

УДК 62-231:621.9.04

[https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11\(42\).2.127-134](https://doi.org/10.32515/2664-262X.2025.11(42).2.127-134)

**А. М. Кириченко**, проф., д-р техн. наук, **О. О. Кропівний**, **М. Е. Амірсеїдов**  
Центральноукраїнський національний технічний університет, м. Кропивницький, Україна  
e-mail: [kyrychenkoam@kntu.kr.ua](mailto:kyrychenkoam@kntu.kr.ua)

## Просторова жорсткість робочого органа верстата з комбінованою кінематикою

У статті наведено теоретичні викладки для визначення матриці жорсткості робочого органа верстата на основі двохкоординатного механізму паралельної структури з ланками змінної довжини. Для визначення матриці жорсткості використано метод розкладення на прості пружини, згідно якого ланки механізму паралельної структури розглядаються як прості лінійні та крутильні пружини (або їх комбінації), а матриця жорсткості механізму паралельної структури визначається як поєднання матриць жорсткості усіх ланок-пружин.

**просторова жорсткість, матриця жорсткості, механізм паралельної структури, верстат комбінованої структури**

**Постановка проблеми.** Верстати з механізмами паралельної структури знайшли застосування в сучасному машинобудуванні для обробки деталей з легких сплавів, в авіаційній та автомобільній промисловості. Перспективним є створення верстатів комбінованої структури, які поєднують переваги звичайних верстатів та верстатів з механізмами паралельної структури. Верстат комбінованої структури на основі двохкоординатного механізму паралельної структури з ланками змінної довжини згідно [1] характеризується конструктивною простотою, можливістю використання для модернізації існуючих верстатів, відсутністю обмежень на довжину робочої зони. Оскільки просторова жорсткість механізмів паралельної структури визначає точність і продуктивність обробки, актуальною задачею є теоретичне визначення жорсткості верстата комбінованої структури на основі двохкоординатного механізму паралельної структури з ланками змінної довжини та визначення можливих шляхів її підвищення.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Теоретичні дослідження жорсткості обладнання з механізмами паралельної структури базуються на працях К. Gosselin [2, 3], D. Chakarov [4], G. Carbone [5] та інших дослідників.

Жорсткість твердого тіла визначається матрицею просторової жорсткості  $K$  розмірністю  $6 \times 6$ , яка характеризує загальну жорсткість обладнання з паралельною кінематикою та яка встановлює зв'язок між величиною навантаження та переміщенням робочого органа під навантаженням [6, 7]

$$\mathbf{W} = \mathbf{K} \Delta \mathbf{S}. \quad (1)$$

Фізичний зміст елементів матриці жорсткості  $k_{ij}$  – жорсткість системи в напрямку  $i$ -ї узагальненої координати при дії  $j$ -ї компоненти узагальненого навантаження. Аналізу властивостей матриці жорсткості присвячені роботи [8, 9]. Аналіз та кількісне визначення характеристик жорсткості обладнання паралельної структури проводиться різними методами та підходами для різних кінематичних структур [10]. Зокрема, для механізмів паралельної структури з однорідними ланками доцільно використовувати метод матриці Якобі [6, 11], а для механізмів з різнорідними ланками можна використати метод розкладення на прості пружини [9], який полягає в тому, що робочий орган узагальненого верстата з механізмом паралельної структури, з'єднаний з основою верстата кількома активними чи пасивними ланками, можна

розглядати як тверде тіло, з'єднане з основою за допомогою кількох простих пружин (рис. 1).

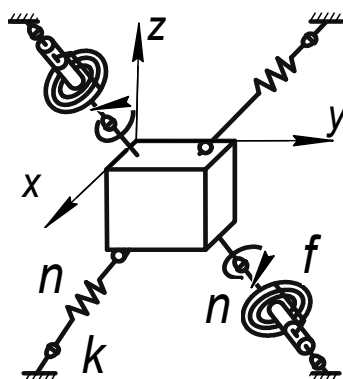


Рисунок 1 – Тіло, з'єднане з основою простими пружинами

Джерело: розроблено на підставі [9]

Тоді матриця жорсткості просторового механізму паралельної структури, у якому робочий орган з'єднано з основою кількома ланками, що зазнають лише стискання та розтяг, або передають обертальний момент, може бути визначена як поєднання матриць жорсткості ланок, які розглядаються як прості пружини [8]. Паралельному з'єднанню  $m$  ланок відповідає матриця жорсткості

$$K = \sum_{i=1}^m k_i \mathbf{w}_i \mathbf{w}_i^T, \quad (2)$$

де  $k_i$  – жорсткість  $i$ -ї пружини,  $\mathbf{w}_i$  – шестивимірний вектор «закручування»  $i$ -ї пружини.

