DOI 10.31891/2307-5732-2024-331-53
УДК 621.924.7

ЗАЛЮБОВСЬКИЙ МАРК
Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»
https://orcid.org/0000-0002-9183-2771
e-mail: markzalubovskiy@gmail.com
ЗАЇКА ОЛЕКСІЙ
Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»
e-mail: atlant1220@gmail.com
КОШЕЛЬ ОЛЕКСАНДР
Київський національний університет технологій та дизайну
https://orcid.org/0009-0006-3788-9298
e-mail: a_koshel@ukr.net
КОШЕЛЬ ГАННА
Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»
https://orcid.org/0000-0003-1862-1553
e-mail: a_koshel@ukr.net

ПАРАМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ СТАТИЧНО ВИЗНАЧЕНИХ ПРОСТОРОВИХ МЕХАНІЗМІВ ГАЛТУВАЛЬНИХ МАШИН

Описано проблему статичної невизначеності, яка характерна для шарнірних просторових механізмів, зокрема, просторових механізмів галтувальних машин. Проблема статичної невизначеності полягає у наявності пасивного (надлишкового) зв'язку в кінематичному ланцюзі просторового механізму, який негативно впливає на експлуатаційні характеристики технологічного обладнання. Здійснено параметричний синтез статично визначених просторових механізмів машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей, що мають різні конструктивні особливості. Дані машини використовуються для реалізації галтувальних технологічних операцій. Параметричний синтез здійснено з метою подальшого розширення та урізноманітнення функціональних властивостей галтувального обладнання в цілому. Зазначається, що ступінь рухомості шарнірних механізмів призводить до виникнення додаткової складової переміщення його рухомих ланок між собою з відповідною амплітудою. Встановлено взаємозв'язки між зміною міжосьової відстані валів, які встановлені у станині, а також амплітудою переміщення рухомих ланок просторових механізмів галтувальних машин. Отримано математичні залежності для можливості раціонального розрахунку основних геометричних та конструктивних параметрів синтезованих статично визначених просторових механізмів, а також математичні залежності для розрахунку амплітудних значень переміщення відповідних ланок. Розроблено класифікацію просторових статично визначених шарнірних механізмів галтувальної машини та загальні підходи щодо їх комплексного аналітичного дослідження з точки зору розрахунку їх геометричних та конструктивних параметрів. Отримані результати аналітичних досліджень можуть бути використанні фахівцями конструкторських бюро відповідних машинобудівних підприємств, які займаються проектуванням галтувального та змішувального обладнання.

Ключові слова: параметричний синтез, статично визначені шарнірні просторові механізми, пасивний зв'язок, ступінь рухомості.

ZALYUBOVSKYI MARK, ZAYIKA OLEKSIY
Open International University of Human Development "Ukraine"
KOSHEL OLEXANDR
Kyiv National University of Technology and Design
KOSHEL GANNA
Open International University of Human Development "Ukraine"

PARAMETRIC SYNTHESIS OF STATICLY DETERMINED SPATIAL MECHANISMS OF BENDING MACHINES

The problem of static uncertainty is described, which is characteristic of hinged spatial mechanisms, in particular, spatial mechanisms of felting machines. The problem of static uncertainty consists in the presence of a passive (redundant) connection in the kinematic chain of the spatial mechanism, which negatively affects the operational characteristics of the technological equipment. A parametric synthesis of statically determined spatial mechanisms of machines with complex spatial movement of working containers with different design features was carried out. These machines are used to implement felting technological operations. The parametric synthesis was carried out in order to further expand and diversify the functional properties of the rolling equipment, in general. It is noted that the degree of mobility of hinged mechanisms leads to the emergence of an additional component of the movement of its movable links between themselves with the corresponding amplitude. Relationships between the change in the interaxial distance of the shafts installed in the frame, as well as the amplitude of movement of the moving links of the spatial mechanisms of the rolling machines, have been established. Mathematical dependencies for the possibility of rational calculation of the main geometric and structural parameters of synthesized statically defined spatial mechanisms, as well as mathematical dependencies for calculating the amplitude values of the movement of the corresponding links, were obtained. The classification of spatial statically determined joint mechanisms of the rolling machine and general approaches to their comprehensive analytical study from the point of view of calculating their geometric and structural parameters have been developed. The obtained results of analytical studies can be used by specialists of the design offices of the relevant machine-building enterprises, which are engaged in the design of rolling and mixing equipment.

