

ПРИКЛАДНА МЕХАНІКА

УДК 62-231:621.9.04

DOI: [https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5\(36\).2.22-30](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2022.5(36).2.22-30)

О.О. Кропивний, асп., А.І. Гречка, доц., канд. техн. наук, А.М. Кириченко, проф., д-р техн. наук, К.К. Щербина, доц., канд. техн. наук

Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна
e-mail: angre17@gmail.com

Кінематичні залежності двокоординатного механізму паралельної структури з поворотним кріпленням шарнірів штанг змінної довжини

Запропоновано новий оригінальний механізм паралельної структури з розширеними межами руху шпindelного вузла по двом координатам. Розв'язано пряму і зворотню кінематичні задачі для нового механізму паралельної структури. Виокремлено межі розв'язку знайдених аналітичних залежностей. Розраховано основні вихідні кінематичні параметри механізму.

механізм паралельної структури, двокоординатний механізм, поворотний шарнірний паралелограм, кінематика

Постановка проблеми. Бурхливий розвиток механізмів паралельної структури призвів до їх великого різномайття [1, 2]. Проте всі вони володіють одним недоліком – малим коефіцієнтом використання робочого простору [3]. Одним з шляхів вирішення даного недоліку є використання механізмів з комбінованими кінематичними структурами, в яких один з рухів здійснюється окремим приводом подачі. Для випадку трикоординатної обробки з лінійним переміщенням інструмента використання такого підходу ставить проблему пошуку ефективних двокоординатних механізмів паралельної структури. Особливий інтерес становлять механізми на основі поворотного шарнірного паралелограма.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Шарнірно пов'язані ланки, що утворюють паралелограм, часто використовуються в механізмах паралельної структури для позбавлення певних рухомостей вихідного органу [4, 5]. Одним з прикладів такого застосування є верстат за авторством Заїки С.М., Лебедева Ю.В., Ленченко Л.В., Кириченка А.М. [6], в якому шпindelний вузол є однією з ланок шарнірного паралелограма, чим забезпечується паралельність осі шпindelю до осі поворотної стійки, а відтак і її перпендикулярність площині робочого столу. Використання в якості шарнірів паралелограму петель з однією степінню свободи забезпечує необхідну його жорсткість на скручування. Поворот паралелограму та переміщення шпindelного вузла паралельно поворотній стійці забезпечується приводом подачі на основі двох штанг змінної довжини. Третій необхідний рух для просторового взаємного переміщення інструменту і деталі, що обробляється, надається останнім переміщенням робочого столу. На основі даного верстата було запропоновано ряд інших конструкцій [7-9], що відрізняються розміщенням штанг змінної довжини або застосуванням приводів подачі на основі рухомих повзунів і штанг постійної довжини.

Повернемося до верстату, описаному в джерелі [6]. Особливістю його кінематики є те, що за умови повної технологічної рухомості розмір робочого простору

в напрямку, перпендикулярному до вектора подачі робочого столу та вертикального переміщення шпindelного вузла, визначається максимальним сектором повороту шарнірного паралелограму у найближчому з прийнятих положень шпindelного вузла до робочого столу. Для розміру цього сектора є обмеження, пов'язані з тим, що штанга змінної довжини не може перетинати площину, що проходить перпендикулярно площині робочого столу та шарніри кріплення даних штанг на нерухомій основі верстата. Нам не вдалося знайти інформацію відносно даних досліджень щодо визначення величини кута згаданого сектора. З наших міркувань після ознайомлення з особливостями кінематики такого механізму, раціональні значення кута сектору коливання шарнірного паралелограму з шпindelним вузлом навколо осі поворотної стійки становлять близько 90 градусів. У порівнянні з максимально можливим значенням даного кута в 180 градусів (для представленого в роботі [6] механізму воно недосяжне) зменшення величини робочого простору в даному напрямку складає 29 відсотків. При досягненні значень кута даного сектору коливання в 120 градусів зменшення величини робочого простору у порівнянні з максимально можливим розміром коливання шарнірного паралелограму становитиме 14 відсотків. Проте досягнення останнього випадку у даній конструкції верстату може становити складну задачу.

