

УДК 621.83

С.В. Струтинський, к.т.н., ст. викл.
Національний технічний університет України «КПІ»

ШЕСТИКООРДИНАТНИЙ ПРИВІД МІКРОПЕРЕМІЩЕНЬ У ВИГЛЯДІ ПРОСТОРОВОЇ ПРУЖНОЇ РАМИ ОКТАЕДРИЧНОГО ТИПУ

Для вирішення проблеми підвищення точності технологічного обладнання запропоновано застосувати шестикоординатний привід мікропереміщень. Обґрунтовано застосування приводу в обладнанні із введенням відповідних зворотних зв'язків. Шестикоординатний привід мікропереміщень реалізовано у вигляді рами, що містить шість плоских пружин, розташованих по бічних гранях октаедра. Верхня і нижня грані являють собою нерухому основу та рухому платформу, що має шість ступенів вільності. Пружини деформуються зовнішніми приводами сифонного типу. Також запропоновано термомеханічний та механічний приводи деформації пружин.

Проведено проектно-технологічне обґрунтування розробки просторового приводу мікропереміщень. Для цього розраховано напружено-деформований стан рами приводу зі встановленням рівня напружень і деформацій та перевірки умови стійкості пружин. Проведено макетування рами приводу методом лазерної стереолітографії. На основі макета розроблена технологія виготовлення рами і виготовлено дослідний зразок приводу, який апробовано в складі технологічного комплексу на основі верстата паралельної кінематики.

Визначено закономірності керованості шестикоординатного приводу мікропереміщень. Теоретично знайдена матриця Якобі еквівалентного шарнірного механізму. Для пружно-деформованої просторової рами матриця Якобі визначена експериментально. Порівняння теоретичних і експериментальних результатів слугувало основою для встановлення закономірностей керованості шестикоординатного просторового приводу мікропереміщень.

Ключові слова: обладнання; точність; мікропереміщення; рама; октаедр; пружина; привід; керованість.

Вступ. Постановка проблеми. Технологічне обладнання з паралельними кінематичними зв'язками не має високої жорсткості несучої системи, що призводить до зниження точності обладнання. Підвищення точності можна досягти застосуванням просторових приводів мікропереміщень, які керуються системою із головним зворотним зв'язком по просторовому положенню виконавчого органу обладнання. Тому створення просторових приводів мікропереміщень є актуальним.

Проблема в загальному вигляді полягає в розробці технологічного обладнання з високими показниками точності. Проблема пов'язана із важливими науковими і практичними завданнями використання

високоєфективного технологічного обладнання для машинобудівного виробництва.

В останніх дослідженнях і публікаціях наведено ряд конструкцій технологічного обладнання на основі просторової системи приводів [1]. Показано, що причиною зниження точності обладнання є низька жорсткість системи та похибки кінематичних ланцюгів [2]. В окремих публікаціях наведено рекомендації щодо підвищення точності обладнання [3, 4]. Автори публікацій рекомендують застосувати періодичний контроль (калібрування) обладнання [5]. Всі наведені заходи повною мірою не вирішують проблеми підвищення точності обладнання.

Радикальним методом підвищення точності є введення головних зворотних зв'язків по шестивимірному вектору просторових координат виконавчого органу та компенсація похибок за допомогою шестикоординатних приводів мікропереміщень. Тому до невирішених раніше частин загальної проблеми належить розробка спеціальних пристроїв мікропереміщень, які компенсують похибки просторової системи приводів.

Метою досліджень, викладених в даній статті, є підвищення точності технологічного обладнання шляхом розробки спеціальних шести координатних приводів мікропереміщень.

Для досягнення даної мети поставлені і вирішені наступні завдання: розробка оригінального технічного рішення шестикоординатного приводу мікропереміщень; визначення геометричних та кінематичних закономірностей роботи приводу; дослідження напружено-деформованого стану приводу октаедричного виду; конструкторсько-технологічне відпрацювання приводу та його апробація на виготовленому дослідному зразку.

Викладення основного матеріалу дослідження. Застосування приводів мікропереміщень в технологічному обладнанні. Технологічне обладнання паралельної кінематики має виконавчий орган 1, що переміщує

ся в просторі штангами змінної довжини 2 (рис. 1).

