

УДК 621.7

М. Новіков

Академік НАН України,
професор, докт. техн. наук,
Інститут надтвердих матеріалів
ім. Бакуля,
м. Київ

В. Струтинський

Професор, докт. техн. наук,
Національний технічний
університет України «КПІ»,
м. Київ

А. Кириченко

Доцент, канд. техн. наук,
Кіровоградський державний
технічний університет,
м. Кіровоград

РОЗРОБЛЕННЯ ВЕРСТАТА-ГЕКСАПОДА З ШЕСТИКООРДИНАТНОЮ СИСТЕМОЮ ЧПК І РЕЗУЛЬТАТИ ЙОГО ДОСЛІДНИЦЬКОГО ЗАСТОСУВАННЯ

Наведена інформація про розроблений перший в Україні верстат-гексапод. Сформульовані пропозиції щодо розрахунку його кінематики, визначенню робочого простору, уточненню геометрії, визначенню параметрів жорсткості і динамічних властивостей. Розглянуті особливості використання системи ЧПК для верстата-гексапода. Наведені результати застосування верстата для оброблення деталей з легких сплавів і дерева.

верстат-гексапод, кінематика, робочий простір, жорсткість, динаміка, система ЧПК, апробація

Вступ. Актуальність досліджень полягає в розробленні технологічного устаткування на основі механізмів паралельної структури. Потенційні переваги такого устаткування настільки великі, що вдала конструкція верстата з паралельною кінематикою здатна істотно перевершити конкурента традиційної схеми за масогабаритними показниками, енергетичною ефективністю, динамічними характеристиками. Перевага таких верстатів у тому, що всі похибки як конструктивні, так і кінематичні при механообробці можна компенсувати програмним комп'ютерним забезпеченням. Комп'ютер стає важливим ведучим, а не підпорядкованим елементом механічної системи. Разом з модульною конструкцією приводів це дозволяє при налагодженому серійному випуску комплектуючих таких верстатів знизити їхню вартість виготовлення і збільшити інтервал можливостей обробки. Розроблення і дослідне застосування такого устаткування є актуальним. Українське верстатобудування саме в цьому

напрямі може повернути свою колишню європейську значущість.

Постановка проблеми в загальному вигляді передбачає розроблення широкого кола завдань з дослідження кінематики й динаміки механізмів паралельної структури, реалізації їхніх основних вузлів. Сьогодні пропонуються без апробації різноманітні схеми механізмів. Для визначення кращих з них потрібні дослідження з отриманням конкретних результатів з оброблення деталей на цьому устаткуванні.

Розв'язання проблеми спрямоване на отримання наукових і практичних результатів для відновлення принципової основи розвитку верстатостроїтельної галузі України. Використання верстатів паралельної кінематики дає можливість вийти на передовий рівень верстатобудування.

У результаті аналізу останніх досліджень і публікацій [1, 2] встановлено, що сьогодні не існує загальноприй-

Технічні характеристики верстата-гексапода

№ з/п	Параметр, одиниці вимірювання	Величина
1	Потужність приводу шпинделя, кВт	2,2
2	Діапазон частот обертання шпинделя, хв ⁻¹	3000...24000
3	Цанговий патрон	ER20
4	Діаметр інструмента, мм	2...13
5	Номинальна потужність приводів, кВт	0,4
6	Швидкість швидких переміщень робочого органа, м/хв	30
7	Пришвидження робочого органа, м/с ²	10
8	Дискретність переміщення – лінійного, мм – кутового, градусів	0,05 0,01
9	Робочий простір (діаметр×висота), мм	500×500
10	Максимальний нахил шпинделя, градусів	30
11	Габаритні розміри, мм – без врахування вильоту штанг – з врахуванням вильоту штанг	1500×1500× ×2200 2500×2500× ×2500
12	Маса, кг	450

нятої методики проектування устаткування з паралельною кінематикою. Світова промисловість поки не освоїла випуск ефективних, надійних і недорогих вузлів такого устаткування, зокрема шарнірних опор, залишаючи цей напрям як резерв на майбутнє. Наявні в літературі дані свідчать, що створення дослідних зразків такого устаткування цілком конкурентоспроможне. [3]

Метою цього дослідження є створення призначеного для багатокоординатної обробки складнопрофільних деталей з неметалічних матеріалів і легких сплавів верстата мінімальної вартості на основі механізму паралельної структури типу гексапода.

Для досягнення сформульованої мети поставлені й розв'язані такі задачі: вибір загальної схеми конструктивної реалізації з проектуванням основних компонентів механізму паралельної структури і верстата в цілому; кінематичний аналіз механізму вибраної схеми і визначення для нього прямих і зворотних кінематичних залежностей; аналіз параметрів робочого простору механізму з паралельною структурою; ідентифікація геометричних параметрів основних елементів механізму паралельної структури за наслідками вимірювання відхилень робочого органа від заданого положення; розрахунок і аналіз просторової жорсткості і вибір раціональної компоновки верстата за критерієм жорсткості; дослідження динамічних властивостей верстата гексапода з просторовим рухом платформи; конструктивне розроблення основних модулів системи ЧПК з урахуванням встановлених кінематичних залежностей; аналіз застосування дослідного зразка верстата гексапода для оброблення деталей з дерева і легких сплавів.

