

УДК 621.837.5

Кинематический и прочностной анализ механизма параллельной структуры с упругими шарнирами

П.А. Скворцов

Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук

Kinematic and stress analysis of a parallel structure mechanism with the elastic hinges

P.A. Skvortsov

Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences

Рассмотрен механизм параллельной структуры с тремя кинематическими цепями, разработанный с использованием упругих шарниров. Благодаря такой конструктивной особенности в нем отсутствуют трение, люфт, шум и нет необходимости в смазке. Механизм обеспечивает высокую точность позиционирования выходного звена, которое имеет три степени свободы: движение по двум взаимно перпендикулярным осям в плоскости и поворот вокруг оси, перпендикулярной этой плоскости. Выполнен структурный анализ механизма. На основе линеаризованного подхода решены прямая и обратная задачи о положениях. Проведено численное моделирование механизма в программном комплексе ANSYS с учетом контактов в поступательных парах. Результаты расчетов позволили выявить зависимость между перемещениями выходного и входных звеньев и связи этих перемещений с геометрическими характеристиками конструкции, а также оценить напряженно-деформированное состояние упругих шарниров. Полученные данные можно использовать для создания методики синтеза механизмов с упругими шарнирами, выполняющих субмикронное перемещение.

EDN: TSCCXW, <https://elibrary/tscxw>

Ключевые слова: субмикронное перемещение, механизм параллельной структуры, упругий шарнир, численное моделирование, прямая задача о положениях, обратная задача о положениях

The paper considers a mechanism with three kinematic chains developed using the elastic hinges. This design feature provides that friction, backlash and noise are missing, and no lubrication is required. The mechanism ensures high positioning accuracy of the output link, which has three degrees of freedom, i.e. motion along the two mutually perpendicular axes in a plane and rotation around an axis perpendicular to this plane. The mechanism was structurally analyzed. Based on the linearized approach, the direct and inverse position problems were solved. The mechanism was numerically simulated in the ANSYS software package taking into account contacts in the translational pairs. Theoretical results obtained are making it possible to clarify the relationship between the output and input links motion and connection of these motions with the structure geometric characteristics, as well as to assess stress-strain state of the elastic hinges. The data obtained could further be used to create a methodology for synthesizing the mechanisms with elastic hinges that perform the submicron displacement.

EDN: TSCCXW, <https://elibrary/tscxw>

Keywords: submicron displacement, parallel structure mechanism, elastic hinge, numerical simulation, direct position problem, inverse position problem

Механизмы параллельной структуры с упругими шарнирами (далее МУШ) [1–4], получили распространение в оптических системах, микробиологии, микрохирургии, микроэлектронике и при производстве таких оптических систем, как микроскоп и телескоп. Использование МУШ позволяет выполнять высокоточное позиционирование объектов в субмикронном диапазоне, например, для прецизионной литографии и биологических исследований.

Изучению МУШ посвящены работы [5–14]. В трудах [15–18] исследовано напряженно-деформированное состояние упругих шарниров различной формы. Выполнено сравнение результатов, полученных расчетом по формуле и численным моделированием.

Несмотря на значительное число публикаций по данному направлению, вопросам структурного анализа и решения прямой и обратной задачи о положениях механизмов такого вида не уделено достаточного внимания.

Цель работы — решить с помощью линейризованного подхода прямую и обратную задачи о положениях МУШ.

Проверка полученного решения выполнена путем сравнения с результатами численного моделирования МУШ в программном комплексе ANSYS. Найденное решение может стать основой для создания методики синтеза механизмов такого рода.

На основе анализа существующих конструкций МУШ разработано рациональное микропозиционирующее устройство, кинематическая

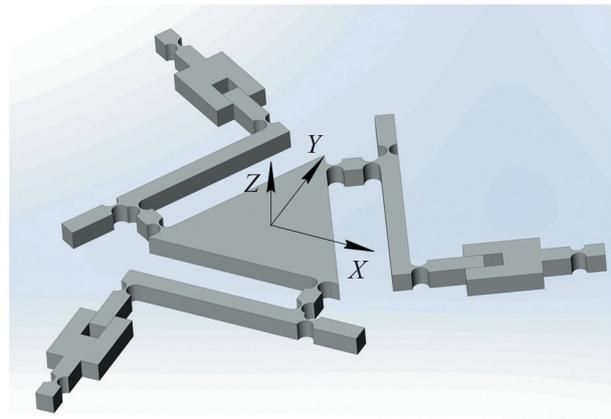


Рис. 2. Модель трехподвижного МУШ

схема которого приведена на рис. 1. Выходным звеном (ВЗ) такого МУШ является треугольная платформа.

