

ТЕОРІЯ ТА ПРАКТИКА НАВІГАЦІЙНИХ ПРИЛАДІВ І СИСТЕМ

УДК 629.7.054

НАБЛИЖЕНІ МЕТОДИ ІНТЕГРУВАННЯ РІВНЯНЬ ПОПЛАВЦЯ ГІРОСКОПА З НЕНУЛЬОВОЮ ГАУСОВОЮ КРИВИЗНОЮ

Мельник В.М., Карачун В.В., Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”, м. Київ, Україна

Створюється наукове підґрунтя опису динамічного стану рухомої частини двостепеневого поплавкового гіроскопа в умовах дії на нього зовнішніх збурень довільної структури і фізичної природи. Окреслене коло прикладних задач оптимізації геометрії поплавця

Вступ

Висока надійність поплавкових двостепеневих гіроскопів, які серійно випускаються промисловістю, забезпечила їм довгострокове використання на широкому загалі рухомих об'єктів, в тому числі і пілотажного, і навігаційного призначення. Разом з тим, як свідчать експериментальні дослідження, за натурних умов ці прилади можуть втрачати свої якості. Йдеться про їх роботу в умовах проникаючого акустичного випромінювання, силових та кінематичних збурень тощо.

Вібрація, яка генерується в підвісі поплавкового гіроскопа, значно погіршує його паспортні параметри і, природно, погіршує тактико-технічні характеристики рухомих об'єктів взагалі. Тому постає нагальна потреба більш ретельного аналізу динаміки поплавкових приладів.

Найбільш вразливою частиною підвісу гіроскопа до дії акустичного навантаження виявляється поплавець. Справа ускладнюється тим, що він оточений рідиною, яка слугує чудовим ретранслятором звукових хвиль. Дифракція акустичного поля на бічній та торцевих поверхнях призведе до виникнення моментів, що сприймаються приладом як “хибна” кутова швидкість.

Аналіз динаміки бортової апаратури в акустичних полях має вже досить істотні напрацювання [1, 2, 3, 4], в тому числі і вплив анізотропності рідинно фазної частини [5]. Числовий аналіз генеруємої акустичної вібрації дає змогу стверджувати, що найбільш піддатливим є згинний рух поплавця [6]. Тому логічно проаналізувати динаміку поплавця з ненульовою Гаусовою кривизною (опукла чи угнута бічна поверхня) з метою оцінки доцільності їх введення. Окрім того, це надасть змогу узагальнити теорію, з одного боку, і провести порівняльний аналіз із класичним циліндром – з другого.

Постановка задачі

Вирішення поставлених питань логічно розпочати із побудови розрахункової моделі явища, формулювання методики та засобів інтегрування дещо спрощених рівнянь згинного руху поверхні поплавця (мається на увазі довільна

геометрія лінії меридіану). Наступні кроки полягають у поетапному аналізі коливальних процесів та з'ясуванні ступеня перехресного впливу пружних деформацій за всіма напрямками.

Метою досліджень постає встановлення закономірності вимушеного згинного руху підвісу гіроскопа в площині шпангоута на підґрунті пропонованої методики інтегрування рівнянь.

Зміст наближеного метода інтегрування рівнянь

Викладемо суть в самому загальному вигляді, що дозволить отримати окремі випадки.

Уявимо, що поверхня поплавця навантажена довільним зовнішнім збуренням – розподіленим, зосередженим в точці, вздовж лінії, площі тощо. Вважаємо також, що на торцях поплавця ($z = 0$, $z = 1$) задані деякі граничні умови – кінематичні, геометричні або силові.

Метод складається з двох частин:

- спочатку проводиться процедура розподілення змінних в рівняннях руху за допомогою метода Фур'є;
- потім застосовується метод Бубнова-Гальоркіна.

Оскільки вивчаються замкнені оболонки обертання, тому в коловому напрямку (в напрямку паралелі) слід очікувати періодичності силових та кінематичних полів, отже можна стверджувати, що вони деяким чином залежать від функцій $\cos k\varphi$, $\sin k\varphi$ ($k = 0, 1, \dots$).

В свою чергу, зовнішнє динамічне навантаження також може бути періодичним за кільцевою координатою φ . Але навантаження $q_i^* = q_i^*(t, z, \varphi)$, $i = 1, 3$ завжди можна, хоча б формально, навести у вигляді рядів Фур'є за координатою φ . Тому вважаємо, що

$$q_i^* = q_i^*(t, z, \varphi) = \sum_{k=0}^{\infty} [q_{ik}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + q_{ik}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi], \quad (1)$$

а пружні коливання поверхні поплавця матимуть вигляд:

$$U_z = \sum_{k=0}^{\infty} [U_{z,k}^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + U_{z,k}^{(2)}(t, z) \sin k\varphi]; \quad (2)$$

$$U_\varphi = \sum_{k=0}^{\infty} [U_{\varphi,k}^{(1)}(t, z) \sin k\varphi + U_{\varphi,k}^{(2)}(t, z) \cos k\varphi]; \quad (3)$$

$$W = \sum_{k=0}^{\infty} [W_k^{(1)}(t, z) \cos k\varphi + W_k^{(2)}(t, z) \sin k\varphi], \quad (4)$$

де U_z , U_φ , W – пружні переміщення поверхні в поздовжньому, кільцевому та радіальному напрямках відповідно.