Результати дослідження. Розроблений верстат-гексапод (рис. 1) складається зі станини, в центрі якої розміщений стіл для встановлення заготовки, а у верхній частині жорстко кріпляться шарнірні опори штанг з їхніми приводами. Верстат призначений для обробки криволінійних поверхонь деталей з дерева, легких сплавів з точністю 0,1...0,2 мм. Технічні характеристики верстата подана у табл. 1.

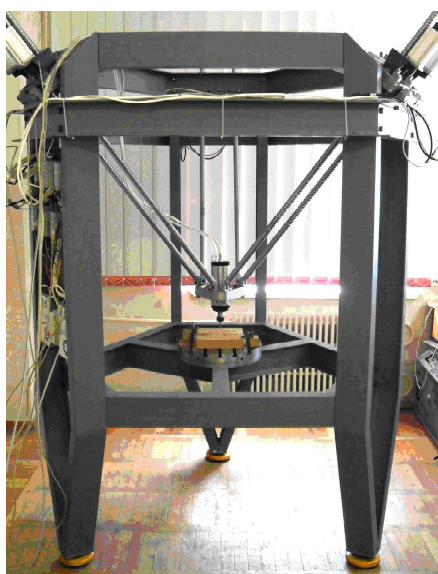


Рис. 1. Дослідний зразок верстата-гексапода

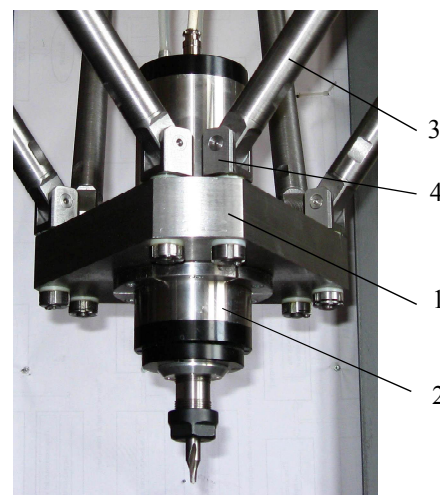


Рис. 2. Робочий орган верстата-гексапода з електрошпинделем і інструментом

Робочий орган верстата (рис. 2) — це платформа 1, у центрі якої за допомогою цанги жорстко закріплений високошвидкісний електрошпиндель 2 з водяним охолодженням, частота обертання якого регулюється плавно за допомогою інвертора. З'єднана платформа з штангами змінної довжини 3 шістьма карданними опорами ковзання 4, що мають вставки з капролону.

Станина верстата має декілька конструкцій зі сталевих швелерів з болтовими з'єднаннями. Як опори штанг на станині використані карданні підвіси (рис. 3) на опорах кочення з голчатих роликових підшипників.

Хрестовини карданної передачі мають загартовані шліфовані осі, встановлені в радіально-упорних конічних роликопідшипниках. Гайці передається обертання через зубчато-пасову передачу (передавальне число 1:1) від



Рис. 3. Карданні опори штанг з передачами гвинт-гайка і комплектні електроприводи зміни довжини штанг

комплектного електроприводу з частотою обертання $0 \dots 3000 \text{ хв}^{-1}$ і максимальним моментом $3,6 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

У поєднанні з гвинтовою передачею RM2510 (крок 10 мм) електропривід забезпечує зусилля до 2000 Н і лінійну швидкість до $0,5 \text{ м/с}$ при дискретності переміщення $0,05 \text{ мм}$.

Використовуються незамкнуті приводи штанг змінної довжини, які відрізняються відсутністю телескопічних труб з лінійними напрямними. Кінематичне замикання гвинтової передачі проводиться через робочий орган і станину, що вимагає застосування карданних шарнірів для запобігання їх повороту. Елементом, що обертається, є гайка кочення, що дозволяє уникнути коливань і втрати стійкості довгих гвинтів при високій частоті обертання шпинделя. Таке рішення дало змогу зменшити масу рухомих частин верстата і скоротити кількість деталей.

При такій схемі приводу зміна положення і орієнтації робочого органа приводить до можливості додаткового відносного повороту гвинта і гайки, що потрібно врахувати в кінематичних залежностях при керуванні приводами.

Кінематичний аналіз. У механізмах паралельної структури розрізняють два види кінематичних залежностей – пряму, що дозволяє визначити положення робочого органа за відомими кутовими координатами приводів, і зворотну, таку, що визначає координати приводів за заданим положенням робочого органа. Розрахункова схема гексапода (рис. 4) містить шарніри $A_1 \dots A_6$, розташовані на станині і є основою механізму.

З основою пов'язана абсолютна система координат з центром у точці O , а з рухомою платформою — відносна система координат з центром у точці O_1 , положення якої в абсолютній системі координат визначається радіус-вектором $\mathbf{r}_0$ і матрицею повороту R . Центрам шарнірних опор основи A_i відповідають радіус-вектори $\mathbf{r}_{A_i}$ ($i = 1 \dots 6$) в абсолютній системі координат, центрам B_i опор рухомої платформи — радіус-вектори $\mathbf{r}_{B_i}$ у відносній системі координат. Довжина штанг позначається l_i , одиничні вектори штанг — $\mathbf{n}_i$.