Для поступальних простих пружин

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} \mathbf{n} \\ \mathbf{r} \times \mathbf{n} \end{bmatrix}, \quad (3)$$

де  $\mathbf{n}$  – одиничний вектор, що задає напрямок пружини,  $\mathbf{r}$  – вектор, що задає розташування довільної точки на лінії дії пружини.

Для виключно обертальних пружин закручування дорівнює

$$\mathbf{w} = \begin{bmatrix} 0 \\ \mathbf{n} \end{bmatrix}, \quad (4)$$

де одиничний вектор  $\mathbf{n}$  задає вісь обертання пружини.

**Постановка завдання.** Метою роботи є теоретичне визначення просторової жорсткості робочого органа верстата з двоохкоординатним механізмом паралельної структури з використанням методу розкладення механізму паралельної структури на прості пружини.

**Виклад основного матеріалу.** Компоновка верстата комбінованої структури на основі двоохкоординатного механізму паралельної структури з ланками змінної довжини зображена на рис. 2. Верстат складається з станини, вздовж якої здійснює координатне переміщення рухомий стіл, та жорсткої рами, яка несе шарнірні опори ланок змінної довжини механізму паралельної структури. Іншим кінцем ланки змінної довжини шарнірно закріплені до робочого органа верстата (шпиндельного вузла), який встановлений на поворотному паралелограмному механізмі, який служить для збереження постійної просторової орієнтації осі робочого органа.

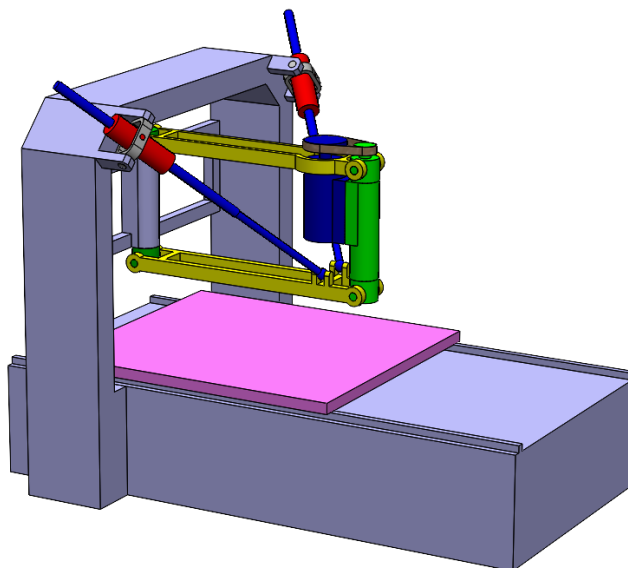


Рисунок 2 – Модель верстата з двокоординатним механізмом паралельної структури  
Джерело: розроблено авторами

Зворотні кінематичні залежності верстата комбінованої структури на основі двокоординатного механізму паралельної структури теоретично визначено та проаналізовано у [11]. Довжина приводних ланок  $l_1$ ,  $l_2$  визначається з геометричних співвідношень

$$l_1 = \begin{vmatrix} C - a \cos \theta \cos \psi - b \sin \theta - c \cos \theta \sin \psi \\ -B - a \sin \theta \cos \psi + b \cos \theta - c \sin \theta \sin \psi \\ H + a \sin \psi - c \cos \psi \\ 0 \end{vmatrix}, \quad (5)$$

$$l_2 = \begin{vmatrix} C - a \cos \theta \cos \psi + b \sin \theta - c \cos \theta \sin \psi \\ B - a \sin \theta \cos \psi - b \cos \theta - c \sin \theta \sin \psi \\ H + a \sin \psi - c \cos \psi \\ 0 \end{vmatrix}, \quad (6)$$

де  $L$  – довжина робочого органа,  $B$ ,  $C$ ,  $H$  – координати розміщення шарнірів ланок змінної довжини на основі,  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – координати розміщення шарнірів ланок змінної довжини на виконавчому органі,  $x$ ,  $y$ ,  $z$  – координати виконавчого органу у основній системі координат механізму,  $\psi$ ,  $\theta$  – кути повороту:  $\sin \psi = -z/L$ ,  $\sin \theta = y/L \cos \psi$ .