Слід зазначити, що $k = 0$ відповідає асиметричному навантаженню, $k = 1$ – невісесиметричному (або антисиметричному), $k \geq 2$ – циклічному.

Модернізуємо метод Бубнова-Гальоркіна введенням функцій $z^m(1-z)^n$ Кравчука, за допомогою котрих вирішуються ускладнення при формулюванні граничних умов. Отже співвідношення (2), (3) і (4) приймають вигляд:

$$U_{z,1}^{(1)} = A_1^{(1)}(t)\omega_1(z)\varphi_1^{(1)}(z); \quad (5)$$

$$U_{z,1}^{(2)} = A_1^{(2)}(t)\omega_1(z)\varphi_1^{(2)}(z); \quad (6)$$

$$U_{\varphi,1}^{(1)} = B_1^{(1)}(t)\omega_1(z)\psi_1^{(1)}(z); \quad (7)$$

$$U_{\varphi,1}^{(2)} = B_1^{(2)}(t)\omega_1(z)\psi_1^{(2)}(z); \quad (8)$$

$$W_1^{(1)} = C_1^{(1)}(t)\omega_2(z)\gamma_1^{(1)}(z); \quad (9)$$

$$W_1^{(2)} = C_1^{(2)}(t)\omega_2(z)\gamma_1^{(2)}(z). \quad (10)$$

Обмежимося аналізом тільки згинних рухів поверхні поплавця, як найбільш вагомих:

$$\begin{aligned} & \left[-1 + \beta_1(2z-1)^2\right] \frac{\partial^4 W}{\partial z^4} - c_1 \frac{\partial^4 W}{\partial z^2 \partial \varphi^2} - c_2 \frac{\partial^4 W}{\partial \varphi^4} + c_3(2z-1) \frac{\partial^3 W}{\partial z^3} - c_4 \frac{\partial^3 W}{\partial z \partial \varphi^2} + \\ & + c_5 \frac{\partial^2 W}{\partial z^2} - c_6 \frac{\partial^2 W}{\partial \varphi^2} - c_7(2z-1) \frac{\partial W}{\partial z} - c_8 \frac{\partial^3 U_{\varphi}}{\partial \varphi^3} - c_9 \frac{\partial^3 U_{\varphi}}{\partial z^2 \partial \varphi} - c_{10} \frac{\partial^3 U_z}{\partial z \partial \varphi^2} + \\ & + c_{11}(2z-1) \frac{\partial^2 U_z}{\partial z^2} + c_{12}(2z-1) \frac{\partial^2 U_{\varphi}}{\partial z \partial \varphi} + c_{13} \frac{\partial U_z}{\partial z} + c_{14} \frac{\partial U_{\varphi}}{\partial \varphi} - c_{15}(2z-1)U_z = \\ & = [1 - \beta_2(2z-1)]q^* + \gamma^2 [1 - \beta_2(2z-1)] \frac{\partial^2 W}{\partial t^2}, \end{aligned} \quad (11)$$

де

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{2}{(1+\zeta)^2} \cdot \frac{l^2}{R^2}; & c_2 &= \frac{1}{(1+\zeta)^4} \cdot \frac{l^4}{R^4}; & c_3 &= 8 \frac{1+3\mu}{1+\zeta} \cdot \frac{\delta}{R}; \\ c_4 &= 4 \frac{(1-\nu)(3-\mu)}{(1+\zeta)^3} \cdot \frac{\delta}{R} \cdot \frac{l^2}{R^2}; & c_5 &= 8 \frac{(1+\nu+4\mu)}{(1+\zeta)} \cdot \frac{\delta}{R}; & c_6 &= 16 \frac{(1-\nu)}{(1+\zeta)^3} \cdot \frac{\delta}{R} \cdot \frac{l^2}{R^2}; \\ c_7 &= \frac{32\mu(\nu+\mu)}{(1+\zeta)^2} \cdot \frac{\delta^2}{R^2}; & c_8 &= \frac{1}{(1+\zeta)^4} \cdot \frac{\delta^4}{R^4}; & c_9 &= \frac{(1-\nu)}{(1+\zeta)^2} \cdot \frac{l^2}{R^2}; & c_{10} &= \frac{\nu\mu}{(1+\zeta)^3} \cdot \frac{l^3}{R^3}; \\ c_{11} &= \frac{4\mu^2}{(1+\zeta)^2} \cdot \frac{\delta}{R} \cdot \frac{l}{R}; & c_{12} &= \frac{4\mu(1-\nu)(3-\mu)}{(1+\zeta)^3} \cdot \frac{\delta}{R} \cdot \frac{l^2}{R^2}; & c_{13} &= 12(\nu+\mu) \cdot \frac{\delta^3}{Rh^2}; \\ c_{14} &= 12 \frac{1+\nu\mu}{(1+\zeta)^2} \cdot \frac{l^4}{R^2 h^2}; & c_{15} &= \frac{4(1+\nu\mu)}{(1+\zeta)^2} \cdot \frac{\delta}{R} \cdot \frac{12l^3}{Rh^2}; & \beta_1 &= \frac{1+2\mu}{1+\zeta} \cdot \frac{\delta}{R}; & \beta_2 &= \frac{1-\mu}{1+\zeta} \cdot \frac{\delta}{R}; \end{aligned}$$

