

<https://doi.org/10.30857/2786-5371.2025.5.3>

Received: 02.09.2025
Revised: 16.10.2025
Accepted: 22.10.2025

УДК 621.01

Олександр КОШЕЛЬ, Ігор ПАНАСЮК

Київський національний університет технологій та дизайну, Україна

**ВИЗНАЧЕННЯ АБСОЛЮТНОГО ЛІНІЙНОГО
ПРИСКОРЕННЯ ТОЧКИ РОБОЧОЇ ЄМНОСТІ
ПРОСТОРОВОГО МЕХАНІЗМУ ГАЛТУВАЛЬНОЇ
МАШИНИ**

Мета. Визначення абсолютного лінійного прискорення умовної точки розташування деталі робочої ємності галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості за величиною та напрямком за умови складного просторового руху ємності циліндричної форми.

Методика. Кінематичне дослідження точки робочої ємності машини для обробки деталей легкої промисловості виконано з використанням положень про складний рух матеріальної точки курсу теоретичної механіки.

Результати. З використанням положень курсу теоретичної механіки складний просторовий рух точки робочої ємності машини було представлено у вигляді двох простих обертальних рухів, а саме: відносного обертального руху точки навколо геометричної вісі ємності циліндричної форми та переносного обертального руху разом з ємністю відносно геометричної вісі співвісно розташованих двох ведучих валів машини. Окремо проведені дослідження прискорення точки у відносному та переносному рухах дозволили визначити абсолютне лінійне прискорення обраної точки робочої ємності за величиною та напрямком.

Наукова новизна. Отримано рівняння розрахунку модуля та напрямку вектора абсолютного лінійного прискорення умовної точки розташування деталі робочої ємності галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості з двома незалежними ведучими валами.

Практична значимість. Розроблено розрахункову схему для дослідження лінійного прискорення точки робочої ємності галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості за умови складного просторового руху ємності циліндричної форми. Розрахункова схема дозволила окремо дослідити два простих рухи, які є результатом незалежного обертального руху ведучих валів відносного та переносного руху робочої ємності машини та визначити абсолютне лінійне прискорення точки умовного розташування деталі за величиною та напрямком. Отримані результати кінематичного дослідження дозволяють виконати відповідний аналіз режиму руху технологічного масиву деталей у робочій ємності галтувальної машини.

Ключові слова: обладнання легкої промисловості; галтувальна машина; механізм; просторовий механізм; деталі легкої промисловості; плоскі деталі; кінематичний аналіз; кінематичні параметри; кутова швидкість; прискорення; просторовий рух; циліндрична ємність.

Вступ. Дослідження механізмів технологічних машин є необхідною умовою проведення їх подальшого удосконалення або проєктування. Послідовність такого аналізу вимагає виконати структурні [1], кінематичні [2], динамічні [3] дослідження рухомих механічних систем машин з урахуванням специфіки галузі виробництва їх застосування, таких як автомобільна індустрія [4], гірниче виробництво [5], легка промисловість [6] та інші [7]. Задачі дослідження механічних систем технологічного обладнання поділяється на дві групи.

Одна з них належить до задач аналізу, зокрема, кінематичного [8], для яких дослідження проводяться в послідовності від наперед заданих кінематичних параметрів рухомих ланок механічної системи машини до невідомих параметрів ведених ланок, на яких розташовано робочі органи, що забезпечують виконання певного технологічного процесу. Інша група задач пов'язана з синтезом нових механічних систем за наперед заданими технологічними параметрами структурного, кінематичного, динамічного та іншого технологічного характеру. До таких задач відносяться завдання структурної компоновки

механічних систем твердих ланок, що проводяться на ранніх стадіях їх розв'язку [9] та, наприклад, після проведення певних кінематичних досліджень [10].

Матричний спосіб розв'язку задачі кінематичного аналізу плоскої восьми ланкової механічної системи запропоновано в роботі [11], а дослідженню ряду плоских складних багатоланкових механічних систем твердих тіл з використанням сучасного програмного забезпечення присвячено іншу публікацію [12].

