

С. Струтинський

Аспірант,
Національний технічний
університет України
„Київський політехнічний інститут”,
м. Київ

УДК 621.83

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОСТОРОВИХ ПОПЕРЕЧНО- КУТОВИХ МІКРОПЕРЕМІЩЕНЬ СФЕРИЧНОГО ШАРНІРА З ВИКОРИСТАННЯМ РЕКУРСИВНИХ ЗВ'ЯЗКІВ

Описана оригінальна конструкція розробленого сферичного шарніра та з'єднаної з ним штанги просторового механізму. Побудована динамічна модель просторових поперечно-кутових мікропереміщень шарніра. Розроблена математична модель сферичного руху шарніра. Модель реалізує систему рекурсивних (зворотних) зв'язків для обчислення параметрів системи. Наведено результати математичного моделювання та їх аналіз.

сферичний шарнір, поперечно-кутове мікропереміщення, динамічна модель, математична модель, рекурсивний зв'язок, моделювання; навантаження імпульсне, синусоїдальне, випадкове; траєкторія

У точних просторових механізмах застосовують прецизійні безконтактні сферичні шарніри рідинного тертя (аеростатичні або гідростатичні). Шарніри цього типу мають високі точність і жорсткість, забезпечують ефективне демпфування високочастотних коливань механізмів, істотно знижують рівень шуму й вібрації. Тому розроблення сферичних шарнірів рідинного тертя є актуальною науково-технічною задачею [1].

З літературних джерел відомі дослідження оригінальних шарнірів рідинного тертя й результати дослідження їхніх характеристик [2, 3]. Вказано, що наявність шару рідини або газу між деталями шарніра забезпечує на кілька порядків вищу точність положення шарніра (~0,1 мкм) порівняно з точністю виготовлення робочих поверхонь шарніра (допуски порядку 10...20 мкм).

Висока точність геометричного положення центра шарніра вимагає забезпечення відповідного точного поперечно-кутового просторового положення шарніра та зв'язаних з ним ланок просторового механізму. Забез-

печення точного поперечно-кутового положення шарніра в статичних і динамічних режимах роботи просторового механізму є складною науково-технічною задачею.

Одним з можливих шляхів підвищення точності шарніра є оптимізація його конструкції на основі математичного моделювання.

Забезпечення точного поперечно-кутового положення сферичного шарніра рідинного тертя є основою вирішення багатьох наукових і практичних завдань, пов'язаних з розробленням прогресивних технологічних машин, зокрема, верстатів паралельної кінематики, промислових роботів, маніпуляторів, вимірювальних машин тощо [1, 4].

Розв'язання проблеми забезпечення точного поперечно-кутового положення сферичного шарніра дає можливість істотно підвищити точність просторових механізмів технологічних машин.

В інформаційних джерелах наявні результати досліджень сферичних шарнірів рідинного тертя [1, 3]. В основному вони присвячені аналізу точності положення центра

сферичного шарніра [4]. В окремих літературних джерелах висвітлено особливості силових характеристик сферичних шарнірів рідинного тертя [5]. В останніх дослідженнях і публікаціях не виявлено результатів аналізу точності поперечно-кутового положення сферичного шарніра рідинного тертя. Відсутні дослідження пов'язані з математичним моделюванням просторових мікропереміщень сферичного шарніра.

До невирішених раніше частин загальної проблеми належать дослідження параметрів статичної і динамічної точності сферичного шарніра. Поперечно-кутові переміщення шарніра відповідають сферичному руху рухомих деталей шарніра. Поперечно-кутові переміщення є незначними, тому проблема аналізу поперечно-кутових переміщень полягає у визначенні просторових мікропереміщень шарніра при його сферичному русі. Для дослідження просторових мікропереміщень шарніра найдоцільніше застосувати методи математичного моделювання сферичного руху шарніра.

Розроблення математичної моделі вимагає врахування складного просторового руху шарніра. Значною мірою це стосується моделювання мікропереміщень шарніра, що відбуваються через деформацію ланок просторового механізму.

Моделювання мікропереміщень доцільно провести на основі припущень про малі переміщення порівняно з характерним розміром шарніра. При цьому можна використати математичні моделі з розімкненими рекурсивними (зворотними) зв'язками. Застосування періодично діючих рекурсивних зв'язків дає змогу істотно спростити загальну математичну модель системи і використати графо-аналітичні методи моделювання на основі орієнтованих графів зв'язку.

Метою досліджень наведених у статті є математичне моделювання просторових поперечно-кутових мікропереміщень розробленого сферичного шарніра рідинного тертя з використанням рекурсивних зв'язків у математичній моделі.