Постановка завдання. Зважаючи на даний недолік конструкції, Кропивним О.О. та Гречкою А.І. було запропоновано від'єднати шарніри штанг змінної довжини від нерухомої основи верстата та зробити їх переміщуваними в узгодженні з поворотом шарнірного паралелограма. Представлена конструкція описана у роботі [10] та показана на рисунку 1. На відміну від аналога, у даному механізмі шарніри штанг змінної довжини розташовані на поворотних важелях, поворот яких узгоджується з поворотом шарнірного паралелограма, складовою якого є шпindelний вузол. Такий механізм дозволяє досягати максимально можливого кута повороту даного шарнірного паралелограма у 180 градусів. Постає питання розв'язку прямої та зворотної кінематичних задач для даного механізму та з'ясування питань наявності особливих положень, подібних до розглянутих у роботі [11].

Виклад основного матеріалу. Основними складовими елементами представленого на рис. 1 механізму, що забезпечують його кінематичну функцію, являється стіл прямолінійного руху 1 та шпindelний вузол 2, який за допомогою двох плечей 3, що утворюють шарнірний паралелограм, приєднується до поворотної стійки 4. Поворот даної стійки та вертикальне переміщення шпindelного вузла забезпечується приводом подач, що складається з двох штанг змінної довжини 5, один з шарнірів якої приєднано до шпindelного вузла, а другий – до поворотних плечей 6, кут повороту яких узгоджений з кутом повороту шарнірного паралелограма.

Для цього зобразимо схему механізму на рисунку 2 у двох проекціях. Вісь X сумістимо з вектором подачі робочого столу, на якому розміщена деталь, що обробляється. За додатній напрямок оберемо такий, при якому робочий стіл буде рухатися від поворотного шарнірного паралелограму. Вісь Z спрямуємо вздовж осі шпинделя. Додатній напрямок осі Z – від площини робочого столу. Вісь Y спрямуємо перпендикулярно до осей X і Z . Додатній напрямок осі Y визначаємо за правилом правої декартової системи координат. Початок системи координат розмістимо у точці перетину осі обертання поворотної стійки, яка є паралельною осі шпинделя у шарнірному паралелограмі, з площиною, що співпадає з робочою поверхнею стола. Механізм відносно осі Z приймаємо симетричним. Довжини штанг змінної довжини позначимо L_1 і L_2 . Довжину плеча шарнірного паралелограма, що поєднує поворотну стійку і шпindelний вузол, розбиваємо на дві частини, причому частина F відповідає

складовій плеча, яка залишається рівнобіжною площині робочого стола, а частина R відповідає довжині плеча між двома петлями, яким і забезпечується зміна положення шпindelного вузла відносно поворотної стійки. Можна записати, що $F = F' + F''$, де F' відповідає частині, що прикріплена до поворотної стійки, F'' – до шпindelного вузла.