$\zeta = \frac{\delta}{R}$; $\eta = \frac{R}{l}$; $\mu = 8\zeta(1+\zeta)\eta^2$; ν – коефіцієнт Пуасона; δ – опуклість оболонки поплавця; l – довжина; R – радіус поплавця.

Приймаючи до уваги співвідношення (5 - 10), із рівняння (11) отримуємо після множення обох частин на $\omega_2(z)\gamma_1^{(1)}(z)$ та інтегрування в межах ($z = 0$, $z = 1$):

$$c_{W1}^{(1)}\ddot{C}_1^{(1)} + c_{W2}^{(1)}C_1^{(1)} + c_{W3}^{(1)}B_1^{(1)} + c_{W4}^{(1)}A_1^{(1)} = Q_W^{(1)}(t) \quad (12)$$

$$c_{W1}^{(2)}\ddot{C}_1^{(2)} + c_{W2}^{(2)}C_1^{(2)} + c_{W3}^{(2)}B_1^{(2)} + c_{W4}^{(2)}A_1^{(2)} = Q_W^{(2)}(t). \quad (13)$$

З наведеного походить, що коливальні процеси на поверхні поплавця в кожному з трьох напрямів впливають один на одного.

Така форма запису дозволяє по першим двом доданкам у лівій частині знайти парціальні (від *partialis*) частоти згинного руху поверхні поплавця.

Якщо прийняти $C_1^{(1)}(t) = c_1^{(1)} \exp i\omega_3^{(1)}t$, $C_1^{(2)}(t) = c_1^{(2)} \exp i\omega_3^{(2)}t$,

де $c_1^{(1)}$ і $c_1^{(2)}$ довільні сталі, тобто після підстановки у (12), (13) маємо можливість знайти парціальні частоти:

$$\omega_3^{(1)} = \left[\frac{c_{W2}^{(1)}}{c_{W1}^{(1)}} \right]^{\frac{1}{2}} =$$

$$= \left\{ \frac{\int_0^1 \left\{ \left[-1 + \beta_1(2z-1)^2 \right] \frac{\partial^4}{\partial z^4} (\omega_2 \gamma_1^{(1)}) + c_1 \frac{\partial^2}{\partial z^2} (\omega_2 \gamma_1^{(1)}) - c_2 \omega_2 \gamma_1^{(1)} + \right.}{- \gamma^2 \int_0^1 \left[1 - \beta_2(2z-1) \omega_2^2 \gamma_1^{(1)2} \right] \partial z} + c_3(2z-1) \frac{\partial^3}{\partial z^3} (\omega_2 \gamma_1^{(1)}) + c_4 \frac{\partial^2}{\partial z^2} (\omega_2 \gamma_1^{(1)}) + c_5 \frac{\partial^2}{\partial z^2} (\omega_2 \gamma_1^{(1)}) + c_6 \omega_2 \gamma_1^{(1)} -$$

$$\left. \left. - c_7(2z-1) \frac{\partial}{\partial z} (\omega_2 \gamma_1^{(1)}) \right\} \omega_2 \gamma_1^{(1)} \partial z \right\}^{\frac{1}{2}} ;$$

$$\omega_3^{(2)} = \left[\frac{c_{W2}^{(2)}}{c_{W1}^{(2)}} \right]^{\frac{1}{2}} =$$

$$= \left\{ \frac{\int_0^1 \left\{ \left[-1 + \beta_1(2z-1)^2 \right] \frac{\partial^4}{\partial z^4} (\omega_2 \gamma_1^{(2)}) + c_1 \frac{\partial^2}{\partial z^2} (\omega_2 \gamma_1^{(2)}) - c_2 \omega_2 \gamma_1^{(2)} + \right.}{- \gamma^2 \int_0^1 \left[1 - \beta_2(2z-1) \omega_2^2 \gamma_1^{(2)2} \right] \partial z}$$

$$\frac{+c_3(2z-1)\frac{\partial^3}{\partial z^3}(\omega_2\gamma_1^{(2)}) + c_4\frac{\partial^2}{\partial z^2}(\omega_2\gamma_1^{(2)}) + c_5\frac{\partial^2}{\partial z^2}(\omega_2\gamma_1^{(2)}) + c_6\omega_2\gamma_1^{(2)} -}{-c_7(2z-1)\frac{\partial}{\partial z}(\omega_2\gamma_1^{(2)})} \left. \right\} \omega_2\gamma_1^{(2)} \partial z \left. \right\}^{\frac{1}{2}}; \quad (15)$$