Конструктивна реалізація розробленого сферичного шарніра рідинного тертя та його динамічна модель. Розроблений сферичний шарнір рідинного тертя [6] має нерухомий корпус 1 (рис. 1). З корпусом 1 шарніра з'єднана кришка 2, яка має приводи 3, 4 для її переміщення відносно корпусу. За допомогою приводів здійснюється регулювання положення кришки шарніра відносно корпусу. Корпус і кришка мають порожнину у вигляді ділянок точних сферичних поверхонь, які охоплюють рухома сферу 5.

Рухома сфера з'єднана зі штангою 6, в якій розміщені приводи зміни довжини штанги. Застосовуються приводи у вигляді гідроциліндра 7, що має поршень 8, а також привід мікропереміщень 9. Точні розміри довжини штанги визначаються вимірювачем 10.

Гідропривід керується спеціальною системою, яка включає розподільник 11, що подає робоче середовище в порожнину циліндра. Підведення робочого середовища до розподільника здійснюється від магістралі 12 через отвори у рухомій сфері та штанзі.

Рухома сфера встановлена в корпусі і кришці на гідростатичних опорах. Така конструкція сферичного шарніра

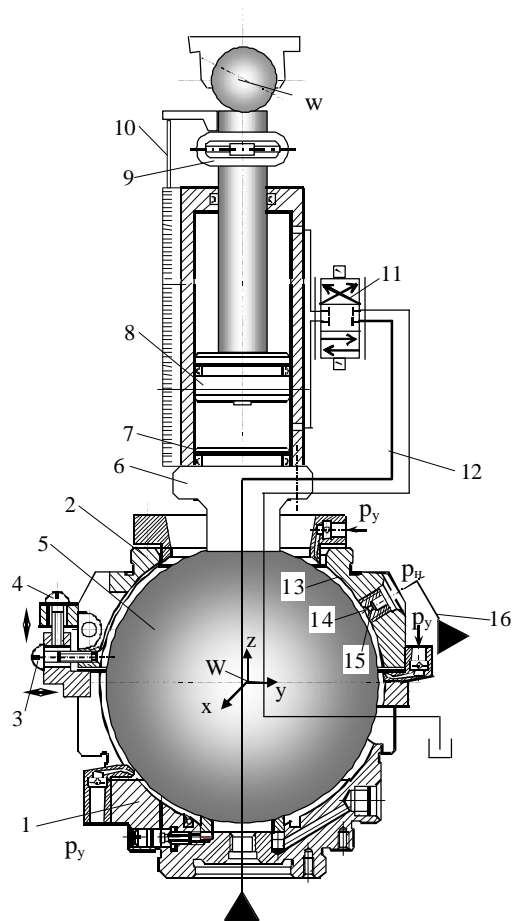


Рис. 1. Конструктивна схема сферичного шарніра рідинного тертя та з'єднаної з ним штанги з приводом зміни її довжини

допускає роботу на рідкому, газоподібному або змішаному робочих середовищах [7]. Використання в якості робочого середовища газу (повітря) зменшує момент опору та підвищує точність шарніра, але знижує його несучу спроможність. Застосування в якості робочого середовища мастила забезпечує велику несучу здатність шарніра і високі динамічні характеристики. Гідростатичні опори 13 розташовані регулярно по периферії сферичної поверхні. Опори мають кишені 14, в які через нерегульовані дроселі 15 подається робоче середовище від магістралі 16.

Сферичний шарнір має нерухому точку W відносно якої обертається рухома сфера 5 і зв'язана з нею штанга 6. На другому кінці штанги встановлено другий сферичний шарнір з центром w .

При роботі механізму центр другого шарніра w здійснює просторові переміщення. Просторові поперечно-кутові переміщення шарніра здійснюються в напрямках (φ, θ, ψ) (A, B, C) (рис. 2).

Поперечно-кутові переміщення шарніра і штанги здійснюються в межах пружних переміщень верхнього кінця штанги w . Для просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра параметри жорсткості та характеристики опору можна вважати лінійними, а довжину штанги — сталою. Відповідно, для розрахунку просторових мікропереміщень шарніра можна викорис-