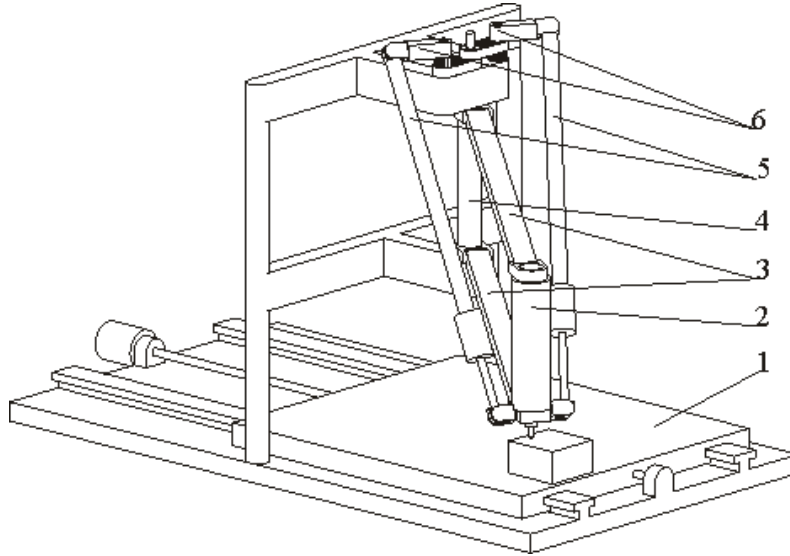


Рисунок 1 – Схема механізму з паралельною кінематикою

Джерело: розроблено авторами

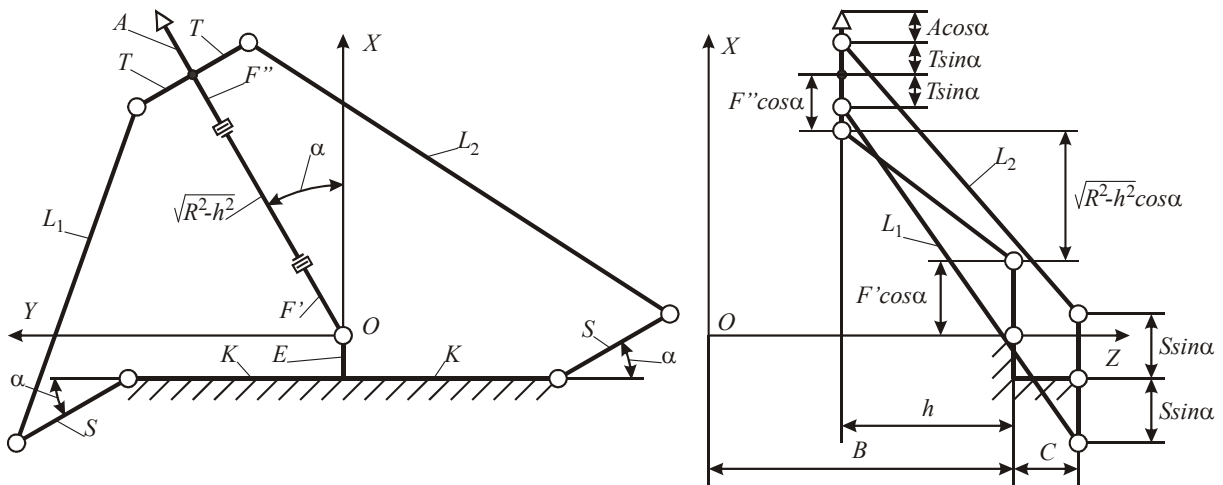


Рисунок 2 – Схема до розв'язку прямої кінематичної задачі

Джерело: розроблено авторами

За довжину T приймаємо віддалення центру шарніру штанги змінної довжини, що кріпиться до шпindelного вузла, від площини, що проходить через осі поворотної стійки і шпindelя. Кут повороту шарнірного паралелограма відносно осі Z у площині XOY позначимо α . Додатній напрямку кута α співпадає з додатнім напрямком осі Y . Довжина K відповідає віддаленню центра повороту поворотного важеля кріплення шарніру штанги змінної довжини відносно площини XOZ . За радіус обертання центра згаданого шарніру відносно центра повороту поворотного важеля приймаємо величину S . Для спрощення приймаємо, що при куті $\alpha = 0^\circ$ радіуси S є рівнобіжними осі Y . Довжина E відповідає віддаленню осі поворотної стійки відносно площини, що проходить через осі повороту поворотних важелів кріплення шарнірів штанг змінної

довжини, оскільки таке конструктивне виконання може часто виникати. Величиною h позначимо заниження центру шарніру кріплення штанги змінної довжини на шпindelному вузлі відносно положення, коли складова плеча R буде рівнобіжною площині XOY .

Запишемо рівняння для визначення довжини L_1 :

$$L_1^2 - (h + C)^2 = \left(K + (S - T) \cos \alpha - \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha \right)^2 + \left(\left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha + E + (S - T) \sin \alpha \right)^2. \quad (1)$$

В правій частині рівняння розкриваємо дужки, використовуючи тригонометричну залежність $\sin^2 \alpha = 1 - \cos^2 \alpha$:

$$L_1^2 - (h + C)^2 = K^2 + 2K(S - T) \cos \alpha + (S - T)^2 \cos^2 \alpha - 2K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha - 2(S - T) \cos \alpha \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha + \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 - \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 \cos^2 \alpha + \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 \cos^2 \alpha + 2E \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha + 2 \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha (S - T) \sin \alpha + E^2 + 2E(S - T) \sin \alpha + (S - T)^2 - (S - T)^2 \cos^2 \alpha.$$

