

ПРИЛАДИ. РАДІОТЕХНІКА ТА ТЕЛЕКОМУНІКАЦІЇ

УДК 531.386.535

О.М. Безвесільна, д.т.н., проф.

І.С. Задорожний, к.т.н., проф.

Національний технічний університет України "КПІ"

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ НАВІГАЦІЙНОГО КОМПЛЕКСУ В УМОВАХ БАГАТОРАЗОВИХ УДАРНИХ ВПЛИВІВ

Розроблено структурну схему і нелінійну математичну модель опори системи керування навігаційного комплексу, які забезпечують високу експлуатаційну надійність за рахунок зниження швидкості й сили удару.

Актуальність дослідження. Особливістю розробки систем керування навігаційних комплексів (СКНК), розташованих на рухомих носіях (літаках, гелікоптерах, кораблях, катерах, рухомих наземних машинах), є необхідність наведення і стабілізації оптичного поля бачення з наступним використанням отриманої інформації для вирішення навігаційних задач. Часто в схему керування вводять стабілізований оптичний елемент (головне дзеркало, оптична призма) [1]. Стабілізація оптичного елемента здійснюється за допомогою дво- або тривісного гіростабілізатора (ГС). Зв'язок оптичного елемента з гіростабілізатором і корпусом приладу являє складність через великі діаметри апертури оптичного променя (діаметр апертури складає від 100 мм до 200 мм), широкий діапазон високочастотних збурень, викликаних вібраціями носія (амплітуда прискорень від 0,5g до 2g в діапазоні частот від 5 до 500 Гц).

Проте аналіз літератури [1], [9] та ін. свідчить про те, що в даний час не розроблено структурну схему та нелінійну математичну модель опори системи керування навігаційного комплексу. Вирішення цієї задачі є надзвичайно актуальним, тому що забезпечує значне покращення основних експлуатаційних характеристик системи керування навігаційного комплексу.

Задачі дослідження: розробка конструктивної схеми опор, яка забезпечує пропущення апертури оптичних променів великого діаметра; створення математичної моделі системи керування.

Вирішення поставлених задач дослідження

Вибір конструктивної схеми опори системи керування. Вибір проводиться, виходячи з умови забезпечення пропущення апертури оптичного променя (діаметром 100–200 мм), стабільності моменту тертя при наявності віброударних періодичних збурень з прискореннями (0,5–2)g у широкому діапазоні частот (від 5 до 500 Гц). Як схема опори можуть розглядатися такі варіанти: опори з силовим підшипником кочення [2]–[5] і опори з металевим кільцем і роликами, встановленими з гарантованими зазорами. Схеми опор з підшипниками кочення або ковзання мають велику масу, великий момент статичного тертя (що перевищує 300 Гсм) і не забезпечують регулювання зазору в з'єднанні. Схема, що включає металеве кільце і регульовані ролики (найкращою є схема із застосуванням трьох роликів R1–R3, що встановлені під кутом 120°), дозволяє забезпечити високу просторову точність, встановлювати бажаний зазор у з'єднанні q регулювати момент тертя (рис. 1).

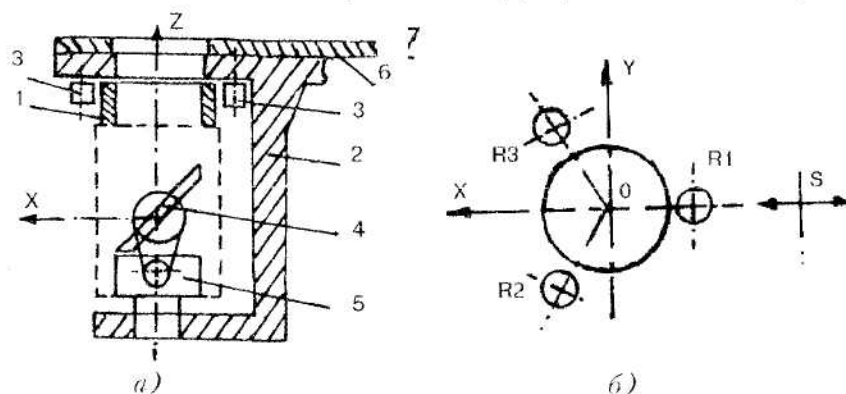


Рис. 1. Структурна схема комплектування системи керування навігаційного комплексу з головним дзеркалом і гіростабілізатором