Построенная в среде ANSYS модель МУШ, содержащая в каждой кинематической цепи ВЗ 1 и подвижные звенья 2–4 (см. рис. 1), показана на рис. 2. В состав каждой кинематической цепи входят одна поступательная и четыре вращательные пары, которые представляют собой тонкие перемычки, образованные вырезом круглой формы.

Движение МУШ осуществляется за счет использования пьезодвигателей 4 (см. рис. 1) в каждой кинематической цепи. Линейный пьезодвигатель через кинематическую пару B_1 воздействует на рычаг 3, соединенный с основанием через шарнирную опору F_1 . Далее через кинематическую пару C_1 усилие передается на ВЗ.

Число степеней свободы МУШ определяем по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p = 3(4 \cdot 3 + 1) - 2(6 \cdot 3) = 39 - 36 = 3,$$

где n — число подвижных звеньев МУШ; p — число низших кинематических пар.

Наличие передаточного отношения между плечами F_1C_1 и B_1C_1 обеспечивает субмикронное перемещение ВЗ при движении входного звена на расстояние нескольких десятков микрон. Длина стороны платформы принята равной 110 мм.

Передаточное отношение МУШ находим как

$$i = \frac{|B_1C_1|}{|C_1F_1|} = \frac{92 \text{ мм}}{9 \text{ мм}} = 10,2.$$

Перемещение точки D_1 с координатами $x_{D_1} = 45 \text{ мм}$ и $y_{D_1} = -35,81 \text{ мм}$ оцениваем по формуле

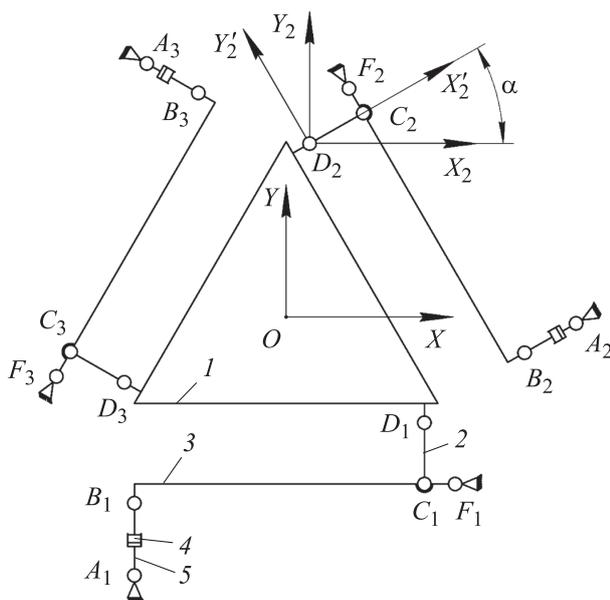


Рис. 1. Кинематическая схема МУШ

$$\Delta S_{D_1} = iS_x + jS_y + k\Delta\varphi_z \times (ix_{D_1} + jy_{D_1}),$$

где i, j, k — орты координатных осей; S_x и S_y — перемещение центра ВЗ в направлении оси X и Y ; $\Delta\varphi_z$ — поворот центра ВЗ относительно оси Z ;

$$ix_{D_1} + jy_{D_1} = \det \begin{vmatrix} i & j & k \\ 0 & 0 & \Delta\varphi_z \\ x_{D_1} & y_{D_1} & 0 \end{vmatrix} =$$

$$= -i\Delta\varphi_z y_{D_1} + j\Delta\varphi_z x_{D_1} + 0.$$

Для определения координат точки D_1 с координатами x_{D_1} и y_{D_1} относительно центра ВЗ используем следующие выражения:

$$\Delta S_{x_{D_1}} = S_x - \Delta\varphi_z y_{D_1};$$

$$\Delta S_{y_{D_1}} = S_y + \Delta\varphi_z x_{D_1}.$$

Принимая допущение о малости угла поворота в точке F_1 ($\sin\varphi_{F_1} \approx \varphi_{F_1}$), угол поворота в шарнире в точке F_1 определяем по формуле

$$\varphi_{F_1} = \frac{\Delta y_{D_1}}{|C_1 F_1|}, \quad (1)$$

Перемещение в точке B_1 , соответствующее перемещению в приводе q_1 , вычисляем как

$$\Delta B_1 = \Delta q_1 = |B_1 F_1| \varphi_{F_1}. \quad (2)$$

Уравнения, позволяющие решить прямую и обратную задачи о положениях МУШ, запишем в общем виде

$$\begin{cases} a_1 x + b_1 y + c_1 \varphi = q_1; \\ a_2 x + b_2 y + c_2 \varphi = q_2; \\ a_3 x + b_3 y + c_3 \varphi = q_3, \end{cases} \quad (3)$$

где $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3, c_1, c_2, c_3$ — коэффициенты; x, y и φ — перемещения и поворот в соответствующих направлениях; q_1, q_2, q_3 — перемещения в соответствующих приводах.

Коэффициенты $a_1, a_2, a_3, b_1, b_2, b_3, c_1, c_2, c_3$ определяем, последовательно задавая тестовое перемещение ВЗ на расстояние 1 мкм в направлении осей X, Y и поворачивая вокруг оси Z на $0,1^\circ = 0,0017$ рад.

В качестве примера рассмотрим перемещение точки D_2 . Зададим тестовое перемещение центру ВЗ в направлении оси X $\Delta x = 1$ мкм при отсутствии перемещений относительно осей Y и Z . Применяя уравнение (1), получаем

$$\varphi_{F_2} = \frac{\Delta x \cos \alpha}{|C_2 F_2|} = \frac{0,001 \text{ мм} \cdot \cos 30^\circ}{9 \text{ мм}} =$$

$$= 9,5 \cdot 10^{-5} \text{ рад}. \quad (4)$$

Используя выражение (2), определяем перемещение в приводе q_2

$$\Delta B_2 = |B_2 F_2| \varphi_{F_2} = 9,5 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \cdot 101 \text{ мм} =$$

$$= 9,6 \text{ мкм}. \quad (5)$$

Тогда в системе уравнений (3) коэффициент $a_2 = 9,6$.

Зададим тестовое перемещение центру ВЗ в направлении оси Y $\Delta y = 1$ мкм при отсутствии перемещений относительно оси X и Z . Используя уравнение (1), получаем

$$\varphi_{F_2} = \frac{\Delta y \cos(90 - \alpha)}{|C_2 F_2|} = \frac{0,001 \text{ мм} \cdot \cos 60^\circ}{9 \text{ мм}} =$$

$$= 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ рад}. \quad (6)$$

Тогда в системе уравнений (3) коэффициент $b_2 = 5,5$.

Используя формулу (2), находим перемещение в приводе q_2

$$\Delta B_2 = |B_2 F_2| \varphi_{F_2} = 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ рад} \cdot 101 \text{ мм} =$$

$$= 5,6 \text{ мкм}. \quad (7)$$

Определим перемещение точки D_1 при повороте ВЗ на угол $\Delta\varphi_z = 0,0017$ рад:

$$\Delta S_{y_{D_1}} = \Delta\varphi_z x_{D_1} = 0,0017 \text{ рад} \cdot 45 \text{ мм} = 0,0765 \text{ мм}.$$

Применяя уравнение (1), вычисляем угол поворота в шарнире F_1

$$\varphi_{F_1} = \frac{\Delta y_{D_1}}{|C_1 F_1|} = \frac{0,0765 \text{ мм}}{9 \text{ мм}} = 0,0085 \text{ рад}. \quad (8)$$

С помощью выражения (2) находим перемещение в приводе q_1

$$\Delta B_1 = |B_1 F_1| \varphi_{F_1} = 101 \text{ мм} \cdot 0,0085 \text{ рад} = 0,85 \text{ мм}. \quad (9)$$

Подставляя полученный результат в систему уравнений (3), имеем

$$c_1 \cdot 0,0017 \text{ рад} = 0,85 \text{ мм}. \quad (10)$$

Отсюда получаем коэффициент $c_1 = 505$ мм/рад.