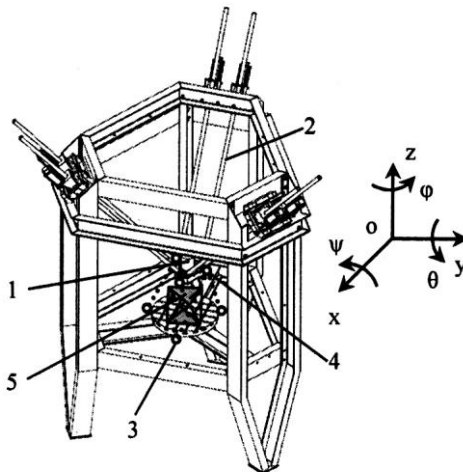


Рис. 1. Технологічне обладнання паралельної кінематики з просторовим приводом мікропереміщень

Положення виконавчого органу характеризується шестивимірним вектором x -координат [5], складовими компонентами якого є декартові координати x , y , z полюса виконавчого органу та кути ψ , θ , ϕ , що визначають поперечно-кутове положення виконавчого органу в просторі. Низька жорсткість кінематичних ланцюгів та похибки приводів зміни довжини штанг призводять до виникнення похибок відпрацювання x -координат виконавчого органу.

Похибки просторового положення виконавчого органу вимірюються спеціальною системою вимірів. Вона містить три нерухомі вузли 3, що встановлені на столі, та три рухомі вузли 4, що встановлені на виконавчому органі. Вузли утворюють віртуальний механізм-гексапод, що має шість уявних штанг змінної довжини, які є відстанями між рухомих та нерухомих вузлами. Точні виміри відстаней між вузлами здійснюються оптичними пристроями (лазерними вимірювачами). За виміряними значеннями фактичного положення виконавчого органу визначаються похибки. Залежно від величини похибки формуються необхідні сигнали системи керування на привід мікропереміщень 5.

Шестикоординатний привід мікропереміщень призначений для компенсації похибок технологічного обладнання, зокрема верстатів паралельної кінематики. Привід встановлюється на столі верстата, а на платформі приводу розміщується додатковий стіл, на якому встановлюється оброблювана деталь. Мікропереміщення деталі в просторі забезпечує компенсацію похибок обробки на верстаті паралельної кінематики.

Схематична реалізація шестикоординатного приводу мікропереміщень у вигляді пружно-деформованої рами октаедричного

виду. Шестикоординатний привід мікропереміщень (рис. 2) містить нерухомий корпус 1 та рухоми платформу 2, що має шість ступенів вільності – три декартові координати поступального переміщення платформи x , y , z та три поперечно-кутові координати ψ , θ , ϕ , які характеризують поворот платформи навколо осей x , y , z відповідно [6].

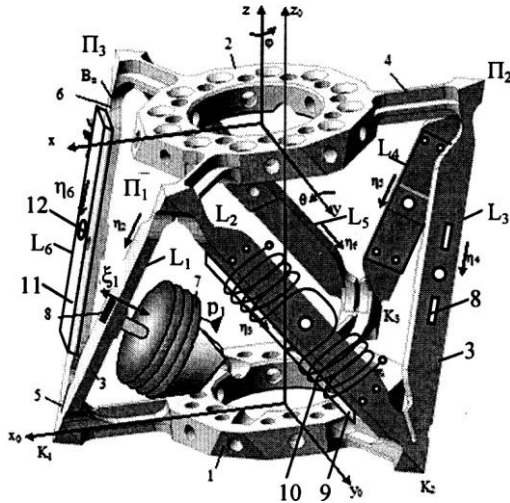


Рис. 2. Конструктивна схема шестикоординатного приводу мікропереміщень октаедричного типу

Привод має механізми лінійного переміщення, кількість яких дорівнює кількості ступенів вільності платформи. Механізми лінійного переміщення з'єднують три точки корпусу K_1 , K_2 , K_3 , які є вершинами рівнобічного трикутника із трьома точками Π_1 , Π_2 , Π_3 платформи, які є вершинами такого самого трикутника, повернутого відносно трикутника основи на кут 60° . Механізми лінійного переміщення виконані у вигляді плоских пружин 3, площини яких відповідають граням октаедра, вершинами якого є три точки корпусу K_1 , K_2 , K_3 та три точки платформи Π_1 , Π_2 , Π_3 , які з'єднуються механізмами лінійних переміщень. На корпусі та платформі виконано торсії 4 хрестоподібного перетину, що з'єднують їх із точками закріплення механізмів лінійних переміщень. Плоскі пружини у місцях їх з'єднання із торсіонами мають пружні шарніри у вигляді фасонних балок 5 і 6, що допускають обмежені переміщення плоских пружин у їх власних площинах.

Плоскі пружини деформуються зі своєї площини. Для цього застосовуються різні приводи деформації пружин (рис. 3).

