

М. Г. ЗАЛЮБОВСЬКИЙ, В. В. МАЛИШЕВ
ЗВО «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

І. В. ПАНАСЮК
Київський національний університет технологій та дизайну

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНОГО МОМЕНТУ ОПОРУ ВЕДУЧОГО ВАЛУ ГАЛТУВАЛЬНОЇ МАШИНИ, УТВОРЕНОГО ПЕРЕМІЩЕННЯМ СИПКОГО МАСИВУ У РОБОЧІЙ ЄМКОСТІ

До галтувальних технологічних операцій відносяться процеси очищення поверхонь деталей від задирок, задирок, облою та окалин, продуктів корозії, заокруглення гострих країв, відділення деталей від ливників, а також, процеси покращення якості поверхонь виробів: шліфування чи полірування. Дані технологічні операції реалізуються за допомогою різних типів обладнання: вібраційні, роторні та шпindelні машини, обертальні барабани тощо. Найбільш перспективним вважаються машини зі складним просторовим рухом робочих ємкостей. Проведені аналітичні дослідження визначення динамічного моменту опору ведучого вала галтувальної машини на основі закономірностей переміщення сипкого масиву в середині робочої ємкості. Встановлені положення рухомих ланок машини та сипкого масиву у середині ємкості, які відповідають виникненню максимальної динамічної складової моменту опору на ведучому валу, створеного сипким масивом завантаженим до робочої ємкості. Отримано вираз для розрахунку значення динамічної складової моменту опору на ведучому валу машини, створеного сипким масивом завантаженим до робочої ємкості. Отримані результати досліджень можуть бути використані відповідними машинобудівними підприємствами на стадії проектування галтувальних типів обладнання з ємкостями, що виконують складний просторовий рух.

Ключові слова: робоча ємкість, сипкий масив, динамічний момент опору, просторовий рух.

M. G. ZALYUBOVSKIY, V. V. MALYSHEV
Open International University of Human Development "Ukraine"
I. V. PANASYUK
Kyiv National University of Technology and Design

DETERMINATION OF THE DYNAMIC TORQUE OF THE RESISTANCE OF THE DRIVE SHAFT OF THE REPLACING MACHINE FORMED BY THE MOVEMENT OF THE BULK ENVIRONMENT IN THE WORK TANK

Galvanizing technological operations include the processes of cleaning the surfaces of parts from burrs, burrs, bumps and scale, corrosion products, rounding of sharp edges, separation of parts from castings, as well as processes to improve the quality of product surfaces: grinding or polishing. These technological operations are implemented using different types of equipment: vibrating, rotary and spindle machines, rotating drums, etc. The most promising are considered to be machines with complex spatial movement of working tanks. Analytical researches of definition of dynamic moment of resistance of a driving shaft of the shredding machine on the basis of laws of movement of loose mass in the middle of working capacity are carried out. The positions of the moving parts of the machine and the bulk array in the middle of the tank, which correspond to the maximum dynamic component of the moment of resistance on the drive shaft created by the bulk array loaded to the working tank. An expression is obtained to calculate the value of the dynamic component of the moment of resistance on the drive shaft of the machine, created by the bulk array loaded to the working tank. The obtained research results can be used by the relevant machine-building enterprises at the stage of designing galvanizing types of equipment with tanks performing complex spatial motion.

Key words: working capacity, bulk array, dynamic moment of resistance, spatial motion.

Постановка задачі

Обробка деталей у рухомих ємкостях технологічним середовищем має загальну назву – галтування. Галтування включає в себе оздоблювально-очищувальні технологічні процеси очищення поверхонь деталей від задорок, задирок, облою та окалин, продуктів корозії, заокруглення гострих країв, відділення деталей від ливників, а також, процеси покращення якості поверхонь виробів: шліфування [1] та полірування. На ці операції витрачається до 80 % [2] технологічного часу. На сьогодні відома велика кількість типів обладнання [3], використовуваного для оздоблювально-зачищувальних процесів обробки деталей, котре випускається різними вітчизняними та іноземними виробниками. Однак, галтувальні барабани з обертальним рухом робочої ємкості [4], а також вібраційні машини [5] мають низьку продуктивність. З поміж різних типів галтувального обладнання, яке широко використовується у різних галузях промисловості України найбільш перспективним вважаються машини зі складним просторовим рухом робочих ємкостей [6].

