

ЗАЛЮБОВСЬКИЙ М. Г.

ЗВО «Відкритий міжнародний університет розвитку людини «УКРАЇНА»

ORCID ID: 0000-0001-6258-0088

e-mail: markzalubovskiy@gmail.com

ПАНАСЮК І. В.

Київський національний університет технологій та дизайну

ORCID ID: 0000-0001-6671-4266

e-mail: panasjuk1961@gmail.com

ВИЗНАЧЕННЯ ДЕЯКИХ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ГАЛУВАЛЬНОЇ МАШИНИ ТИПУ «TURBULA»

Запропоновано конструкцію галтувальної машини типу «Turbula» без наявності пасивного зв'язку у її кінематичному ланцюзі, який має негативний вплив на експлуатаційні властивості обладнання. Дану конструкцію машини можна реалізувати за рахунок введення у кінематичний ланцюг додаткової рухомої ланки – шатуна, який однією обертальною кінематичною парою з'єднаний з робочою ємкістю, а іншою – з веденою вилкою. Описано принцип роботи механізму та машини. Проведені дослідження щодо визначення аналітичним шляхом основних геометричних та конструктивних параметрів машини, що, в цілому, забезпечують її раціональне функціонування. Встановлено взаємозв'язок між геометричними параметрами рухомих ланок машини та зміною амплітуди їх переміщень. Отримані вирази, що дають можливість розрахувати амплітуду зміни відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок до робочої ємкості та додаткової рухомої ланки шатуна, а також амплітуду зміни кута між віссю робочої ємкості та віссю шатуна. Отримані результати аналітичних досліджень можуть бути використані у відповідних конструкторських бюро машинобудівних підприємств на стадії проектування галтувального обладнання зі складним просторовим рухом робочих ємкостей.

Ключові слова: пасивний зв'язок, кінематичний ланцюг, шатун, галтування, робоча ємкість.

MARK ZALUBOVSKYI

Open International University of Human Development "Ukraine"

IGOR PANASYUK

Kyiv National University of Technology and Design

DETERMINATION OF CERTAIN CONSTRUCTIVE AND GEOMETRIC PARAMETERS OF TURBULA TYPE MACHINE

The design of a turbulence type machine without a passive connection in its kinematic circuit, which has a negative impact on the performance of the equipment, is proposed. This design of the machine can be realized by introducing into the kinematic circuit an additional movable link - a connecting rod, which is connected by one rotating kinematic pair to the working capacity, and the other - to the driven fork. The principle of operation of the mechanism and the machine is described. Studies have been carried out to determine analytically the basic geometric and structural parameters of the machine, which, in general, ensure its rational operation. The relationship between the geometric parameters of the moving parts of the machine and the change in the amplitude of their movements. In particular, expressions are obtained that make it possible to calculate the amplitude of the change in the distance between mutually perpendicular geometric axes of the forks to the working tank and the additional movable link of the connecting rod, as well as the amplitude of the angle between the working tank axis and the connecting rod axis. The obtained results of analytical researches can be used in the corresponding design bureaus of the machine-building enterprises at a stage of designing of the shredding equipment with difficult spatial movement of working capacities.

Keywords: passive connection, kinematic circuit, connecting rod, shunting, working capacity.

Постановка задачі

Вперше на території Радянського Союзу, на міжнародній хімічній виставці, яка відбувалася у Москві [1], в 1966 році було представлено новітню розробку швейцарської фірми Willy A. Bachofen (WAB) [2] – «базову конструкцію» машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості, яка була призначена для виконання процесів змішування сипких дрібнодисперсних речовин.

З того часу та по сьогоднішній день цей змішувач немає конкурентів по інтенсивності виконання даної технологічної операції. Було доведено [3–5], що змішування двох або декількох фракцій сипких дрібнодисперсних речовин відбувається упродовж рекордно короткого часу (2–5 хв роботи машини).