Величина переміщення столу дорівнює

$$l_3 = L \cos \theta \cos \psi - x. \quad (7)$$

У наведеному механізмі паралельної структури штанги, окрім розтягування і стиснення, зазнають дії двох крутних моментів у взаємно перпендикулярних площинах, що можна відобразити схемою (рис. 3). Таким чином, матриця жорсткості робочого органа складається з матриць жорсткості  $K_1$ ,  $K_2$ ,  $K_3$ ,  $K_4$ ,  $K_5$ ,  $K_6$ ,  $K_7$  відповідно ланок  $O_1B_1$ ,  $O_2B_2$ ,  $AO$ ,  $A'O$ ,  $A'A$  під час стиснення, кручення та обертання.

Для визначення матриці жорсткості згідно рівняння (3) необхідно для кожної ланки – простої пружини – визначити одиничний вектор  $n_i$ , що задає напрямок ланки (або вісь обертання) і шестивимірний вектор закручування  $w_i$ .

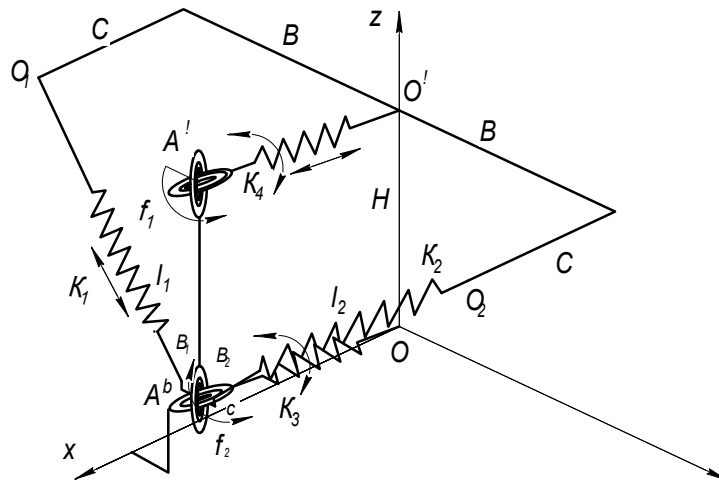


Рисунок 3 – Розрахункова схема двохкоординатного механізму паралельної структури  
Джерело: розроблено авторами

Для ланки  $O_1B_1$  вектор закручування

$$\mathbf{w}_{O_1B_1} = \begin{bmatrix} n_{O_1B_1} \\ r_{O_1B_1} \times n_{O_1B_1} \end{bmatrix}, \quad (8)$$

де  $n_{O_1B_1}$  – одиничний вектор, який задає напрямок ланки  $O_1B_1$

$$n_{O_1B_1} = \frac{\begin{pmatrix} C \\ -B \\ H \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} a \cos \theta \cos \psi + b \sin \theta + c \cos \theta \sin \psi \\ a \sin \theta \cos \psi - b \cos \theta + c \sin \theta \sin \psi \\ -a \sin \psi + c \cos \psi \end{pmatrix}}{\left\| \begin{pmatrix} C - a \cos \theta \cos \psi - b \sin \theta - c \cos \theta \sin \psi \\ -B - a \sin \theta \cos \psi + b \cos \theta - c \sin \theta \sin \psi \\ H + a \sin \psi - c \cos \psi \end{pmatrix} \right\|}, \quad (9)$$

де  $r_{O_1}, r_{B_1}$  – радіус-вектори вершин  $O_1$  та  $B_1$  у системі координат основи,

$$r_{O_1} = \begin{pmatrix} C \\ -B \\ H \end{pmatrix} / \left\| \begin{pmatrix} C \\ -B \\ H \end{pmatrix} \right\|. \quad (10)$$