Якщо прийняти, наприклад, $\gamma_1^{(1)}(z) = \cos \rho z$, $\gamma_1^{(2)}(z) = \sin \rho z$, можна обчислити безрозмірні парціальні частоти $\omega_3^{(1)}$, $\omega_3^{(2)}$, зокрема, для числа напівхвиль $P = 1$ (рис. 1).

Для конкретності обрано $\rho = 2,7 \cdot 10^{-12} \frac{\text{кГс}^2}{\text{см}^4}$; $E = 0,7 \cdot 10^6 \frac{\text{кГ}}{\text{см}^2}$; $\nu = 0,34$;
 $R = 1 \text{ см}$; $l = 4 \text{ см}$; $\delta = 0 \div 0,1 \text{ см}$.

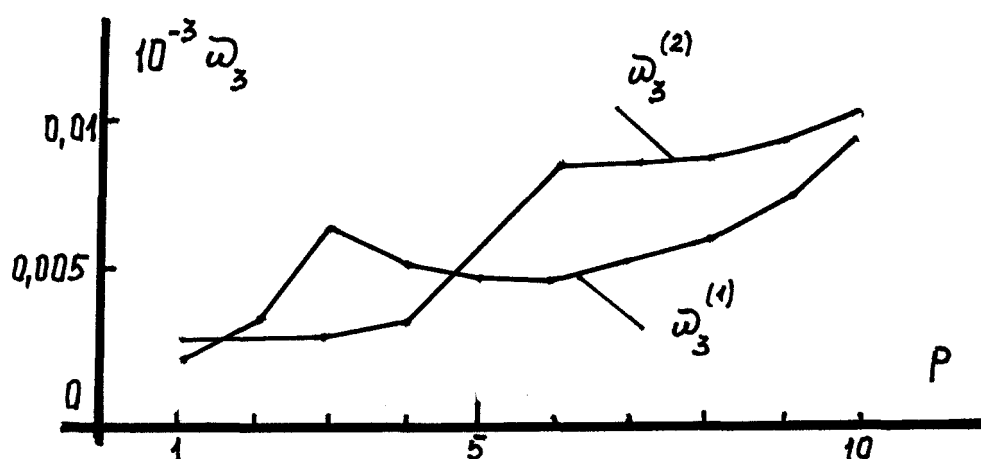


Рисунок 1 – Залежність нижчих безрозмірних частот $\omega_3^{(1)}$ і $\omega_3^{(2)}$ від кількості напівхвиль p в радіальному напрямку

Висновки

Отже, одержані результати аналізу динамічного стану поверхні поплавця дозволяють встановити закономірність пружних коливань підвісу гіроскопа в площині шпангоута за довільної структури зовнішніх збурюючих чинників. Метод дає можливість подальшого оптимального вибору лінії меридіану поплавця.

Логічним постає наступний аналіз кореляції перехресного пружного впливу коливань за трьома напрямками.

Література

1. Мельник В.М., Карачун В.В. Інжекція акустичної енергії РН і її вплив на похибки гіроскопа // Вісник ЖДТУ. – 2004. Т. 1. – № 4(31) / Технічні науки. – С. 135-138.
2. Мельник В.М., Карачун В.В. Додаткові похибки гіроскопа в акустичному середовищі // Вісник НТУУ “КПІ”. Серія приладобудування. – 2005. – Вип. 29. – С. 33-36.
3. Mel'nik V.N., Karachun V.V. Influence of radiation on the sensors of a gyrostabilization platform // International Applied Mechanics. – Vol. 40. № 10, 2004. – P. 122-130.
4. Mel'nik V.N., Karachun V.V. Determining Gyroscopic Integrator Errors to Diffraction of Sound Waves // INTERNATIONAL APPLIED MECHANICS. – 2004. – Vol. 40, №3. – P. 328-336.
5. Мельник В.М. Нелінійні коливання рухомої частини поплавкового гіроскопа внаслідок неоднорідності рідиннофазної частини підвісу // Доповіді Нац. Акад. наук України – 2003. – № 8. – С. 54-58.
6. Карачун В.В., Лозовик В.Г., Мельник В.Н. Дифракція звукових волн на підвесі гіроскопа. – К.: Корнейчук, 2000. – 176 с.