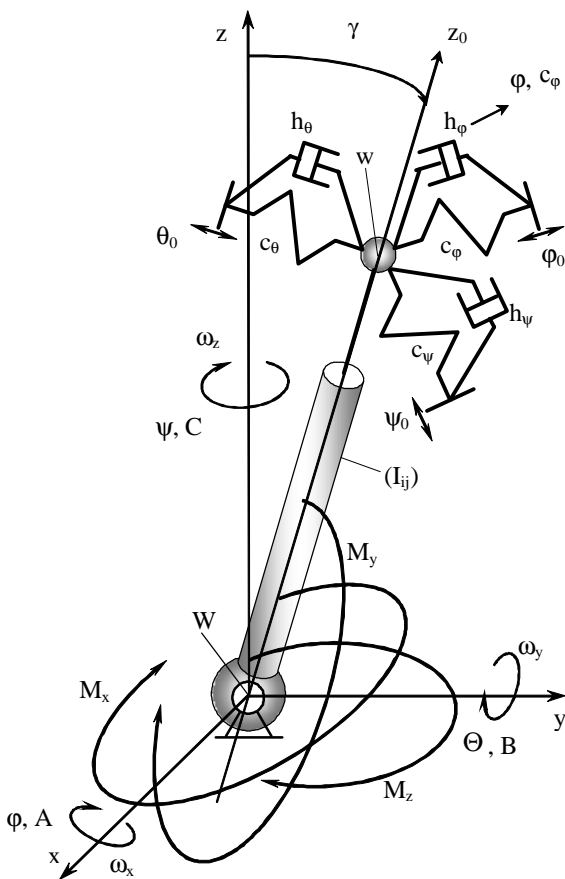


Рис. 2. Динамічна модель просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра

тати лінійну динамічну модель у вигляді твердого тіла з нерухомою точкою W , яке здійснює сферичний рух.

У загальному випадку вісь штанги W_w (вісь z_0) розташована довільним чином відносно декартової прямокутної системи координат x, y, z . Положення осі штанги в просторі характеризується кутами φ, Θ, ψ . Це положення є номінальним положенням штанги для деякого фіксованого стану просторового механізму. Відхилення штанги від номінального положення характеризується трьома кутами A, B, C . Ці кути є малими ($A \ll \varphi, B \ll \Theta, C \ll \psi$) і характеризують просторові мікропереміщення сферичного шарніра в межах деформацій ланок просторового механізму.

Інерційні властивості системи, що включає сферичний шарнір і штангу, характеризуються тензором інерції (I_{ij}) . На сферичний шарнір і штангу діють зовнішні моментні навантаження, що описуються проекціями моменту на осі координат M_x, M_y, M_z . При поперечно-кутових переміщеннях шарніра виникають реакції в'язей, пропорційні складовим жорсткості та складовим, пропорційним проекціям кутової швидкості штанги. Для визначення реакцій введені еквівалентні жорсткості c_x, c_y, c_z та еквівалентні коефіцієнти опору h_x, h_y, h_z . Ці параметри визначають у першому наближенні процес взаємодії динамічної системи шарніра із загальною динамічною системою просторового механізму, в яку входить шарнір.

Матриця жорсткості пружної просторової системи штанги вводиться аналогічно з характеристикою жорсткості лінійного пружного елемента у вигляді

$$F = [c_{ij}]X,$$

де F — вектор силових факторів (сил або моментів); $[c_{ij}]$ — матриця жорсткості; X — вектор переміщень (лінійних або кутових).

Для пружної системи штанги силовими факторами є проекції моменту M_x, M_y, M_z , а переміщеннями є кути повороту штанги φ, Θ, ψ . Матрично-векторна характеристика жорсткості пружної системи штанги запишеться у вигляді

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{x\varphi} & c_{x\theta} & c_{x\psi} \\ c_{y\varphi} & c_{y\theta} & c_{y\psi} \\ c_{z\varphi} & c_{z\theta} & c_{z\psi} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \varphi \\ \theta \\ \psi \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Вибором спеціальної системи координат x_c, y_c, z_c можна звести матрицю жорсткості (1) до діагонального виду

$$\begin{bmatrix} c_x & 0 & 0 \\ 0 & c_y & 0 \\ 0 & 0 & c_z \end{bmatrix}.$$

У першому наближенні можна вважати коефіцієнти опору h_x, h_y, h_z малими і відповідними головним жорсткостям.

За наявності сферичного шарніра момент деформативних сил відносно осі штанги oz_0 дорівнює нулю. Відповідно дорівнює нулю і коефіцієнт жорсткості при повороті навколо осі oz_0 . Вибравши спеціальну систему координат, вісь oz , яка збігається з віссю штанги oz_0 , отримаємо спрощену (планарну) матрицю жорсткості у вигляді

$$\begin{bmatrix} M_{x_0} \\ M_{y_0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{x\gamma} & c_{x\alpha} \\ c_{y\gamma} & c_{y\alpha} \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \gamma \\ \alpha \end{bmatrix}. \quad (2)$$

У формулі (2) γ визначає кут повороту штанги в меридіальному напрямі, а α — кут повороту в екваторіальному напрямі.

У головній системі координат штанги матриця жорсткості має діагональний вигляд, а характеристика жорсткості пружної системи набуває вигляду

$$\begin{bmatrix} M_\zeta \\ M_\eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_\zeta & 0 \\ 0 & c_\eta \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} \zeta \\ \eta \end{bmatrix}. \quad (3)$$

Головні напрями і головні коефіцієнти жорсткості визначаються розрахунком і уточнюються спеціальними вимірами.