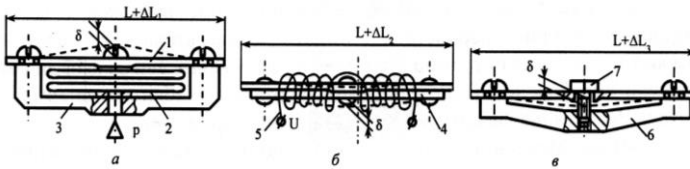


Рис. 3. Конструктивна реалізація варіантів приводів для деформації плоских пружин: а – сифонний привод; б – термомеханічний привод; в – механічний гвинтовий привод

При застосуванні сифонних приводів деформація пружини 1 здійснюється зусиллям, яке розвивається сифоном 2, що розміщений на корпусі (рис. 3, а). Сифон розміщується між пружиною 1 і траверсою 3. При зміні тиску p в сифоні пружина деформується щодо точок закріплення траверси на величину i довжина пружини змінюється на величину ΔL_1 .

Термомеханічний привід (рис. 3, б) має вигляд накладки із латуні 4, яка встановлена на пружині.

Пружина із накладкою нагрівається за допомогою спіралей 5, через які пропускається електричний струм. Внаслідок різниці коефіцієнтів розширення пружини і накладки має місце деформація пружини і пластини на величину δ , а відповідно довжина пружини змінюється на величину ΔL_2 .

Механічний гвинтовий привід має траверсу 6, розміщену на пружині. В різьбовому отворі траверси розташовано гвинт 7. При повороті гвинта має місце деформація пружини на величину δ , а відповідно довжина пружини змінюється на величину ΔL_3 .

Розглянемо роботу приводів для деформації плоских пружин у складі шестикоординатного приводу мікропереміщень. Сифонні приводи керуються зміною тиску. Стиснене робоче середовище (рідина або газ) підводиться в порожнини сифонів під тиском p_1 (рис. 2) від спеціальної мехатронної системи керування (на рисунку не показана). Система керування регулює тиск в кожному із сифонів, наприклад тиск p_1 в сифоні 7. Тиск регулюється відповідно до заданого закону просторового мікропереміщення платформи. При цьому деформації плоских пружин вимірюються за допомогою спеціальних пристроїв, наприклад тензометричних пристроїв 8, і

використовуються системою керування для корекції законів зміни тиску в сильфоні.

Для деформації пружин також використовуються термомеханічні приводи, які мають латунні пластини 9, що закріплені на пружинах. Кожна пружина і пластина мають окремий нагрівач 10, який слугує для зміни температури пружини і пластини. При їх нагріванні має місце різниця термічних деформацій пружин і пластин, а відповідно і необхідний прогин пружини. Для додаткового деформування пружини слугують механічні пристрої, що встановлені на пружинах. Вони містять траверси 11, що закріплені на кінцевих частинах пружини, та гвинтові пристрої 12, які забезпечують необхідну деформацію пружини.

Привод просторових мікропереміщень працює наступним чином. При зміні тиску p_1 в кожному із сильфонів 7, який регулюється системою керування, плоска пружина 3 деформується зі своєї площини в напрямку, показаному стрілкою ξ_1 . Аналогічно здійснюється деформація пружини механічним пристроєм 11, 12. При нагріванні приводу нагрівачем 10 пружина у вигляді біметалевої пластини також деформується. Контроль необхідного рівня деформації пружини здійснюється в мехатронній системі керування на основі вимірів тензорезисторами 8. При деформації пружини змінюється її довжина, а відповідно і відстань між точками K_1 , Π_1 . Зміна довжини всіх шести плоских пружин призводить до зміни просторового положення платформи 2. Платформа має шість ступенів вільності, тому залежно від прогину всіх шести пружин відбувається переміщення центра платформи в напрямках x , y і z та зміна кутового положення платформи, що характеризується кутами ψ , θ , φ .

Переміщення відбувається в межах пружних деформацій плоских пружин 3 торсіонів 4 та фасонних балок 5 і 6. Конструктивні параметри маніпулятора обрано таким чином, що діапазон переміщень точок Π_1 , Π_2 , Π_3 платформи складає 0,1..1,0 мм, що достатньо для забезпечення необхідних діапазонів просторових мікропереміщень платформи.

Проектно-технологічне обґрунтування розробки приводу мікропереміщень. Проектування складної пружно-деформованої рами, що є основою приводу мікропереміщень, потребує обґрунтування вибору її основних параметрів. Для цього проведено дослідження напружено-деформованого стану просторової рами октаедричного виду. Використані стандартні процедури метода кінцевих елементів реалізовані в системі автоматизованого проектування Inventor. При розрахунках навантаження рами здійснювалось зосередженою силою

3000 Н, яка прикладалась в різних точках платформи. При цьому визначено рівень напружень і деформацій в кожній точці рами (рис. 4).