Зворотна кінематична залежність механізма-гексапода дає змогу визначити довжини штанг за заданим поло-

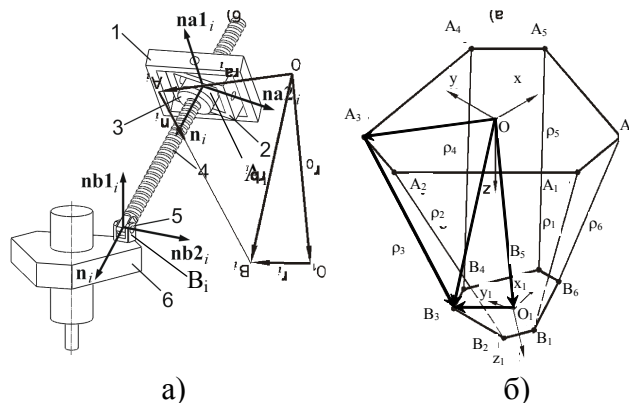


Рис. 4. Конструктивна схема штанги з шарнірами (а) і кінематична схема гексапода (б)

женням робочого органа. Для вибраної схеми механізму вона враховує поправки на довжину штанг з урахуванням відносного повороту осей шарнірних опор. Вектор довжини штанги визначається залежністю

$$l_i \mathbf{n}_i = R \mathbf{r}_{B_i} + \mathbf{r}_0 - \mathbf{r}_{A_i} + \arcsin \left(\frac{|\mathbf{n}_i \times \mathbf{n}_{A2i}| \cdot |\mathbf{n}_{B1i} \times \mathbf{n}_i|}{|\mathbf{n}_i \times \mathbf{n}_{A2i}| \cdot |\mathbf{n}_{B1i} \times \mathbf{n}_i|} \right) \frac{t}{2\pi}, \quad (1)$$

де $\mathbf{n}_{A2i}$ — одиничний вектор рухомої осі шарнірної опори основи; $\mathbf{n}_{B1i}$ — одиничний вектор нерухомої осі шарнірної опори робочого органа; t — крок гвинта приводу.

При відомому шестивимірному векторі $\mathbf{I}$ довжин штанг вектор $\mathbf{X}$ положення робочого органа визначається ітераційною залежністю [5]

$$\mathbf{X}_{k+1} = \mathbf{X}_k + J(\mathbf{X}_k) \cdot (\mathbf{I} - G(\mathbf{X}_k)), \quad (2)$$

де $\mathbf{X}_k$, $\mathbf{X}_{k+1}$ — вектори положення робочого органа визначені на k -тій і $k+1$ -й ітераціях.

Умовою припинення ітерацій є досягнення заданої абсолютної величини вектора похибки $\mathbf{I} - G(\mathbf{X}_k)$.

Робочий простір. Робочий простір верстата-гексапода має складну форму, яка геометрично обмежується ходом приводів, і допустимими кутами повороту шарнірних опор [4]. Він побудований відповідно до реальних параметрів механізму: допустимі кути відхилення шарнірів станини $\pm 40^\circ$, діапазон зміни довжини штанги $390 \dots 1410 \text{ мм}$, відхилення осі робочого органа від вертикалі до 30° . Для верстатів з паралельною кінематикою основними є робочий простір зі сталою орієнтацією шпинделя — всі можливі положення центра інструмента із заданою орієнтацією робочого органа, і сукупний орієнтаційний простір — всі положення центра інструменту при певних діапазонах кутів орієнтації шпинделя.

Розроблений метод побудови робочого простору устаткування з механізмами паралельної структури з допомогою сучасних пакетів САПР, з урахуванням геометричних обмежень довжини штанг і кутів повороту шарнірних опор, дозволяє отримати робочий простір зі сталою орієнтацією робочого органа і сукупний орієнтаційний простір для багатокоординатного устаткування.

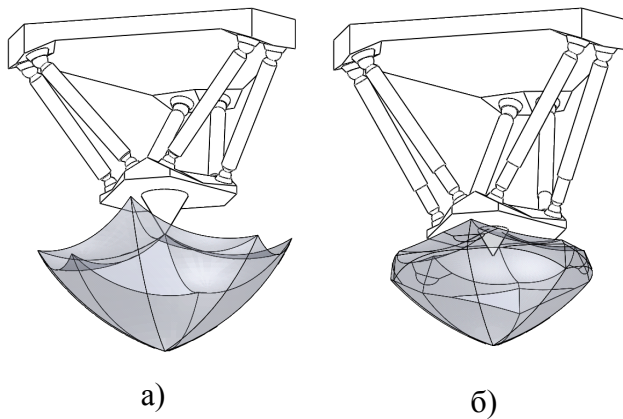


Рис. 5. Робочий простір гексапода

Якщо діапазон зміни довжини штанг лежить у межах від L_{min} до L_{max} , то простір розташування вершини штанги обмежується двома сферами з радіусами L_{min} та L_{max} , центри яких співпадають з центром A_i шарніра основи. Положення полюса робочого органа (центра інструмента) щодо шарніра B_i кінця штанги визначається вектором $\mathbf{rb}_i$, тому для переходу від простору кінця штанги до простору вершини робочого органа потрібно змістити його на величину $-\mathbf{rb}_i$.

Геометричний перетин просторів вершин всіх штанг утворює робочий простір для заданої орієнтації робочого органа (рис. 5, а).