На сьогоднішній день, такий тип обладнання не має широкого використання у промисловості України. Зокрема, це пов'язано із відсутністю загальнодоступних комплексних підходів щодо дослідження його конструктивних, технологічних та енергетичних особливостей. Таким чином, проведення аналітичних та експериментальних досліджень конструктивних, технологічних та енергетичних параметрів такого обладнання є актуальною задачею для подальшого розвитку різних галузей промисловості України.

Аналіз досліджень та публікацій

З точки зору дослідження енергетичних параметрів галтувальних машин відома значна кількість наукових робіт. Зокрема, публікації [7, 8] присвячені дослідженню потужності, яка необхідна для роботи

звичайних обертових барабанів при їх різних ступенях заповнення. У роботі [9] представлено методику розрахунку потужності відцентрових машин. У роботі [10] авторами виконані дослідження статичного моменту опору на ведучому валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості, який створений масою рухомих ланок машини, а у статті [11] – дослідження статичного моменту створеного масою сипкого масиву у робочій ємкості, що виконує складний просторовий рух.

Виділення невирішених частин. Таким чином, залишається невирішеною задача щодо отримання загального закону, який би описував зміну моменту опору на ведучому валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості та включав би у себе, як статичні компоненти діючих сил на рухомі ланки та сипкий масив, так і динамічні компоненти сил. Зміст робіт [10, 11] присвячений саме дослідженню статичних компонентів діючих сил. Інші вище представлені наукові роботи щодо дослідження енергетичних параметрів, зокрема, не мають відношення до машин зі складним просторовим рухом робочих ємкостей.

Формулювання цілей. Метою даної роботи є дослідження динамічного моменту опору ведучого вала галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості, утвореного переміщенням сипкого масиву в середині ємкості.

Виклад основного матеріалу. Дослідження динамічного моменту опору ведучого вала виконувалися із використанням експериментального стенду «базової» конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості типу «Turbula» [6], детальний опис якого представлено у роботах [12–14]. Модель «базової» конструкції машини представлена на рис. 1, а, її кінематична схема – на рис. 2, б, а фото експериментального стенду – на рис. 3, в.

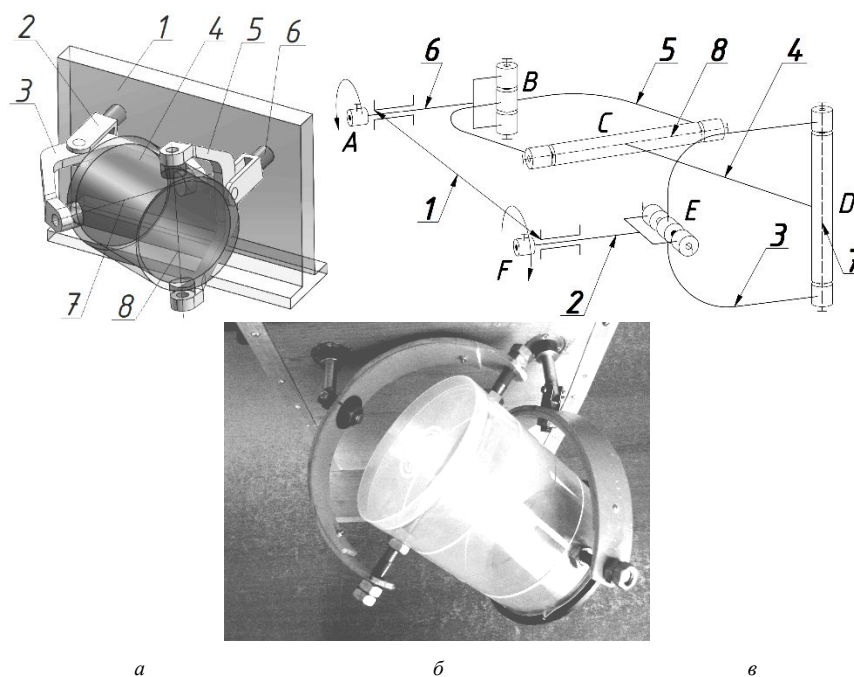


Рис. 1. «Базова» конструкція машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості: а – модель машини, б – кінематична схема, в – експериментальний стенд

Машини містить станину 1, ведучий 2 та ведений 6 вали, які встановлені у станині 1 паралельно в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, що виконаний у вигляді ведучого шатуна 3, веденого шатуна 5 та робочої ємкості 4 (проміжного шатуна), закріпленої між ведучим та веденим шатунами на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях 7 та 8, відповідно. Рухомі ланки машини утворюють собою просторовий шестиланковий механізм [12] з обертальними кінематичними парами [14].