Встановлено, що при навантаженні платформи зосередженою силою максимальні напруження виникають на периферійній частині торсіонів у місцях їх з'єднання із рухомою платформою. Зміна точки прикладення навантаження призводить до змін максимальних напружень. При різних умовах навантаження максимальні напруження знаходяться в межах 80–94 МПа. Це набагато менше за межу пружності матеріалу рами.

За рівнем напружень встановлено навантаження в елементах рами. Стискаючі поздовжні навантаження в плоских пружинах, одержані в результаті розрахунків, знаходяться в межах $N = 840 - 900$ Н.

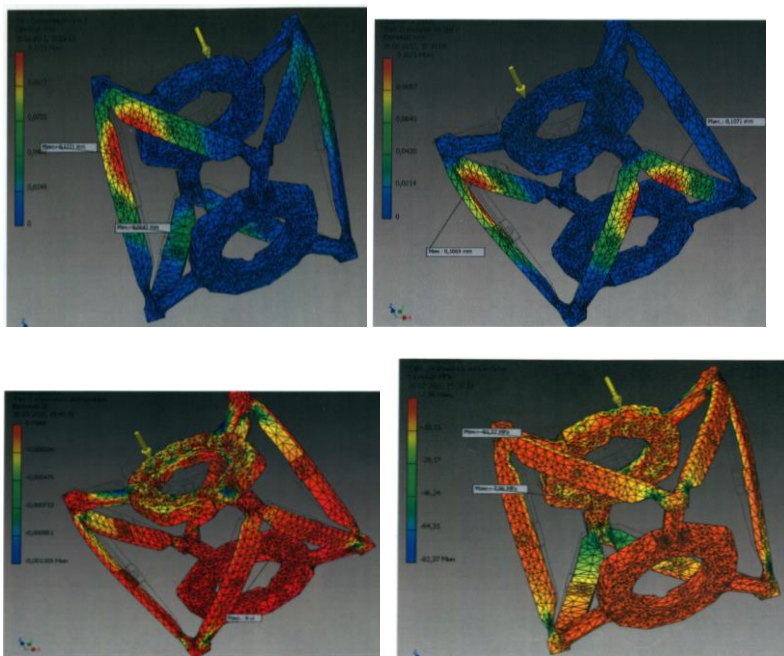


Рис. 4. Візуалізація результатів розрахунків напружено-деформованого стану рами шестикоординатного привода мікропереміщень

Виконана перевірка стійкості плоских пружин при дії стискаючих навантажень.

Значення критичної сили, за якої плоска пружина втрачає стійкість, визначається формулою [7]:

$$N_{KP} = \frac{\pi^2 EI}{(\mu L)^2}, \quad (1)$$

де E – модуль пружності матеріалу рами; I – мінімальний момент інерції поперечного перетину плоскої пружини; L – довжина плоскої пружини; μ – коефіцієнт, який залежить від крайових умов закріплення пружини.

Розрахункове (за (1)) значення критичної сили стиску за відсутності підтримуючих моментів на кінцях пружини складає 3,3–4,0 кН. Це в 3–5 разів перевищує розраховані робочі навантаження на пружину. Відповідно плоска пружина знаходиться далеко від межі втрати стійкості.

Шестикоординатний привід мікропереміщень є принципово новим пристроєм. Тому проведена дослідна перевірка можливості реалізації та працездатності розробленого пристрою.

Виготовлення рами шестикоординатного приводу являє складну конструкторсько-технологічну проблему. В процесі робіт розроблена технічна документація та проведено макетування системи. Для цього за твердотільною моделлю методом лазерної стереолітографії виготовлено макет приводу.

Проведено виміри фактичної геометрії, уточнено її основні геометричні параметри та виконана корекція технічної документації. З використанням макета рами і розроблена технологія виготовлення дослідного зразка просторової системи приводів. Дослідний зразок системи виготовлено зі сталі 65 Г із відповідною термообробкою.

Термомеханічний привід реалізовано у вигляді пластин із латуні ЛМц 58-2, що встановлені на плоских пружинах приводу. Привод адаптований для роботи в складі технологічного комплексу на основі верстата паралельної кінематики (рис. 5).