Металеve кільце 1 нерухомо з'єднане з зовнішньою рамою гіростабілізатора, яка включає головне дзеркало 4, гіростабілізатор 5 і зовнішню раму. Вони разом встановлені в опорно-радіальний підшипник і підковоподібну опору 2. До складу схеми також входять ролик 3 і корпус 6 оптичного приладу, з'єднаний з рухомих носієм. На рухомому носії в результаті збурень його корпусу виникають періодичні коливання деталей у місці з'єднання.

Розробка моделі розрахункової схеми. Для проведення теоретичного аналізу процесів, що відбуваються в місці з'єднання деталей, необхідно розробити розрахункову схему з'єднання. Схема повинна бути як можна простішою, але при цьому не повинна спотворюватися реальна картина процесів, що відбуваються. Ці умови задовольняє схема, що пропонується (рис. 2). На розрахунковій схемі систему керування в режимі вібраційних впливів можна представити у вигляді зосередженої маси гіростабілізатора m і маси ролика, що жорстко встановлені в корпус приладу (точніше, у вигляді зовнішнього кільця підшипника, встановленого на жорстку опору, нерухомо пов'язану з корпусом приладу). Маса m розділена з роликами зазором δ_p .

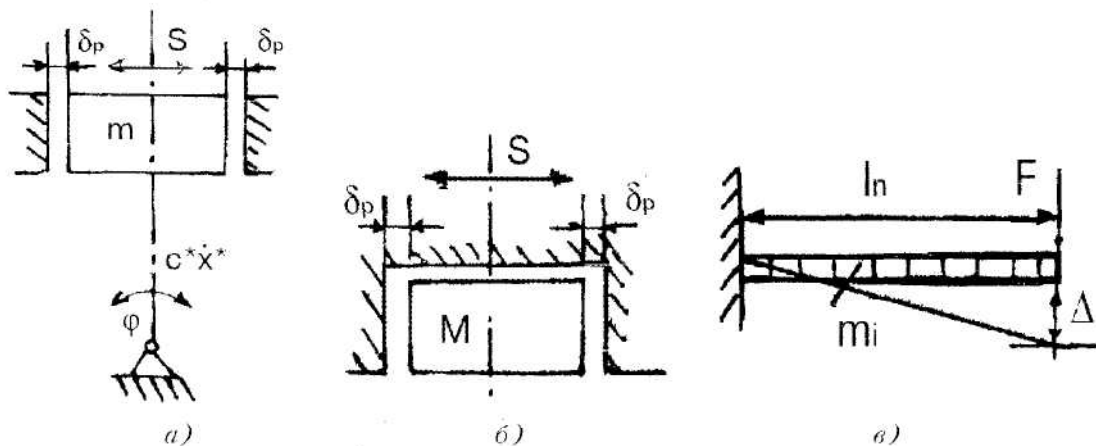


Рис. 2. Розрахункова модель системи керування оптичного приладу за курсом у режимі вібраційних впливів

Оскільки шкня опора виконана у вигляді опорно-радіального підшипника, то її модель може бути представлена у вигляді шарнірної опори, яка має можливість здійснювати переміщення на кут φ . Зважаючи на те, що реальний зазор у конструкції, яка розглядається, $\delta_p = 0,03$ мм, а плече $L = 280$ мм, то кут повороту буде дуже малий. При цьому траєкторія руху приведеної маси m буде близька до прямолінійної, що дозволяє з великою вірогідністю схему, наведену на рис. 2, а, перетворити в модель, наведену на рис. 2, б. Виходячи з прийнятої конструкції, накладемо на модель наступні обмеження:

1. Обидва обмежувачі рухаються за гармонічним законом $S = f \sin \omega t$;
2. На тіло в порожнині діє сила тертя (або інша сила), що дорівнює $C * \dot{x}^*$;
3. Приймаємо, що коефіцієнт відновлення швидкості при ударі з кожної сторони обмежується однаково.