Особливу увагу в публікаціях надано кінематичному аналізу просторових механічних систем твердих тіл з декількома ведучими ланками. Для просторового механізму з двома приводними валами кінематичний аналіз виконано в роботі [13], а задачі кінематичного дослідження просторових механізмів з трьома ведучими валами представлено в роботах [14], та [15].

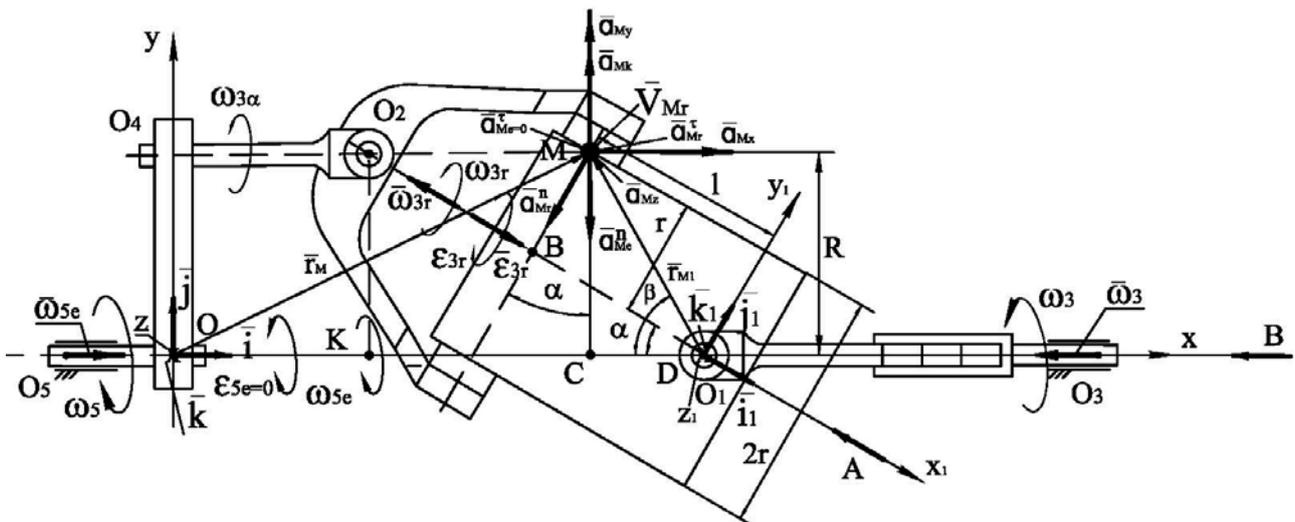
Постановка завдання. Визначити абсолютне лінійне прискорення умовної точки розташування деталі робочої ємності галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості за величиною та напрямком за умови складного просторового руху ємності циліндричної форми.

Результати дослідження. Визначимо абсолютне лінійне прискорення \vec{a}_{Ma} точки М робочої ємності циліндричної форми просторового механізму галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості (рис. 1). Точка М одночасно рухається в обертальному відноному русі з лінійною швидкістю \vec{v}_{Mr} та обертальному переносному русі з лінійною швидкістю \vec{V}_{Me} , тому її абсолютну швидкість, згідно з розрахунковою схемою визначаємо з рівняння:

$$\vec{V}_{Ma} = \vec{\omega}_{3r} \times \vec{r}_{M1} + \vec{\omega}_{5e} \times \vec{r}_M, \quad (1)$$

де \vec{r}_{M1} , \vec{r}_M – радіус – вектори точки М, відповідно, у відноному та переносному русі, м;

$\vec{\omega}_{3r}$, $\vec{\omega}_{5e}$ – вектори кутових швидкостей, відповідно, відносного та переносного руху, с^{-1} .