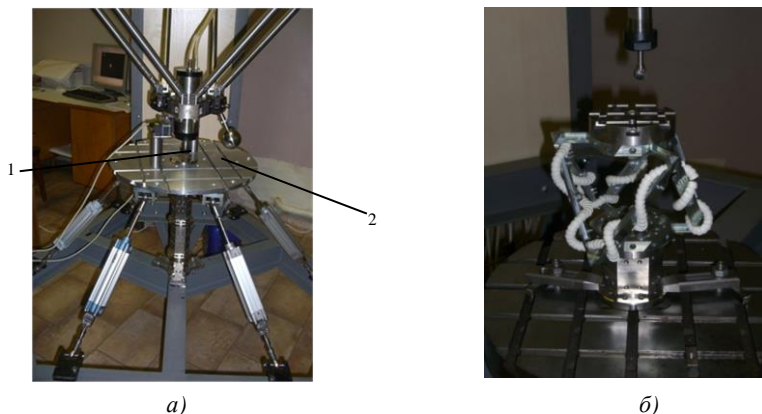


Рис. 5. Технологічний комплекс на основі верстата паралельної кінематики (а) та встановлення шестикоординатного приводу мікропереміщень на столі верстата (б)

Технологічний комплекс [8] призначено для здійснення різноманітних операцій: обробки матеріалів різанням. Комплекс розраховано на невеликі мобільні підприємства із широким асортиментом продукції, що швидко змінюється. Комплекс забезпечує здійснення технологічних операцій в різних умовах.

Порівняно з традиційним технологічним обладнанням, запропонований технологічний комплекс має в 10–20 разів нижчу матеріалоемність, не потребує спеціальних умов експлуатації (типу цеху промислового підприємства). Комплекс відрізняється низьким енергоспоживанням. Комплекс не використовує спеціальні системи керування, а керується від персонального комп'ютера, програмне забезпечення якого не вимагає комерційної ліцензії та є безкоштовним. Технологічний комплекс не потребує висококваліфікованого персоналу для своєї експлуатації.

Застосування приводу мікропереміщень дозволяє суттєво підвищити точність технологічного комплексу. Під час використання спеціальної мехатронної системи керування прогнозована точність обробки деталей на верстаті складає 10 мкм.

Закономірності керованості шестикоординатного приводу мікропереміщень. Шестикоординатний привод має складну геометрію і кінематику. Проведено дослідження геометричних і кінематичних співвідношень у приводі.

Плоскі пружини приводу утворюють шість ланок змінної довжини механізму L_1, \dots, L_6 . Прийемо довжину ланок механізму такою, що дорівнює відстаням між вершинами октаедра, а саме:

$$L_1 = K_1\Pi_1; L_2 = K_2\Pi_1;$$

$$L_3 = K_2\Pi_2; L_4 = K_3\Pi_2;$$

$$L_5 = K_3\Pi_3; L_6 = K_3\Pi_3.$$

Для встановлення геометричних співвідношень просторової рами використаємо схему еквівалентного шарнірного механізму відповідного реальному пружно-деформованому механізму (рис. 6).

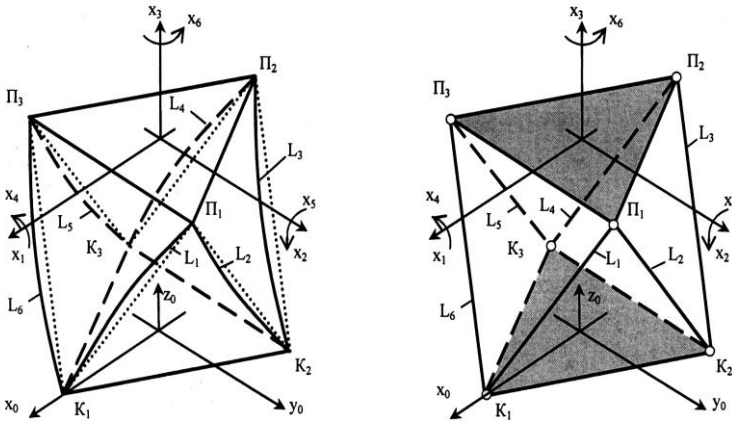


Рис. 6. Схема пружно-деформованого безшарнірного механізму у вигляді просторової рами (а) та подання рами у вигляді еквівалентного шарнірного механізму (б)

Положення виконавчого органу в просторі характеризується вектором x -координат $X = [x_1, x_2, \dots, x_6]^T$. Три з компонент вектора x_1, x_2, x_3 являють собою декартові координати переміщення характерної точки (полюса) платформи $x_1 = x, x_2 = y, x_3 = z$. Три координати x_4, x_5, x_6 відповідають кутам повороту платформи навколо осей системи координат.

Для приведення вектора x -координат до однорідного вигляду прийнято:

$$x_4 = a\psi; x_5 = a\theta; x_6 = a\varphi,$$

де a – характерний розмір механізму, що дорівнює довжині ребра октаедра.