Розрахунок приведеної маси системи керування до точки удару. Для переходу від реальної конструкції до моделі приведемо масу системи керування (СК) до точки удару. Відповідно до методики, що запропонована в [2], і враховуючи схему, зображену на рис. 2, в, запишемо:

$$m_{np} = \sum m_i \left(\frac{\Delta_i}{\Delta_0} \right)^2 + \int_0^{l_n} \left(\frac{\Delta}{\Delta_0} \right)^2 dm, \quad (1)$$

де m_{np} – маса приведення;

m_i – елементи розподіленої маси;

$\frac{\Delta_i}{\Delta_0}, \frac{\Delta}{\Delta_0}$ – відношення переміщень відповідно і-й зосередженої маси m_i і елемента Δ_0 точки

удару при заданому русі системи.

Коефіцієнт приведення системи буде дорівнювати:

$$K_{np} = \frac{m_{np}}{m_f} \quad (2)$$

де m_f – маса ГС.

Нехай прогини системи розподіляються так, як і при статичному навантаженні, тоді згідно з [3] запишемо:

$$\Delta = \Delta_0 \frac{1}{2} \left[3 \left(\frac{x}{l} \right)^2 - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] \quad (3)$$

Підставивши (3) в (1), визначимо m_{np} :

$$m_{np} = \int_0^l \left(\frac{\Delta}{\Delta_0} \right) q dx = \int_0^l \frac{1}{2} \left[3 \left(\frac{x}{l} \right)^2 - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] q dx = q \frac{1}{\Delta_0} \int_0^l \left[3 \left(\frac{x}{l} \right)^2 - \left(\frac{x}{l} \right)^3 \right] dx = K_{np} q l \quad (4)$$

Для системи керування, що розглядається,

$$m_{np} = K_{np} m_{rc}$$

де $K_{np} = 0,25$, $m_{rc} = 12,5$ кг.

Визначимо розрахункову зосереджену масу:

$$M_p = k m_{np} \quad (5)$$

де m_{np} – маса гіростабілізатора ГС, приведена до місця удару,

$K = 1,25$ – коефіцієнт безпеки (перуйнування елементів конструкції) при ударі.

У випадку застосування розрахункової схеми СК з абсолютно жорсткими обмеженнями приведена маса тіла визначається з виразу

$$M' = \lim_{M_2 \rightarrow \infty} M_{M_2 \rightarrow \infty} = \lim_{M_2 \rightarrow \infty} \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} = M_1 \quad (6)$$

Таким чином, маса СК, приведена до точки удару при обмеженні жорсткими упорами (абсолютно жорсткі обмеження), дорівнює M (рис. 2, б). (Для випадку СК, що розглядається, $M = M_p = K m_{np} = K K_{np} m_{rc} = 0,25 \cdot 12,5 \cdot 1,25 = 4$ кг).

Розрахунок діючих контактних напруг. Для з'ясування процесів, що відбуваються при зіткненні тіл, які рухаються, скористасмося формулами Герца, наведеними в [4] і методикою [5]. Максимальна контактна сила визначається з виразу:

$$F = C_1^{\frac{2}{5}} \left(\frac{5}{4} M v_0^2 \right)^{\frac{3}{5}} \quad (7)$$

де M – приведена маса тіл, що співударяються;

$$C_1 = \frac{2}{3} \frac{E}{1 - \mu^2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right) - \text{коефіцієнт, що характеризує геометрію тіл, що співударяються;}$$

v_0 – максимальна швидкість тіл, що співударяються;

D_1, R_1 – діаметр і радіус кільця;

D_2, R_2 – діаметр і радіус роликів;

$E = E_1 = E_2$ – модуль пружності матеріалу деталей (для сталі $E = 2 \cdot 10^{11}$ Н/мм²),

$\mu_1 = \mu_2 = \mu$ – коефіцієнт Пуассона ($\mu = 0,3$).