$$\vec{a}_{Ma} = \frac{d\vec{V}_{Ma}}{dt} = \frac{d}{dt}(\vec{\omega}_{3r} \times \vec{r}_{M1} + \vec{\omega}_{5e} \times \vec{r}_M) = \frac{d\vec{\omega}_{3r}}{dt} \times \vec{r}_{M1} + \vec{\omega}_{3r} \times \frac{d\vec{r}_{M1}}{dt} + \frac{d\vec{\omega}_{5e}}{dt} \times \vec{r}_M + \vec{\omega}_{5e} \times \frac{d\vec{r}_M}{dt}, \quad (2)$$

$$\vec{a}_{Ma} = \frac{d\vec{\omega}_{3r}}{dt} \times \vec{r}_{M1} + \frac{d\vec{\omega}_{5e}}{dt} \times \vec{r}_M + (\vec{\omega}_{3r} \times \frac{d\vec{r}_{M1}}{dt} + \vec{\omega}_{5e} \times \frac{d\vec{r}_M}{dt}), \quad (3)$$

$$\vec{a}_{Mr} = \frac{d\vec{\omega}_{3r}}{dt} \times \vec{r}_{M1}, \quad \vec{a}_{Me} = \frac{d\vec{\omega}_{5e}}{dt} \times \vec{r}_M, \quad \vec{a}_{Mk} = \vec{\omega}_{3r} \times \frac{d\vec{r}_{M1}}{dt} + \vec{\omega}_{5e} \times \frac{d\vec{r}_M}{dt}. \quad (4)$$

З урахуванням рівнянь (3) та (4) та криволінійного характеру траєкторій відносного та переносного рухів точки М отримуємо векторне рівняння для визначення повного лінійного прискорення точки:

$$\vec{a}_{Ma} = \vec{a}_{Mr}^n + \vec{a}_{Mr}^r + \vec{a}_{Me}^n + \vec{a}_{Me}^r + \vec{a}_{Mk}, \quad (5)$$

де $\vec{a}_{Mr}^n, \vec{a}_{Mr}^r$ – нормальна та тангенціальна складова у відносному русі точки М, м/с²;

$\vec{a}_{Me}^n, \vec{a}_{Me}^r$ – нормальна та тангенціальна складова у переносному русі точки М, м/с²;

\vec{a}_{Mk} – складова прискорення Коріоліса, м/с².

Напрямок вектора нормальної складової прискорення у відносному русі точки визначаємо згідно з того, що траєкторія відносного руху точки М є коло, радіус r_{MO1} якого збігається з радіусом r робочої ємності, тому вектор \vec{a}_{Mr}^n спрямований за нормаллю побудованою до траєкторії відносного руху в точці М (рис. 2).

Напрямок вектора тангенціальної складової прискорення \vec{a}_{Mr}^r точки у відносному русі збігається з дотичною, яка побудована до траєкторії відносного руху в точці М.

Якщо відносний обертальний рух робочої ємності є рівномірним ($\omega_{3r} = const, c^{-1}; \varepsilon_{3r} = 0, c^{-2}$), то модуль тангенціальної складової у відносному русі буде дорівнювати нулю: $\vec{a}_{Mr}^r = \varepsilon_{3r} \cdot l_{MB} = \varepsilon_{3r} \cdot r = 0 \cdot r = 0, m/c^2$.

Напрямок вектора нормальної складової \vec{a}_{Me}^n у переносному русі точки визначаємо з урахуванням того, що траєкторія переносного руху точки М є коло, радіус $r_{MC} = R$ якого збігається з радіусом кривошипу OO_4 (рис. 1), тому вектор \vec{a}_{Me}^n спрямований за нормаллю побудованою до траєкторії переносного руху в точці М (рис. 3).

Переносний рух робочій ємності задає кривошипом OO_4 , який жорстко закріплено на ведучому валу переносного руху машини (рис. 1) та разом з ним має рівномірний обертальний рух ($\omega_{5e} = const, c^{-1}; \varepsilon_{5e} = 0, c^{-2}$), тому модуль тангенціальної складової \vec{a}_{Me}^r прискорення у переносному русі точки М буде дорівнювати нулю: $\vec{a}_{Me}^r = \varepsilon_{5e} \cdot l_{MC} = \varepsilon_{5e} \cdot R = 0 \cdot R = 0, m/c^2$.