Між координатами, що визначають положення виконавчого органу (x -координатами) та довжинами пружин (L -координатами) наявний функціональний зв'язок:

$$x_i = x_i(L_j); \quad i, j = 1, 2, \dots, 6.$$

Для малих змін x -координат δx_i функціональний зв'язок є лінійним:

$$\delta x_i = \sum_{j=1}^6 \frac{\partial x_i}{\partial L_j} \delta L_j, \quad [\delta x] = M \cdot [\delta L], \quad (2)$$

де $\delta L_j, \delta x_i$ – прирости відповідних координат; M – матриця Якобі, що включає відповідні частинні похідні параметрів.

Компоненти матриці еквівалентного шарнірного механізму (рис. 6, б) знайдено теоретично за відповідними змінами геометрії шарнірного механізму на основі принципу можливих (віртуальних) переміщень [9].

Для еквівалентного шарнірного механізму (рис. 6, б) зміни довжини однієї з пружин не змінюють довжини інших пружин. Тому в матриці наявні нульові компоненти, які відповідають відсутності зв'язку геометричних параметрів за окремими координатами.

Для пружно-деформованого безшарнірного механізму (рис. 6, а) зміни довжини однієї із пружин призводять до змін довжин інших пружин. Відповідно реальний механізм у вигляді рами відрізняється від шарнірного механізму і має іншу матрицю Якобі. Дана матриця визначена експериментально. Для цього довжина кожної пружини змінювалась шляхом її деформації за допомогою гвинтового приводу (рис. 3, в). Фактична довжина кожної із пружин вимірювалась мікрометром (рис. 7).

Матриця Якобі, що визначена теоретично, має вигляд:

$$M = a \cdot \begin{pmatrix} -2\sqrt{3} & \sqrt{3} & -2\sqrt{3} & -2\sqrt{3} & \sqrt{3} & -2\sqrt{3} \\ \frac{2}{\sqrt{3}} & 100 & -\frac{2}{\sqrt{3}} & \frac{2}{\sqrt{3}} & 100 & -\frac{2}{\sqrt{3}} \\ \sqrt{2} & \sqrt{3} & \sqrt{3} & \sqrt{3} & \sqrt{3} & \sqrt{2} \\ \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} \\ \sqrt{6} & \sqrt{6} & 0 & 0 & -\sqrt{6} & -\sqrt{6} \\ -\frac{6}{\sqrt{2}} & -\frac{6}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & \frac{\sqrt{3}}{\sqrt{2}} & -\frac{6}{\sqrt{2}} & -\frac{6}{\sqrt{2}} \\ 10 & -2\sqrt{3} & 2 & -2 & 2\sqrt{3} & 10 \end{pmatrix} =$$

$$= a \cdot \begin{pmatrix} -3.464 & 1.732 & -3.464 & -3.464 & 1.732 & -3.464 \\ 1.155 & 0 & -1.155 & 1.155 & 0 & -1.155 \\ 0.816 & 1.225 & 1.225 & 1.225 & 1.225 & 0.816 \\ 2.449 & 2.449 & 0 & 0 & -2.449 & -2.449 \\ -4.243 & -4.243 & 1.225 & 1.225 & -4.243 & -4.243 \\ 1 & -3.464 & 2 & -2 & 3.464 & 1 \end{pmatrix}, \quad (3)$$



Рис. 7. Виміри фактичної довжини кожної із пружин мікрометром

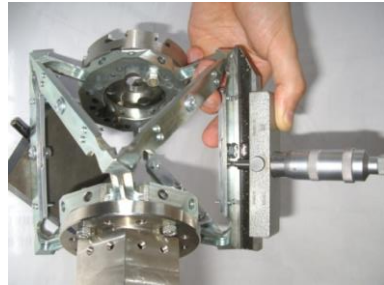


Рис. 8. Виміри стріли прогину пружини мікрометричним пристроєм

Виміри здійснено з точністю ± 5 мкм. Стріла прогину пружини вимірювалась мікрометричним пристроєм (глибиноміром) (рис. 8). У результаті вимірів встановлено, що стріла прогину δ і зміна довжини пружини ΔL пов'язані залежністю, близькою до лінійної. При цьому прогин пружини на 1 мм викликає зміну довжин пружин на величину близько 0,15 мм. Лінійна залежність має місце при змінах довжини пружини на 0,2–0,4 мм.