Незалежні змінні функції часу φ_0, θ_0 та ψ_0 у вигляді трьох кутових координат визначають початкове кутове положення шарніра і штанги механізму.

Базова математична модель просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра. Математична модель побудована на основі диферен-

ціальних рівнянь сферичного руху шарніра і з'єднаної з ним штанги як твердого тіла.

Рівняння сферичного руху в загальному випадку мають вигляд [8]:

$$\frac{d\mathbf{L}}{dt} + \mathbf{\omega} \times \mathbf{L} = \mathbf{M}, \quad (4)$$

де \mathbf{L} — вектор кінетичного моменту системи з нерухомою точкою W ; $\mathbf{\omega}$ — вектор кутової швидкості; \mathbf{M} — вектор головного моменту сил, що діє на сферичний шарнір і з'єднану з ним штангу.

Кінетичний момент, який входить у формулу (4), дорівнює добутку тензора інерції (I_{ij}) на вектор кутової швидкості:

$$\mathbf{L} = \mathbf{I} \cdot \mathbf{\omega}. \quad (5)$$

У проекціях на осі координат рівняння сферичного руху (4) мають вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{dL_x}{dt} + \omega_y L_z - \omega_z L_y &= M_x, \\ \frac{dL_y}{dt} + \omega_z L_x - \omega_x L_z &= M_y, \\ \frac{dL_z}{dt} + \omega_x L_y - \omega_y L_x &= M_z, \end{aligned} \quad (6)$$

де M_x, M_y, M_z — проекції головного моменту зовнішніх сил, які діють на штангу, відносно точки W на осі координат x, y, z ; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ — проекції кутової швидкості.

У систему рівнянь (6) сферичного руху входять комплекси L_x, L_y, L_z , які визначають проекції моменту кількості руху. Вони знаходяться з векторної залежності (5) у вигляді проекцій:

$$\begin{aligned} L_x &= I_{xx}\omega_x - I_{xy}\omega_y - I_{zx}\omega_z; \\ L_y &= -I_{xy}\omega_x + I_{yy}\omega_y - I_{yz}\omega_z; \\ L_z &= -I_{zx}\omega_x - I_{zy}\omega_y + I_{zz}\omega_z. \end{aligned} \quad (7)$$

Коефіцієнти цих формул є компонентами тензора інерції динамічної системи сферичного шарніра і штанги, який задано матрицею [8]

$$(I_{ij}) = \begin{bmatrix} I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ I_{yx} & I_{yy} & I_{yz} \\ I_{zx} & I_{zy} & I_{zz} \end{bmatrix}. \quad (8)$$

Тензор інерції є симетричним, тому $I_{yx} = I_{xy}, I_{yz} = I_{zy}, I_{zx} = I_{xz}$. Компоненти тензора (8) у загальному випадку є змінними і залежать від часу. Враховуючи, що мікропереміщення шарніра мало змінюють довжину штанги та її кутове положення, прийнято, що компоненти тензора інерції є сталими.

Реалізація прямого ходу обчислювальної процедури. Рівняння сферичного руху використані для розроблення процедури числових розрахунків. Для цього система

диференціальних рівнянь (6) шляхом інтегрування в часі зведена до системи трьох інтегральних рівнянь. З них визначені проекції кінетичного моменту:

$$\begin{aligned} L_x &= L_{x0} + \int_0^t (M_x - \omega_y L_z + \omega_z L_y) dt, \\ L_y &= L_{y0} + \int_0^t (M_y - \omega_z L_x + \omega_x L_z) dt, \\ L_z &= L_{z0} + \int_0^t (M_z - \omega_x L_y + \omega_y L_x) dt. \end{aligned} \quad (9)$$

де L_{x0}, L_{y0}, L_{z0} — початкові значення проекції кінетичного моменту. Система рівнянь (9) можна подати у векторному вигляді:

$$\vec{L} = \vec{L}_0 + \int_0^t (\vec{M} - \vec{\omega} \times \vec{L}) dt, \quad (10)$$

де \vec{L}_0 — початкове значення вектора кінетичного моменту.

Залежності (9), (10) встановлюють прямий (основний) хід обчислювальної процедури графа математичного моделювання просторового поперечно-кутового руху шарніра і штанги.

Величини в правих частинах формул (9) і (10) є вхідними параметрами обчислювальної процедури, а параметри в лівих частинах формул — вихідними. Вхідні й вихідні параметри утворюють розімкнений причинно-наслідковий зв'язок (прямий напрям). Цей зв'язок реалізується в загальній математичній моделі.