Тоді жорсткість ланки  $O_1B_1$ :

$$K_1 = k_1 \cdot \mathbf{w}_{O_1B_1} \cdot \mathbf{w}_{O_1B_1}^T. \quad (11)$$

Для ланки  $O_2B_2$  вектор закручування

$$\mathbf{w}_{O_2B_2} = \begin{bmatrix} n_{O_2B_2} \\ r_{O_2B_2} \times n_{O_2B_2} \end{bmatrix}, \quad (12)$$

де  $n_{O_2B_2}$  – одиничний вектор, який задає напрямок ланки  $O_2B_2$ ,

$$n_{O_2B_2} = |r_{O_2} - r_{B_2}| = \frac{\begin{pmatrix} C \\ B \\ H \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} a \cos \theta \cos \psi - b \sin \theta + c \cos \theta \sin \psi \\ a \sin \theta \cos \psi + b \cos \theta + c \sin \theta \sin \psi \\ -a \sin \psi + c \cos \psi \end{pmatrix}}{\begin{pmatrix} C - a \cos \theta \cos \psi + b \sin \theta - c \cos \theta \sin \psi \\ B - a \sin \theta \cos \psi - b \cos \theta - c \sin \theta \sin \psi \\ H + a \sin \psi - c \cos \psi \end{pmatrix}}, \quad (13)$$

де  $r_{O_2}, r_{B_2}$  – радіус-вектори вершин  $O_2$  та  $B_2$  у системі координат основи.

$$r_{O_2} = \begin{pmatrix} C \\ B \\ H \end{pmatrix} / \left\| \begin{pmatrix} C \\ B \\ H \end{pmatrix} \right\|. \quad (14)$$

Тоді жорсткість ланки:

$$K_2 = k_2 \cdot \mathbf{w}_{O_2B_2} \cdot \mathbf{w}_{O_2B_2}^T. \quad (15)$$

Для ланки АО вектор закручування

$$\mathbf{w}_{A0} = \begin{bmatrix} n_{A0} \\ r_A \times n_{A0} \end{bmatrix}, \quad (16)$$

$$r_A = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (17)$$

Координати вершини А виконавчого органу в системі координат основи визначаються радіус-вектором:

$$n_{A0} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} / \left\| \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix} \right\|, \quad (18)$$

$$K_3 = k_3 \cdot \mathbf{w}_{A0} \cdot \mathbf{w}_{A0}^T. \quad (19)$$

Для ланки А'О вектор закручування

$$\mathbf{w}_{A'O} = \begin{bmatrix} n_{A'O} \\ r_{A'} \times n_{A'O} \end{bmatrix}, \quad (20)$$

$$n_{A'} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ H \end{pmatrix} / \left\| \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ H \end{pmatrix} \right\|, \quad (21)$$

$$K_4 = k_4 \cdot \mathbf{w}_{A'O} \cdot \mathbf{w}_{A'O}^T. \quad (22)$$

Внаслідок дії моменту жорсткість ланок АО і А'О визначається як

$$\mathbf{w}f_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ r_A \times n_{A0} \end{bmatrix}, \mathbf{w}f_{1'} = \begin{bmatrix} 0 \\ r_{A'} \times n_{A'O} \end{bmatrix}, \quad (23)$$

$$K_5 = f_1 \cdot \mathbf{w}f_1 \cdot \mathbf{w}f_1^T, \quad (24)$$

$$K_6 = f_1 \cdot \mathbf{w}f_{1'} \cdot \mathbf{w}f_{1'}^T \quad (25)$$

де  $f_1, f_1'$  – коефіцієнти крутильної жорсткості ланок.

Для ланки A'A вектор закручування

$$\mathbf{w}_{A'A} = \begin{bmatrix} 0 \\ r_{A'} \times n_{A'A} \end{bmatrix}, \quad (26)$$

$$n_{A'} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{pmatrix}, r_{A'} = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, \quad (27)$$

матриця жорсткості дорівнює

$$K_7 = f_2 \cdot \mathbf{w}_{A'A} \cdot \mathbf{w}_{A'A}^T \quad (28)$$

Тоді загальна матриця жорсткості механізму

$$K = \sum_{i=1}^7 K_i, \quad (29)$$

$$K = k_1 \cdot \mathbf{w}_{O1B1} \cdot \mathbf{w}_{O1B1}^T + k_2 \cdot \mathbf{w}_{O2B2} \cdot \mathbf{w}_{O2B2}^T + k_3 \cdot \mathbf{w}_{A0} \cdot \mathbf{w}_{A0}^T + k_4 \cdot \mathbf{w}_{A'0} \cdot \mathbf{w}_{A'0}^T + f_1 \cdot \mathbf{w}_{f1} \cdot \mathbf{w}_{f1}^T + f_1' \cdot \mathbf{w}_{f1'} \cdot \mathbf{w}_{f1'}^T + 2 \cdot f_2 \cdot \mathbf{w}_{A'A} \cdot \mathbf{w}_{A'A}^T. \quad (30)$$