Скорочуємо отриманий вираз:

$$L_1^2 - (h + C)^2 = K^2 + 2K(S - T) \cos \alpha - 2K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha + \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 + 2E \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha + E^2 + 2E(S - T) \sin \alpha + (S - T)^2. \quad (2)$$

Запишемо рівняння для визначення довжини L_2 :

$$L_2^2 - (h + C)^2 = \left(K + (S - T) \cos \alpha + \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha \right)^2 + \left(\left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha + E - (S - T) \sin \alpha \right)^2. \quad (3)$$

В правій частині рівняння розкриваємо дужки, використовуючи тригонометричну залежність $\sin^2 \alpha = 1 - \cos^2 \alpha$:

$$L_2^2 - (h + C)^2 = K^2 + 2K(S - T) \cos \alpha + (S - T)^2 \cos^2 \alpha + 2K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha + 2(S - T) \cos \alpha \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha + \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 - \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 \cos^2 \alpha + \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 \cos^2 \alpha + 2E \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha - 2 \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha (S - T) \sin \alpha + E^2 - 2E(S - T) \sin \alpha + (S - T)^2 - (S - T)^2 \cos^2 \alpha.$$

Скорочуємо отриманий вираз:

$$L_2^2 - (h + C)^2 = K^2 + 2K(S - T) \cos \alpha + 2K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha +$$

$$+ \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 + 2E \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha + E^2 - 2E(S - T) \sin \alpha + (S - T)^2. \quad (4)$$

Порівняємо рівняння (2) і (4) та перенесемо в праву частину кожного з них ті члени, які мають однакові величину і знак, а в лівій залишимо відмінні члени. Для рівняння (2) маємо:

$$L_1^2 + 2K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha - 2E(S - T) \sin \alpha = K^2 + 2K(S - T) \cos \alpha + \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 + 2E \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha + E^2 + (S - T)^2 + (h + C)^2. \quad (5)$$

Для рівняння (4) маємо:

$$L_2^2 - 2K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha + 2E(S - T) \sin \alpha = K^2 + 2K(S - T) \cos \alpha + \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right)^2 + 2E \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \cos \alpha + E^2 + (S - T)^2 + (h + C)^2. \quad (6)$$

Прирівняємо ліві частини рівнянь (5) і (6), оскільки їх праві частини однакові:

$$\begin{aligned} L_1^2 + 2K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha - 2E(S - T) \sin \alpha &= \\ = L_2^2 - 2K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sin \alpha + 2E(S - T) \sin \alpha. \end{aligned}$$

Після перетворення отримуємо залежність між $\sin \alpha$ та величиною h :

$$\sin \alpha = \frac{L_2^2 - L_1^2}{4 \left(K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) - E(S - T) \right)}. \quad (7)$$

Підставляючи даний вираз до рівняння (1) та враховуючи залежність $\cos^2 \alpha = 1 - \sin^2 \alpha$, отримуємо рівняння для знаходження величини h :

$$\begin{aligned} L_1^2 - (h + C)^2 &= \left(K + (S - T) \sqrt{1 - \left(\frac{L_2^2 - L_1^2}{4 \left(K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) - E(S - T) \right)} \right)^2} - \right. \\ &\quad \left. - \frac{\left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \left(L_2^2 - L_1^2 \right)}{4 \left(K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) - E(S - T) \right)} \right)^2 + \\ &\quad + \left(\left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) \sqrt{1 - \left(\frac{L_2^2 - L_1^2}{4 \left(K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) - E(S - T) \right)} \right)^2} + E + \right. \\ &\quad \left. + \frac{(S - T) \left(L_2^2 - L_1^2 \right)}{4 \left(K \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F \right) - E(S - T) \right)} \right)^2. \end{aligned} \quad (8)$$

Пошук аналітичного розв'язку даного рівняння відносно h призведе до отримання алгебраїчного рівняння не менше четвертої степені. Тому рекомендуємо користуватися відомими методами числового розв'язку нелінійних рівнянь.