Key words: *parametric synthesis, statically determined hinged spatial mechanisms, passive connection, degree of mobility.*

Постановка задачі. Відомо [1, 2], що проблема статичної невизначеності характерна для ряду шарнірних механізмів, які використовуються у найрізноманітніших сферах та галузях виробництва. Безпосередньо з даною проблемою стикаються під час аналізу та синтезу саме просторових шарнірних механізмів. Проблема статичної невизначеності полягає у наявності пасивного (надлишкового) зв'язку в кінематичному ланцюзі просторового механізму. Пасивним (надлишковим) зв'язком [3] називається такий

зв'язок, виключивши вплив якого з кінематичного ланцюга механізму не буде досягнуто збільшення його ступеня рухомості.

Незважаючи на ступінь рухомості шарнірних механізмів з наявністю статичної невизначеності, який рівний нулю, а в окремих випадках [4] має від'ємне значення, деякі з механізмів можуть функціонувати та успішно використовуються при реалізації відповідних виробничих процесів. Встановлено [5], що функціонування таких шарнірних механізмів реалізується при дотриманні відповідних умов. До таких умов можна віднести дотримання чітких конструктивних співвідношень довжин ланок механізму, а також компенсація статичної невизначеності за рахунок утворених зазорів в кінематичних парах механізмів.

Однак, у ряді випадків такі умови неможливо забезпечити з точки зору проектування самої конструкції машини. Окрім цього, експлуатація технологічного обладнання, в основі якого використовуються статично невизначені просторові механізми має ряд інших суттєвих недоліків. Так наприклад, навіть при незначній деформації будь-якої із рухомих ланок механізму, може виникнути його повне заклинювання, як наслідок, уся машина, в цілому, одразу виходить з ладу. Рухомі деталі (ланки) таких механізмів потрібно виготовляти за допусками з підвищеною точністю. За рахунок цього, собівартість такого обладнання значно підвищується, а термін експлуатації знижується.

Натомість, статично визначені механізми без пасивних зв'язків мають ряд переваг. Такі механізми дозволяють розширити допуски на виготовлення, зменшити трудоємкість та вартість їх виготовлення, а також підвищити надійність машин. В окремих випадках спрощується конструкція та збільшується її міцність.

Таким чином, однією із основних задач, які ставляться при проектуванні обладнання в якому застосовуються просторові механізми, являється синтез статично визначених механізмів без пасивних зв'язків.

Аналіз досліджень та публікацій. У ряді наукових публікацій зазначаються труднощі, які пов'язані з експлуатацією технологічного обладнання із наявністю статичної невизначеності. Зокрема, у роботах [1, 2] зазначається, що наявність статичної невизначеності значно ускладнює виконання задач кінематичного аналізу та синтезу не лише по відношенню до шарнірних просторових механізмів, але й навіть по відношенню до плоских важільних механізмів різного класу. У роботах [6, 7] підкреслюється, що просторові механізми, зокрема з обертальними кінематичними парами, характеризуються складністю своєї будови та значною трудоємкістю щодо їх синтезу та аналізу. Звільнення таких просторових механізмів він пасивних зв'язків досить складний та трудоємкий процес.

У [8] відомо, що збільшення ступеня рухомості шарнірних механізмів призводить до виникнення додаткової складової переміщення його рухомих ланок між собою з відповідною амплітудою або до зміни характеру руху однієї чи кількох рухомих ланок. Фактично, утворюється синтезований механізм з видозміненими функціональними властивостями. Відомо [9], що у окремих випадках нові функціональні властивості дають можливість розширити експлуатаційні властивості машини, в інших випадках – навпаки, створюють незручності та перешкоди для функціонування машини. Такі зміни функціональних властивостей механізму потребують обов'язкового виконання його нового аналізу з геометричної точки зору, розрахунку та визначення його нових кінематичних параметрів тощо.