Побудовані залежності координатної жорсткості від положення робочого органа по осі  $u$  показують, що максимальна поступальна жорсткість по осі  $X$  спостерігається на осі симетрії верстата, тоді як жорсткість по осям  $Y$  та  $Z$  у цьому положенні мінімальна. І навпаки, наближення до країв робочої зони викликає зниження жорсткості по осі  $X$  та підвищення жорсткості у напрямку осей  $Y$  та  $Z$ .

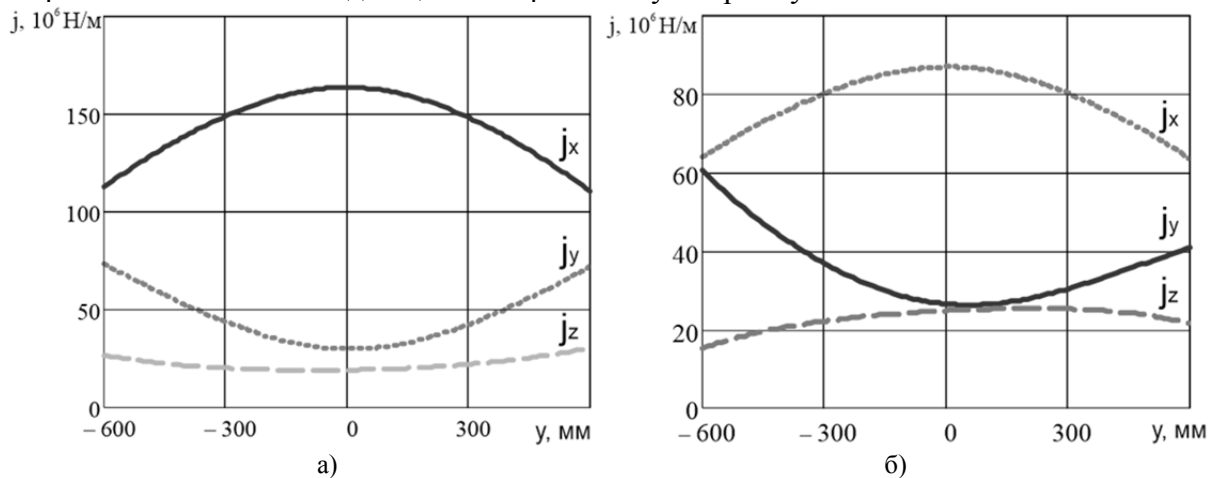


Рисунок 3 – Залежність а) поступальної, б) крутильної жорсткості від координати  $u$  робочого органа  
Джерело: розроблено авторами

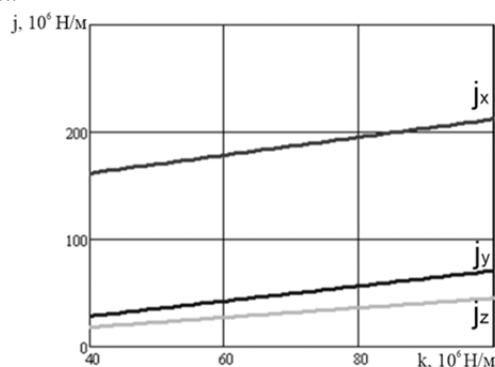


Рисунок 4 – Залежність поступальної жорсткості від жорсткості ланки змінної довжини  
Джерело: розроблено авторами

Крутильна жорсткість відносно осі  $X$  також максимальна на осі симетрії і зменшується з наближенням до країв робочої зони, тоді як крутильна жорсткість відносно осі  $Y$  зростає, а крутильна жорсткість відносно осі  $Z$  залишається майже незмінною. Збільшення жорсткості ланок змінної довжини викликає пропорційне зростання координатної поступальної жорсткості робочого органа (рис. 4).