Під час роботи машини, особливо при значних кутових швидкостях ведучого вала, на сипкий масив діятимуть сили інерції, які своїм впливом доповнюватимуть значення статичного моменту опору на ведучому валу, специфіка визначення якого представлена у роботах [10, 11]. З роботи [10] відомо, що раціональним буде визначення саме максимального значення моменту опору ведучого вала. Таким чином, необхідно встановити кути повороту ведучого вала, при яких динамічний моменту опору є максимальним. Динамічний момент опору визначали аналогічно статичному, на основі векторної суми моментів сил інерції взятої відносно попередньо визначеного [11] центру рівноваги машини O' чи Q' (рис. 3). На значення динамічного моменту опору впливатиме модуль сили інерції, що діє на сипкий масив та довжина плеча сили інерції.

Для того, щоб визначити кут повороту ведучого вала, при якому виникатиме максимальне значення динамічного моменту опору, проаналізуємо рух сипкого масиву в середині робочої ємкості. Попередніми дослідженнями [15, 16] встановлено, що найбільш інтенсивне переміщення сипкого масиву відбувається вздовж осі ємкості. Таке переміщення сипкого масиву переривається, незалежно від режиму руху, періодами спокою, коли весь сипкий масив, рухаючись в одному з напрямків, досягає торця робочої ємкості, за

рахунок зіткнення з ним зупиняється, а вже потім змінює напрямок свого переміщення у зворотній. При таких положеннях ємкості виникатиме найбільше значення сили інерції за рахунок того, що весь об'єм сипкого масиву створюватиме тиск на внутрішню поверхню робочої ємкості, на відміну від тих положень ємкості, коли частина сипкого масиву перебуває у стані вільного польоту та не контактуватиме з її стінками. У таких випадках тиск на внутрішню поверхню робочої ємкості буде значно меншим. Для визначення таких положень ємкості, коли весь сипкий масив контактуватиме з її внутрішніми стінками, було проведено експеримент, в якому спостерігали за переміщенням сипкого масиву крізь прозорі стінки ємкості експериментального стенду з кутовою швидкістю ведучого вала, яка забезпечує реалізацію водоспадного режиму руху. Фрагментальне відтворення переміщення сипкого масиву крізь прозорі стінки робочої ємкості, яка заповнена на 50 % з кроком обертання ведучого вала в 30° представлено на рис. 2.

Проаналізувавши наведені фрагменти переміщення сипкого масиву всередині робочої ємкості, можна зробити висновок, що майже весь сипкий масив перебувало у вигляді єдиного масиву практично в тих само положеннях ємкості, при яких виникатиме максимальне значення статичного моменту опору ведучого вала, тобто, приблизно при кутах повороту ведучого вала машини в 54° та 126°. Після чого визначали точку прикладання вектора сили інерції, яка діє на сипкий масив, з його напрямком, а також виводили вираз для визначення його модуля. Точка прикладання вектора сили інерції співпадає з точкою прикладання вектора прискорення, який на вертикальній проекції машини, в свою чергу, співпадатиме з центром мас сипкого масиву. Центр мас сипкого масиву, а також вирази для визначення центру мас отримані та представлені у роботах [10, 11].



Рис. 2. Переміщення сипкого масиву всередині робочої ємкості

Центр мас при заповненні робочої ємкості на 50 % [10] розташований практично на траєкторії, яку описує точка F . Окрім того, у роботі [11] визначено, що при заповненні робочої ємкості від 30 % до 70 % центр мас зміщатиметься на незначну відстань. Вважатимемо, що центром мас сипкого масиву є точка F . Для спрощення подальших розрахунків розглядали вплив сили інерції на сипкий масив лише у вертикальній площині. Точки F та E у проекції на вертикальну площину описують траєкторії кіл (центр кола, що описує точка F позначимо K , а центр траєкторії кола, що описує точка E – U , рис. 3, при чому, за один повний оберт ведучого вала точки двічі опишуть власні траєкторії. Кутова швидкість точки F буде в два рази більшою за кутову швидкість ведучого вала $\omega^{ведуч}$, а оскільки ведучий вал обертається із постійною кутовою швидкістю, то кутова швидкість ω_F також буде постійною:

$$\omega_F = 2\omega^{ведуч} = const. \tag{1}$$

Рівномірне обертання точки F виключає виникнення тангенціального прискорення з яким буде рухатися сипкий масив при відповідному куту повороту ведучого вала, тому повне прискорення визначатиметься як:

$$\vec{a}_F = \vec{a}_{Fn}. \tag{2}$$

Напрямок вектора повного прискорення буде направлений від точки F до центру її обертання K , а напрям сили інерції буде протилежний до вектора прискорення.