Конструкції шарнірних опор обмежують кути повороту, тому простори вершин штанг додатково обмежуються кінчними або пірамідальними поверхнями з вершиною в центрі шарніра основи. Обмеження з боку шарнірів робочого органа моделюються аналогічно, накладаючись на обмеження шарнірів станини. При цьому отриманий результуючий робочий простір (рис. 5, б) має складну конфігурацію.

Сукупний орієнтаційний простір визначений як перетин робочих просторів зі сталою орієнтацією, побудованих для заданого набору орієнтацій робочого органа. Процедура вимагає виконання безлічі геометричних операцій, тому для побудови сукупного орієнтаційного простору розроблені макроси VBA для SolidWorks, що автоматично створюють потрібний набір орієнтацій і виконують відповідні перетворення.

Калібрування. Точно визначити геометричні параметри кінематичних ланцюгів гексапода безпосереднім вимірюванням неможливо. Це здійснюється непрямым шляхом за допомогою калібрування [5]. Процедура є ідентифікацією точних геометричних параметрів верстата за результатами вимірювання відхилень робочого органа від заданого положення.

Положення робочого органа визначається початковими довжинами штанг l_i , векторами центрів шарнірних опор станини $\mathbf{ra}_i$ і робочого органу $\mathbf{rb}_i$ (всього $m = 42$ параметри).

Для отримання інформації про дійсне положення робочого органа і його відхилення розрахункового положення проводиться n вимірювань еталонної деталі за допомогою встановленого в шпинделі вимірювального щупа. На

підставі вимірювань проводиться визначення дійсної геометрії верстата. Як еталонна деталь використовується калібрувальна плита з циліндричними отворами, розміщеними рівномірно по робочій зоні. Таким чином, як дійсний розмір виступатиме відомий розмір еталонної деталі, а як вимірний — інформація від системи ЧПК про поточне положення робочого органа верстата. Вимірювання проводяться за програмою, що використовує команду G38 і зберігає результати вимірювання у файлі на диску. За координатами точок дотику, з урахуванням діаметра кульки щупа, обчислюється фактичний розмір отвору і його відхилення від номінального значення.

Вимірний розмір d_j ($j = 1 \dots n$) виражається як функція кінематичних параметрів

$$d_j = F(d_{0j}, \mathbf{H}), \quad (3)$$

де $\mathbf{H}$ є вектором розмірності m параметрів, що підлягають калібруванню, а F описує пряму кінематичну залежність для заданого розміру d_{0j} .

Відхилення $d_j - d_{0j}$ від заданого розміру визначається як сума частинних похідних кінематичної функції, що відображає вплив кожного параметра на відхилення розміру:

$$\Delta d_j = \sum_k \frac{\partial F(d_{0j}, \mathbf{H})}{\partial h_k} \Delta h_k. \quad (4)$$

де $\Delta \mathbf{H}$ — вектор відхилень розмірності m параметрів, що калібруються, з елементами Δh_k .

Дані про всі виміряні відхилення Δd_j об'єднуються в один вектор $\Delta \mathbf{D}$ розмірності n :

$$\Delta \mathbf{D} = \Psi \cdot \Delta \mathbf{H}, \quad (5)$$

де Ψ — матриця розмірності $n \times m$, елементами якої є

$$\frac{\partial F(d_{0j}, \mathbf{H})}{\partial h_k}.$$

Задача калібрування — визначити вектор відхилень параметрів, що калібруються, $\Delta \mathbf{H}$ за вектором заміряних відхилень $\Delta \mathbf{D}$. Використовуючи метод найменших квадратів, можна визначити вектор $\Delta \mathbf{H}$, який мінімізує помилку калібрування $\|\Delta \mathbf{D} - \Psi \Delta \mathbf{H}\|$ так:

$$\Delta \mathbf{H} = (\Psi^T \Psi)^{-1} \Psi^T \Delta \mathbf{D}. \quad (6)$$

За обчисленими відхиленнями визначають наближення параметрів, що калібруються, які потім вводять у модуль ЧПК кінематики верстата. Таким чином визначають дійсні геометричні параметри верстата за результатами вимірювань еталонної деталі.

Жорсткість механізму. Жорсткість механізму паралельної структури описується матрицею просторової жорсткості [6], що встановлює зв'язок між векторами пружного переміщення робочого органа $\mathbf{S}$ і зовнішнього навантаження $\mathbf{W}$:

$$\mathbf{W} = \mathbf{K} \mathbf{S}, \quad (7)$$

де K — матриця жорсткості розмірністю 6×6 , елементи якої k_{ij} описують жорсткість системи у напрямі i -тої координати під дією j -тої компоненти зовнішнього навантаження.

Матрицю просторової жорсткості можна подати у вигляді чотирьох блоків розмірності 3×3 :

$$K = \begin{bmatrix} K_n & K_c \\ K_c^T & K_\kappa \end{bmatrix}, \quad (8)$$

де K_n , K_c та K_κ — матриці поступальної, з'єднувальної і крутильної жорсткості.

Матриця просторової жорсткості гексапода визначена згідно із залежністю [6]

$$K = J^{-T} K_\theta J^{-1}. \quad (9)$$

де J^{-1} — якобіан зворотної кінематичної залежності; K_θ — матриця, що містить коефіцієнти жорсткості штанг.