Амплітуда максимальних деформацій визначається за умови, що $\dot{x} = 0$:

$$x = \left(\frac{5}{4} \frac{M v_0^2}{C_1} \right)^{\frac{2}{5}} \quad (8)$$

Час тривалості удару τ визначимо з виразу:

$$\tau = 2,9 \left(\frac{5}{4} \frac{M}{C_1} \right)^{\frac{2}{5}} v_0^{-\frac{3}{5}} \quad (9)$$

Контактні напруги σ_k визначимо за формулою [6]:

$$\sigma_k = 0,798 \sqrt{\frac{\frac{F}{E} \frac{D_1 + D_2}{D_1 D_2}}{\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2}}} \quad (10)$$

При $E = E_1 = E_2$ і $\mu = \mu_1 = \mu_2$ вирази (10) приймуть вигляд:

$$\sigma_k = 0,6 \sqrt{\frac{F}{l} E \frac{D_1 + D_2}{D_1 D_2}}, \tag{11}$$

де l – довжина лінії контакту ($l = 4$ мм).

Визначення швидкості удару. У прийнятій розрахунковій моделі (рис. 2, б) маса M коливається в абсолютно жорстких обмеженнях (точніше корпус приладу робить коливальні рухи щодо маси M). При амплітуді коливань корпусу приладу більше величини встановленого зазору $S \geq \delta_p$ буде виникати удар роликів (корпусу приладу) об металеве кільце. Для з'ясування процесу, що відбувається, приймемо умови:

- 1) удар тіл є прямим і центральним;
- 2) швидкості тіл до удару і після удару змінюються тільки за величиною і при цьому зберігають свої напрямки (колінеарність);
- 3) час зіткнення тіл дуже малий у порівнянні з періодом руху системи, а ефект зіткнень оцінюється коефіцієнтом відновлення швидкості при ударі;
- 4) вважаємо, що рух системи в інтервалах між зіткненнями описується лінійними диференціальними рівняннями.

Прийняті умови руху корпусу приладу і накладені обмеження призводять до руху тіла m у системі координат $x^*0\tau$ по гармонічному закону з періодом 2π і початковою фазою руху φ (рис. 3). За умови $S \geq \delta_p$ виникають удари тіл, і система стає нелінійною.

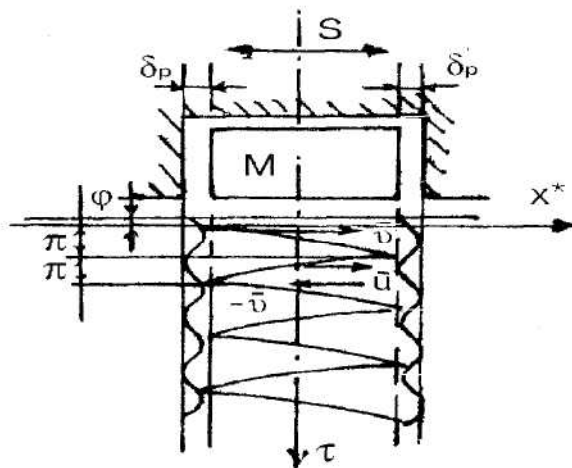


Рис. 3. Часова діаграма процесу зіткнення тіл в моделі СКІК

Особливістю пошуку потрібного рішення в нелінійній системі є необхідність опису її періодичних режимів. Припустимо, що в нелінійній системі виникає симетричний режим руху з ударами об обидва обмежувачі. Період повного руху можна представити як рух на двох інтервалах, що мають однакову тривалість, але відрізняються тільки напрямком руху тіла і порожнини (корпуса), рис. 2, б. Таким чином, повинні виконуватися умови:

$$\begin{aligned} X^* &= -X^*(t + \frac{1}{2}T) \\ x^* &= -x^*(t + \frac{1}{2}T) \end{aligned} \tag{12}$$

де X^* – координата руху корпусу приладу (порожнини на рис. 2, б, причому координата записується в реальній формі;

x^* – координата руху тягара M .