Напрямок векторної складової прискорення Коріоліса \vec{a}_{Mk} точки М визначаємо згідно векторного рівняння:

$$\vec{a}_{Mk} = 2 \cdot \vec{\omega}_{5e} \times \vec{V}_{Mr}. \quad (6)$$

Вектор \vec{a}_{Mk} є перпендикулярним до площини, що обумовлена векторами $\vec{\omega}_{5e}$ та \vec{V}_{Mr} ($\vec{a}_{Mk} \perp \vec{\omega}_{5e}; \vec{a}_{Mk} \perp \vec{V}_{Mr}$) та спрямований у той бік, з якого бачимо поворот вектора $\vec{\omega}_{5e}$ до його збігання за напрямком з вектором \vec{V}_{Mr} проти напрямку руху годинникової стрілки на найменший кут. Для обраних напрямків обертання ведучих валів машини вектор \vec{a}_{Mk} спрямований вертикально вгору (рис. 1).

Напрямок вектора \vec{a}_{Mk} спрямований вертикально вгору, якщо напрямки обертання двох ведучих валів галтувальної машини є протилежними, донизу - напрямки кутових швидкостей ведучих валів збігаються.

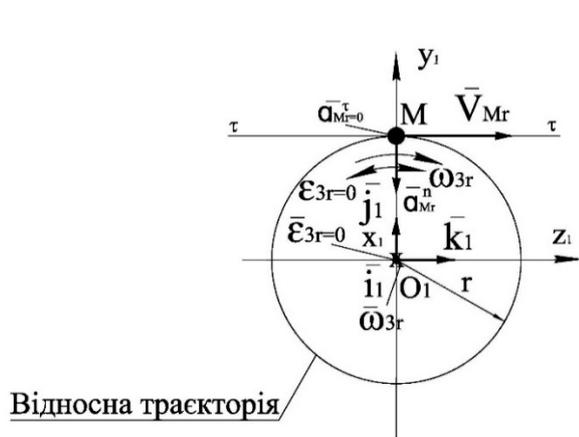


Рис. 2. Розрахункова схема для дослідження відносного прискорення точки робочої ємності

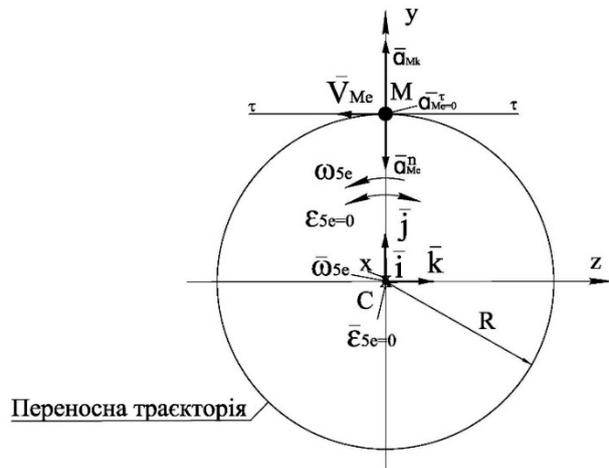


Рис. 3. Розрахункова схема для дослідження переносного прискорення точки робочої ємності

За модулем векторні складові абсолютного прискорення точки М визначаємо з наступних алгебраїчних рівнянь:

$$\vec{a}_{Mr}^n = \omega_{3r}^2 \cdot l_{MB} = \omega_{3r} \cdot r, \text{ м/с}^2; \quad (7)$$

$$\vec{a}_{Mr}^r = \epsilon_{3r} \cdot l_{MB} = \epsilon_{3r} \cdot r = 0 \cdot r = 0, \text{ м/с}^2; \quad \epsilon_{3r} = \frac{d\omega_{3r}}{dt} = 0, \text{ с}^{-2}; \quad (8)$$

$$\vec{a}_{Me}^n = \omega_{5e}^2 \cdot l_{MC} = \omega_{5e}^2 \cdot R = \omega_{5e}^2 \cdot l_{MD} \cdot \sin \beta, \text{ м/с}^2, \quad (9)$$

де кут $\beta = \angle MDC$, град;

$$\vec{a}_{Me}^r = \epsilon_{5e} \cdot l_{MC} = \epsilon_{5e} \cdot R = 0 \cdot R = 0, \text{ м/с}^2; \quad \epsilon_{5e} = \frac{d\omega_{5e}}{dt} = 0, \text{ с}^{-2}; \quad (10)$$

$$a_{Mk} = 2 \cdot \omega_{5e} \cdot V_{Mr} \cdot \sin(\vec{\omega}_{5e}; \vec{V}_{Mr}) = 2 \cdot \omega_{5e} \cdot V_{Mr} \cdot \sin 90^\circ = 2 \cdot \omega_{5e} \cdot V_{Mr}, \text{ м/с}^2, \quad (11)$$