Зведена до центра інструмента матриця поступальної жорсткості рівна [7]

$$K_m = \left(\begin{aligned} & \left(K_n - K_c K_\kappa^{-1} K_c^T \right)^{-1} - K_n^{-1} K_c \left(K_\kappa - K_c^T K_n^{-1} K_c \right)^{-1} [\mathbf{r}_m]_x - \\ & - [\mathbf{r}_m]_x K_\kappa^{-1} K_c^T \left(K_n - K_c K_\kappa^{-1} K_c^T \right)^{-1} + \\ & + [\mathbf{r}_m]_x \left(K_n - K_c K_\kappa^{-1} K_c^T \right) [\mathbf{r}_m]_x \end{aligned} \right)^{-1} \quad (10)$$

де $\mathbf{r}_T$ — радіус-вектор полюса інструмента в абсолютній системі координат.

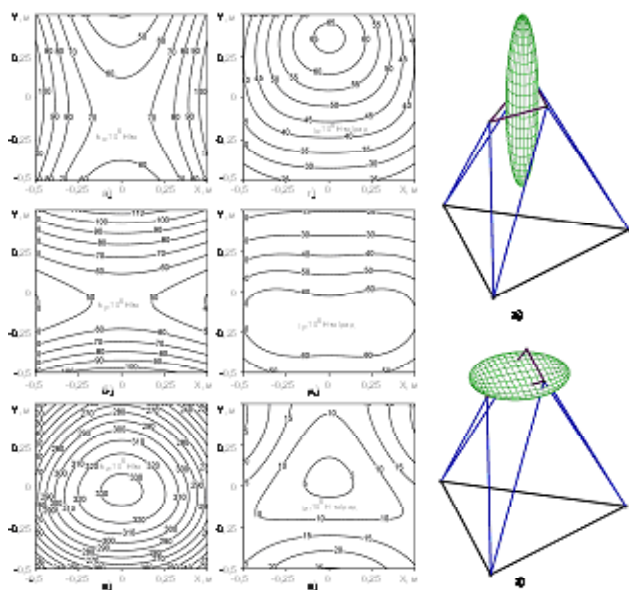


Рис. 6. Ізолінії поступальної (а-в) і крутильної (г-е) жорсткості і еліпсоїди жорсткості (ж, з)

На підставі теоретичних досліджень отриманий розподіл поступальної (рис. 6,а-в) і крутильної (рис. 6, г-е) жорсткості в робочому просторі [7]. Визначені напрями осей жорсткості, побудовані еліпсоїди поступальної (рис. 6,ж) і крутильної (рис. 6,е) жорсткості. Встановлено, що при збільшенні розмірів рухомої платформи жорсткість гексапода зростає.

Аналіз зведеної до центра інструмента жорсткості дав можливість встановити, що при розміщенні інструмента із зовнішнього боку рухомої платформи зведена жорсткість практично не залежить від співвідношення k_R радіусів кіл шарнірів рухомої платформи і основи. Це дозволяє вибирати розміри рухомої платформи виходячи з конструктивних міркувань і забезпечуючи збільшення робочого простору.

Математична модель динамічного переміщення платформи. Модель побудована у вигляді структури, яка зв'язує входні сигнали V_i від системи керування приводами з вектором X переміщення платформи (рис. 7).

Платформа має шість ступенів вільності. Тому для опису її динаміки використано три парціальні системи поступального переміщення полюса платформи і одна парціальна система сферичного руху платформи відносно полюса. Кожна штанга механізму відповідає динамічній системі сферичного руху щодо шарніра, встановленого на нерухомій основі [3].

Математична модель динамічної системи платформи включає блок 1 для моделювання трьох складових 2 парціальних системи поступального переміщення платформи і блок 3 для моделювання сферичного руху платформи. Блоки моделі 4 визначають сферичний рух кожної з штанг відповідно до входнього сигналу V_i приводу зміни довжини штанги. Блок 5 визначає вектор сили різання відповідно до просторового положення інструмента щодо оброблюваної деталі і зміною площі шару, що зрізається $\bar{a}$. Блоки 6 і 7 служать для знаходження головного вектора $\bar{R}_p$ і головного моменту $\bar{M}_p$ сил, що діють на платформу з боку штанг.

Основною динамічною підсистемою є парціальна система сферичного руху платформи відносно полюса (рис. 8,а).