Зазначимо, що вісь шпинделя не обов'язково проходить через точку перетину відрізків T з площиною, яка проходить через згадану вісь та вісь поворотної стійки. Проте це буде конструктивна особливість довільного зразка, яку можна виразити відрізком A на схемі з рис. 2. Визначена величина кута α дозволить легко розрахувати координату вершини інструменту вздовж осі Y на рівні величини заниження h :

$$y = \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F + A \right) \sin \alpha .$$

Визначення величини h дає можливість розрахувати координату вершини інструменту вздовж осі Z :

$$z = B - h .$$

Переміщення робочого столу повністю відповідає координаті вздовж осі X .

Таким чином можна вважати пряму кінематичну задачу для даного механізму розв'язаною. Розв'язок зворотної кінематичної задачі, коли відомі координати розташування вершини інструмента (x, y, z) , можливий на основі рівнянь (1) і (3) з попереднім розрахунком кута α із залежності $\alpha = \arcsin\left(y / \left(\sqrt{R^2 - h^2} + F + A\right)\right)$ та величини $h = B - z$.

При рішенні прямої кінематичної задачі необхідно звертати увагу на межі існування розв'язку рівняння (8). Для прикладу приймемо, що кут α рівний нулю. Згідно формули (7) у даному випадку буде виконуватися умова $L_1 = L_2$. Дослідимо залежність довжини однієї з штанг, наприклад L_1 , від величини h . Побудуємо ряд графіків при різних значеннях конструктивного параметра C . Результат представлено на рисунку 3.

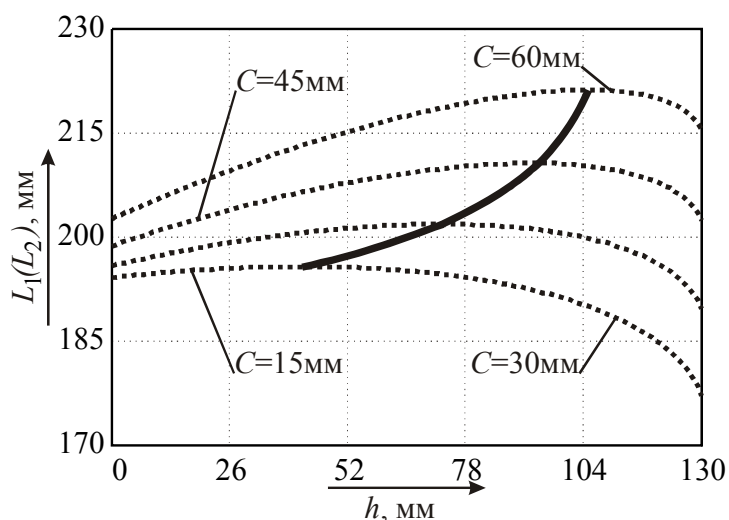


Рисунок 3 – Залежність довжини штанги від величини h при $\alpha = 0^\circ$

Джерело: розроблено авторами

Кожен з графіків залежності довжини штанги, які на рисунку 3 показані пунктирною лінією, має максимум функції. Точки максимумів поєднані суцільною лінією. Це означає, що одній і тій же величині h відповідатимуть два значення довжини штанги L , окрім точки максимуму. Маємо справу з випадком кінематичної паралельної

сингулярності. Таким чином, необхідно задавати тільки один діапазон існування розв'язку задачі. На нашу думку більш ефективним буде той, при якому забезпечується величина $h = 0$. В такому положенні і наближених до нього механізм матиме найбільший діапазон переміщень шпindelного вузла вздовж осі Y . Як видно з графіка суцільної лінії на рисунку 3, величина такого діапазону сильно залежить від конструктивних параметрів механізму, зокрема параметру C . Таким чином, приймаючи малі значення даного параметру, які б відповідали меншій довжині штанг L , ми значно зменшуємо можливе вертикальне переміщення шпindelного вузла.

Після встановлення меж розв'язку рівняння (8) покажемо графічні залежності координати y (рисунок 4) горизонтального переміщення шпindelного вузла та величини h (рисунок 5) вертикального його переміщення при одночасній зміні довжин штанг L .