Для визначення матриці Якобі пружно-деформованої рами розроблена і застосована спеціальна методика [10]. Згідно з нею здійснювалась почергова деформація кожної із пружин гвинтовими приводами. Деформація задавалась шляхом скорочення довжини пружини від початкового значення на 100 мкм. При цьому проводились виміри довжини останніх п'яти пружин. Для визначення

відповідних змін х-координат проводилось комп'ютерне моделювання еквівалентного шарнірного механізму із заданими змінами відповідних ланок. При цьому визначався один стовпець матриці Якобі, що містить поступальні або поперечно-кутові переміщення платформи, а саме: $x, y, z, \psi, \theta, \varphi$.

Визначена експериментально матриця Якобі пружно-деформованого механізму у вигляді рами одержана у вигляді:

$$M_e = a \cdot \begin{pmatrix} -2.8 & 1.6 & -3.2 & -2.9 & 1.5 & -3.0 \\ 1.0 & -0.6 & -0.9 & 1.1 & 0.7 & -0.8 \\ 0.6 & 1.1 & 1.0 & 0.9 & 1.1 & 0.7 \\ 2.2 & 2.1 & 0.8 & -0.7 & -2.3 & -2.1 \\ -3.8 & -3.5 & 1.1 & 1.2 & -3.7 & -3.7 \\ 0.8 & -2.7 & 1.4 & -1.4 & 2.5 & 0.7 \end{pmatrix}. \quad (4)$$

Проведено порівняння матриці Якобі (3) еквівалентного шарнірного механізму із експериментально визначеною матрицею Якобі пружної рами (4). В цілому компоненти матриць мають однакові знаки і близькі величини (рис. 9).

$$M =$$

$\frac{-3.5}{-2.8}$	$\frac{1.7}{1.6}$	$\frac{-3.5}{-3.2}$	$\frac{-3.5}{-2.9}$	$\frac{1.7}{1.5}$	$\frac{-3.5}{-3.0}$
$\frac{1.2}{1.0}$	$\frac{0}{-0.6}$	$\frac{-1.2}{-0.9}$	$\frac{1.2}{1.1}$	$\frac{0}{0.7}$	$\frac{-1.2}{-0.8}$
$\frac{0.8}{0.6}$	$\frac{1.2}{1.1}$	$\frac{1.2}{1.0}$	$\frac{1.2}{0.9}$	$\frac{1.2}{1.1}$	$\frac{0.8}{0.7}$
$\frac{2.4}{2.2}$	$\frac{2.4}{2.1}$	$\frac{0}{0.8}$	$\frac{0}{-0.7}$	$\frac{-2.4}{-2.3}$	$\frac{-2.5}{-2.1}$
$\frac{-4.2}{-3.8}$	$\frac{-4.2}{-3.5}$	$\frac{1.2}{1.1}$	$\frac{1.2}{1.2}$	$\frac{-4.2}{-3.7}$	$\frac{-4.2}{-3.7}$
$\frac{1}{0.8}$	$\frac{-3.5}{-2.7}$	$\frac{2}{1.4}$	$\frac{-2}{-1.4}$	$\frac{3.5}{2.5}$	$\frac{1}{0.7}$

Рис. 9. Порівняння компонент матриць Якобі шарнірного механізму (значення в чисельниках таблиці) та пружно-деформованого безшарнірного механізму (значення в знаменниках таблиці)

У результаті встановлено, що якісною відмінністю матриць є відсутність в експериментально визначеній матриці нульових компонент. Це означає наявність керованості системи по всіх шести координатах. В основному компоненти матриць шарнірного механізму і рами мають однакові знаки, але абсолютна величина компонент матриць рами менша (на 20–40 %). Це пояснюється наявністю

пружних з'єднань, які знижують чутливість системи за окремими L-координатами.

Одержані матриці слугували основою для визначення таблиці керованості шестикоординатного приводу мікропереміщень (табл. 1).

Таблиця 1

Знаки та порядок трендів змін x та L координат шестикоординатної системи приводів

Показник	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆
x	$\Downarrow \frac{3}{=}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{3}{=}$	$\Downarrow \frac{3}{=}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{3}{=}$
y	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{1}{=}$	$\Downarrow \frac{1}{=}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{1}{=}$
z	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$
a ψ	$\Uparrow \frac{\oplus}{2}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{2}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{1}{=}$	$\Downarrow \frac{2}{=}$	$\Downarrow \frac{2}{=}$
a θ	$\Downarrow \frac{4}{=}$	$\Downarrow \frac{4}{=}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{4}{=}$	$\Downarrow \frac{4}{=}$
a φ	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$	$\Downarrow \frac{3}{=}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{2}$	$\Downarrow \frac{2}{=}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{3}$	$\Uparrow \frac{\oplus}{1}$

У таблиці позначено знаки та порядок трендів зміни відповідних x -координат, що залежні від зміни L -координат. Наприклад, збільшення довжини пружини L_2 призведе до зміщення платформи на величину x в додатному напрямку. При зміні довжини пружини на величину Δ_0 , зміна координати x буде близька до Δ_0 .