Однією із основних задач, які ставляться при проектуванні обладнання в якому застосовуються просторові механізми, являється синтез статично визначених механізмів без пасивних зв'язків. Відомо [10], що при дотриманні такої умови, навантаження у ланках та кінематичних парах механізмів будуть визначатися лише силовою технологічною та динамічною взаємодією.

Виділення невирішених частин. Відомий [8, 9, 11–14] цілий ряд можливих шляхів усунення пасивних зв'язків у «базовій» конструкції галтувальної машини типу «Turbula» [15], яка успішно використовувалася для технологічних процесів змішування сипких дрібнодисперсних речовин [16]. Усі синтезовані статично визначені механізми характеризуються особливістю своєї будови, конструктивними та технологічними особливостями, своєрідними експлуатаційними властивостями.

У той само час, для усіх розроблених конструкцій машин відсутня систематизація, уніфікація та узагальнення за конструктивними та геометричними параметрами, відсутні відповідні вирази для можливості розрахунку узагальнених конструктивних та геометричних особливостей статично визначених механізмів.

Формулювання цілей. Дана робота присвячена параметричному синтезу статично визначених просторових механізмів галтувальної машини типу «Turbula» з метою систематизації, уніфікації та узагальнення конструктивних та геометричних параметрів, отриманні відповідних виразів для можливості розрахунку узагальнених конструктивних та геометричних особливостей статично визначених механізмів.

Виклад основного матеріалу. Починаючи з 2014 року авторами статті було синтезовано 12 статично визначених просторових механізмів галтувальних машин [8, 9, 11–14], у яких робочі ємності виконують складний просторовий рух. Кожна розроблена конструкція галтувальної машини має свої конструктивні особливості, раціональну сферу використання тощо. Однак, в той само час, усі розроблені конструкції машин підлягають систематизації та узагальнення за геометричними і конструктивними параметрами.

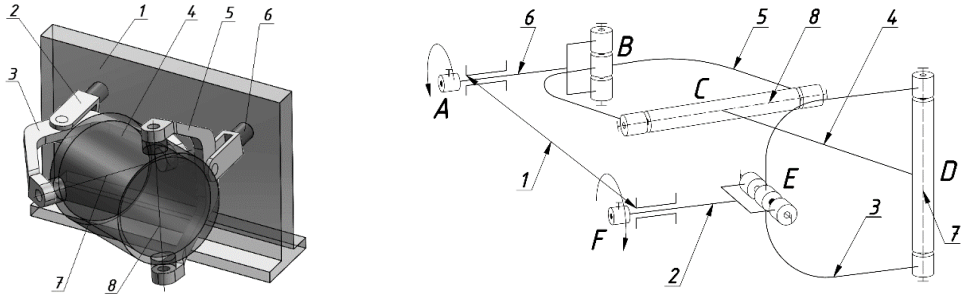
Відомо [17], що просторовий механізм «базової» конструкції галтувальної машини типу «Turbula» (рис. 1) з надлишковим зв'язком може функціонувати при наступних умовах:

$$l_{PЄ} = l_B, \tag{1}$$

де l_B – міжосьова відстань ведучої (веденої) вилок, l_{PC} – міжосьова відстань робочої ємності.

$$l_0 = l_{PЄ}\sqrt{3}, \tag{2}$$

де l_0 – відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів.



а *б*

Рис. 1. «Базова» конструкція галтувальної машини типу «Turbula»: а – модель машини, б – кінематична схема

Машина містить станину 1, вали – ведучий 2 та ведений 6, що встановлені в станині паралельно в одній площині та з'єднані між собою подвійним просторовим шарніром, 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, ланка 4 виконує складний просторовий рух. Згідно формули Сомова-Малишева [3] встановлено ступінь рухомості механізму:

$$W = 6n - \sum_{s=1}^{s=5}(6-s)p_s = 0, \quad (3)$$

де n – кількість рухомих ланок, p_s – кількість рухомих кінематичних пар s – класу.