Процедуру, аналогичную выводу формул (4)–(10), повторяем для всех приводов, в результате чего система уравнений (3) принимает вид

$$\begin{cases} 0x + 11,1y + 505\varphi = q_1; \\ -9,6x - 5,6y + 519,4\varphi = q_2; \\ 9,8x - 5,4y + 527\varphi = q_3. \end{cases} \quad (11)$$

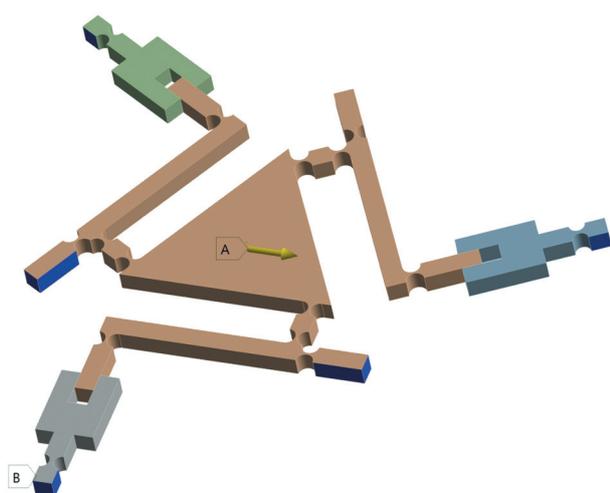


Рис. 3. Расчетная схема МУШ (по граням А и В выполнено закрепление)

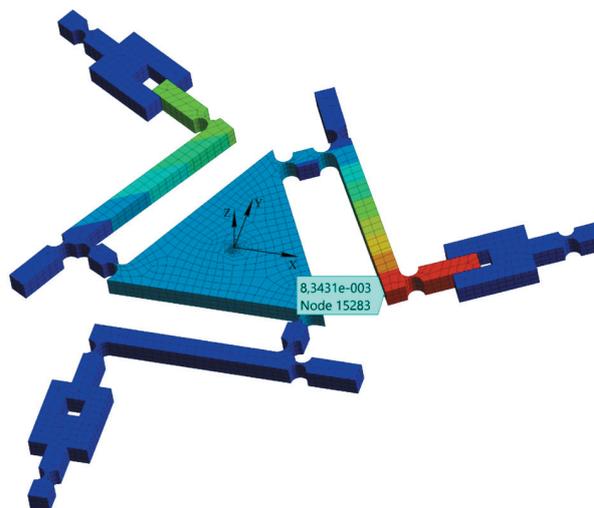


Рис. 4. Поле перемещения во втором приводе, вызванное тестовым перемещением ВЗ по оси X на 1 мкм (при увеличении $\times 500$)

Чтобы подтвердить возможность использования предложенного подхода для механизмов такого вида и проверки правильности полученных результатов, выполнено численное моделирование МУШ в среде ANSYS.

Тестовые расчеты показали, что напряжения в шарнирах составляют единицы МПа, что свидетельствует о достаточном запасе прочности конструкции. При численном моделировании МУШ в качестве материала выбрана бронза с модулем упругости $E = 1 \cdot 10^5$ МПа и коэффициентом Пуассона $\mu = 0,3$.

Расчетная схема МУШ, использованная при численном моделировании, приведена на рис. 3.

Перемещение во втором приводе, вызванное тестовым перемещением центра ВЗ на 1 мкм по оси X, показано на рис. 4.

Результаты решения обратной задачи с тестовым перемещением центра ВЗ на 1 мкм по осям X, Y и с вращением центра ВЗ на $0,1^\circ$ вокруг оси Z, полученные двумя способами — расчетом по выражениям (11) и численным моделированием, приведены в таблице, где Δ — погрешность расчета.