Починаючи з 2013 року, в Київському національному університеті технологій та дизайну було реалізовано експериментальну установку базової конструкції даної машини та проведено ряд досліджень щодо можливості виконання на ній фінішних галтувальних операцій обробки деталей: полірування дрібних полімерних деталей [6], відділення деталей від ливників [7] тощо. Результати досліджень довели [8] успішність використання даної машини для усіх вище згаданих галтувальних операцій. Таким чином, було досягнуто значного збільшення продуктивності виконання галтувальних технологічних операцій, зменшення енерговитрат тощо. Такий позитивний процес відбувався за рахунок реалізації турбулентного водоспадного режиму руху робочого середовища всередині ємкості за рахунок її специфічного просторового переміщення.

Однак, просторовий механізм такої машини має суттєвий недолік – у його структурі наявним є надлишковий зв'язок [9], який негативно впливає на довговічність та експлуатаційні характеристики

механізму [10, 11], що, в цілому, може призвести до значного погіршення експлуатаційних властивостей обладнання. Саме тому, авторами було розроблений цілий ряд галтувальних машин [12–15] на основі модернізації «базової конструкції» машини, з конструкцій яких було усунуто вплив пасивного зв'язку. Однією з яких є галтувальна машина із використанням додаткової рухомої ланки – шатуна, який обертається кінематичними парами з'єднаний з робочою ємкістю та веденою вилкою.

Однак, враховуючи особливості складного просторового механізму з обертальними парами, постає проблема у отриманні виразів для визначення його геометричних та конструктивних параметрів, які, в цілому, будуть визначати його функціональні можливості.

Аналіз досліджень та публікацій

Просторові механізми, зокрема з обертальними кінематичними парами, мають широке застосування в різних галузях промисловості та характеризуються складністю своєї будови та значною трудоемкістю щодо їх синтезу та аналізу. Відомі [8] два шляхи звільнення просторових механізмів від надлишкового зв'язку: збільшення ступеня рухомості за рахунок додавання у кінематичних ланцюг просторового механізму додаткової рухомої ланки або заміна однієї з кінематичних пар п'ятого класу на кінематичну пару четвертого класу.

Наприклад, розроблені механізми машин з двома робочими ємкостями [14], що з'єднані між собою поступальною чи обертальною кінематичними парами. Таке технічне рішення дає можливість на одній машині одночасно виконувати дві різні технологічні операції або одночасно обробляти дві партії різних деталей. Відомий шестиланковий механізм машини [15], у якому ведена вилка з робочою ємкістю з'єднана за допомогою кінематичної пари 4-го класу, що також збільшує ступінь рухомості механізму та виключає вплив надлишкового зв'язку. Розроблений механізм машини [13], в якій ведений вал кінематично з'єднаний з повзуном, а повзун встановлений в станині з можливістю зворотно-поступально переміщення вздовж напрямної. Галтувальна машина із використанням додаткової рухомої ланки – шатуна [12], який обертається кінематичними парами з'єднаний з робочою ємкістю та веденою вилкою.

Виділення невирішених частин

Незважаючи на попередні комплексні дослідження, до теперішнього часу залишається значна кількість невирішених питань. Зокрема, для галтувальної машини із використанням додаткової рухомої ланки – шатуна [12], який обертається кінематичними парами з'єднаний з робочою ємкістю та веденою вилкою, не отримані вирази для визначення амплітуди переміщення деяких ланок, зміни кута, що утворюється між відповідними ланками та циклічно змінюється у процесі експлуатації машини.

Формулювання цілей

Суть роботи полягає у визначенні відповідних конструктивних та геометричних параметрів галтувальної машини типу «Turbula» з метою забезпечення подальшої раціональної експлуатації.

Виклад основного матеріалу

Розглянуто «базову конструкцію» машини [16] зі складним просторовим рухом робочої ємкості (рис. 1), модель якої представлена на рис. 1. а, кінематична схема просторового механізму машини представлена на рис. 1. б.