Звільнення «базового» шестиланкового просторового механізму від пасивного зв'язку може реалізуватися двома можливими шляхами: введенням додаткової рухомої ланки в кінематичний ланцюг механізму або заміною однієї з кінематичних пар п'ятого класу на кінематичну пару четвертого класу.

У результаті звільнення від пасивного зв'язку, будь-яким із зазначених способів, ступінь рухомості просторового механізму «базової» конструкції машини збільшується на одиницю. Таке збільшення ступеня рухомості призводить до виникнення додаткової складової переміщення рухомих ланок механізму між собою з відповідною амплітудою l_A, що буде реалізуватися у їх відносному поступальному чи кутовому переміщенні одна відносно іншої з утворенням нової кінематичної пари. Таким чином, за утворенням нової складової переміщення, усі синтезовані статично визначені просторові механізми галтувальних машин можна розділити на дві групи: 1. механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між паралельними осями ведучого та веденого валів l_0 від мінімального $l_{0(MIN)}$ до максимального $l_{0(MAX)}$ значення; 2. механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок l_{BB} від мінімального $l_{BB(MIN)}$ до максимального $l_{BB(MAX)}$ значення.

Кінематичні схеми синтезованих механізмів з представленням їх основних конструктивних особливостей та математичних залежностей для розрахунку відповідних геометричних параметрів представлені у таблиці 1.

Для забезпечення функціонування просторових механізмів, які відносяться до першої групи необхідно забезпечити виконання нерівності:

$$l_{PC} \succ l_B. \quad (4)$$

А для забезпечення функціонування просторових механізмів, що відносяться до другої групи:

$$l_{BB(MIN)} \succ l_B. \quad (5)$$

За конструктивними ознаками механізми першої групи було розділено на відповідні підгрупи:

1.1. Механізми, у яких один із валів виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення:

1.1.1. Механізм [18], у якого ведений вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення;

1.1.2. Механізм [9], у яких ведучий вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення;

1.2. Механізми, у яких ведений вал виконує додаткове обертальне переміщення:

1.2.1. Механізм [19], у якого ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у вертикальній площині;

1.2.2. Механізм [9], у якого ведений вал виконує додаткове обертальне переміщення у вертикальній площині;

1.2.3. Механізм [12], у якого ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у горизонтальній площині.

Для розрахунку амплітуди $l_{A(0)}$ зміни відстані між паралельними вісями ведучого та веденого валів у проекції на горизонтальну площину першої групи механізмів справедливим буде рівняння отримане у []:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (6)$$

Для механізмів групи 1.2 необхідним є визначення точного місця розташування вісі обертання додаткової рухомої ланки (коромисла чи кривошипу) по відношенню до вісі обертання ведучого валу, що буде складатися із горизонтальної $l_{гор.}$ та вертикальної $l_{верт.}$ складових. Для усіх механізмів групи 1.2

визначити горизонтальну складову $l_{гор.}$ відстані між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання додаткової рухомої ланки можна наступним чином:

$$l_{гор.} = \frac{l_{0(MAX)}+l_{0(MIN)}}{2}. \quad (7)$$

З урахуванням (6) рівняння (7) буде мати вигляд:

$$l_{гор.} = \frac{\sqrt{(l_B+l_{PC})^2-l_B^2}-\sqrt{l_{PC}^2+4(l_B\cos 45°)^2}}{2}. \quad (8)$$

Вираз (8) також актуальний і для конструкцій механізмів групи 1.1, згідно якого можна розрахувати середнє положення повзуна при виконанні зворотно-поступального переміщення. Вертикальна складова $l_{верт.}$ відстані між віссю обертання ведучого валу та віссю обертання додаткової рухомої ланки механізмів групи 1.1.1, 1.1.2, 1.2.2 та 1.2.3 $l_{верт.}=0$, оскільки вісь обертання веденого та ведучого валів (механізми 1.1.1 та 1.1.2), а також вісь ведучого валу та вісь додаткової рухомої ланки (механізми 1.2.2 та 1.2.3) паралельні, знаходяться в одній горизонтальній площині.