Мельник В.Н., Карачун В.В. Приближенные методы интегрирования уравнений поплавка гироскопа с ненулевой Гауссовой кривизной

Строится научная основа анализа динамического состояния подвижной части двухстепенного гироскопа в условиях действия на него внешних возмущений произвольной структуры и физической природы. Очерчивается круг прикладных задач оптимизации геометрии поплавка

Mel'nik V.N., Karachun V.V. Approximate methods of integrating of equations of a float of the gyro with non-zero gaussian curvature

The scientific basis of the analysis of dynamic status of a mobile part of the two-powermode gyro in conditions of operating on it of external disturbances of arbitrary frame and physical nature is under construction. The circle of applied problems of optimization of geometry of a float is delineated

*Надійшла до редакції
3 квітня 2006 року*

УДК 62.526.001.32

**МЕТОД СИНТЕЗУ ПАРАМЕТРІВ СИЛОВИХ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ
КЕРУВАННЯ НАВІГАЦІЙНОГО КОМПЛЕКСУ**

Задорожний І.С., Задорожний В.І., Східноєвропейський університет економіки і менеджменту, м. Черкаси, Україна

Пропонується метод синтезу системи керування навігаційного комплексу для оптимізації ступеню точності параметрів силового редуктору

Вступ

Створення навігаційних комплексів 5-го покоління для сучасних засобів цілодобового пошуку наслідків надзвичайних ситуацій (техногенних і екологічних катастроф) вимагає підвищення дальності виявлення і локації об'єктів пошуку, що може бути забезпечено створенням систем керування з високою точністю (помилка стеження не більше 10-20 кут. с). Силowymi елементами систем керування є високошвидкісні електричні двигуни, з'єднані з навантажен-

ням силовим редуктором. Редуктору з циліндричними, конічними або черв'ячними передачами властива низка похибок: кінематичні, циклічні, люфти тощо.

В існуючих методах [1, 4] редуктор розглядається як елемент, похибками якого нехтують. Проте аналіз точності виготовлення коліс показує, що для кожного колеса характерні похибки, пов'язані з технологією виготовлення коліс (кінематичні похибки), і похибки профілю зуба (циклічні похибки), амплітуди яких можуть сягати декількох десятків кутових хвилин, унаслідок чого кожна пара коліс може вносити значні похибки в систему керування.

Постановка завдання

В роботах [1, 4] розглянуті причини виникнення кінематичних і циклічних похибок коліс редуктора, обумовлені неточністю їх виготовлення. Проте, вони не дають відповіді на питання: з яким достатнім ступенем точності необхідно виготовляти колеса редуктора для забезпечення необхідної точності конкретної високоточної слідкуючої системи навігаційного комплексу ВСС НК. Метою даних досліджень є розробка методу визначення ступеня точності коліс силового редуктора, виходячи з умов забезпечення необхідної точності ВСС.

Виклад суті досліджень

Відомо, що кінематична похибка колеса ΔF є щонайбільшою похибкою кута повороту зубчатого колеса в межах обороту при тому, що при однопрофільному зачіпленні з точним колесом характеризується амплітудою і визначається частотним спектром.

Амплітуда визначається ступенем точності виготовлення колеса і регламентується стандартами на циліндрові, конічні або черв'ячні передачі. Загальна похибка передачі включає похибку виготовлення колеса, похибку посадки колеса на вал, похибку виготовлення валу і похибку виготовлення підшипників.

Амплітуда (норма) кінематичних похибок у відповідності з ДСТУ 3675-94 для циліндрових передач з модулем до 2,5 мм залежно від діаметра (до 500 мм) для певного ступеня точності виготовлення (4-8) може бути приведена у вигляді графіків на рис.1 а) (при оцінці помилок ВСС НК зручніше користуватися помилками в кутовому вимірюванні). Переклад лінійних переміщень в кутові здійснюється згідно з виразом

$$\Delta F[\text{рад}] = \frac{6,88 \cdot \Delta F_{\Sigma}[\text{мм}]}{D[\text{мм}] \cdot 57,3 \cdot 60} \quad (1)$$

де D – діаметр колеса.

В кутових величинах значення кінематичних помилок приведені на рис. 1 б).

Другою характеристикою кінематичної похибки в ВСС НК є проява частоти. Відомо, що період кінематичної похибки рівний повному обороту колеса. При обертанні колеса з певною швидкістю період буде рівний

$$T_k = \frac{360[\text{град}]}{\dot{\alpha}}, \quad (2)$$

де $\dot{\alpha}$ – швидкість обертання колеса в град/с.