Ці умови назвемо умовами симетрії. Розглянемо умову руху тіла в період між ударами, вона буде мати вигляд:

$$m\ddot{x}^* + C^* \dot{x}^* = 0, \tag{13}$$

або в безрозмірній формі:

$$\ddot{x} + c\dot{x} = 0. \tag{14}$$

Це рівняння має розв'язок вигляду:

$$x = c_1' e^{p_1 \tau} + c_2' e^{p_2 \tau}, \tag{15}$$

де $x = \frac{x^*}{a}$, $\tau = \omega t$, $c = \frac{c^*}{m\omega}$,

a – амплітуда коливань корпусу (порожнини);
 p_1, p_2 – корені характеристичного рівняння (14).

Для моделі, що розглядається,

$$p^2 + pc = 0. \tag{16}$$

При $p_1 = 0$ $p + c = 0$, $p_2 = -c$, тоді координата руху буде мати вигляд:

$$x = c_1 e^{-c\tau} + c_2. \tag{17}$$

Для дослідження руху маси m (тягача) доповнимо закон руху маси законом руху корпусу (порожнини) і рівнянням удару. Отримана система рівнянь описує рух тіл, що співударяються, з урахуванням нелінійності руху:

$$\begin{aligned} x &= c_1 e^{-c\tau} + c_2, \\ X &= \sin(\tau + \varphi), \\ v - \cos \varphi &= -R(u - \cos \varphi), \end{aligned} \tag{18}$$

де $X = \frac{X^*}{a}$ – амплітуда руху;

φ – фаза удару;

v і u – швидкості руху (рис. 2, б);

c_1, c_2 – довільні сталі величини.

Для рішення системи рівнянь (18) зазначимо граничні умови руху тіл. Для першого півперіоду, коли маса рухається від лівої стінки порожнини до правої, граничні умови будуть мати вигляд:

$$\begin{aligned} X &= \sin \varphi; & x &= -\delta + \sin \varphi; & \dot{x} &= v; & \text{при } \tau &= 0; \\ X &= -\sin \varphi; & x &= \delta - \sin \varphi; & \dot{x} &= u; & \text{при } \tau &= \pi l, \end{aligned} \tag{19}$$

де $\delta = \frac{S}{a}$.

Аналогічно, використовуючи умови симетрії, можна записати граничні умови для другого півперіоду руху:

$$\begin{aligned} X &= -\sin \varphi; & x &= \delta - \sin \varphi; & \dot{x} &= -v; & \text{при } \tau &= \pi l; \\ X &= \sin \varphi; & x &= -\delta + \sin \varphi; & \dot{x} &= -u; & \text{при } \tau &= \pi l. \end{aligned} \tag{20}$$

З урахуванням граничних умов, використовуючи закони руху корпусу і маси ГС та рівняння їхнього удару, знайдемо вираз для визначення швидкостей v і u як функції фази зіткнення φ :

$$\begin{aligned} x &= c_1 e^{-c\tau} + c_2, \\ \dot{x} &= \frac{dx}{d\tau} = -c C_1 e^{-c\tau}, \end{aligned} \tag{21}$$

при $\tau = 0$

$$\dot{x} = -C_1 c = v, \tag{22}$$

при $\tau = \pi l$

$$\dot{x} = -c C_1 e^{-\pi l c} = u, \tag{23}$$

при $\tau = \pi l$

$$v = -\dot{x}(0) = C_1 c. \tag{24}$$

З рівняння удару маємо:

$$v = -Ru + R \cos \varphi + \cos \varphi, \tag{25}$$

або

$$v = -Ru + (R + 1) \cos \varphi. \tag{26}$$

Розглянемо процес удару за умови $\tau = \pi l$. Для цього підставимо отриманий вираз для v і u з (22) і (23) у рівняння удару (26) і одержимо:

$$C_1 c = -R(-c C_1 e^{-\pi l c}) + \cos \varphi (R + 1). \tag{27}$$

Перетворимо вираз (27) до вигляду:

$$\begin{aligned} C_1 c &= R c C_1 e^{-\pi k} + \cos(R+1), \\ C_1 c(1 - R e^{-\pi k}) &= \cos(R+1). \end{aligned} \quad (28)$$

З останнього визначимо:

$$C_1 = \frac{R+1}{c(1 - R e^{-\pi k})} \cos \varphi. \quad (29)$$

Але, з іншого боку, v і u рівні за модулем, причому

$$\begin{aligned} v &= C_1 c_1, \\ u &= -C_1 c e^{-\pi k}. \end{aligned} \quad (30)$$