Розглянувши проекцію механізму машини 1.2.1 (попередній синтез якого та дослідження основних геометричних параметрів представлено у роботі [19]) у вертикальній площині, запишемо вираз для розрахунку $l_{верт}$:

$$l_{верт.} = \frac{0{,}5l_{гор.}\sin(90-\Theta)}{\sin\Theta}, \quad (9)$$

де Θ – максимальне значення кута тиску в обертальній кінематичній парі коромисла та веденого валу. Для довговічної роботи шарнірних механізмів кут тиску у його кінематичних парах не повинен перевищувати 40°. Раціональну довжину коромисла $l_{KOPOM.}$ можна розрахувати наступним чином:

$$l_{KOPOM.} = \sqrt{l_{верт.}^2 + 0{,}25l_{A(0)}^2}. \quad (10)$$

У свою чергу, амплітуду $l_{A(0)}$ зміни відстані між паралельними вісями ведучого та веденого валів у проекції на горизонтальну площину можна визначити наступним чином:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B\cos 4\,5°)^2}, \quad (11)$$

де α − кут повороту ведучого валу.

З урахуванням виразу (11) вираз (10) буде мати вигляд:

$$l_{KOPOM.} = \sqrt{l_{верт.}^2 + 0{,}25\left(\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B\cos 4\,5°)^2}\right)^2}. \quad (12)$$

Кут коливання β коромисла розраховується згідно рівняння:

$$\beta = 2\arcsin\frac{l_{A(0)}}{2l_{KOPOM.}}. \quad (13)$$

З урахуванням (10) вираз (13) буде мати вигляд:

$$\beta = 2\arcsin\frac{l_{A(0)}}{2\sqrt{l_{верт.}^2+0{,}25l_{A(0)}^2}}. \quad (14)$$

За конструктивними ознаками механізми другої групи також можна розділи на дві підгрупи:

2.1. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю поступальною кінематичною парою;

2.1.1. Механізм [11] з двома шатунами (робочими ємностями), що рухомо з'єднані за допомогою поступальної кінематичної пари;

2.1.2. Механізм [14] з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з робочою ємністю з'єднаний поступальною кінематичною парою;

2.1.3. Механізм [20], у якого ведена вилка з робочою ємністю з'єднані за допомогою кінематичної пари 4-го класу;

2.2. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю обертальною кінематичною парою:

2.2.1. Механізм [11] з двома рухомими робочими ємностями, що рухомо з'єднані між собою обертальною кінематичною парою;

2.2.2. Механізм [8] з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з робочою ємністю з'єднаний обертальною кінематичною парою;

Для розрахунку амплітуди $l_{A(BB)}$ зміни відстані між вісями кріплення вилок з робочою ємністю (ємностями) механізмів машин 2.1.1 – 2.1.3 можна застосовувати одне із загальних рівнянь, які отримані у роботі [5]:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{l_0^2 - 4(l_B\cos 4\,5°)^2} - \sqrt{l_0^2 + l_B^2} + l_B. \quad (15)$$

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B\cos 4\,5°)^2} - \sqrt{(l_{BB(MIN)} + l_B)^2} + l_B. \quad (16)$$

У свою чергу, з урахуванням індивідуальних конструктивних параметрів, $l_{BB(MIN)}$ для механізмів машин 2.1.1 – 2.1.3 буде визначається наступним чином. Зокрема, для механізму машини 2.1.1:

$$l_{BB(MIN)} = 2l_{PC} + l_T = A. \quad (17)$$

Вираз (16) з урахуванням (17) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(2l_{PC} + l_T + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B\cos 4\,5°)^2} - \sqrt{(2l_{PC} + l_T + l_B)^2} + l_B. \quad (18)$$