Основну складову кінематичної похибки можна записати для
- веденого колеса

$$\Delta F_{\kappa I 1H} = \Delta F_{\kappa I 1} \cdot \sin\left(\frac{2\pi\dot{\alpha}}{360}\right)t, \quad (3)$$

- колеса, що веде

$$\Delta F_{\kappa 2} = \Delta F_{\kappa I 22} \cdot \sin\left(\frac{2\pi\dot{\alpha}}{360}\right) \cdot t. \quad (4)$$

Циклічна похибка характеризує несплавність руху колеса, визначається точністю зубів колеса і має залежність, близьку до гармонійної. Амплітуда і період циклічної похибки визначаються:

$$\delta F_{\omega} = \frac{C_1 + C_2 + C_3 + \dots + C_n}{n}, \quad (5)$$

$$T_{\omega} = \frac{360}{\dot{\alpha} \cdot z_1}, \quad (6)$$

де C_i – розмах похибки на одному зубі колеса; n – число вимірів; z_1 – кількість зубів. Для редуктора з j – числом ступенів маємо:

- кінематична похибка веденого колеса

$$\Delta F_{\kappa j 1H} = \Delta F_{\kappa j 1} \cdot \prod_1^{j-1} i_j \cdot \sin\left(\frac{2\pi\dot{\alpha}}{360} \cdot \frac{1}{\prod_1^{j-1} i_j}\right) \cdot t, \quad (7)$$

- кінематична похибка колеса, що веде

$$\Delta F_{\kappa j 2H} = \Delta F_{\kappa j 2} \cdot \prod_1^j i_j \cdot \sin\left(\frac{2\pi\dot{\alpha}}{360} \cdot \frac{1}{\prod_1^j i_j}\right) \cdot t, \quad (8)$$

- циклічна похибка веденого колеса

$$\delta F_{\omega j 1H} = \delta F_{\omega j 1} \cdot \prod_1^{j-1} i_j \cdot \sin\left(\frac{2\pi\dot{\alpha}}{360} \cdot \frac{(2j-1)}{\prod_1^{j-1} i_j} \cdot z\right) \cdot t, \quad (9)$$

- циклічна похибка колеса, що веде до

$$\delta F_{\omega j 2H} = \delta F_{\omega j 2} \cdot \prod_1^j i_j \cdot \sin\left(\frac{2\pi\dot{\alpha}}{360} \cdot \frac{2j}{\prod_1^j i_j} \cdot z\right) \cdot t. \quad (10)$$

Структурна схема ВСС НК з багатоступеневим редуктором з урахуванням кінематичних і циклічних похибок приведена на рис. 1 г.

В загальному вигляді, кут повороту валу редуктора визначається:

$$\frac{\alpha_n}{\delta_{\text{ИД}}} = i_0 + \Delta i, \quad (11)$$

де $i_0 = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3$ – ідеальне передавальне число редуктора;

$$\Delta i = \frac{1}{i_{ид}} \left(\sum_1^j \Delta F_{kj1n} + \sum_1^j \Delta F_{kj2n} + \sum_1^j \delta F_{uj1n} + \sum_1^j \delta F_{uj2n} \right), \quad (12)$$

де Δi – миттєве відхилення передавального числа від ідеального.

Зазвичай складові похибки мають закон, близький до гармонійного, і впливають на замкнуту систему як внутрішнє збурення з певною амплітудою і частотою спектру.

Ураховуючи те, що смуга пропускання частот замкненої ВСС НК розраховується з умови опанування керуючих дій певної амплітуди і частоти, ВСС здатна відпрацювати складові кінематичних і циклічних похибок, частота яких менше частоти зрізу замкненої системи, тобто

$$(\omega_{\kappa}; \omega_{\kappa}) \leq \omega_{\text{зр}}. \quad (13)$$

"Породжені" коливання, викликані кінематичними і циклічними похибками, проходять по ланцюгу зворотного зв'язку на вхід ВСС НК, граничну частоту ВСС у зв'язку з цим при проектуванні необхідно вибирати певним чином. За граничну частоту приймаємо частоту, при якій амплітудно-частотна характеристика рівна одиниці. Тому при розробці високоточних СС НК необхідно редуктор проектувати так, щоб:

- складові кінематичних і циклічних похибок редуктора, приведені до навантаження, мали частоту менше частоти зрізу системи;

- амплітуда похибок подальших від навантаження передач повинна бути зменшена збільшенням передавального числа послідовуючих пар коліс редуктора, а саме - необхідно виготовляти колеса по ступені точності, сумарна норма похибок яких $\Sigma \Delta F$ була менше половини допустимої помилки ВСС $[\Theta]_{\text{доп}}$:

$$\Sigma \Delta F_{\text{ц}} \leq [\Theta]_{\text{доп}}. \quad (14)$$

Метод визначення ступеня точності коліс редуктора, виходячи із забезпечення необхідної точності ВСС НК, містить наступні етапи.

Заборонена зона допустимих похибок коліс будується в координатах помилки $[\Theta_m]$ і частоти її вияву (ω) в наступній послідовності:

1. Відповідно до формул (7)...(10) визначаються амплітуди похибок коліс ΔF , приведених до виходу валу редуктора, залежно від діаметра коліс D і ступеня точності виготовлення, рис 1 а.

2. Відповідно до виразу (1) будується залежність і визначається амплітуда похибок коліс ΔF_{Σ} у кутових величинах у функції діаметра D для одного модулю (рис.1 б), але для різних ступенів точності, або залежність амплітуди похибок $[\Theta_m]$ (кут. хв.) = $f(m, D)$ залежно від діаметра колеса D (мм) для різних модулів, але одного ступеня точності.