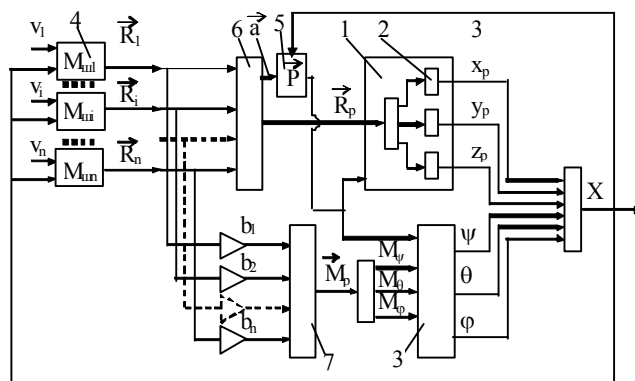


Рис. 7. Блок-схема математичної моделі динамічної системи платформи

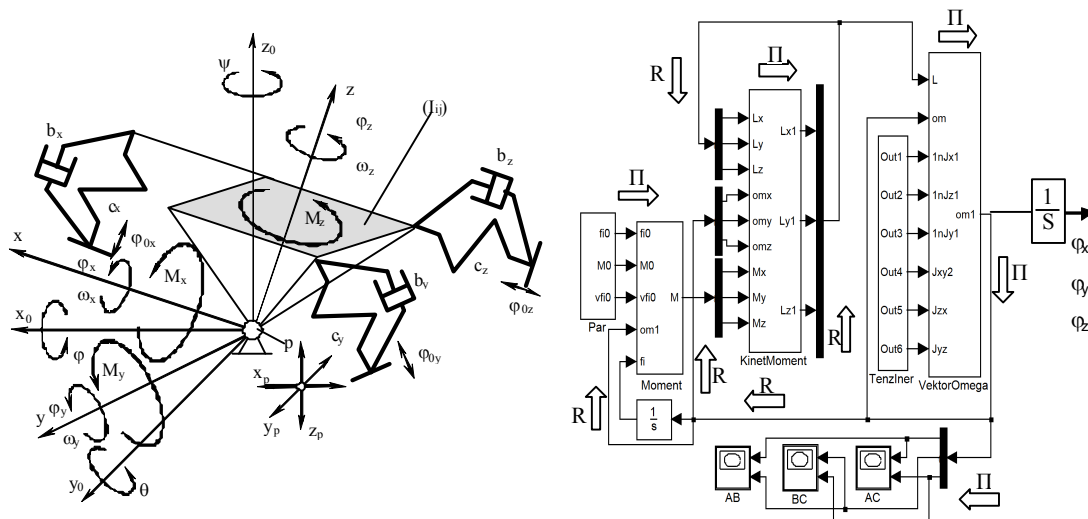


Рис. 8. Парціальна динамічна система сферичного руху платформи (а) і структурна математична модель сферичного руху платформи (б)

Просторові поперечно-кутові переміщення платформи описуються векторним диференціальним рівнянням сферичного руху [3]:

$$\frac{d\vec{L}}{dt} + \vec{\omega} \times \vec{L} = \vec{M}, \quad (11)$$

де $\vec{L}$ – вектор кінетичного моменту платформи; $\vec{\omega}$ – вектор кутової швидкості платформи; $\vec{M}$ – вектор головного моменту сил, який діє на платформу.

Векторне рівняння відповідає системі трьох скалярних рівнянь у проекціях на осі координат. Система диференціальних рівнянь шляхом інтегрування за часом зведена до системи трьох інтегральних рівнянь. З них визначені проекції кінетичного моменту:

$$\begin{aligned} L_x &= L_{x0} + \int_0^t (M_x - \omega_y L_z + \omega_z L_y) dt, \\ L_y &= L_{y0} + \int_0^t (M_y - \omega_z L_x + \omega_x L_z) dt, \\ L_z &= L_{z0} + \int_0^t (M_z - \omega_x L_y + \omega_y L_x) dt. \end{aligned} \quad (12)$$

де L_{x0}, L_{y0}, L_{z0} – початкові значення проекції вектора кінетичного моменту платформи; M_x, M_y, M_z – проекції на осі координат x, y, z головного моменту сил різання, яке діють на платформу; $\omega_x, \omega_y, \omega_z$ – проекції кутової швидкості; L_x, L_y, L_z – проекції кінетичного моменту.

Кінетичний момент є добутком тензора інерції (I_{ij}) на вектор кутової швидкості:

$$\vec{L} = I \cdot \vec{\omega}. \quad (13)$$

Відповідно проекції кінетичного моменту визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} L_x &= I_{xx}\omega_x - I_{xy}\omega_y - I_{zx}\omega_z, \\ L_y &= -I_{xy}\omega_x + I_{yy}\omega_y - I_{yz}\omega_z, \\ L_z &= -I_{zx}\omega_x - I_{zy}\omega_y + I_{zz}\omega_z. \end{aligned} \quad (14)$$

Інтегральні рівняння (12), з урахуванням співвідношень (14), обчислюється за допомогою структурної моделі (рис. 8,б), що реалізується в системі Simulink пакету Matlab.

Розв'язок інтегральних рівнянь (12) здійснено числовим методом у блоці KinetMoment. Цей блок реалізує прямий хід обчислювальної процедури моделювання (показаний стрілкою П). Блок Tenziner реалізує обчислення компонент тензора моментів інерції. Блок Vektor Omega служить для обчислення уточнених значень проекції кінетичного моменту. Блок Moment служить для аналітичного опису моментних навантажень, які діють на платформу від сил різання, а також враховують моментні навантаження від приводів. Математична модель має систему зворотних зв'язків (показані стрілками R), які замикають рішення отримані для окремих періодів моделювання.

Математичне моделювання просторових переміщень платформи проведено для навантажень у вигляді просторових стохастичних сил різання. При цьому рух платформи має випадковий характер. Характерним є переміщення платформи в горизонтальній площині, яке в основному визначає точність контурної обробки. Випадкове переміщення платформи в горизонтальному напрямі має складний стохастичний характер (рис. 9,а).

З результатів математичного моделювання випливає, що переміщення платформи при дії випадкових навантажень спостерігається в межах вузької смуги, яка відповідає осі мінімальної жорсткості h пружної системи платформи.