Из таблицы следует, что результаты расчета по выражениям (11) имеют высокую сходимость с данными численного моделирования. Однако, как показали расчеты, на перемещение приводов существенно влияют геометрические

Результаты решения обратной задачи с тестовым перемещением центра ВЗ на 1 мкм по оси X

Способ решения задачи	q_1 , мкм	q_2 , мкм	q_3 , мкм
<i>При тестовом перемещении центра ВЗ на 1 мкм по оси X</i>			
Расчет по выражениям (11)	0	9,6	9,8
Численное моделирование в среде ANSYS	0,23	8,3	8,4
Δ , %	–	14	14
<i>При тестовом перемещении центра ВЗ на 1 мкм по оси Y</i>			
Расчет по выражениям (11)	11,11	5,6	5,40
Численное моделирование в среде ANSYS	10,00	4,6	5,06
Δ , %	9	18	6
<i>При вращении центра ВЗ на $0,1^\circ$ вокруг оси Z</i>			
Расчет по выражениям (11)	0,85	0,88	0,90
Численное моделирование в среде ANSYS	0,73	0,70	0,75
Δ , %	14	20	17

характеристики шарниров. В рассмотренном случае радиус шарнира составлял 4,5 мм.

Выводы

1. Получено решение прямой и обратной задач о положениях МУШ с использованием линейаризованного подхода.

2. Результаты исследования можно использовать для создания методики синтеза подобных механизмов.

3. Установлено, что на перемещение приводов существенно влияют геометрические характеристики шарниров. В дальнейших исследованиях для поиска формы шарнира, обеспечивающей требуемое перемещение без изменения передаточного отношения механизма и с сохранением достаточного запаса прочности, планируется решить многокритериальную оптимизационную задачу.

Литература

- [1] Орлов А.В., Глазунов В.А., Алешин А.К. и др. *Манипулятор для субмикронных перемещений*. Патент РФ 2679260. Заявл. 17.04.2018, опубл. 06.02.2019.
- [2] Фомин А.С., Скворцов П.А., Антонов А.В. *Трехподвижный плоский механизм параллельной структуры*. Патент РФ 2808492. Заявл. 21.03.2023, опубл. 28.11.2023.
- [3] Фомин А.С., Антонов А.В., Скворцов П.А. и др. *Трехкоординатный плоский манипулятор параллельной структуры*. Патент РФ 2809101. Заявл. 21.03.2023, опубл. 06.12.2023.
- [4] Глазунов В.А., Хейло С.В., ред. *Механизмы перспективных робототехнических систем*. Москва, Техносфера, 2021. 296 с.
- [5] Glazunov V.A., Orlov A.V., Skvortsov P.A. Rational design of a micro-positioner with elastic hinges. *Asian MMS* 2021. *Springer*, 2022, pp. 22–30, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-91892-7_3
- [6] Chen G., Ma Y., Li J. A tensural displacement amplifier employing elliptic-arc flexure hinges. *Sens. Actuator A Phys.*, 2016, vol. 247, pp. 307–315, doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2016.05.015>
- [7] Chen W., Lu Q., Kong C. et al. Design, analysis and validation of the bridge-type displacement amplification mechanism with circular-axis leaf-type flexure hinges for micro-grasping system. *Microsyst. Technol.*, 2019, vol. 25, no. 3, pp. 1121–1128, doi: <https://doi.org/10.1007/s00542-018-4064-2>
- [8] Zentner L., Strehle S., eds. *Microactuators, microsensors and micromechanisms*. MAMM 2020. *Springer*, 2021. 149 p.
- [9] Aljodah A., Shirinzadeh B., Ghafarian M. Development and analysis of a novel large range voice coil motor-driven 3-DOF XY Θ micro-positioning mechanism. *MARSS*, 2019, doi: <https://doi.org/10.1109/MARSS.2019.8860951>
- [10] Chen X., Li Y. Design and analysis of a new high precision decoupled XY compact parallel micromanipulator. *Micromachines*, 2017, vol. 8, no. 3, art. 82, doi: <https://doi.org/10.3390/mi8030082>
- [11] Tian Y., Shirinzadeh B., Zhang D. Design and dynamics of a 3-DOF flexure-based parallel mechanism for micro/nano manipulation. *Microelectron. Eng.*, 2010, vol. 87, no. 2, pp. 230–241, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mee.2009.08.001>
- [12] Zhan Z., Zhang Z., Zhao B. et al. Clearance-induced position uncertainty estimation and experimental verification of a planar parallel manipulator. *IFTToMM WC 2023*. *Springer*, 2023, pp. 692–702, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-45705-0_67
- [13] Lavanya S.B., Jayanth G.R., Mohanty A.K. Optimal design of bridge amplifiers for large-range linear characteristics. *IFTToMM WC 2023*. *Springer*, 2023, pp. 721–730, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-45705-0_70
- [14] Lin P.Y., Ke C.H., Wang D.Y. et al. Numerical study of a piezoelectric xy-stage with diamond-type displacement amplification mechanism. *IFTToMM WC 2023*. *Springer*, 2023, pp. 167–175, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-45770-8_17
- [15] Pilkey W.D. *Peterson's stress concentration factors*. Wiley, 1997. 508 p.