Підставивши значення C_1 у (30), одержимо:

$$\begin{aligned} v &= \frac{R+1}{1 - R e^{-\pi k}}, \\ u &= -\frac{(R+1)e^{-\pi k}}{1 - R e^{-\pi k}} \cos \varphi. \end{aligned} \quad (31)$$

Знак мінус для u у виразі (31) показує, що швидкості рівні за модулем і мають різні напрямки руху. Вирази (31) визначають швидкості маси ГС у безрозмірній формі у вигляді функції фази φ . Для переходу до дійсних значень швидкостей необхідно отримати вирази (31) помножити на величину амплітуди коливань a і частоту коливань ω . Оскільки

$$x = \frac{\dot{x}^*}{a}, \quad \frac{\partial \tau}{dt} = \omega, \quad \dot{x} = \frac{dx}{\partial \tau};$$

то

$$\dot{x}^* = \frac{dx}{d\tau} \frac{\partial \tau}{dt} a = \dot{x} \omega a.$$

Як випливає з виразів (30) і (31), віброударний режим може існувати тільки при деяких значеннях фази і при певних граничних умовах. Однак для запобігання неприємного зносу поверхонь тіл, що співударяються, нас, в першу чергу, будуть цікавити максимальні напруги, що виникають за умови, коли $\cos \varphi = 1$.

Розрахунки максимальної контактної сили, максимальних деформацій, часу зіткнення, максимальних контактних напруг були проведені на основі формул (7), (8), (9), (11) при наступних даних: приведена маса $M = 4$ кг, коефіцієнт безпеки $k = 1,25$, радіус кільця $R_1 = 0,08$ м, модуль пружності сталі ШХ15 $E = 2,10^{11}$ Н/мм², довжина лінії контакту $l = 4$ мм, зазор між кільцем і роликами $\delta_p = 0,03$ мм. Частоти коливань мали такі значення: 5; 6,25; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 31,5; 40,0; 50,0; 60,0; 80,0; 100,0; 125,0; 160,0; 200,0; 250,0; 315,0; 400,0; 500,0.

Максимальні контактні напруги, що виникають у металевому кільці при коливаннях (ударах), як функції частоти, представлені на рис. 4. (характеристика 1 – зміна максимальних контактних напруг при прискоренні 1g; характеристика 2 – при прискоренні 2g). Для виключення небезпечних режимів, що призводять до руйнування поверхні контактуючих тіл (без врахування удару), існують рекомендації з обмеження допустимих контактних напруг. Згідно [7], допустимі контактні напруги не повинні перевищувати величини (500–600) мПа, а згідно з [8] – (1500–1800) мПа. Перші рекомендації отримані авторами шляхом теоретичних доведень, а другі – шляхом накопичення експериментальних даних. Однак, такий розмах амплітуди допустимих напруг ускладнює їхнє практичне застосування. Скоріш за все вони отримані для різних умов використання і різних методів їхнього вимірювання.

Згідно з рекомендаціями [7], їх можна застосувати і при розгляді процесів зіткнення контактних тел. При цьому повинна виконуватись умова:

$$|\sigma_k| \approx (0,4 - 0,5) \sigma_{sp}, \quad (32)$$

де σ_{sp} – граничні контактні напруг, що призводять до руйнування поверхні матеріалу при ударі.

Нижня границя рекомендується для матеріалів з вуглецевих сталей, а верхня – для матеріалів з легованих сталей. У випадку застосування деталей зі сталі ШХ15 $\sigma_{sp} = 2200$ мПа,

виходячи з (32), максимальна напруга при періодичних ударних навантаженнях не повинна перевищувати $[\sigma_k] = 0,5 * 2200 = 1100 \text{ МПа}$ ($[\sigma_k]$ па рис. 4 представлена у вигляді характеристики 3). З характеристики 2 (рис. 4) випливає, що при частотах коливань нижче 215 Гц і прискоренні 2g і з характеристики 1 на частотах нижче 125 Гц і прискоренні 1g, можливі руйнування поверхні тіл, що контактують. На практиці це призводить до утворення рисок і лунок, підвищенню моменту тертя в з'єднанні й заклинювання верхньої опори СКНК.