Наведена вище обчислювальна процедура моделі подана у вигляді блока, вхідними параметрами якого є проекції M_x, M_y, M_z моменту зовнішніх навантажень, проекції $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ кутової швидкості штанги та початкові (вхідні) значення L_x, L_y, L_z проекцій кінетичного моменту (рис. 3,а).

Прямий хід обчислювальної процедури відповідає напрямку від заданих входів до виходів. На рисунку прямий хід обчислювальної процедури показано стрілкою Π , а рекурсивний (зворотний) — стрілкою R .

Структура блока (рис. 3,б) включає інтегруючі модулі (Integration), суматори та модулі знаходження добутку.

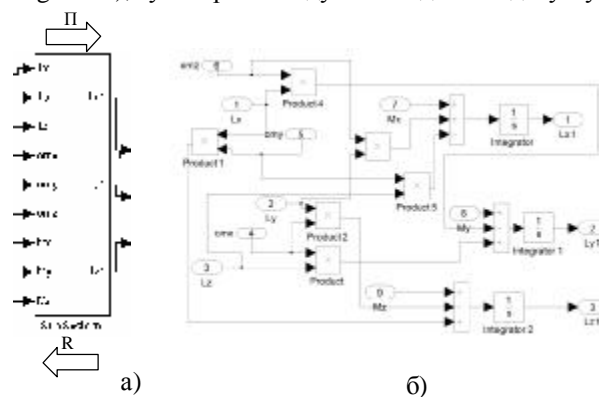


Рис. 3. Блок-схема моделі (а) для числового розв'язування системи рівнянь (9) і структура блока (б)

Вхідні параметри блока моделі сферичного руху динамічної системи, такі як проєкції кінетичного моменту L_x, L_y, L_z та проєкції кутової швидкості штанги $\omega_x, \omega_y, \omega_z$, задаються введенням рекурсивних (зворотних) зв'язків (на рисунку показано стрілкою R).

Вихідними параметрами блока розраховані інтегруванням проєкції L_{x1}, L_{y1}, L_{z1} кінетичного моменту.

Вихідні параметри блока у вигляді проєкцій L_{x1}, L_{y1}, L_{z1} кінетичного моменту використовуються для обчислення вектора кутової швидкості.

Структурна математична модель з рекурсивними зв'язками. Вектор кутової швидкості обчислюється послідовно в прямому напрямі обчислювальної процедури. Для цього залежності (7) перетворені до такого вигляду:

$$\begin{aligned} \omega_x &= \frac{[L_x + I_{xy}\omega_y + I_{zx}\omega_z]}{I_{xx}}, \\ \omega_y &= \frac{[L_y + I_{xy}\omega_x + I_{yz}\omega_z]}{I_{yy}}, \\ \omega_z &= \frac{[L_z + I_{zx}\omega_x + I_{zy}\omega_y]}{I_{zz}}. \end{aligned} \quad (11)$$

Реалізація залежностей (11) здійснюється в спеціальному блоці (рис. 4,а)

Вхідними параметрами блока є: обчислений раніше вектор кінетичного моменту L , вектор кутової швидкості штанги ω та компоненти тензора інерції (I_{ij}). Виходом блока є розраховані нові значення вектора кутової швидкості ω_1 .

Алгебричні операції в структурній моделі (див. рис. 4,б) реалізовані за допомогою суматорів та блоків множення.

Динамічний момент, який діє на систему, обчислюється за допомогою спеціальної процедури у блочній моделі (рис. 5,а).

Момент залежить від вектора кутового положення штанги fi та вектора кутової швидкості штанги om .

У цьому конкретному випадку обчислено момент, який діє на штангу за наявності лінійних пружно-дисипативних зв'язків штанги. Кожна зі складових (проєкцій) моменту обчислюється окремим блоком, який входить у загальну

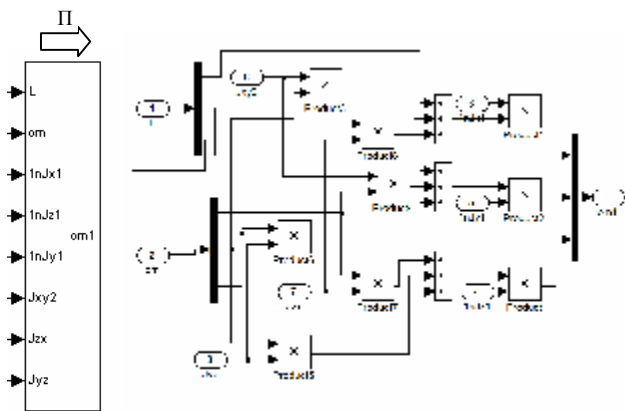


Рис. 4. Математична модель для обчислення вектора кутової швидкості динамічної системи шарніра і штанги: а — блок-схема моделі; б — структурна схема блока