Ряд компонент матриці мають порядок 2–3. Це означає, що зміна довжини пружини L_2 на величину Δ викличе зміну x -координати в 2–3 рази більшу, ніж зміну довжини пружини Δ .

Встановлено, що для зміщення полюса платформи в напрямку x найбільш ефективним є керування за допомогою зміни довжини пружин L_1, L_3, L_4, L_6 . Зміщення платформи в напрямках y і z має рівномірне керування за допомогою всіх шести пружин.

Висновки:

1. Обґрунтована можливість реалізації просторових шестикоординатних приводів мікропереміщень на основі октаедричних рамних структур. Приводи забезпечують переміщення характерної точки об'єкта в просторі в діапазоні 0,2–1,0 мм при одночасному його повороті навколо трьох осей координат в кутовому діапазоні близько $1,25^\circ (75')$.

2. Напружено-деформований стан рами системи приводів при різних напрямках і точках прикладення навантаження величиною 3000 Н характеризується рівнем напружень в межах 100 МПа. При цьому переміщення окремих точок рами (виключаючи плоскі пружини) не перевищує 1,25 мм.

3. Раціональним є виготовлення рами із пружинної сталі (наприклад 65Г) з відповідною термообробкою. При цьому зовнішні поверхні плоских пружин у номінальному недеформованому положенні повинні відповідати граням правильного багатогранника-октаедра.

4. Матриця Якобі приводу у вигляді рами має компоненти, абсолютна величина яких на 20–40 % менша за компоненти матриці Якобі еквівалентного шарнірного механізму відповідних розмірів.

5. Керованість шестикоординатного приводу мікропереміщень є близькою до рівномірної за всіма координатами. На відміну від шарнірного механізму, в рамному приводі відсутні координати із незначним (близьким до нульового) ступенем керованості.

6. Як напрямок подальших досліджень рекомендується визначити довговічність (ресурс) розробленого приводу просторових мікропереміщень.

Список використаної літератури:

1. *Сяньвень Кун* Структурный синтез параллельных механизмов / *Сяньвень Кун, Клемент Госселин*. – М. : Физматлит, 2012. – 275 с.

2. Рыбак Л.А. Эффективные методы решения задач кинематики и динамики робота-станка параллельной структуры / Л.А. Рыбак, В.В. Ержуков, А.В. Чичварин. – М. : ФИЗМАТЛИТ, 2011. – 148 с.
3. Павленко І.І. Промислові роботи: Основи розрахунку та проектування / І.І. Павленко. – Кіровоград : КНТУ, 2007. – 420 с.
4. Merlet J.P. Parallel Robots. Solid Mechanics and Applications / J.P. Merlet. – Berlin : Springer, 2006. – 394 p.
5. Новіков М. Розроблення верстата-гексапода з шестикоординатною системою ЧПК і результати його дослідницького застосування / М.Новіков, В.Струтинський, А. Кириченко // *Машинознавство*. – Львів : ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2011. – № 5–6 (167–168). – С. 3–10.
6. Струтинський С.В. Маніпулятор для просторових мікропереміщень / С.В. Струтинський // Патент України № 105565. МПК (2014.01) B25J 11/00 № a201211479 ; заявл. 04.10.2012 ; опубл. 26.05.2014, Бюл. № 10.
7. Беляев Н.М. Сопротивление материалов / Н.М. Беляев. – изд. 9 стереотип. – М. : Машиностроение, 1964. – 856 с.
8. Gurzhiy A.A. Features of the dynamic process of the formation of surface parallel on machine kinematics / A.A. Gurzhiy, S.V. Strutins'kij // *Problemy eksploataciji. Maintenance problems*. – 2013. – № 2. – Рр. 153–166.
9. Струтинський С.В. Розробка просторових приводів мікропереміщень на основі октаедричних комплектних рамних структур / С.В. Струтинський // *Машинознавство*. – Львів : ТзОВ «КІНПАТРИ ЛТД», 2013. – № 7/8. – С. 22–28.
10. Струтинський С.В. Просторові системи приводів : монографія / Струтинський С.В., Гуржій А.А. – К. : Педагогічна думка, 2013. – 492 с.

СТРУТИНСКИЙ Сергій Васильович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри Прикладної гідроаеромеханіки та мехатроніки Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут».

Наукові інтереси:

- математичне моделювання;
- прикладна гідроаеромеханіка і мехатроніка;

- системи приводів;
- гідравлічні машини та апарати.

Стаття надійшла до редакції 17.07.2015