В свою чергу, модуль нормального прискорення a_{Fn} визначається як:

$$a_{Fn} = \omega_F^2 R, \tag{3}$$

де R – радіус обертання точки F по траєкторії кола, визначається як стала відстань від точки F до центру її обертання K та становитиме:

$$R = l_{FK} = 0,25l_{QO}. \tag{4}$$

Вираз (2) з урахуванням формул (1), (3) та (4) буде мати вигляд:

$$a_F = a_{Fn} = 4(\omega^{ведуч})^2 \frac{1}{4} l_{QO} = (\omega^{ведуч})^2 l_{QO}; \tag{5}$$

$$a_F = (\omega^{ведуч})^2 l_{QO}. \tag{6}$$

Сила інерції сипкого масиву прикладена в точці F визначатиметься як:

$$\bar{F}_{in.m} = m_C \bar{a}_F. \quad (7)$$

Рівняння (7) з урахуванням виразу (6) матиме вигляд:

$$F_{in.m} = m_C (\omega^{ведуч})^2 l_{QO}. \quad (8)$$

Запишемо рівняння для визначення моменту сили інерції прикладеної в точці F відносно центру рівноваги машини:

$$\bar{M}_{mF_{in}} = \bar{F}_{in.m} l_{F_{in}}, \quad (9)$$

де $l_{F_{in}}$ – плече сили інерції прикладеної в точці F , яка діє на сипкий масив.

З прямокутного трикутника $Q'KD$, де кут $Q'DK = 90^\circ$, визначимо довжину плеча $l_{F_{in}}$ (рис. 3):

$$l_{F_{in}} = l_{Q'K} \cos \psi. \quad (10)$$

Довжину $l_{Q'K}$ можна визначити як:

$$l_{Q'K} = l_{Q'O'} + l_{O'K}. \quad (11)$$

З виразу (3.17) відомо, що довжина $l_{Q'O'}$ рівна третині довжини між осями ведучого та веденого валів l_{QO} . Враховуючи те, що траєкторії обертання точок E та F дотикаються у точці, котра співпадає з серединою відстані між осями ведучого та веденого валів машини l_{QO} , то справедливим буде вираз:

$$l_{O'K} = l_{QK} - l_{QO'} = \frac{3}{4} l_{QO} - \frac{2}{3} l_{QO} = \frac{1}{12} l_{QO}. \quad (12)$$

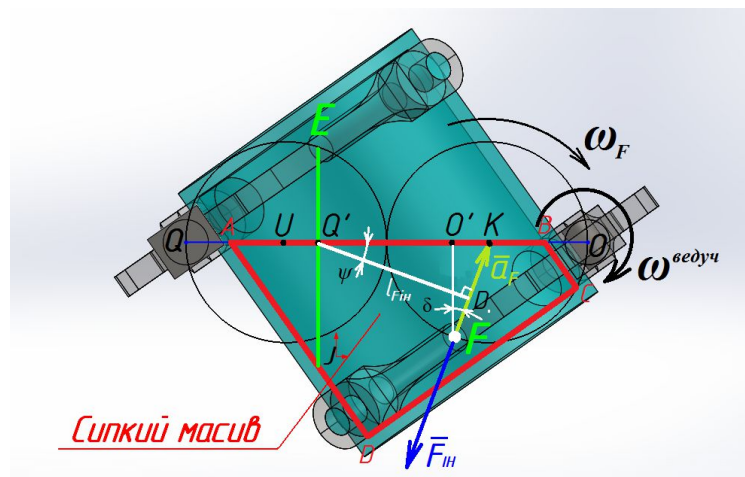


Рис. 3. Розрахункова схема для визначення сили інерції у вертикальній проекції машини