Для механізму машини 2.1.2:

$$l_{BB(MIN)} = l_{ДЛ} + l_{РЄ(MIN)} - l_R = B. \quad (19)$$

Вираз (16) з урахуванням (19) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{РЄ(MIN)} - l_R + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45°)^2} - \sqrt{(l_{ДЛ} + l_{РЄ(MIN)} - l_R + l_B)^2} + l_B. \quad (20)$$

Для механізму машини 2.1.3:

$$l_{BB(MIN)} = l_{РЄ(MAX)} - l_R + l_T = C. \quad (21)$$

Вираз (16) з урахуванням (21) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(l_{РЄ(MAX)} - l_R + l_1 + l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45°)^2} - \sqrt{(l_{РЄ(MAX)} - l_R + l_1 + l_B)^2} + l_B. \quad (22)$$

Для синтезованих просторових механізмів групи 2.2.1 – 2.2.2 при визначенні довжини $l_{BB(MAX)}$ можна застосовувати одне спільне рівняння:

$$l_{BB(MAX)} = l_{РЄ} + l_{ДЛ}, \quad (23)$$

де $l_{ДЛ}$ – довжина додаткової ланки, яка додана в просторовий кінематичний ланцюг механізму: для конструкції 2.2.1 – це друга робоча ємність, для конструкції 2.2.2 – це шатун. Для розрахунку $l_{BB(MIN)}$ також можна записати одне спільне рівняння:

$$l_{BB(MIN)} = \sqrt{l_{РЄ}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{РЄ}l_{ДЛ}\cos\alpha_{MIN}}. \quad (24)$$

У роботі [5] представлено вираз для розрахунку $l_{A(BB)}$:

$$l_{A(BB)} = l_{BB(MAX)} - l_{BB(MIN)}. \quad (25)$$

Вираз (25) з урахуванням (23) та (24) буде мати вигляд:

$$l_{A(BB)} = l_{РЄ} + l_{ДЛ} - \sqrt{l_{РЄ}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{РЄ}l_{ДЛ}\cos\alpha_{MIN}} \quad (26)$$

У синтезованих механізмах групи 2.2.1 – 2.2.2, у процесі експлуатації, також буде змінюватися кут α між робочою ємністю та додатковою рухомою ланкою. У випадках, коли розмір рухомих ланок співпадає з прийнятим (дійсним) розміром ланок, максимальне значення кута α буде становити 180º. Для усіх інших випадків справедливими будуть наступні вирази:

$$\alpha_{MAX} = arccos\left(\frac{l_{РЄ}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{РЄ}\cdot l_{ДЛ}}\right). \quad (27)$$

$$\alpha_{MIN} = arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{РЄ}+l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{РЄ}+l_B)}\right). \quad (28)$$

За рівнянням (27) можна розрахувати максимальне значення кута між робочою ємністю та додатковою рухомою ланкою, а за виразом (28) – мінімальне значення кута між робочою ємністю та додатковою рухомою ланкою. Вираз для визначення амплітуди α_A зміни кута α буде мати вигляд:

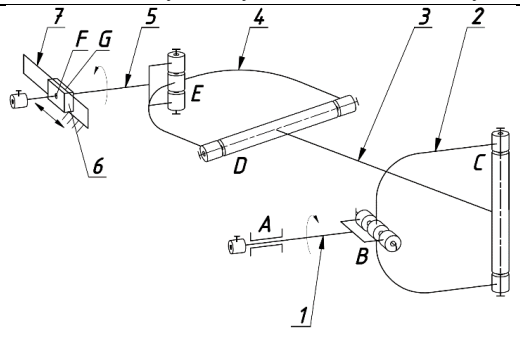
$$\alpha_A = \alpha_{MAX} - \alpha_{MIN}. \quad (29)$$

Вираз (29), з урахуванням (27) та (28) буде мати вигляд:

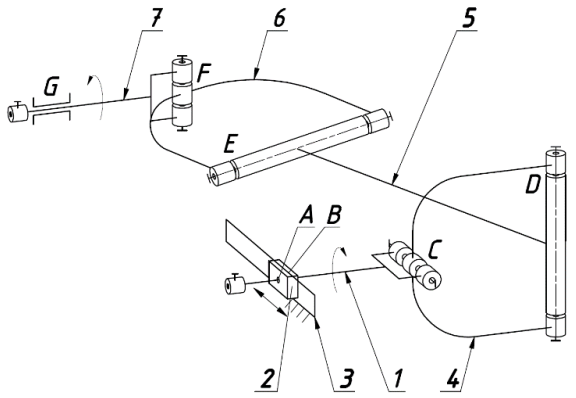
$$\alpha_A = arccos\left(\frac{l_{РЄ}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{РЄ}\cdot l_{ДЛ}}\right) - arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{РЄ}+l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{РЄ}+l_B)}\right). \quad (30)$$

На основі рівняння (30) можна розрахувати амплітуду зміни кута між віссю робочої ємності та додаткової рухомої ланки (для конструкції машини 2.2.1) або амплітуду зміни кута між осями першої та другої робочих ємностей (конструкція машини 2.2.2). На основі параметричного синтезу розроблено класифікацію синтезованих статично визначених просторових механізмів галтувальної машини з відмінними конструктивними особливостями, які можуть бути розраховані за допомогою відповідних математичних залежностей, що також зазначені у таблиці 1. Дана класифікація представлена у таблиці 1.

Таблиця 1

Синтезовані статично визначені просторові механізми галтувальної машини	
1. Механізми, у яких циклічно змінюється відстань між паралельними осями валів	
1.1. Механізми, у яких один із валів виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення	
1.1.1. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення	
	**Патент № 89571**
	Додаткова рухома ланка – повзун 6.
	Умова функціонування – $l_{РЄ} > l_B$.
	Актуальне рівняння: $l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{РЄ})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{РЄ}^2 + 4(l_B\cos 45^\circ)^2}$. (11)
	1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – повзун, 7 – напрямна. A, B, C, D, E, F – обертальні кінематичні пари, G – поступальна кінематична пара.

1.1.2. Механізм, у якому ведучий вал виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення



Патенти № 140397, № 140398, № 140463

Додаткова рухома ланка – повзун 2

Умова функціонування – $l_{PC}>l_B$; використання спеціальних конструкцій приводу, які забезпечують передавання крутного моменту на ведучий вал машини, що одночасно виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення.

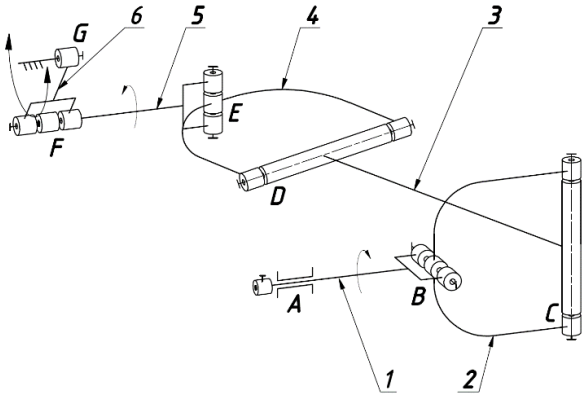
Актуальне рівняння:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (11)$$

1 – ведучий вал, 2 – повзун, 3 – напрямна, 4 – ведуча вилка, 5 – робоча ємність, 6 – ведена вилка, 7 – ведений вал. A – поступальна кінематична пара. B, C, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.

1.2. Механізми, у яких ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення

1.2.1. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у вертикальній площині



Патент № 108488

Додаткова рухома ланка – коромисло 6.

Умова функціонування – $l_{PC} > l_B$;
$l_{KOPOM.} = 0{,}5 l_{A(0)}$.