**Висновки.** Таким чином, на основі аналізу методів визначення матриці жорсткості механізмів паралельної структури застосовано метод розкладення на прості пружини і теоретично визначено матрицю жорсткості робочого органа верстата комбінованої кінематичної структури на основі двохкоординатного механізму паралельної структури з ланками змінної довжини. В результаті отримано аналітичні вирази для визначення матриці просторової жорсткості як функції геометричних параметрів механізму, координат положення робочого органа, а також поступальної та крутильної жорсткості ланок механізму. Встановлено залежність поступальної жорсткості вздовж координатних осей та крутильної жорсткості навколо координатних осей від положення робочого органа, а також вплив жорсткості ланок змінної довжини на координатну жорсткість робочого органа. Отримані результати стануть підґрунтям для оптимізації геометричних та структурних параметрів верстата на основі критеріїв жорсткості.

## Список літератури

1. Верстат : Пат. на корисну модель 35361 Україна : МПК В23В 41/00. – № u200805562 ; заявл. 29.04.2008 ; опубл. 10.09.2008 ; Бюл. № 17.
2. Gosselin C., Zhang D. Stiffness analysis of parallel mechanisms using a lumped model. *International Journal of Robotics and Automation*. 2002. Vol. 17(1). P. 17-27.
3. Quenouelle C., Gosselin C. Stiffness Matrix of Compliant Parallel Mechanisms. *Advances in Robot Kinematics: Analysis and Design. Part 5*. Springer Netherlands, 2008. P. 331-341.
4. Chakarov D. Approaches of Stiffness Control of Parallel Manipulators with Actuation Redundancy. *Proc. of the International Scientific Conference PRACTRO'03, Yune 10-13*. Varna, 2003. P. 199-206.
5. Carbone G., Ceccarelli M. Comparison of indices for stiffness performance evaluation. *Frontiers of Mechanical Engineering in China*. 2010. No 5. P. 270-278. <https://doi.org/10.1007/s11465-010-0023-z>.
6. Кириченко А.М., Струтинський В.Б. Просторова жорсткість обладнання з паралельною кінематикою. *Вісник ЖДТУ*. 2010. №8. С. 88-97.
7. Струтинський В. Б., Кириченко А. М. Математичний апарат векторів шостого порядку для розрахунків жорсткості просторових механізмів паралельної структури. *Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки»*. Суми : СумДУ, 2010. № 2. С. 142-154.
8. Huang S., Schimmels J. M. The eigenscrew decomposition of spatial stiffness matrices. *IEEE Trans. Robotics Automation*. 2000. Vol. 6, No. 2. P. 146-156.
9. Кириченко А. М. Матриця жорсткості просторових механізмів паралельної структури з пружними ланками. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* Кіровоград: КНТУ, 2010. Вип. 40, ч. 1. С. 256-262.
10. Gonçalves R., Carbone G, Carvalho J., Ceccarelli M. (2016). A comparison of stiffness analysis methods for robotic systems. *International journal of mechanics and control*. 2016. 17 (2), 35-58.
11. Hoveenaars A.G., Lambert P., Herder J.L. Jacobian-based stiffness analysis method for parallel manipulators with non-redundant legs. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2015; 230(3):341-352. doi:10.1177/0954406215602283
12. Кириченко А. М., Ленченко Л. В., Заїка А. М. Аналіз кінематики верстата з двохкоординатним механізмом паралельної структури «біпод». *Вісник Тернопільського державного технічного університету*. Тернопіль : ТДТУ, 2008. № 2. С. 74-81.

## References

1. Machine Tool : Pat. 35361 Ukraine : IPC B23B 41/00. No u200805562 ; filed 29.04.2008 ; published 10.09.2008 ; Bulletin No 17. [in Ukrainian]
2. Gosselin, C. & Zhang D. (2002) Stiffness analysis of parallel mechanisms using a lumped model.