- [16] Linß S., Henning S., Zentner L. Modeling and design of flexure hinge-based compliant mechanisms. In: *Kinematics — analysis and applications*. IntechOpen, 2019, doi: <https://doi.org/10.5772/intechopen.85224>
- [17] Chen G., Shao X., Huang X. A new generalized model for elliptical arc flexure hinges. *Rev. Sci. Instrum.*, 2008, vol. 79, no. 9, art. 095103, doi: <https://doi.org/10.1063/1.2976756>
- [18] Pinskiar J., Shirinzadeh B., Ghafarian M. et al. Topology optimization of stiffness constrained flexure-hinges for precision and range maximization. *Mech. Mach. Theory*, 2020, vol. 150, art. 103874, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103874>

References

- [1] Orlov A.V., Glazunov V.A., Aleshin A.K. et al. *Manipulyator dlya submikronnykh peremeshcheniy* [Manipulator for submicron displacements]. Patent RU 2679260. Appl. 17.04.2018, publ. 06.02.2019. (In Russ.).
- [2] Fomin A.S., Skvortsov P.A., Antonov A.V. *Trekhpodvizhnyy ploskiy mekhanizm parallelnoy struktury* [Three-axis flat mechanism of parallel structure]. Patent RU 2808492. Appl. 21.03.2023, publ. 28.11.2023. (In Russ.).
- [3] Fomin A.S., Antonov A.V., Skvortsov P.A. et al. *Trekhkoordinatnyy ploskiy manipulyator parallelnoy struktury* [Three-axis flat manipulator of parallel structure]. Patent RU 2809101. Appl. 21.03.2023, publ. 06.12.2023. (In Russ.).
- [4] Glazunov V.A., Kheylo S.V., eds. *Mekhanizmy perspektivnykh robototekhnicheskikh sistem* [Mechanisms of prospective robotic systems]. Moskva, Tekhnosfera Publ., 2021. 296 p. (In Russ.).
- [5] Glazunov V.A., Orlov A.V., Skvortsov P.A. Rational design of a micro-positioner with elastic hinges. *Asian MMS* 2021. *Springer*, 2022, pp. 22–30, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-030-91892-7_3
- [6] Chen G., Ma Y., Li J. A tensural displacement amplifier employing elliptic-arc flexure hinges. *Sens. Actuator A Phys.*, 2016, vol. 247, pp. 307–315, doi: <https://doi.org/10.1016/j.sna.2016.05.015>
- [7] Chen W., Lu Q., Kong C. et al. Design, analysis and validation of the bridge-type displacement amplification mechanism with circular-axis leaf-type flexure hinges for micro-grasping system. *Microsyst. Technol.*, 2019, vol. 25, no. 3, pp. 1121–1128, doi: <https://doi.org/10.1007/s00542-018-4064-2>
- [8] Zentner L., Strehle S., eds. *Microactuators, microsensors and micromechanisms*. MAMM 2020. *Springer*, 2021. 149 p.
- [9] Aljodah A., Shirinzadeh B., Ghafarian M. Development and analysis of a novel large range voice coil motor-driven 3-DOF XY \ominus micro-positioning mechanism. *MARSS*, 2019, doi: <https://doi.org/10.1109/MARSS.2019.8860951>
- [10] Chen X., Li Y. Design and analysis of a new high precision decoupled XY compact parallel micromanipulator. *Micromachines*, 2017, vol. 8, no. 3, art. 82, doi: <https://doi.org/10.3390/mi8030082>
- [11] Tian Y., Shirinzadeh B., Zhang D. Design and dynamics of a 3-DOF flexure-based parallel mechanism for micro/nano manipulation. *Microelectron. Eng.*, 2010, vol. 87, no. 2, pp. 230–241, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mee.2009.08.001>
- [12] Zhan Z., Zhang Z., Zhao B. et al. Clearance-induced position uncertainty estimation and experimental verification of a planar parallel manipulator. *IFTToMM WC 2023*. *Springer*, 2023, pp. 692–702, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-45705-0_67
- [13] Lavanya S.B., Jayanth G.R., Mohanty A.K. Optimal design of bridge amplifiers for large-range linear characteristics. *IFTToMM WC 2023*. *Springer*, 2023, pp. 721–730, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-45705-0_70
- [14] Lin P.Y., Ke C.H., Wang D.Y. et al. Numerical study of a piezoelectric xy-stage with diamond-type displacement amplification mechanism. *IFTToMM WC 2023*. *Springer*, 2023, pp. 167–175, doi: https://doi.org/10.1007/978-3-031-45770-8_17
- [15] Pilkey W.D. *Peterson's stress concentration factors*. Wiley, 1997. 508 p.