3. Будується номограми $\Omega_1 = f(\omega_{11}, D)$ при різних значеннях діаметра колеса D і модулю m (рис. 1 в). Для максимальної робочої швидкості $\Omega_{1\text{max}}$ знаходяться значення частоти $\omega_{w\text{max}}$.

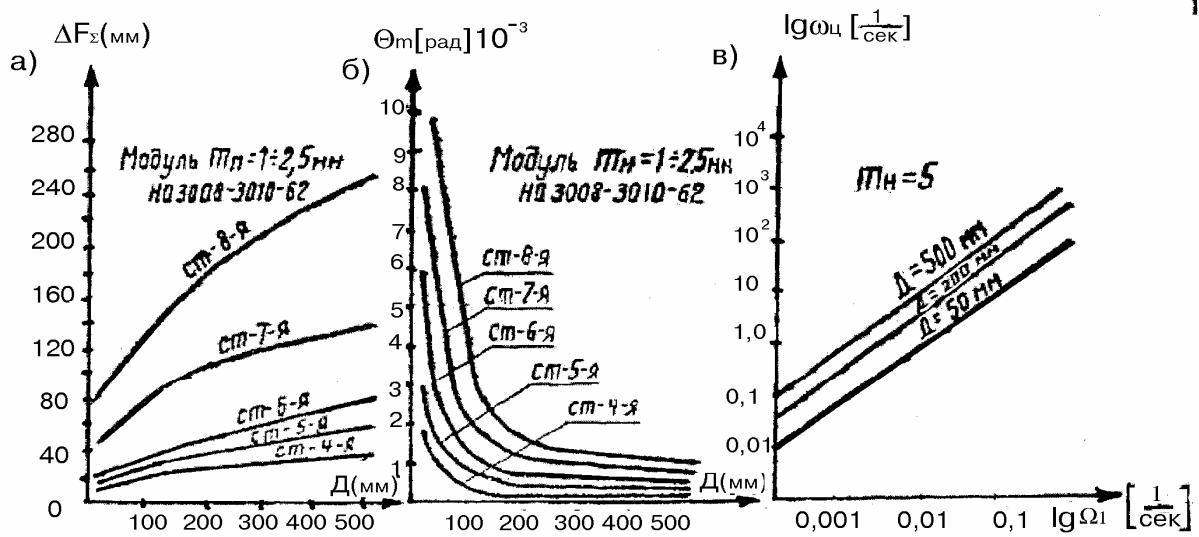


Рисунок 1 – Залежність точності коліс редуктора ВСС від діаметра і швидкості навантаження

4. На площині ($[\Theta_m]$, $\omega_{ц}$) будуються граничні межі, визначальні можливі зони для вибору ступеня точності коліс редуктора за умови виконання точності ВСС НК - рис.2.

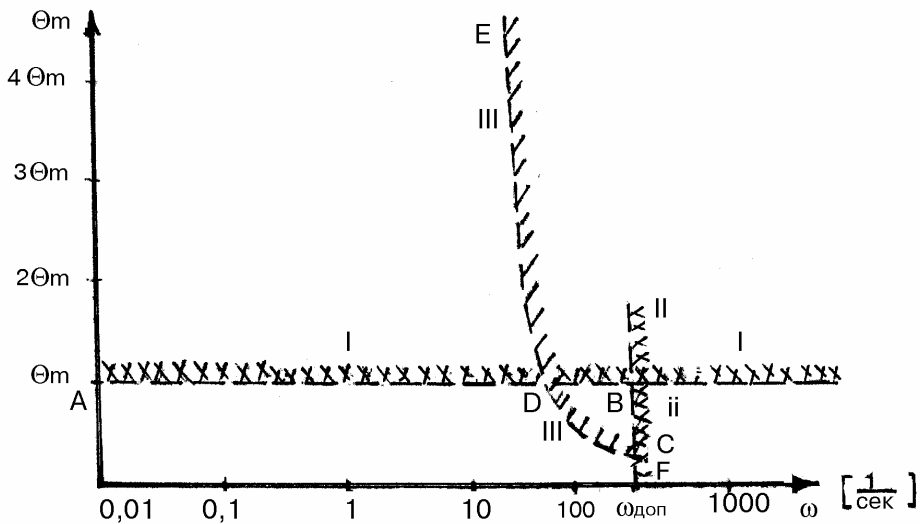


Рисунок 2 – Метод розрахунку ступеня точності коліс редуктора ВСС для забезпечення точності руху навантаження

5. Межа I будується з умови обмеження максимальної амплітуди похибки для кожного колеса редуктора (припустивши, що сумарна похибка редуктора рівна сумі складових кожного колеса, приведених до валу навантаження):

$$\Theta'_m = \frac{[\Theta_{\text{доп}}]}{2n}, \quad (15)$$

де $0,5 [\Theta_{\text{доп}}]$ – половина допустимої помилки системи слідування; n - число коліс редуктора.