де $\angle(\vec{\omega}_{5e}; \vec{V}_{Mr}) = \angle(\vec{i}; \vec{k}_1) = 90^\circ$ – кут між векторами $\vec{\omega}_{5e}$ та \vec{V}_{Mr} , де \vec{i} та \vec{k}_1 одиничні орти, відповідно, осей Ox нерухомої системи координат $Ozux$ та Oz_1 рухомої системи координат $O_1z_1y_1x_1$.

Подальше визначення абсолютного лінійного прискорення \vec{a}_{Ma} точки М робочої ємності виконаємо за допомогою координатного способу дослідження. Вектор \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення запишемо в вигляді:

$$\vec{a}_{Ma} = (\vec{a}_{Ma})_x \cdot \vec{i} + (\vec{a}_{Ma})_y \cdot \vec{j} + (\vec{a}_{Ma})_z \cdot \vec{k}, \quad (12)$$

де $(\vec{a}_{Ma})_x$, $(\vec{a}_{Ma})_y$, $(\vec{a}_{Ma})_z$ – проєкції вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М, відповідно, на координатні вісі Ox , Oy , Oz нерухомої системи координат $Ozux$, м/с^2 ;
 \vec{i} , \vec{j} , \vec{k} – вектори одиничних орт, відповідно, осей координат Ox , Oy , Oz .

З урахуванням векторного рівняння (5) та згідно з (рис. 1–3) визначаємо проєкції вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки на нерухомі вісі декартової системи координат $Ozux$ з наступних алгебраїчних рівнянь:

$$(\vec{a}_{Ma})_x = -a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha ; \quad (13)$$

$$(\vec{a}_{Ma})_y = -a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk} ; \quad (14)$$

$$(\vec{a}_{Ma})_z = \pm a_{Mr}^r \pm a_{Me}^r , \quad (15)$$

де α – кут нахилу робочої ємності по відношенню до осі Ox нерухомої системи координат $Ozux$, град.

В рівнянні (14) алгебраїчна проєкція векторної складової \vec{a}_{Mk} прискорення Коріоліса на вісь Oy вказано з знаком « \pm »: Знак «+» обираємо для випадку коли напрямки кутових швидкостей обертання валів відносного та переносного рухів робочої ємності є протилежними, знак «-» – для випадку однакових напрямків обертання ведучих валів машини.

Алгебраїчні величини проєкцій векторів тангенціальних складових прискорення у відносному (a_{Mr}^r , м/с²), та переносному (a_{Me}^r , м/с²) русі точки М з вище наведених причин дорівнюють нулю. Для випадку дослідження періоду «пуск» або «вибіг» машини їх необхідно урахувувати.

Визначаємо модуль вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М робочої ємності з рівняння:

$$a_{Ma} = \sqrt{(\vec{a}_{Ma})_x^2 + (\vec{a}_{Ma})_y^2 + (\vec{a}_{Ma})_z^2} , \quad (16)$$

яке з урахуванням рівнянь (13)–(15) в загальному випадку набуває вигляду:

$$a_{Ma} = \sqrt{(-a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha)^2 + (-a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk})^2 + (\pm a_{Mr}^r \pm a_{Me}^r)^2} , \quad (17)$$

а для випадку нашого дослідження має вигляд:

$$a_{Ma} = \sqrt{(-a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha)^2 + (-a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk})^2} . \quad (18)$$

Напрямок вектора \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М робочої ємності в загальному випадку визначаємо за допомогою напрямляючих косинусів, величини яких визначаємо з наступних алгебраїчних рівнянь:

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{i}) = \frac{(\vec{a}_{Ma})_x}{a_{Ma}} = \frac{-a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha}{a_{Ma}} ; \quad (19)$$

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{j}) = \frac{(\vec{a}_{Ma})_y}{a_{Ma}} = \frac{-a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk}}{a_{Ma}} ; \quad (20)$$