- [16] Linß S., Henning S., Zentner L. Modeling and design of flexure hinge-based compliant mechanisms. In: *Kinematics — analysis and applications*. IntechOpen, 2019, doi: <https://doi.org/10.5772/intechopen.85224>
- [17] Chen G., Shao X., Huang X. A new generalized model for elliptical arc flexure hinges. *Rev. Sci. Instrum.*, 2008, vol. 79, no. 9, art. 095103, doi: <https://doi.org/10.1063/1.2976756>
- [18] Pinskier J., Shirinzadeh B., Ghafarian M. et al. Topology optimization of stiffened constrained flexure-hinges for precision and range maximization. *Mech. Mach. Theory*, 2020, vol. 150, art. 103874, doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103874>

Статья поступила в редакцию 19.03.2024

Информация об авторе

СКВОРЦОВ Павел Аркадьевич — кандидат технических наук, научный сотрудник. Федеральное государственное бюджетное учреждение науки Институт машиноведения им. А.А. Благонравова Российской академии наук (101000, Москва, Малый Харитоньевский переулок, д. 4, e-mail: SkvortsovPA@yandex.ru).

Information about the author

SKVORTSOV Pavel Arkadevich — Candidate of Science (Eng.), Researcher. Mechanical Engineering Research Institute of the Russian Academy of Sciences (101000, Moscow, Russian Federation, Maliy Kharitonyevskiy Lane, Bldg. 4, e-mail: SkvortsovPA@yandex.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Скворцов П.А. Кинематический и прочностной анализ механизма параллельной структуры с упругими шарнирами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2024, № 6, с. 40–46.

Please cite this article in English as:

Skvortsov P.A. Kinematic and stress analysis of a parallel structure mechanism with the elastic hinges. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2024, no. 6, pp. 40–46.



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана предлагает читателям материалы XVI Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов (с международным участием) в 2-х томах «Будущее машиностроения России»

В сборник включены доклады, представленные на XVI Всероссийской конференции молодых ученых и специалистов «Будущее машиностроения России», которая состоялась в сентябре 2023 г. в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Структура сборника отражает тематическую направленность конференции.

В первый том сборника вошли доклады секций А и Б. Во второй том сборника вошли доклады секций В–Д, Ж–И. Тексты докладов размещены в Научной электронной библиотеке eLIBRARY.RU

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; <https://press.bmstu.ru>