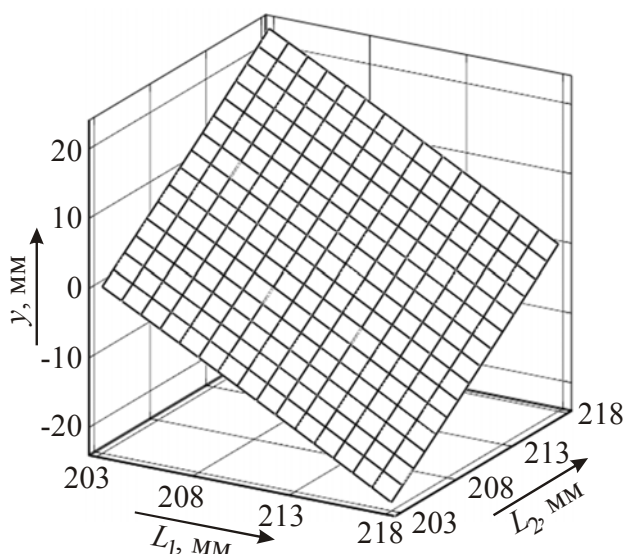


Рисунок 4 – Залежність координати y від зміни довжин штанг L_1 і L_2

Джерело: розроблено авторами

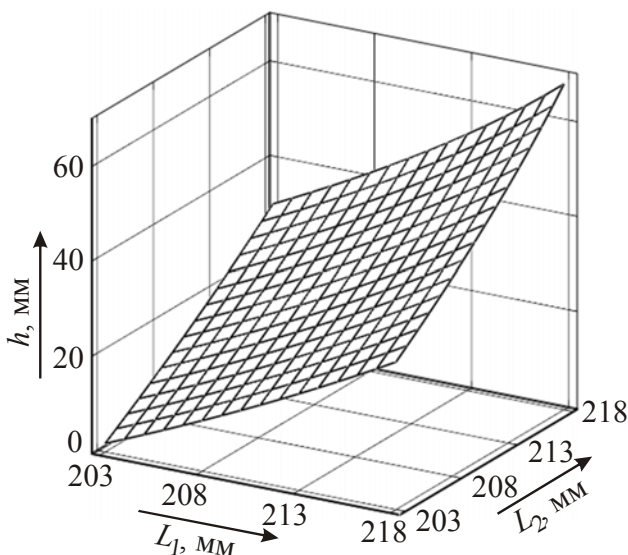


Рисунок 5 – Залежність величини h від зміни довжин штанг L_1 і L_2

Джерело: розроблено авторами

Як видно з графіка на рисунку 4, залежність горизонтального зміщення шпindelного вузла при зміні довжин штанг при прийнятих конструктивних параметрах механізму майже прямолінійна. Зміні довжини однієї штанги на 15 мм відповідає горизонтальне переміщення на 22 мм. Сумарний ефект від зміни довжин обох штанг для координати u становить 44 мм. Графік залежності вертикального зміщення шпindelного вузла при зміні довжин штанг, як видно з рисунку 5, має незначну нелінійність. Зміні довжини однієї штанги на 15 мм відповідає вертикальне зміщення на 32 мм. Сумарний ефект від зміни довжин обох штанг для величини h становить 64 мм. Таким чином, коефіцієнт використання робочого простору зростає, причому може перевищувати значення, властиві для механізмів традиційної кінематичної структури.

Висновки. 1. Отримані залежності дозволять забезпечити функціонування кінематичних ланцюгів приводу подачі даного механізму та є важливим чинником для проведення подальших дослідження механізму.

2. Для даного виду механізмів існують невизначені положення, які відносяться до кінематичної паралельної сингулярності. Їх вивчення буде предметом окремого розгляду.

3. Розташування шарнірів штанг змінної довжини на поворотних важелях, коливання яких погоджене з поворотом шарнірного паралелограма, призводить до зменшення величини зміни довжини штанги, необхідної для досягнення переміщення шпindelного вузла у порівнянні з стаціонарним кріпленням зазначених шарнірів. За певних комбінацій конструктивних параметрів механізму може спостерігатися мультиплікативний ефект зміни координат вихідного органа при зміні довжин виконавчих органів приводу подачі. Постає питання вивчення впливу динамічних навантажень на ланки механізму, що буде предметом окремого розгляду.