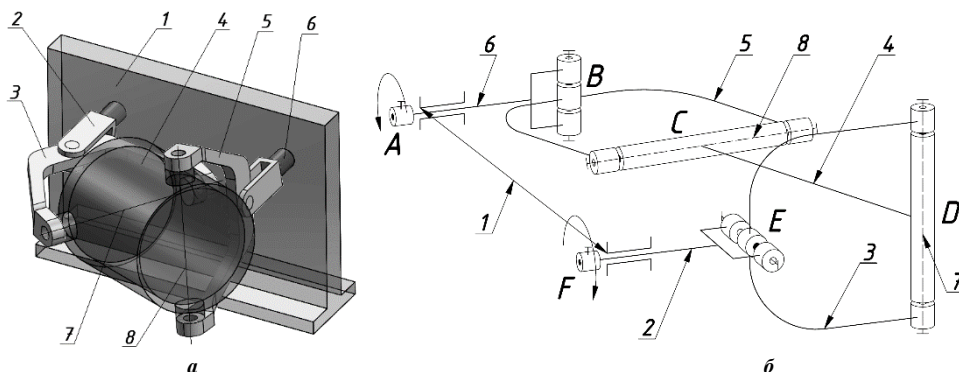


Рис. 1. «Базова конструкція» машини зі складним просторовим рухом робочої ємкості:
а – модель машини, б – кінематична схема

Машина містить станину 1, ведучий 2 та ведений 6 вали, встановлені в станині паралельно в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, що виконаний у вигляді ведучої вилки 3, веденої вилки 5 та робочої ємкості 4, закріпленої між вилками на діаметрально взаємно перпендикулярних геометричних осях 7 та 8 відповідно. Рухомі ланки машини утворюють собою просторовий шестиланковий механізм з обертальними кінематичними парами, який являє собою замкнений кінематичний ланцюг ABCDEF, вісі А та F, паралельні між собою, а вісі А і В, В і С, С і D, D і Е, Е і F перпендикулярні між собою відповідно. Завдяки такому розташуванню кінематичних пар, робочий орган (ланка 4) виконує складний

просторовий рух. Використовуючи формулу Сомова-Малишева [9] для визначення ступеня рухомості механізму, встановлено, що він буде дорівнювати нулю:

$$W = 6n - \sum_{s=1}^{s=5} (6-s)p_s = 0, \tag{1}$$

де n – кількість рухомих ланок (5 ланок: ведучий 1 та ведений 6 вали, ведуча 3 та ведена 5 вилки, робоча ємкість 4), p_s – кількість рухомих кінематичних пар s – класу (6 кінематичних пар 5-го класу: А, В, С, D, E, F).

Відповідно до формули (1) механізм є непрацездатним, однак, незважаючи на це, він здатен функціонувати при забезпеченні чітких конструктивних співвідношень довжин його ланок, які отримані в роботах [19, 24]. Такий факт пояснюється наявністю в ньому надлишкового зв'язку.

Надлишковий зв'язок негативно впливає на довговічність та експлуатаційні характеристики механізму. Встановлено [8], що механізм може функціонувати лише при дотриманні чітких конструктивних співвідношень довжин її ланок. Під час роботи механізму, навіть при незначній деформації однієї з ланок, може виникнути його заклинювання, як наслідок він одразу виходить з ладу. Крім того, деталі потрібно виготовляти за допусками з підвищеною точністю. За рахунок цього, собівартість такого обладнання значно підвищується, а термін експлуатації знижується.

Таким чином, було розроблено конструкцію галтувальної машини із використанням додаткової рухомої ланки – шатуна [12] (рис. 2), який обертальними кінематичними парами з'єднаний з робочою ємкістю та веденою вилкою. На рис. 2, а представлено модель розробленої машини, а на рис. 2, б – кінематичну схему.

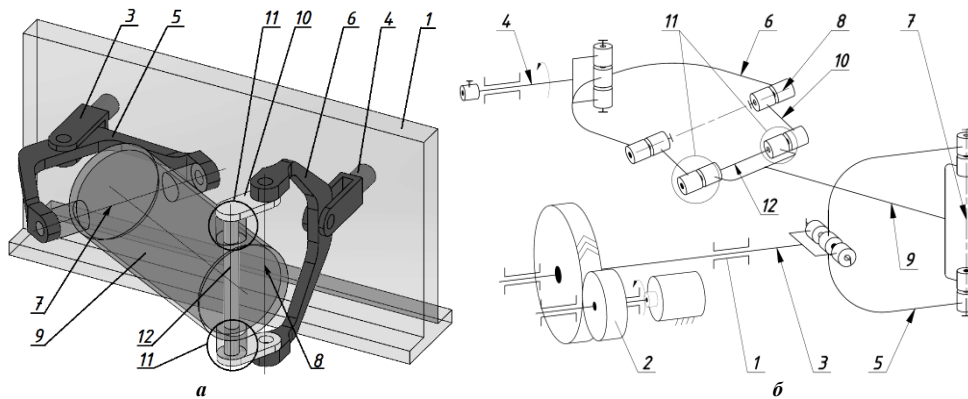


Рис. 2. Розроблена конструкція галтувальної машини із використанням додаткової рухомої ланки – шатуна: а – модель машини, б – кінематична схема

Детальний опис конструкції розробленої машини та принцип її роботи представлений у роботі [12].