Усунення цього явища можливе декількома шляхами. Найбільш відомим способом є підвищення твердості поверхні деталі (застосування ТЦО, алмазне вигладжування поверхні деталі, борування) [9]. Застосування запропонованих способів вирішує проблему, але вимагає додаткового підвищення собівартості виготовлення деталей і збільшення технологічного терміну виготовлення. Другий спосіб полягає у підборі коефіцієнта демпфірування C^* при змінній \dot{x}^* у рівнянні (13) і обмеженні швидкостей удару v і w , що визначаються згідно з виразами (31), за умови, що $\cos \varphi = 1$. Як змінні можна розглядати коефіцієнт відновлення швидкості R і постійну C^* . Це реалізується за рахунок введення в конструкцію опор додаткових деталей з матеріалів, що забезпечують гасіння швидкості удару (мідні шайби, гумові армовані шайби та ін.). Для оцінки запропонованих рішень були виготовлені зразки деталей (роликів) зі сталі ШХ15 (штатні цапфи з $C^* = 6 \text{ кг/мкм}$), зразки зі штатними цапфами і мідними шайбами ($C^* = 0,276 \text{ кг/мкм}$) і зразки зі штатними цапфами і гумовими шайбами товщиною 2 мм, армованими мідними втулками. Результати іспитів запропонованих рішень наведені на рис. 5.