4. Підбором конструктивних параметрів механізму можна досягати близьких до прямолінійних залежностей між зміною довжин штанг та переміщенням шпindelного вузла.

Список літератури

1. Кузнецов Ю.Н., Дмитриев Д.А., Диневич Г.Е. Компонировки станков с механизмами параллельной структуры ; под ред. Ю.Н. Кузнецова. Херсон: ИП Вишемирський В.С., 2010. 471 с.
2. Xin-Jun Liu, Jinsong Wang. Parallel Kinematics: Type, Kinematics, and Optimal Design. Springer Science & Business Media, 2014. 309 p.
3. Ю.В. Кулешков, А.І. Гречка, Л.Ю. Шапошник. Оптимізація приводу поперечних переміщень головки поздовжньо-фрезерного верстата. *Збірник праць молодих науковців КНТУ*, 2015. Вип.5. С. 508-517.
4. Reimund Neugebauer. Parallelkinematische Maschinen: Entwurf, Konstruktion, Anwendung. Springer ist ein Unternehmen von Springer Science+Business Media, 2006. 262 p.
5. І.А. Валявський, В.Ю.Шапошник. Кінематичний аналіз верстата з паралельною кінематикою типу «дельта». *Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація: зб. наук. пр. Кіровоградського нац. техн. ун-ту*. 2013. Вип. 26. С. 78-81.
6. Верстат : пат. на кор. мод. 35361 Україна : МПК В23В 41/00. № u 2008 05562 ; заявл. 29.04.2008 ; опубл. 10.09.2008, Бюл. № 17.
7. Верстат : пат. на кор. мод. 35360 Україна : МПК В23D 5/00. № u 2008 05560 ; заявл. 29.04.2008 ; опубл. 10.09.2008, Бюл. № 17.
8. Верстат : пат. на кор. мод. 44556 Україна : МПК В23В 41/00. № u 2009 03558 ; заявл. 13.04.2009 ; опубл. 12.10.2009, Бюл. № 19.
9. Верстат : пат. на кор. мод. 52723 Україна : МПК В23В 41/00. № u 2010 01443 ; заявл. 12.02.2010 ; опубл. 10.09.2010, Бюл. № 17.
10. Верстат з паралельною кінематикою : пат. на кор. мод. 148653 Україна : МПК В23В 41/00. № u 2021 01754 ; заявл. 05.04.2021 ; опубл. 01.09.2021, Бюл. № 35.
11. Кириченко А.М., Заїка С.М., Федотьев А.М. Особливі положення плоских механізмів паралельної структури. *Нові технології в машинобудуванні. Вісник КДУ імені Михайла Остроградського*. Вип. 5/2010 (64). Частина 1. С. 94-99.