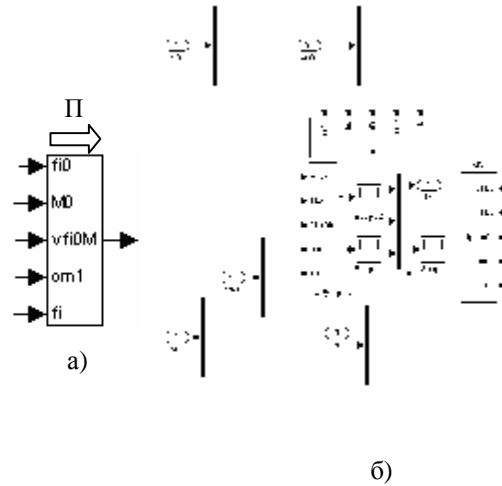


Рис. 5. Блочна модель (а), призначена для обчислення динамічного моменту, який діє на штангу, та структура блочної моделі (б)

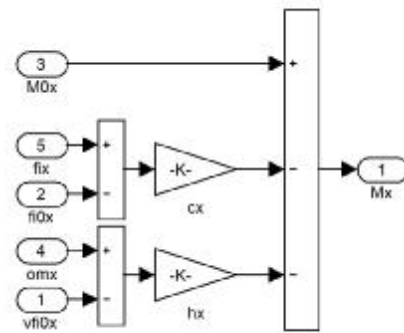


Рис. 6. Структура блока обчислення проєкції моменту на вісь x

структуру блочної моделі. Кожен окремий блок враховує наявність моментів опору пов'язаних з пружними і дисипативними зв'язками динамічної системи штанги.

Окремі блоки побудовані ідентично і містять суматори та блоки множення на відповідні коефіцієнти жорсткості c_x та опору h_x (рис. 6). Блоки, наведені на рис. 3,а, рис. 4,а і рис. 5,а об'єднані в одну структурну модель системи. Вона призначена для розрахунку процесу поперечно-кутових переміщень штанги при дії на неї моменту з проєкціями M_{ox}, M_{oy}, M_{oz} . Структурна модель також має засоби для виведення результатів моделювання (рис. 7).

Результати математичного моделювання поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра. Розроблена математична модель використана для розрахунку просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра. Моделювання проведено для різних законів зміни зовнішнього крутного моменту, що діє на шарнір. Розглянуті ударні (імпульсні) зміни моменту, синусоїдальні та випадкові зміни моменту.

Характерним є мікропереміщення шарніра при ударній (імпульсній) зміні крутного моменту. Імпульсна зміна зовнішнього моментного навантаження спричинює складні поперечно-кутові коливання сферичного шарніра і штанги (рис. 8).

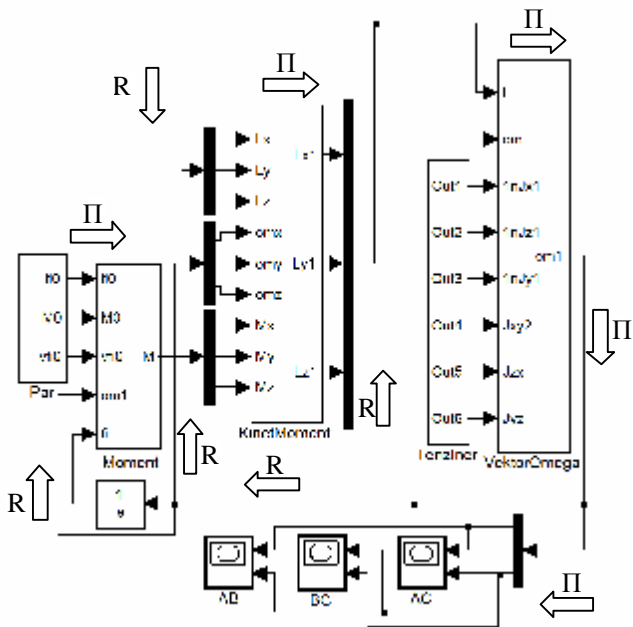


Рис. 7. Загальна структурна математична модель поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра і штанги

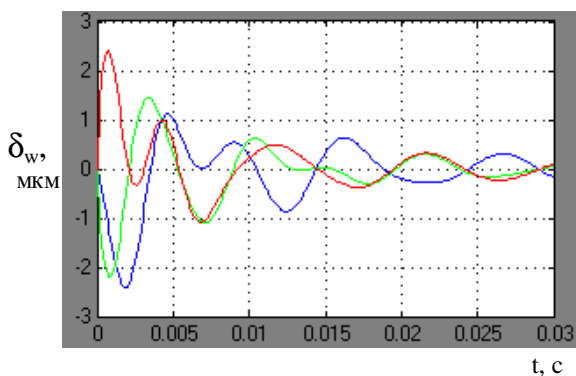


Рис. 8. Проекції поперечно-кутових мікропереміщень штанги при імпульсній зміні крутного моменту зовнішніх навантажень