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{k}) = \frac{(\vec{a}_{Ma})_z}{a_{Ma}} = \frac{\pm a_{Mr}^r \pm a_{Me}^r}{a_{Ma}} . \quad (21)$$

У випадку рівномірного обертання ведучих валів машини ($\omega_{3r} = const$, $\omega_{5e} = const$, с⁻¹), абсолютне лінійне прискорення точки М визначаємо за виразом (18), а його напрямок згідно з рівнянь:

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{i}) = \frac{-a_{Mr}^n \cdot \sin \alpha}{a_{Ma}}; \quad (22)$$

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{j}) = \frac{-a_{Mr}^n \cdot \cos \alpha - a_{Me}^n \pm a_{Mk}}{a_{Ma}}; \quad (23)$$

$$\cos(\vec{a}_{Ma}; \vec{k}) = 0. \quad (24)$$

З аналізу рівнянь (18), (22)–(24) робимо висновок про те, що вектор \vec{a}_{Ma} абсолютного лінійного прискорення точки М робочої ємності, яка робить складний просторовий рух розташований в вертикальній площині Oux нерухомої системи координат $Ozux$ і спрямований під кутами нахилу до осей Ox та Oy , які визначаються, відповідно, за виразами (22) та (23).

Висновки. Отримано рівняння для визначення абсолютного лінійного прискорення умовної точки розташування деталі робочої ємності галтувальної машини для обробки деталей легкої промисловості за величиною та напрямком за умови складного просторового руху ємності циліндричної форми.

References

1. Morlin, F., Carboni, A., & Marti, D. (2023). Synthesis of Assur groups via group and matroid theory. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 184. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2023.105279>.
2. Bai, S. (2024). Kinematics of computationally efficient mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 203. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105782>.
3. Deepak, B., & Bahubalendruni, M. (2017). Numerical analysis for force distribution along the swing jaw plate of a single toggle jaw crusher. *World Journal of Engineering*, 14(3), 255–260. DOI: <https://doi.org/10.1108/WJE-07-2016-0025>.
4. Pramanika, S., & Thipsec, S. (2020). Kinematic synthesis of central-lever steering mechanism for four wheel vehicles. *Acta Polytechnica*, 60(3), 252–258. DOI: <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0252>.
5. Murithi, M., Keraita, J. N., Obiko, J. O., Mwema, F. M., Wambua, J. M., & Jen, T. C. (2022). Optimisation of the swinging jaw design for a single toggle jaw crusher using finite element analysis. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*, (18), 6351–6358. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12008-022-01044-3>.
6. Koshel, S., Dvorzhak, V., Koshel, H., Zalyubovskiy, M., & Panasyuk, I. (2024). Analysis of the third class mechanism using the modeling method in the Mathcad software environment. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, (5), 51–58. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-5/051>.

Література

1. Morlin F., Carboni A., Marti D. Synthesis of Assur groups via group and matroid theory. *Mechanism and Machine Theory*. 2023. Vol. 184. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2023.105279>.
2. Bai S. Kinematics of computationally efficient mechanisms. *Mechanism and Machine Theory*. 2024. Vol. 203. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2024.105782>.
3. Deepak B., Bahubalendruni M. Numerical analysis for force distribution along the swing jaw plate of a single toggle jaw crusher. *World Journal of Engineering*. 2017. No. 14 (3). P. 255–260. DOI: <https://doi.org/10.1108/WJE-07-2016-0025>.
4. Pramanika S., Thipsec S. Kinematic synthesis of central-lever steering mechanism for four wheel vehicles. *Acta Polytechnica*. 2020. Vol. 60 (3). P. 252–258. DOI: <https://doi.org/10.14311/AP.2020.60.0252>.
5. Murithi M., Keraita J. N., Obiko J. O., Mwema F. M., Wambua J. M., Jen T. C. Optimisation of the swinging jaw design for a single toggle jaw crusher using finite element analysis. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing (IJIDeM)*. 2022. No. 18. P. 6351–6358. DOI: <https://doi.org/10.1007/s12008-022-01044-3>.
6. Koshel S., Dvorzhak V., Koshel H., Zalyubovskiy M., Panasyuk I. Analysis of the third class mechanism using the modeling method in the Mathcad software environment. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. 2024. No. 5. P. 51–58. DOI: <https://doi.org/10.33271/nvngu/2024-5/051>.