- International Journal of Robotics and Automation*, 17(1), 17-27.
3. Quenouelle, C., & Gosselin, C. (2008). Stiffness matrix of compliant parallel mechanisms. In J. Lenarčič & P. Wenger (Eds.), *Advances in robot kinematics: Analysis and design* (pp. 331–341). Springer Netherlands. [https://doi.org/10.1007/978-1-4020-8600-7\\_34](https://doi.org/10.1007/978-1-4020-8600-7_34)
  4. Chakarov, D. (2003). Approaches of stiffness control of parallel manipulators with actuation redundancy. In *Proceedings of the International Scientific Conference PRACTRO'03* (pp. 199–206). Varna, Bulgaria.
  5. Carbone, G., Ceccarelli, M. (2010) Comparison of indices for stiffness performance evaluation. *Front. Mech. Eng. China*, (5), 270–278. <https://doi.org/10.1007/s11465-010-0023-z>.
  6. Kyrychenko, A. M., & Strutynskyi, V. B. (2010). Spatial stiffness of equipment with parallel kinematics. *Bulletin of ZhDTU*, (8), 88–97. [in Ukrainian]
  7. Strutynskyi, V. B., & Kyrychenko, A. M. (2010). Mathematical apparatus of sixth-order vectors for calculating the stiffness of spatial parallel manipulators. *Bulletin of Sumy State University, Technical Sciences Series*, (2), 142–154. [in Ukrainian]
  8. Huang, S., & Schimmels, J. M. (2000). The eigenscrew decomposition of spatial stiffness matrices. *IEEE Transactions on Robotics and Automation*, 16(2), 146–156. <https://doi.org/10.1109/70.843171>
  9. Kyrychenko, A. M. (2010). Stiffness matrix of spatial mechanisms with parallel structure and elastic links. *Design, Manufacturing, and Operation of Agricultural Machinery: National Interdepartmental Scientific and Technical Collection*. 40(1), 256–262. Kirovohrad: KNTU. [in Ukrainian]
  10. Gonçalves R., Carbone G, Carvalho J. & Ceccarelli M. (2016). A comparison of stiffness analysis methods for robotic systems. *International journal of mechanics and control*, 17 (2), 35–58.
  11. Hoevenaars, A. G., Lambert, P., & Herder, J. L. (2016). Jacobian-based stiffness analysis method for parallel manipulators with non-redundant legs. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 230(3), 341–352. <https://doi.org/10.1177/0954406215602283>
  12. Kyrychenko, A. M., Lenchenko, L. V., & Zaika, A. M. (2008). Analysis of the kinematics of a machine tool with a two-coordinate parallel structure mechanism “bipode”. *Bulletin of Ternopil State Technical University*, (2), 74–81 [in Ukrainian].

**Andrii Kyrychenko**, Prof., Dr. Tech. Sc., **Mahomed Amirseidov**, **Oleksandr Kropivny**  
*Central Ukrainian National Technical University, Kropyvnytskyi, Ukraine*

### **Spatial Stiffness of the End Effector of a Machine Tool with Combined Kinematics**

The article presents theoretical formulations for determining the stiffness matrix of the end effector of a machine tool with combined kinematics based on a 2-dof parallel manipulator with variable-length links. The stiffness matrix is determined using the simple spring decomposition method, wherein the links of the parallel structure mechanism are modeled as simple linear and torsional springs (or their combinations).

The end effector of the machine tool with a 2-dof parallel manipulator, connected to the machine base by several active or passive links, is represented as a rigid body linked to the base through multiple simple springs with known linear or torsional stiffness. The stiffness matrix of the spatial parallel manipulator with the end effector connected to the base by multiple links subjected only to compression and tension or transmitting rotational torque, can be determined as a combination of the stiffness matrices of the links, treated as simple springs. The geometric parameters required for calculating the stiffness matrices of individual links — namely, the link axis vectors and the coordinates of their endpoints — are obtained using the inverse kinematics of the manipulator.

As a result, analytical expressions are derived for determining the spatial stiffness matrix as a function of the mechanism's geometric parameters, the position coordinates of the end effector, and the translational and torsional stiffness of the mechanism's links. The dependence of translational stiffness along the coordinate axes and torsional stiffness about the coordinate axes on the position of the end effector, as well as the influence of the stiffness of variable-length links on the coordinate stiffness of the end effector, are established. These findings provide a tool for optimizing the geometric and structural parameters of machine tool based on stiffness criteria.

**spatial stiffness, stiffness matrix, parallel manipulator, machine tool with combined kinematics**

*Одержано (Received) 15.05.2025*

*Прорецензовано (Reviewed) 20.05.2025*

*Прийнято до друку (Approved) 23.05.2025*