Поперечно-кутові переміщення шарніра в двох напрямках відображають складну траєкторію руху верхнього кінця штанги. Типова траєкторія поперечно-кутових мікропереміщень шарніра при імпульсному навантаженні має низку послідовних петлеподібних ділянок, напрям яких взаємопов'язаний з напрямками головних осей жорсткості пружної системи штанги (рис. 9).

Максимальна амплітуда петлеподібного мікропереміщення досягається в напрямі осі мінімальної жорсткості пружної системи штанги. Петлеподібні мікропереміщення відбуваються періодично з поступовим зменшенням амплітуди та зміною фази розташування петлеподібної ділянки траєкторії. В кінцевому підсумку коливання затухають і штанга повертається в початкове (нульове) положення.

Зовнішні моментні навантаження на штангу, як правило, є обмеженими і плавно змінними. Типовим моментним навантаженням такого типу є синусоїдальна зміна мо-

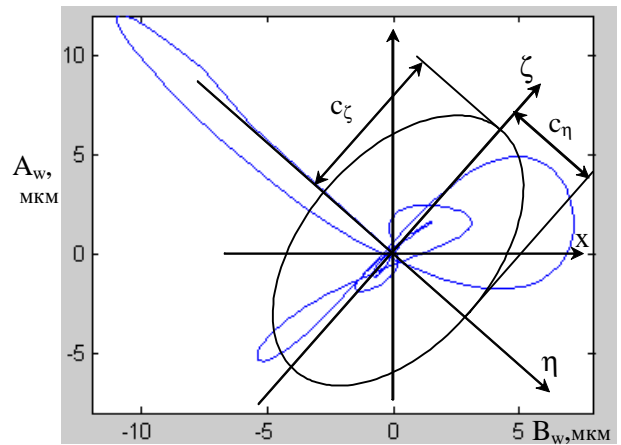


Рис. 9. Траєкторії мікропереміщень верхнього кінця штанги при імпульсній зміні крутного моменту зовнішніх навантажень на штангу

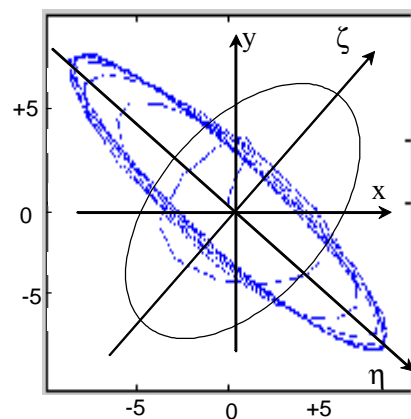


Рис. 10. Траєкторії мікропереміщень верхнього кінця штанги при синусоїдальній зміні крутного моменту, що діє на штангу

менту. При синусоїдальній зміні моментних навантажень на штангу її динамічні переміщення після деякого перехідного процесу набувають гармонічного (синусоїдального) характеру. Перехідні процеси затухають через 2...3 періоди коливань. Після цього спостерігаються установлені гармонічні поперечно-кутові переміщення штанги. Траєкторії мікропереміщень набувають форми еліпса, осі якого орієнтовані по головних осях жорсткості пружної системи штанги (рис. 10).

Характерними зовнішніми навантаженнями на штангу є випадкові зміни крутного моменту. Випадкові зміни моменту можуть мати різний вигляд, зокрема, відповідати широкополосному випадковому процесу типу „білого” шуму.

Такий процес є сумою синусоїдальних складових однакової інтенсивності. За дії на штангу моментного навантаження у вигляді „білого” шуму проекції переміщення кінця штанги є полігармонічними процесами (рис. 11).

Параметри полігармонічних процесів визначаються резонансними властивостями динамічної системи сферичного шарніра зі штангою. Складний коливальний рух штанги визначає хаотичну траєкторію її поперечно-кутових переміщень (рис. 12).