Система керування верстата. Система керування побудована на основі ПК і програмного забезпечення з

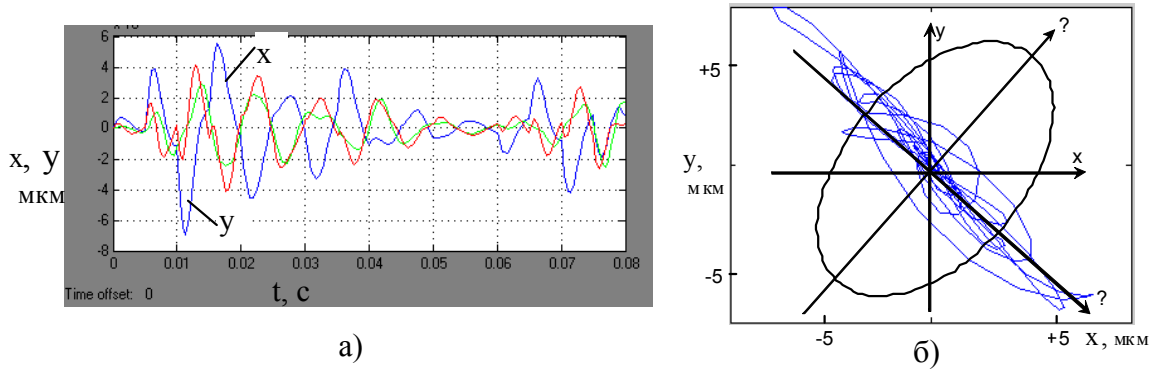


Рис. 9. Переміщення платформи в горизонтальній площині, обумовлені випадковими навантаженнями при різанні: а – закони переміщення платформи в напрямку вісей x і y , б – траєкторії переміщення платформи

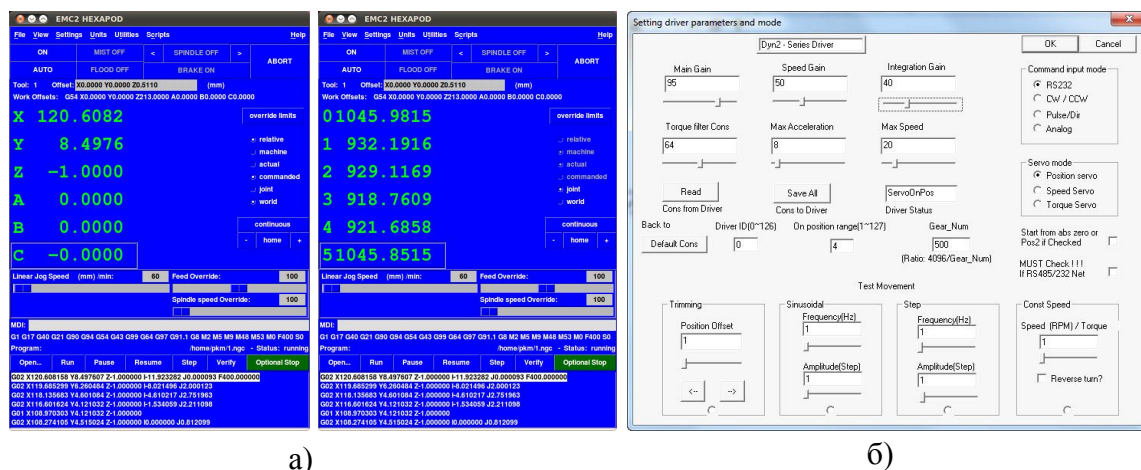


Рис. 10. Екран системи ЧПУ EMC2 під час виконання програми в режимі відображення декартових координат(а); координат приводів (б) і налаштування драйверів сервоприводів (в)

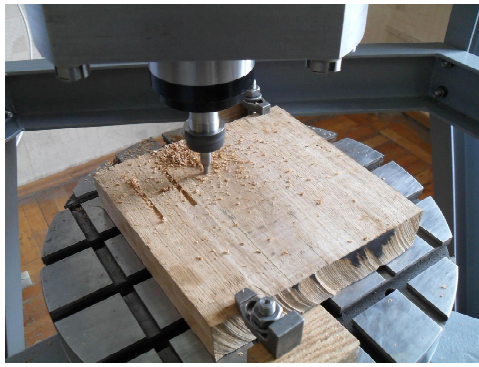
відкритим початковим кодом — операційної системи Linux Ubuntu 10.04 з системою числового програмного управління EMC2 (Enhanced Machine Controller), яка розповсюджується під ліцензією GNU GPL [8]. Система EMC2 характеризується широкими можливостями і функціями. Підтримка мови опису апаратури HAL дозволяє адаптувати її для більшості видів устаткування, зокрема нестандартного. Створені файли конфігурації EMC2 відповідно до структури приводів верстата-гексапода, розроблений і компільований модуль кінематичних перетворень з урахуванням особливостей незамкнених приводів штанг і параметрів геометрії верстата. Для взаємодії з оператором вибраний інтерфейс TKEMC (рис. 10).

У процесі досліджень розроблена схема підключення драйверів, виготовлена панель автоматики, виконано розведення силових кабелів і ланцюгів зворотного зв'язку приводів. Виготовлена і підключена оригінальна система охолодження електрошпинделя на основі мініатюрного відцентрового насоса. Проведено тестування і налагодження приводів, режими роботи драйверів синхронних двигунів настроєні відповідно до механічних характеристик приводу, згідно з рекомендаціям виробника. Файли конфігурації відкоректовані за наслідками вимірювання затримок системи керування.