Далі на рис. 3 та 4 представлено вид зверху даної конструкції машини при різних крайніх положеннях рухомих ланок.

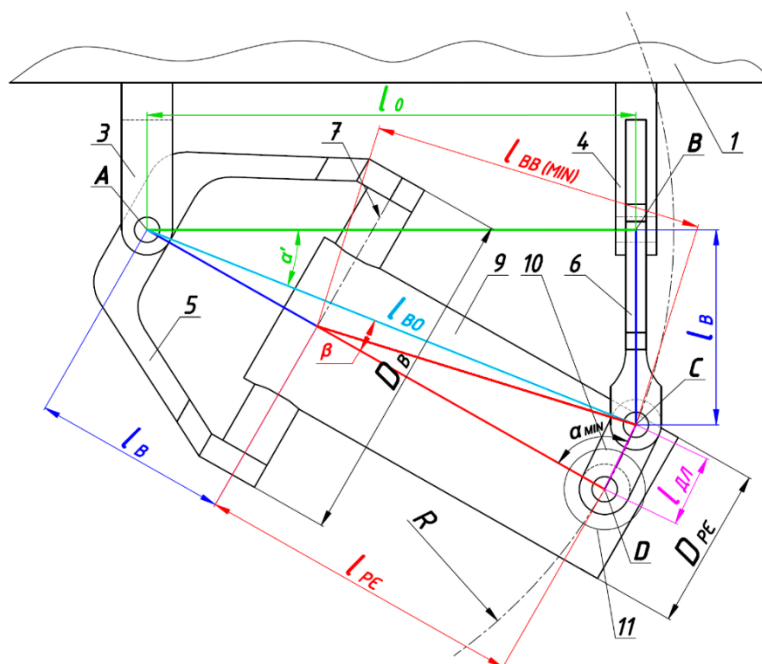


Рис. 3. Розроблена конструкція галтувальної машини із використанням додаткової рухомої ланки – шатуна – вид зверху (перше крайнє положення шатуна)

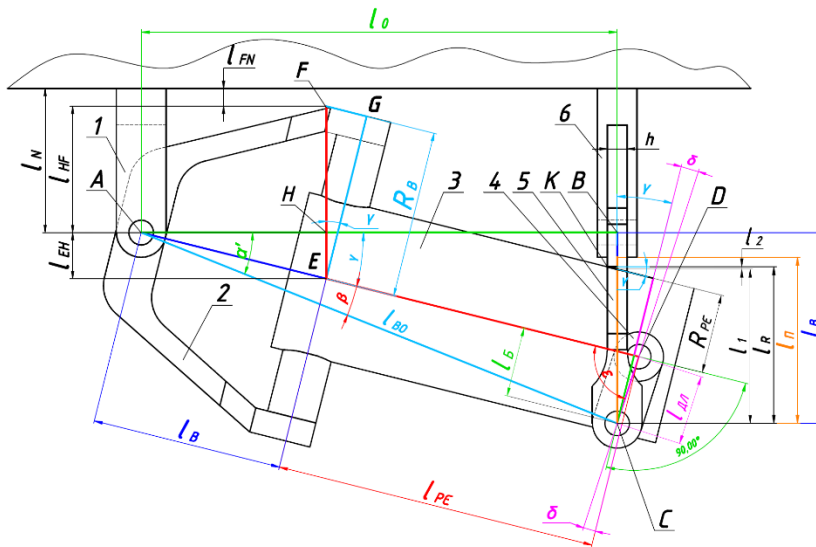


Рис. 4. Розроблена конструкція галтувальної машини із використанням додаткової рухомої ланки – шатуна – вид зверху (друге крайнє положення шатуна)

Попередньо у роботі [12] було отримано вирази для розрахунку мінімально допустимих відстаней l_N та l_{FN} ведучого та веденого валів машини, що забезпечуватимуть її безперешкодне функціонування, вирази для розрахунку кутів α' (кут між l_0 та l_{BO}), β (кут між l_{BO} та l_{PC}) та γ (кут між l_B та l_{DL}).