7. Han, B., Zhou, Y., Han, M., Hu, X., Xu, Y., & Yao, J. (2024). Kinematics and dynamics characteristics of a double-ring truss deployable antenna mechanism based on triangular prism deployable unit. *Thin-walled structures*, Vol. 206, Part A, Art. 112608. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2024.112608>.
8. Delyová, I., Hroncová, D., & Frankovský, P. (2021). Kinematic analysis of the industrial robot effector. *International Scientific Journal about Mechatronics*, 6 (2), 25–28. DOI: <https://doi.org/10.22306/am.v6i2.76>.
9. Hideki Murai, E., Simoni, R., & Martins, D. (2018). Influence map: Determining the actuators influence in kinematic chains for mechanism design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 223 (10), 3547–3556. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406218820555>.
10. Kharzhevskiy, V., Marchenko, M., Tkachuk, V., & Bereziuk, O. (2023). Syntez rehulovanoho mekhanizmu shveinoi mashyny ta yoho kinematychnyi analiz za dopomohoiu SOLIDWORKS [Synthesis of adjustable mechanism of sewing machine and its kinematic analysis using SOLIDWORKS]. *Visnyk Khmelnytskyi national university = Herald of Khmelnytskyi National University. Technical Sciences*, 329(6), 380–385. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2023-329-6-380-385> [in Ukrainian].
11. Diwan, N. (2020). Kinematic analysis of a new designed eight-link riveter mechanism. *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology (IJARET)*, Vol. 11, 380–386. DOI: <https://doi.org/10.34218/IJARET.11.9.2020.039>.
12. Imamović, M., Hadžikadunić, F., Talić-Čikmiš, A., & Bošnjak, A. (2019). Examples of kinematic analysis of complex mechanism using modern software applications. *Materials Science and Engineering*, (659), 012019. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/659/1/012019>.
13. Jiang, J., Wu, D., He, T., Zhang, Y., Li, C., & Sun, H. (2022). Kinematic analysis and energy saving optimization design of parallel lifting mechanism for stereoscopic parking robot. *Energy Reports*, (8), 2163–2178. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.01.133>.
14. Simas, H., Simoni, R., & Martins, D. (2017). Design and analysis of a self-aligning parallel mechanism with asymmetrical kinematic structure. *Meccanica*, (52), 2991–3002. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0615-3>.
15. Campa, F., Diez, M., Corral, J., Macho, E., Herrero, S., & Pinto, C. (2024). Mechatronic design
7. Han B., Zhou Y., Han M., Hu X., Xu Y., Yao J. Kinematics and dynamics characteristics of a double-ring truss deployable antenna mechanism based on triangular prism deployable unit. *Thin-walled structures*. 2024. Vol. 206, Part A. Art. 112608. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.tws.2024.112608>.
8. Delyová I., Hroncová D., Frankovský P. Kinematic analysis of the industrial robot effector. *International Scientific Journal about Mechatronics*. 2021. No. 6 (2). P. 25–28. DOI: <https://doi.org/10.22306/am.v6i2.76>.
9. Hideki Murai E., Simoni R., Martins D. Influence map: Determining the actuators influence in kinematic chains for mechanism design. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2018. No. 223 (10). P. 3547–3556. DOI: <https://doi.org/10.1177/0954406218820555>.
10. Харжевський В., Марченко М., Ткачук В., Березюк О. Синтез регульованого механізму швейної машини та його кінематичний аналіз за допомогою SOLIDWORKS. *Вісник Хмельницького національного університету. Серія: Технічні науки*. 2023. Том 329, № 6. С. 380–385. <https://doi.org/10.31891/2307-5732-2023-329-6-380-385>.
11. Diwan N. Kinematic analysis of a new designed eight-link riveter mechanism. *International Journal of Advanced Research in Engineering and Technology (IJARET)*. 2020. Vol. 11. P. 380–386. DOI: <https://doi.org/10.34218/IJARET.11.9.2020.039>.
12. Imamović M., Hadžikadunić F., Talić-Čikmiš A., Bošnjak A. Examples of kinematic analysis of complex mechanism using modern software applications. *Materials Science and Engineering*. 2019. Vol. 659. Art. 012019. DOI: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/659/1/012019>.
13. Jiang J., Wu D., He T., Zhang Y., Li C., Sun H. Kinematic analysis and energy saving optimization design of parallel lifting mechanism for stereoscopic parking robot. *Energy Reports*. 2022. Vol. 8. P. 2163–2178. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.01.133>.
14. Simas H., Simoni R., Martins D. Design and analysis of a self-aligning parallel mechanism with asymmetrical kinematic structure. *Meccanica*. 2017. Vol. 52. P. 2991–3002. DOI: <https://doi.org/10.1007/s11012-017-0615-3>.
15. Campa F., Diez M., Corral J., Macho E., Herrero S., Pinto C. Mechatronic design of a 3 degrees of

