховувати також нерівномірність зносу по ширині вінця та по висоті зуба.

3. Збільшення з часом експлуатації КА величини приведенного до вихідного валу ПСБ зазору, зумовленого зносом зубчатих передач, як і збільшення динамічного коефіцієнта $\kappa_{\text{дин}}$, можна

врахувати при дослідженні динаміки руху КА, зокрема для оцінки технічних характеристик та ймовірності безвідмовної роботи приладів бортового спеціального комплексу.

1. Вульфсон И. И., Ерихов М. Л., Коловский М. З. Механика машин. — М.: Высш. шк., 1996.—510 с.
2. ГОСТ 21098-82 Цепи кинематические, методы расчета точности. — Введ. 00.00.00. до 00.00.00.
3. Ключев В. И. Теория электропривода. — М.: Энергоатомиздат, 1988.—560 с.
4. Колчин Н. И. Зубчатые и червячные передачи. — Л.: Машиностроение, 1968.—362 с.
5. Проников А. С. Надежность машин. — М.: Машиностроение, 1978.—562 с.
6. Саранча Г. А. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Изд-во стандартов, 1982.—264 с.
7. Серый И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Агропромиздат, 1987.—368 с.
8. Шатихин В. С., Семенов Л. П., Борисенко В. М. Вибрації механізмів космічного апарата // Космічна наука та технологія.—2003.—9, № 4.—С. 9—16.
9. Явленский К. Н., Тимофеев Б. П., Чаадаева Е. Е. Справочник конструктора точного приборостроения. — Л.: Машиностроение, 1989.—792 с.
10. Shlomi A., Kopeika N. S. Laser satellite communications network — vibration effect and possible solutions // Proc. IEEE.—1997.—85 p.

PREDICTION OF GEAR WEAR FOR THE ESTIMATION OF SOLAR ARRAY DRIVE DYNAMIC BEHAVIOR

V. Ye. Shatikhin, L. P. Semenov, V. S. Khoroshilov, V. M. Popel', G. A. Kostenko

We describe the dynamic behaviour of the solar array gears installed on the long-life spacecraft. Impact of the time-dependant deterioration of gearing accuracy caused by the operational wear on the drive's dynamic performance is analysed. The necessity of taking into account the time-dependant deterioration of the gearing accuracy for the estimation of the solar array drive dynamic performance is justified.