Під час експлуатації даної конструкції машини циклічно буде змінюватися значення кута α (рис. 3). Запишемо вираз для визначення амплітуди α_A зміни кута α :

$$\alpha_A = \alpha_{MAX} - \alpha_{MIN} \quad (2)$$

Зміна кута α впливатиме на зміну відстані l_{BB} між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок до робочої ємкості (рис. 3) та додаткової рухомої ланки. Запишемо вираз для визначення амплітуди $l_{A(BB)}$ між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок до робочої ємкості та додаткової рухомої ланки:

$$l_{A(BB)} = l_{BB(MAX)} - l_{BB(MIN)} \quad (3)$$

В свою чергу, $l_{BB(MAX)}$ можна записати як:

$$l_{BB(MAX)} = l_{PC(розрах.)} + l_{DL(розрах.)} \quad (4)$$

де $l_{PC(розрах.)}$ – розрахункова міжосьова відстань робочої ємкості; $l_{DL(розрах.)}$ – розрахункова міжосьова відстань додаткової рухомої ланки.

Попередньо роботах [8, 12] було отримано вираз для визначення відстані між осями обертання ведучого та веденого валів такої конструкції машини. Цей вираз, з урахуванням (4), буде мати вигляд:

$$l_0 = \sqrt{(l_{PC(розрах.)} + l_{DL(розрах.)})^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2} \quad (5)$$

У процесі конструювання чи подальшої експлуатації даної машини можуть бути використані робоча ємкість та додаткова рухома ланка із іншими збільшеними міжосьовими відстанями. Міжосьові довжини цих ланок механізму позначали як $l_{PC(прийн.)}$ та $l_{DL(прийн.)}$.

Якщо $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$, то $\alpha_{MAX} = 180^\circ$, однак, якщо $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$, то:

$$\alpha_{MAX} = \arccos \left(\frac{l_{PC(прийн.)}^2 + l_{DL(прийн.)}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC(прийн.)}l_{DL(прийн.)}} \right) \quad (6)$$

α_{MIN} , в незалежності від того, прийнято $l_{PC(прийн.)}$ чи $l_{PC(розрах.)}$, буде розраховуватися наступним чином:

$$\alpha_{MIN} = \arccos \left(\frac{l_{DL(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{DL(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)} \right) \quad (7)$$

де l_{BO} – відстань від центру обертання обертальної кінематичної пари ведучого валу з вилкою до вісі з'єднання веденої вилки з додатковою рухомою ланкою, при положенні рухомих ланок машини, що представлені на рис. 3.

Для можливості розрахунку відстань l_{BO} у [12] було отримано відповідне рівняння. Підставимо це рівняння у вираз (5):

$$l_{BO} = \sqrt{l_B^2 + (l_{PC(розрах.)} + l_{DL(розрах.)})^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2} \quad (8)$$

Запишемо вираз (7) з урахуванням (8):

$$\alpha_{MIN} = \arccos \left(\frac{l_{DL(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{DL(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{DL(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)} \right) \quad (9)$$

Запишемо вирази для розрахунку α_A (коли $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$ та коли $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$), при цьому підставивши рівняння (9) у вираз (2).

$$\alpha_A = 180^\circ - \arccos \left(\frac{l_{ДЛ(розрах.)}^2 + (l_{PC(розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(розрах.)}(l_{PC(розрах.)} + l_B)} \right). \quad (10)$$

Рівняння (10) буде актуальним лише для тих випадків, коли $l_{PC(прийн.)} = l_{PC(розрах.)}$ та $l_{ДЛ(прийн.)} = l_{ДЛ(розрах.)}$.

$$\alpha_A = \arccos \left(\frac{l_{PC(прийн.)}^2 + l_{ДЛ(прийн.)}^2 - l_{ВВ(МАХ)}^2}{2l_{PC(прийн.)}l_{ДЛ(прийн.)}} \right) - \arccos \left(\frac{l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)} \right). \quad (11)$$

За виразом (11) можна розрахувати амплітуду коливання α_A в тих випадках, коли $l_{PC(прийн.)} > l_{PC(розрах.)}$ та $l_{ДЛ(прийн.)} > l_{ДЛ(розрах.)}$.