6. Межа II будується з умови обмеження в системі прискорень, викликаних прискореннями похибок редуктора, згідно за виразом

$$\omega_{\text{доп}} = \sqrt{\frac{\ddot{\delta}[\text{рад}]}{\Theta'_m}}. \quad (16)$$

7. Межа III будується з умови обмеження максимальної амплітуди похибки кожного колеса при врахуванні того, що редуктор охоплений від'ємним зворотним зв'язком.

Для оцінки похибки ВСС НК, викликаної похибками редуктора, перетворимо схему на рис. 3 а до виду рис. 3 б, тоді похибка колеса визначається:

$$\Delta\varepsilon = \Theta_{m111} \cdot \frac{1}{1+W(p)} \cdot \frac{1}{W(p)}, \quad (17)$$

де $W(p)$ – передатна функція розімкненої ВСС НК.

Оскільки з умови (16) $\Delta\varepsilon = \Theta'_m$, то з виразу (17) можна визначити допустиму похибку колеса на даній частоті її вияву $\Theta_{m111}(\omega) = \Theta'_m \cdot A(\omega)$, де $A(\omega) = |W(j\omega)| \cdot |1+W(j\omega)|$ – модуль амплітудно-частотної характеристики замкненої ВСС.

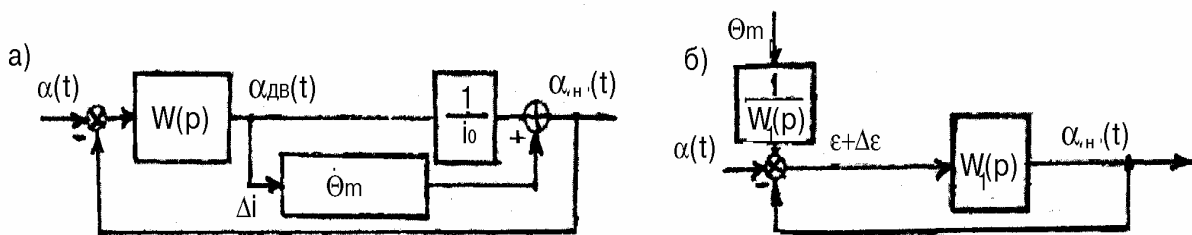


Рисунок 2 – Структурні схеми ВСС з урахуванням похибки редуктора

8. Для забезпечення помилки ВСС, викликаною похибкою редуктора, охопленого позиційним зворотним зв'язком, що не перевищує допустиму, згідно за виразом (16), необхідно, щоб положення, відповідне частоті і амплітуді похибок колеса, приведених до валу навантаження, не виходило за межі забороненої області ЕДСФ.

9. Для розімкненої ВСС. У разі необхвату редуктора зворотним зв'язком необхідно, щоб положення, відповідне амплітуді та частоті похибок колеса, не виходило за межі забороненої області АВСФ, що є значно більш жорсткою умовою в порівнянні з варіантом п. 8.

Висновки

Експериментальні перевірки запропонованого методу проводилися стосовно редукторів реальних ВСС НК. Згідно з вимогами помилки ВСС, викликані кінематичними і циклічними похибками, не повинні перевищувати 4 кут.с на максимальній робочій швидкості супроводу, що потребує виготовлення коліс, розташованих ближче до навантаження, - восьмого ступеню точності; для коліс, розташованих ближче до виконавчого двигуна, - п'ятого ступеню точності; у разі не обхвату редуктора негативним зворотним зв'язком - четвертий ступінь точності - для всіх коліс. Дослідження спрямовані на подальшу оптимізацію у запровадженні запропонованого методу в промисловості.

Література

1. Плотников В.С., Варфоломеев Д.И., Пустовалов В.Е.. Расчет и конструирование оптико-механических приборов. - М.: Машиностроение, 1983. - 255 с.
2. Анурьев В.И.. Справочник конструктора - машиностроителя. Т. 2. - М.: Машиностроение, 1982. - 584 с.
3. ОТ СЭВ 641-77, СТ СЭВ 642-77, ЕС ДП СЭВ. Зубчатые передачи.
4. ГОСТ 21098-82. Цепи кинематические. Методы расчета точности.
5. Бесекерский В.А. Динамический синтез систем автоматического регулирования. - М.: Наука, 1970. -575 с.

Задорожный И.С., Задорожный В.И. Метод синтеза параметров силового редуктора системы управления навигационного комплекса

Предлагается метод синтеза системы управления навигационного комплекса для оптимизации степени точности параметров силового редуктора

Zadorozhny I., Zadorozhny V. Method of synthesis of parameters of power reducing gear of the system of control of navigation complex

A method of synthesis of the system of control of navigation complex for optimization of degree of exactness of parameters of power reducing gear is offered

*Надійшла до редакції
6 квітня 2006 року*