Вираз (11) з урахуванням рівняння (12) та отриманого у роботі [11] виразу для розрахунку міжосьової відстані l_{QO} матиме вигляд:

$$l_{Q'K} = \frac{5}{12} l_{QO}. \quad (13)$$

Підставимо значення виразу (13) у рівняння (10):

$$l_{F_{in}} = \left(\frac{5}{12} l_{QO} \right) \cos \psi. \quad (14)$$

Оскільки $\psi = \delta$, то визначимо кут δ з прямокутного трикутника $O'KF$:

$$\psi = \delta = \arcsin \frac{l_{O'K}}{l_{FK}}. \quad (15)$$

Запишемо вираз для визначення довжини l_{FK} :

$$l_{FK} = 0,25 l_{QO}. \quad (16)$$

Підставивши у рівняння (15) значення виразів (12) та (16) визначимо дійсне значення кута ψ :

$$\psi \approx 19,5^\circ. \quad (17)$$

Підставимо у рівняння (14) значення кута ψ та отримаємо вираз для визначення плеча сили інерції:

$$l_{F_{in}} = \left(\frac{5}{12} l_{QO} \right) \cos 19,5^\circ. \quad (18)$$

Оскільки $\cos 19,5^\circ \approx 0,95$, то для спрощення кінцевого виразу його можна прийняти рівним одиниці (18), таким чином, плече сили інерції фактично буде рівне відстані $l_{Q'K}$ або:

$$l_{F_{in}} = \frac{5}{12} l_{QO}. \quad (19)$$

Запишемо вираз (9) з урахуванням рівнянь (8) та (19):

$$\overline{M}_{оп.мFin} = 0,42 m_c (\omega^{ведучи})^2 l_{QO}^2. \quad (20)$$

За допомогою виразу (20) можна розрахувати значення динамічної складової моменту опору на ведучому валу машини, створеного сипким масивом завантаженим до робочої ємкості.

Висновки

1. Виконані дослідження динамічного моменту опору на ведучому валу галтувальної машини, утвореного переміщенням сипкого масиву у середині робочої ємкості, яка виконує складний просторовий рух.
2. Встановлено положення рухомих ланок машини та сипкого масиву у середині ємкості, які відповідають виникненню максимальної динамічної складової моменту опору на ведучому валу, створеного сипким масивом завантаженим до робочої ємкості.
3. На основі аналітичних досліджень отримано вираз для розрахунку значення динамічної складової моменту опору на ведучому валу машини, створеного сипким масивом завантаженим до робочої ємкості.

Література

1. Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32.
2. Бурмістенков О.П. Виробництво литих деталей та виробів з полімерних матеріалів у взуттєвій та шкіргалантерейній промисловості : монографія / О.П. Бурмістенков, Б.М. Злотенко, В.П. Коновал, І.В. Панасюк, М.Є. Скиба, О.М. Синюк. – Хмельниц., 2007. – 255 с.
3. Залюбовський М.Г. Машини зі складним рухом робочих ємкостей для обробки полімерних деталей : монографія / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев. – К. : Університет «Україна», 2018. – 228 с.
4. Першин, В.Ф. Машини барабанного типа: основы теории, расчета и конструирования / В.Ф. Першин. – Воронеж : Изд-во ВГУ, 1990. – 168 с.
5. Шумакова Т.А. Инструмент для виброабразивной обработки деталей : монографія / Т.А. Шумакова, В.И. Шаповалов, Ю.И. Гутько ; Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля. – Луганск : Ноулидж, 2011. – 59 с.
6. Willy A. Bachofen (WAB) : сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2021. – URL : <https://www.wab-group.com/en/> (дата відвідування: 05.03.2021).
7. Модестов В.Б. Определение мощности смесителя, необходимой при смешивании сыпучих материалов. "Химическое и нефтегазовое машиностроение", № 3, 2003. С. 7–8.
8. Модестов В.Б. Смесители сыпучих и пастообразных материалов : монографія / В. Б. Модестов ; МОНМС України, Восточноукр. нац. ун-т им. В. Даля, Технол. ин-т. – Луганск, 2011. – 353 с.
9. Копин В.А., Макаров В.Л., Ростовцев А.М. Обработка изделий из пластмасс. – М. : Химия, 1988. – 176 с.
10. Залюбовський М.Г. Дослідження статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – № 1 (293). – С. 86–92.
11. Залюбовський М.Г. Визначення статичного моменту опору ведучого валу галтувальної машини, створеного масою сипкого середовища у робочій ємкості / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2021. – № 2 (295) – С. 116–122.
12. Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // International Applied Mechanics, 56, issue 1, April 2020, 54–64.
13. Zalyubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zalyubovskiy, I. V. Panasyuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu. – 2020. – 178, issue 4, 69–75.

14. Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // *International Applied Mechanics*, 56, issue 6, November 2020, 762–772.
15. Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of Turbulent Motion using Positron Emission Particle Tracking / Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Cook M., Ingram A., Stitt E. H. // *CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences* – 2010. – No. 3 (Vol. 59). – P. 217–238.
16. Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // *Metallurgical and Mining Industry* – 2015. – № 3. – P. 260–264.

References

- Zalyubovskiy M.G. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity / Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. // *Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design* – 2019. – Vol. 2 (132). – P. 24 – 32.
- Burmistenkov O.P. Vyrobnystvo lytykh detalei ta vyrobiv z polimernykh materialiv u vztutievii ta shkirhalantereinii promyslovosti : monohrafiia / O.P. Burmistenkov, B.M. Zlotenko, V.P. Konoval, I.V. Panasiuk, M.Ie. Skyba, O.M. Syniuk. – Khmelnyts., 2007. – 255 c.
- Zaliubovskiy M.H. Mashyny zi skladnym rukhom robochykh yemkosti dlia obrobky polimernykh detalei : monohrafiia / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev. – K. : Universytet «Ukraina», 2018. – 228 s.
- Pershin, V.F. Mashyny barabannogo tipa: osnovy teorii, rascheta i konstruirovaniya / V.F. Pershin. – Voronezh : Izd-vo VGU, 1990. – 168 s.
- Shumakova T.A. Instrument dlya vibroobrazivnoy obrabotki detalej : monografiya / T.A. Shumakova, V.I. Shapovalov, Yu.I. Gutko ; Vostochnoukr. nac. un-t im. V. Dalya. – Lugansk : Noulidzh, 2011. – 59 c.
- Willy A. Bachofen (WAB) : sajt Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2021. – URL : <https://www.wab-group.com/en/> (data vidviduvannya: 05.03.2021).
- Modestov V.B. Opredelenie moshnosti smesatelya, neobhodimoy pri smeshivanii sypuchih materialov. "Himicheskoe i neftegazovoe mashinostroenie", № 3, 2003. S. 7–8.
- Modestov V.B. Smesatelyi sypuchih i pastoobraznykh materialov : monografiya / V. B. Modestov ; MONMS Ukrainy, Vostochnoukr. nac. un-t im. V. Dalya, Tehnol. in-t. – Lugansk, 2011. – 353 c.
- Kopin V.A., Makarov V.L., Rostovcev A.M. Obrabotka izdelij iz plastmass. – M. : Himiya, 1988. – 176 s.
- Zaliubovskiy M.H. Doslidzhennia statychnoho momentu oporu veduchoho valu haltuvalnoi mashyny zi skladnym prostоровym rukhom robochoi yemkosti // *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky* – 2021. – № 1 (293). – S. 86–92.
- Zaliubovskiy M.H. Vyznachennia statychnoho momentu oporu veduchoho valu haltuvalnoi mashyny, stvorenoho masoiu sypkoho seredovyscha u robochii yemkosti / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk // *Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky* – 2021. – № 2 (295). – S. 116–122.
- Zalyubovskii M. G. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // *International Applied Mechanics*, 56, issue 1, April 2020, 54–64.
- Zaliubovskiy M. G. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism / M. G. Zaliubovskiy, I. V. Panasiuk, Yu. I. Smirnov, V. V. Malyshev // *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*. – 2020. – 178, issue 4, 69–75.
- Zalyubovskii M. G. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels / M. G. Zalyubovskii, I. V. Panasyuk // *International Applied Mechanics*, 56, issue 6, November 2020, 762–772.
- Marigo M. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of Turbulent Motion using Positron Emission Particle Tracking / Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Cook M., Ingram A., Stitt E. H. // *CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences* – 2010. – No. 3 (Vol. 59). – P. 217–238.
- Panasyuk I. Driving machine shaft angular velocity impact on motion conditional change of granular medium in working reservoir for components compounding and process / I. Panasyuk, M. Zalyubovskiy // *Metallurgical and Mining Industry* – 2015. – № 3. – P. 260–264.

М. Г. ЗАЛЮБОВСЬКИЙ
І. В. ПАНАСЮК
В. В. МАЛИШЕВ

ORCID ID: 0000-0001-6258-0088
ORCID ID: 0000-0001-6671-4266
ORCID ID: 0000-0003-2756-3236

markzalubovskiy@gmail.com
panasjuk1961@gmail.com
victor.malyshev.igic@gmail.com

Рецензія/Peer review : 04.05.2021 р.

Надрукована/Printed : 30.06.2021 р.