Далі, на основі геометричної побудови у вертикальній проекції машини (рис. 3), запишемо вираз для визначення $l_{ВВ(MIN)}$:

$$l_{ВВ(MIN)} = \sqrt{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 - 2l_{PC(прийн./розрах.)}l_{ДЛ(прийн./розрах.)} \cos \alpha_{MIN}}. \quad (12)$$

Рівняння (12)(2.44), з урахуванням (9)(2.41), буде мати вигляд:

$$l_{ВВ(MIN)} = \sqrt{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 - 2l_{PC(прийн./розрах.)}l_{ДЛ(прийн./розрах.)} \times \cos \left(\frac{l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)} \right)}. \quad (13)$$

Запишемо вираз (3) для розрахунку $l_{A(BB)}$ з урахуванням рівнянь (4) та (12):

$$l_{A(BB)} = l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)} - \sqrt{l_{PC(прийн./розрах.)}^2 + l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 - 2l_{PC(прийн./розрах.)}l_{ДЛ(прийн./розрах.)} \times \cos \left(\frac{l_{ДЛ(прийн./розрах.)}^2 + (l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)^2 - l_B^2 - (l_{PC(розрах.)} + l_{ДЛ(розрах.)})^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2}{2l_{ДЛ(прийн./розрах.)}(l_{PC(прийн./розрах.)} + l_B)} \right)}. \quad (14)$$

У результаті, із застосуванням рівняння (14), на основі відповідних вихідних геометричних параметрів можна розрахувати амплітуду зміни відстані між перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок до робочої ємкості та додаткової ланки шатуна, а із використанням виразів (10) та (11) – амплітуду зміни кута між віссю ємкості та віссю шатуна.

Отримані вирази стануть у нагоді для використання конструкторськими бюро під час проектування галтувального обладнання на відповідних машинобудівних підприємствах.

Висновки

1. Аналітичним шляхом виконані дослідження деяких конструктивних та геометричних параметрів галтувальної машини типу «Turbula» без пасивного зв'язку.
2. Встановлено взаємозв'язок між геометричними параметрами рухомих ланок машини та зміною амплітуди їх перемішень.
3. Отримані математичні залежності, що дають можливість розрахувати амплітуду зміни відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок до робочої ємкості та додаткової рухомої ланки шатуна, а також амплітуду зміни кута між віссю робочої ємкості та віссю шатуна.

Література

1. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов / Решетов Л.Н. – Изд. 2-е, переработ. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 256 с.
2. Willy A. Bachofen (WAB): Maschinenfabrik. 2021. URL: <https://www.wab-group.com/en/> (17.09.2021).
3. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation. The University of Birmingham, UK, 2012. 316 p.
4. Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Ingram A., Stitt E. H. (2011). Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Powder Technology, 212, pp. 17–24.
5. Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Ingram A., Stitt E. H. (2012). A numerical comparison of mixing efficiencies of solids in a cylindrical vessel subject to a range of motions. Powder Technology, Powder Technology, 217, pp. 540–547.

6. Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity. *Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design*. 2019. Vol. 2 (132). P. 24–32.
7. Залюбовський М.Г. Експериментальне дослідження впливу геометрії металевих відливок деталей замка «блискавка» на особливості їх обробки в галтувальній машині / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. – 2020. – № 2 (144). – С. 24–32.
8. 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.
9. Артоболевский И.И. Теория машин и механизмов / Артоболевский И.И. – М. : Наука, 1988. – 640 с.
10. Antonyuk E.Ya., Sakharnov V.A., Koval' N.I. Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model. *Int. Appl. Mech.* 2010. 46, N 9. P. 1039–1049.
11. Antonyuk E.Ya., Zabuga A.T. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles. *Int. Appl. Mech.* 2016. 52, N 4. P. 404–412.
12. Zalyubovskii M. G., Panasyuk I. V. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine. *International Applied Mechanics*, 56, issue 1, April 2020, 54–64.
13. Zaliubovskiy M. G., Panasiuk I. V., Smirnov Yu. I., Malyshev V. V. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2020. 178, issue 4, 69–75.
14. Zalyubovskii M. G., Panasyuk I. V. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels. *International Applied Mechanics*, 56, issue 6, November 2020, 762–772.
15. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з кінематичною парою четвертого класу – кінестатичне дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк, В.В. Малишев // *Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки* – 2021. – № 2, том 32 (71). – С. 6–11.
16. Панасюк І.В. Визначення закону зміни кутової швидкості ведучого валу машини для обробки деталей зі складним рухом робочої ємкості / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну* – 2015. – № 5. – С. 40–46.

References

1. Reshetov L.N. Konstruirovaniye racionalnykh mekhanizmov / Reshetov L.N. – Izd. 2-e, pererabot. i dop. – M. : Mashinostroeniye, 1972. – 256 s.
2. Willy A. Bachofen (WAB): Maschinenfabrik. 2021. URL: <https://www.wab-group.com/en/> (17.09.2021).
3. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation. The University of Birmingham, UK, 2012. 316 p.
4. Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Ingram A., Stitt E. H. (2011). Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. *Powder Technology*, 212, pp. 17–24.
5. Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Ingram A., Stitt E. H. (2012). A numerical comparison of mixing efficiencies of solids in a cylindrical vessel subject to a range of motions. *Powder Technology*, 217, pp. 540–547.
6. Zalyubovskiy M.G., Panasyuk I.V., Smirnov Y.I., Klaptsov Y.V., Malyshev V.V. Experimental investigation of the handling process of polymeric units in a machine with a compacted space movement of working capacity. *Bulletin of the Kyiv National University of Technologies and Design*. 2019. Vol. 2 (132). P. 24–32.
7. Zaliubovskiy M.H. Eksperymentalne doslidzhennia vplyvu heometrii metalevykh vidlyvok detalei zamka «blyskavka» na osoblyvosti yikh obrobky v haltuvalnii mashyni / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk // *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnologii ta dyzainu*. – 2020. – № 2 (144). – С. 24–32.
8. 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.
9. Artobolevskiy Y.Y. Teoriya mashyn y mekhanizmov / Artobolevskiy Y.Y. – M. : Nauka, 1988. – 640 s.
10. Antonyuk E.Ya., Sakharnov V.A., Koval' N.I. Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model. *Int. Appl. Mech.* 2010. 46, N 9. P. 1039–1049.
11. Antonyuk E.Ya., Zabuga A.T. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional Sections Subject to Lateral Obstacles. *Int. Appl. Mech.* 2016. 52, N 4. P. 404–412.
12. Zalyubovskii M. G., Panasyuk I. V. On the study of the basic design parameters of a seven-link Spatial mechanism of a part processing machine. *International Applied Mechanics*, 56, issue 1, April 2020, 54–64.
13. Zaliubovskiy M. G., Panasiuk I. V., Smirnov Yu. I., Malyshev V. V. Synthesis and research of the tumbling machine spatial mechanism. *Naukovyi Visnyk Natsionalnoho Hirnychoho Universytetu*, 2020. 178, issue 4, 69–75.
14. Zalyubovskii M. G., Panasyuk I. V. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels. *International Applied Mechanics*, 56, issue 6, November 2020, 762–772.
15. Zaliubovskiy M.H. Mashyna dlia obrobky detalei z kinematychnoiu paroiu chetvertogo klasu – kinestatychno doslidzhennia / M.H. Zaliubovskiy, I.V. Panasiuk, V.V. Malyshev // *Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni V.I. Vernadskoho. Seriya: tekhnichni nauky* – 2021. – № 2, tom 32 (71). – С. 6–11.
16. Panasiuk I.V. Vyznachennia zakonu zminy kutovoi shvydkosti veduchoho valu mashyny dlia obrobky detalei zi skladnym rukhom robochoi yemkosti / I.V. Panasiuk, M.H. Zaliubovskiy // *Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnologii ta dyzainu* – 2015. – № 5. – С. 40–46.