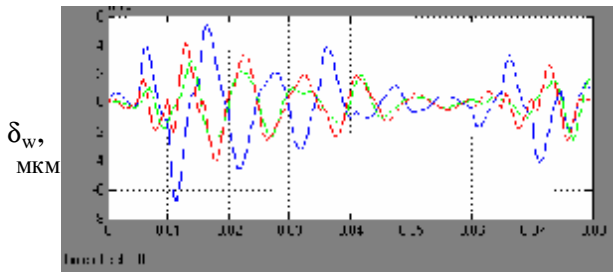


Рис. 11 Проекції мікропереміщень верхнього кінця штанги при дії на неї моменту у вигляді широкополосного випадкового процесу

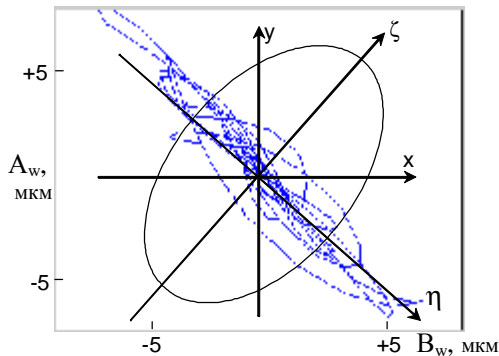


Рис. 12. Типова траєкторія випадкових поперечно-кутових мікропереміщень шарніра

Траєкторії поперечно кутових переміщень штанги знаходяться в межах деякої області. Ця область певним чином орієнтована в просторі. З порівняння розрахункових значень переміщень верхнього кінця штанги і еліпса жорсткості випливає, що траєкторії мікропереміщень розташовані відповідно до еліпса жорсткості штанги.

Розмах мікропереміщень є максимальним у напрямі, близькому до напрямку мінімальної жорсткості штанги.

Висновки 1. Для математичного моделювання просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра доцільно використати динамічну модель, що відповідає сферичному рухові твердого тіла.

Для підвищення надійності роботи процедури математичного моделювання сферичного руху шарніра і штанги система рівнянь сферичного руху повинна бути зведена до виду системи інтегральних рівнянь з визначенням вхідних параметрів введенням спеціальних рекурсивних (зворотних) зв'язків.

2. На динамічну систему сферичного шарніра і штангу діють різноманітні зовнішні навантаження. Характерними є ударні (імпульсні), синусоїдальні та широкополосні випадкові зміни крутного моменту. При довільній зміні моменту зовнішніх сил, які діють на сферичний шарнір, виникають складні поперечно-кутові переміщення штанги.

Траєкторії мікропереміщень охоплюють еліптичну ділянку, яка в цілому відповідає еліпсу жорсткості пружної системи штанги. Розмах траєкторії мікропереміщень верхнього кінця штанги знаходиться в межах 2...10 мкм і є максимальним в напрямі, близькому до напрямку мінімальної поперечно-кутової жорсткості пружної системи штанги.

3. Як напрям подальших досліджень при математичному моделюванні рекомендується врахувати зміни тензора інерції шарніра і штанги, тобто врахувати зміни тензорного поля тензора моментів інерції динамічної системи шарніра і штанги, що виникають при її просторових поперечно-кутових зміщеннях відносно абсолютної системи координат.

Література

1. Глазунов В.А., Колискор А.Ш., Крайнев А.Ф. Пространственные механизмы параллельной структуры. — М.: Наука, 1991. — 95 с.
2. Шиманович М.А. Безконтактные опоры с внешним источником давления смазочной среды // Станки и инструменты. — №6. — 1987. — С. 16—18.
3. Воскресенский В.А., Дьяков В.И., Зиле А.З. Расчет и проектирование опор жидкостного трения. — М.: Машиностроение, 1983. — 232 с.
4. Воробьев Е.И., Диментберг Ф.М. Пространственные шарнирные механизмы. — М.: Наука, 1991. — 264 с.
5. Струтинський С.В., Яхно О.М. Визначення статичних і динамічних характеристик гідростатичного сферичного опорного вузла // Промислова гідраліка і пневматика. — 2007. — №2 (16). — С. 85-90.
6. Патент України на корисну модель. МПК (2006) F16C32 / Гідростатично-аеростатичний опорний вузол / Яхно О.М., Струтинський С.В. (UA). — №u200714415; заявл.20.12.2007; опубл. 25.03.2008, Бюл. №6. — 3 с.
7. Струтинський С.В. Визначення основних конструктивних параметрів сферичних опорних вузлів просторового механізму методом Монте-Карло // Машинознавство. — 2007. — №5 (119). — С. 37—43
8. Павловський М.А. Теоретична механіка. Підручник. — К.: Техніка, 2002. — 512 с.

Отримана 22.10.08

S. Strutynskyj

Research of the spatial micromotions of spherical hydrostatic hinge with the use of mathematical model on the basis of recursive connections

National Technical University of Ukraine "KPI", Kyiv

The original construction of the developed spherical hinge and barbell of spatial mechanism connected with him is described. The dynamic model of the spatial transversal-angular moving of hinge is built. The mathematical model of spherical motion of hinge is developed. A model will realize the row of to reverse connections for the calculation of parameters of the system. The results of mathematical design and analysis are resulted.