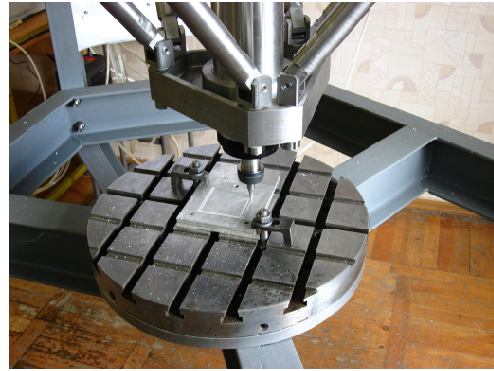
Результати випробувань. Дослідна перевірка розробленого устаткування і системи ЧПК показала повну працездатність приводів і системи керування. Робочий орган верстата забезпечує робочі й пришивджені переміщення й повороти із заданими швидкостями в декартовій системі координат в декількох режимах: ручного керування, ручного введення команд G-коду і повністю автоматичного виконання програми. Проведено пробне оброблення за програмою низки деталей з неметалічних матеріалів і легких сплавів (рис.11). Оброблялись деталі з алюмінію кінцевою фрезою діаметром 5 мм зі швидкорізальної сталі на таких режимах: частота обертання шпинделя — 7500 об/хв, подача — 600 мм/хв (0,08 мм/об), глибина фрезерування — 1 мм. Верстат виконав задану програму, розміри оброблених поверхонь відповідають розрахунковим. Максимальне відхилення від заданих розмірів складає 0,1...0,2 мм.

Висновки. 1. На підставі проведених досліджень побудований перший в Україні дослідний зразок верстата-гексапода з системою ЧПК EMC2, для якої створені відповідні модулі кінематики і файли конфігурації.

2. Розроблені кінематичні залежності верстата-гексапода з урахуванням додаткових кутів повороту в незамкнених приводах штанг.



а)



б)

Рис. 11. Обработка деталей из дерева (а) и алюминия (б) на верста́те-гекса́пode

3. Розроблений метод геометричної побудови робочого простору верста́та-гекса́пода з урахуванням можливостей переміщення приводів і обмежень кутів повороту шарнірних опор з використанням сучасних САПР.

4. Розроблені передумови ідентифікації геометричних параметрів механізму паралельної структури (калібрування) за результатами вимірювання еталонних деталей.

5. Встановлена залежність просторової жорсткості від геометричних параметрів механізму паралельної структури і характеристик жорсткості штанг, вибрана раціональна компоновка верста́та-гекса́пода.

6. Визначені закономірності динамічних переміщень платформи при дії випадкових сил різання. Вони полягають в обмежених переміщеннях платформи ± 5 мкм у межах вузької смуги яка відповідає напрямку осі мінімальної жорсткості платформи

7. Проведені випробування показали відповідність верста́та заданим технічним характеристикам і підтвердили можливість ефективної обробки легких сплавів і неметалічних матеріалів.

Література

1. Афонин В.Л., Подзоров П.В., Слепцов В.В. Обработкающее оборудование на основе механизмов параллельной структуры / Под общ. Ред В.Л. Афонина. – М.:Изд-во МГТУ Станкин, Янус. – К., 2006. – 452с.

2. Крижанівський В.А., Кузнецов Ю.М., Валявський І.А., Скляр Р.А. Технологічне обладнання з паралельною кінематикою: Навчальний посібник для ВНЗ. Під ред. Ю. М. Кузнецова. – Кіровоград, 2004. – 449 с.

3. Струтинський С.В. Математичне моделювання просторових поперечно-кутових мікропереміщень сферичного шарніра з використанням рекурсивних

зв'язків / С.В. Струтинський // Машинознавство. – 2009. – №1. – С.37-43.

4. Струтинський С.В. Визначення основних конструктивних параметрів сферичних опорних вузлів просторового механізму методом Монте-Карло / С.В. Струтинський // Машинознавство. – 2007. – №5. – С. 37-43.

5. Merlet J.-P. Parallel Robots. – Springer-Verlag New York Inc., 2006. – 394 p.

6. Струтинський В.Б. Теоретичний аналіз жорсткості шестикоординатного механізму паралельної структури / В.Б. Струтинський, А.М. Кириченко // Вісник Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”. Серія „Машинобудування”. – 2009. – № 57. – С. 198-207.

7. Кириченко А.М. Проведення до зони обробки жорсткості та податливості обладнання з механізмами паралельної структури / А.М. Кириченко // Вісник Національного технічного університету України „Київський політехнічний інститут”. Серія „Машинобудування”. – 2010. – №59. – С. 205-210.

8. <http://www.linuxcnc.org/>

Отримана 14.02.11

N. Novikov, V.Strutinsky, A. Kirichenko

Development of machine-tool - hexapod from 6-ти by co-ordinate system of management and results of it research application

National Technical University of Ukraine «KPI», Kyiv

The presented is developed the first in Ukraine machine-tool – hexapod. Suggestions are formulated upon settlement of his kinematics, determination of space worker, clarification of geometry, adjusting parameters of inflexibility and dynamic properties. The features of the use of system management are considered. The results of application of machine-tool are resulted for treatment of details from easy alloys and tree.