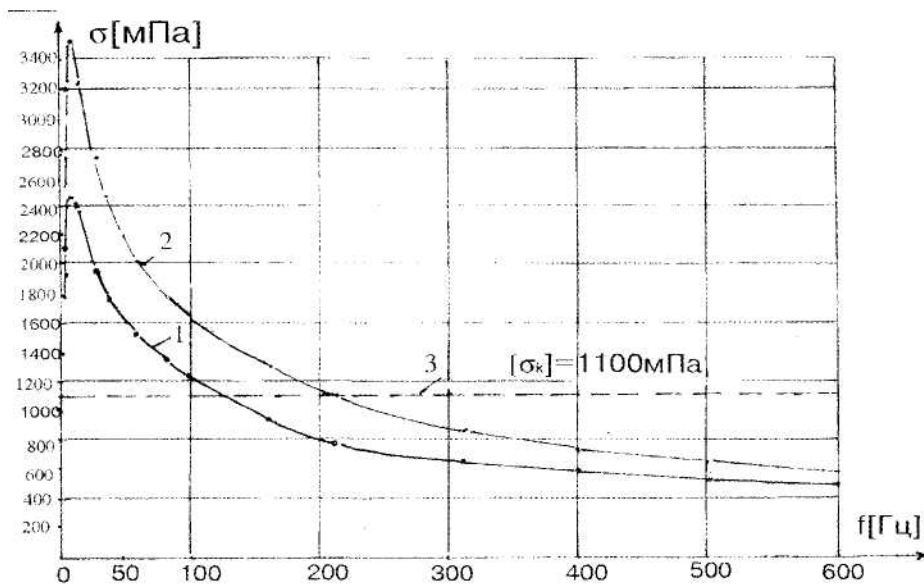


Рис. 4. Зміна контактних напруг у металевому кільці верхньої опори

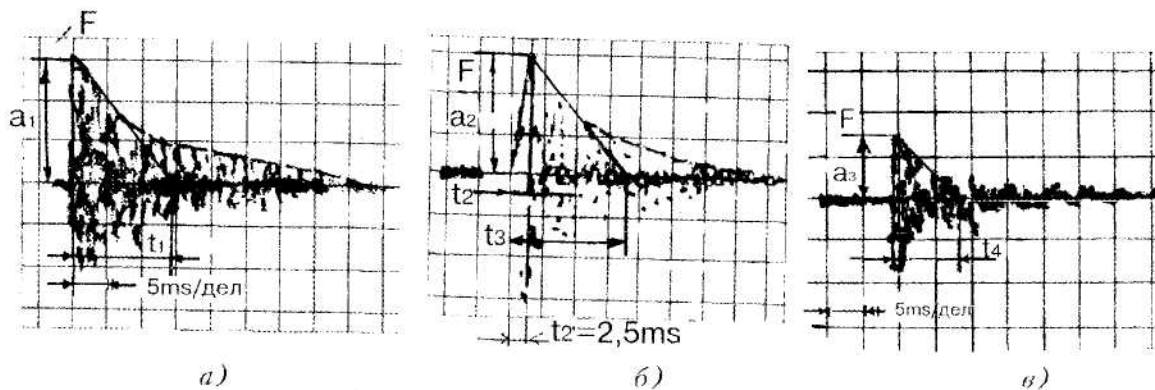


Рис. 5. Часові діаграми перехідного процесу зіткнення кільця і цапф верхньої опори СКНК

Як впливає з діаграм (рис. 5, а), застосування сталевих кільця і цапф (сталь ШХ15) при наявності зазорів у з'єднанні δ_p призводить до великої амплітуди удару ($F_{max}=8660$ Н) і великому часу загасання удару в з'єднанні ($t_1=40$ мс); введення мідних шайб в конструкцію цапф не змінює силу удару (амплітуду), але призводить до появи постійної часу нарощування сили удару, яка дорівнює 2,5 мс (рис. 5, б), що знижує швидкість тіл при ударі. Введення гумових прокладок товщиною 2 мм, армованих мідними втулками, зменшує амплітуду удару в 2 рази і призводить до зменшення постійної часу загасання удару в 2 рази (рис. 5, в).

Висновки:

1. В результаті проведених досліджень знайдено рішення з конструкції схеми опор системи керування навігаційного комплексу в умовах необхідності пропущення через опори апертури оптичного променя великого діаметра (до 200 мм).
2. Розроблено математичну модель опори системи керування з урахуванням нелінійності в з'єднаннях і коливань елементів конструкції, що діють у широкому діапазоні частот і призводять до виникнення ударів у з'єднаннях.
3. Запропоновано введення в конструкцію сталевих цапф гумових втулок, армованих мідними втулками, що забезпечило надійність роботи СКНП за рахунок зменшення швидкостей удару, амплітуди і часу загасання перехідного процесу при ударі.

ЛІТЕРАТУРА:

1. *Задорожний Н.С., Задорожний В.И.* Стабилизация поля зрения в оптико-электронных системах // Збірник наукових праць ІІМЕ НАН України. – 2002. – Вип. 4. – С. 37–41.
2. *Справочник машиностроителя / Под ред. Серезина.* – Т. 3. – М.: Машиностроение, 1983. – 512 с.
3. *Федосеев В.И.* Справочник материалов. – М.: Высшая школа, 1979. – 541 с.
4. *Бабицкий В.И.* Теория виброударных систем. – М.: Наука, 1978. – 367 с.
5. *Вибрации в технике / Под редакцией В.Н. Человлея.* – Т. 6. – 1998. – 541 с.
6. *Пономарев, Федосеев и др.* Расчет на прочность в машиностроении. – Т. 2; Т. 3. – М.: Машиностроение, 1959. – 672 с.
7. *Анурьев В.И.* Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 1. – М.: Машиностроение, 1976.
8. *Справочник. Опоры приборов.* – М.: Машиностроение, 1978. – 532 с.
9. *Задорожний Н.С., Задорожний В.И., Голуб А.Г., Задорожний Ю.И.* Синтез элементов опоры гиросtabilизатора по курсу оптического электронного прибора // Вісник ЖДТУ. – № 2. – 2004. – С. 25–31.

БЕЗВЕСІЛЬНА Олена Миколаївна – Заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор кафедри приладобудування Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”.

Наукові інтереси:

- вимірювальні перетворювачі;
- гравіметрія;
- інформаційні системи.

ЗАДОРОЖНИЙ Іван Степанович – кандидат технічних наук, докторант кафедри приладобудування Національного технічного університету України “Київський політехнічний інститут”.

Наукові інтереси:

- проектування та конструювання елементів;
- системи керування оптичних електронних комплексів;
- навігація;
- гіроскопи.