References

1. Kuznetsov, Yu.N., Dmytriev, D.A. & Dynevych, H.E. (2010). Komponovky stankov s mekhanizmyamy paralel'noy struktury [Layouts of machine tools with mechanisms of a parallel structure]. Yu.N. Kuznetsova (Eds.). Kherson: PP Vyshemyr's'kyj V.S. [in Russian].
2. Xin-Jun Liu & Jinsong Wang. (2014). *Parallel Kinematics: Type, Kinematics, and Optimal Design*. Springer Science & Business Media, 309 p. [in English].
3. Kuleshkov, Yu.V., Hrechka, A.I. & Shaposhnyk, L.Yu. (2015). Optymizatsiia pryvodu poperechnykh peremischen' holovky pozdovzhn'o-frezernoho verstata [Optimization of the drive of transverse movements of the head of a longitudinal milling machine]. *Zbirnyk prats' molodykh naukovtsiv KNTU – Collection of works of young scientists of KNTU, Vol.5*, 508-517 [in Ukrainian].
4. Reimund Neugebauer. (2006). *Parallelkinematische Maschinen: Entwurf, Konstruktion, Anwendung*. Springer ist ein Unternehmen von Springer Science+Business Media, 262 p. [in German].
5. Valiavs'kyj, I.A. & Shaposhnyk, V.Yu. (2013). Kinematychnyj analiz verstata z paralel'noiu kinematykoiu typu «del'ta» [Kinematic analysis of a machine tool with parallel kinematics of the "Delta" type]. *Tekhnika v sil's'kohospodars'komu vyrobnytstvi, haluzeve mashynobuduvannia, avtomatyzatsiia: zb. naukovykh prats' Kir-koho nats. tekhn. univ. – Collected Works of Kirovohrad National Technical University. Machinery in Agricultural Production, Industry Machine Building, Automation, Issue 26*, 78-81. [in Ukrainian].
6. Verstat : pat. na kor. mod. 35361 Ukraina : MPK V23B 41/00. № u 2008 05562 ; zaiavl. 29.04.2008 ; opubl. 10.09.2008, Biul. № 17. [in Ukrainian].
7. Verstat : pat. na kor. mod. 35360 Ukraina : MPK V23D 5/00. № u 2008 05560 ; zaiavl. 29.04.2008 ; opubl. 10.09.2008, Biul. № 17. [in Ukrainian].
8. Verstat : pat. na kor. mod. 44556 Ukraina : MPK V23V 41/00. № u 2009 03558 ; zaiavl. 13.04.2009 ; opubl. 12.10.2009, Biul. № 19. [in Ukrainian].
9. Verstat : pat. na kor. mod. 52723 Ukraina : MPK V23V 41/00. № u 2010 01443 ; zaiavl. 12.02.2010 ; opubl. 10.09.2010, Biul. № 17. [in Ukrainian].
10. Verstat z paralel'noiu kinematykoiu : pat. na kor. mod. 148653 Ukraina : MPK V23B 41/00. № u 2021 01754 ; zaiavl. 05.04.2021 ; opubl. 01.09.2021, Biul. № 35. [in Ukrainian].
11. Kyrychenko, A.M., Zaika, S.M. & Fedot'iev, A.M. (2010). Osoblyvi polozhennia ploskykh mekhanizmiv paralel'noi struktury. *Novi tekhnologii v mashynobuduvanni. Visnyk KDU imeni Mykhajla Ostrohrads'koho. Issue 5/2010 (64), part. 1*, 94-99 [in Ukrainian].

Oleksandr Kropivny, Postgraduate, **Andrii Hrechka**, Assoc. Prof., PhD tech. sci., **Andrii Kyrychenko**, Prof., DSc., **Kyryl Shcherbyna**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine

Kinematic Dependencies of Two-axis Parallel Manipulator With Rotary Fastening of Hinges of Variable Length Links

In the article the kinematic problem for a new two-axis parallel manipulator with rotary hinged parallelogram, the source of which is a spindle unit, is performed. The analysis of the received kinematic dependencies is carried out. The presence of special provisions of the source body of the mechanism is established. The directions of further scientific researches are outlined.

The parallel manipulator structure for consideration differs from previously developed fastenings of hinges of rods of variable length on rotary levers which rotation is coordinated with rotation of an initial link with a spindle unit. On the basis of the developed scheme mathematical dependences for lengths of actuators are established. The performed mathematical transformations allowed to solve direct and inverse kinematic problems for the mechanism. Analysis of the obtained kinematic dependences showed the presence of special positions of the initial body of the mechanism in the form of kinematic parallel singularities. Their graph is given. Graphs of changes of coordinates of an output link at change of lengths of rods of the drive of giving are shown. The analysis of graphic dependences shows existence of such combinations of constructive parameters of the mechanism at which the drive of giving starts to work in a multiplicative mode.

The obtained dependences will allow to ensure the functioning of the kinematic circuits of the feed drive of this mechanism. The established points of the kinematic parallel singularity of the feed drive and its operation in the multiplicative mode require further consideration taking into account the dynamic loads. By selecting the design parameters of the mechanism, it is possible to achieve close to rectilinear relationships between changes in the length of the rods and the movement of the spindle unit.

parallel manipulator, two-axis manipulator, rotating hinged parallelogram, kinematics

Одержано (Received) 16.05.2022

Прорецензовано (Reviewed) 24.05.2022

Прийнято до друку (Approved) 30.05.2022