of a 3 degrees of freedom parallel kinematics manipulator with integrated force plate for human balance evaluation and rehabilitation. *Mechatronics*, (105), 103278. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2024.103278>.

freedom parallel kinematics manipulator with integrated force plate for human balance evaluation and rehabilitation. *Mechatronics*. 2024. Vol. 105. Art. 103278. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2024.103278>.

KOSHEL OLEKSANDR

Postgraduate Student,
Department of Mechanical Engineering,
Kyiv National University of Technologies
and Design, Ukraine
<https://orcid.org/0009-0006-3788-9298>
E-mail: koshel_aleksandr@ukr.net

PANASYUK IGOR

Doctor of Technical Sciences, Professor,
Department of computer engineering and
electromechanics,
Kyiv National University of Technologies and Design,
Ukraine
<https://orcid.org/0000-0001-6671-4266>
Scopus Author ID: 57219251131
ResearcherID: D-4255-2017
E-mail: panasjuk1961@gmail.com

Oleksandr KOSHEL, IGOR PANASYUK

Kyiv National University of Technologies and Design, Ukraine

**DETERMINATION OF THE ABSOLUTE LINEAR ACCELERATION
OF A POINT IN THE WORKING CHAMBER OF THE SPATIAL MECHANISM
OF A TUMBLING MACHINE**

Purpose. Determination of the absolute linear acceleration (in magnitude and direction) of a conventional point corresponding to the location of a part in the working chamber of the drum of a tumbling machine for processing light-industry parts, under conditions of complex spatial motion of a cylindrical chamber.

Methodology. The kinematic analysis of a point of the working chamber of a machine for processing light-industry parts was carried out using the principles of complex motion of a material point from the course of theoretical mechanics.

Findings. Using the principles of theoretical mechanics, the complex spatial motion of a point of the working chamber of the machine was represented as a combination of two simple rotational motions, namely: the relative rotational motion of the point about the geometric axis of the cylindrical chamber, and the transport rotational motion together with the chamber about the geometric axis of two coaxially arranged driving shafts of the machine. Independent investigations of the point acceleration in the relative motion and in the transport motion made it possible to determine the absolute linear acceleration of the selected point of the working chamber in magnitude and direction.

Originality. Equations were obtained for calculating the magnitude and direction of the vector of absolute linear acceleration of a conventional point corresponding to the location of a part in the working chamber of a tumbling machine for processing light-industry parts with two independent driving shafts.

Practical value. A calculation scheme was developed for investigating the linear acceleration of a point of the working chamber of a tumbling machine for processing light-industry parts under conditions of complex spatial motion of the cylindrical chamber. The calculation scheme allowed independent investigation of the two simple motions resulting from the independent rotational motion of the driving shafts in the relative and transport motion of the working chamber, and made it possible to determine the absolute linear acceleration of the conventional point corresponding to the location of a part in both magnitude and direction. The obtained results of the kinematic analysis enable performing a corresponding assessment of the motion regime of the technological array of parts in the working chamber of the tumbling machine.

Keywords: light-industry equipment; tumbling machine; mechanism; spatial mechanism; light-industry parts; flat parts; kinematic analysis; kinematic parameters; angular velocity; acceleration; spatial motion; cylindrical chamber.