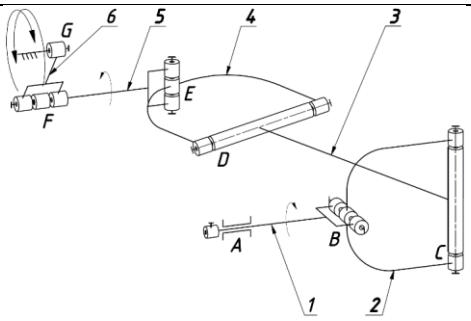
Актуальні рівняння:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (11)$$

$$\beta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2 \cdot \sqrt{l_{верт.}^2 + 0{,}25 l_{A(0)}^2}}. \quad (14)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – коромисло. A, B, C, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.

1.2.2. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове обертальне переміщення у вертикальній площині



Патент № 135185

Додаткова рухома ланка – кривошип 6.

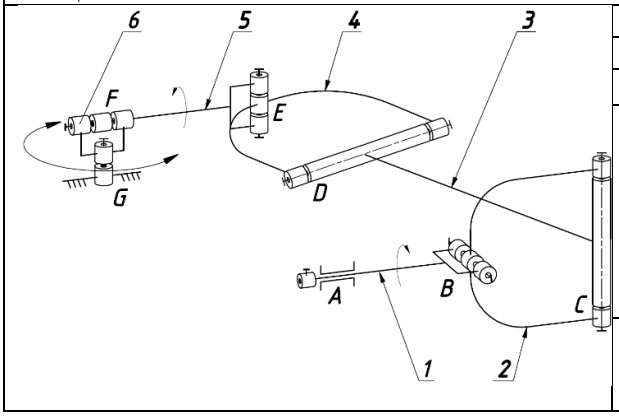
Умова функціонування – $l_{PC} > l_B$;
$l_{КРИВОШ.} \succ 0{,}5 l_{A(0)}$.

Актуальне рівняння:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (11)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – кривошип. A, B, C, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.

1.2.3. Механізм, у якому ведений вал виконує додаткове коливальне переміщення у горизонтальній площині



Заявка на патент № u202000655

Додаткова рухома ланка – коромисло 6.

Умова функціонування – $l_{PC} > l_B$.

Актуальні рівняння:

$$l_{A(0)} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (11)$$

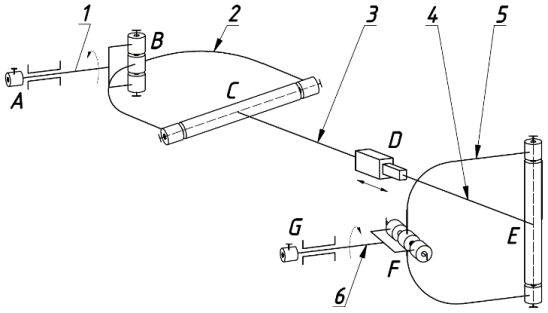
$$\delta = 2 \arcsin \frac{l_{A(0)}}{2 \cdot (l_в + l_{вед.} + l_к)}.$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – ведена вилка, 5 – ведений вал, 6 – коромисло. A, B, C, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.

2. Механізми, у яких циклічно змінюється відстань між геометричними осями вилок

2.1. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю поступальною кінематичною парою

2.1.1. Механізм з двома робочими ємностями, що рухомо з'єднані між собою поступальною кінематичною парою



Патент № 126647

Додаткова рухома ланка – друга робоча ємність 4.

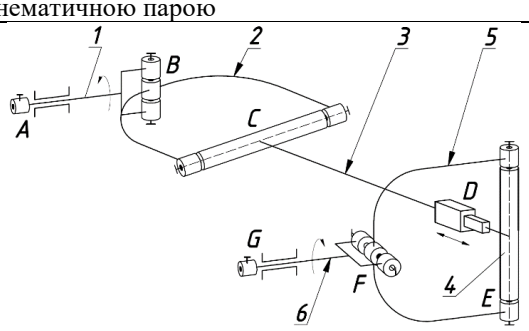
Умова функціонування – $l_{BB(MIN)} > l_B$.

Актуальне рівняння:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(A+l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(A+l_B)^2} + l_B. \quad (18)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – перша робоча ємність, 4 – друга робоча ємність, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. A, B, C, E, F, G – обертальні кінематичні пари. D – поступальна кінематична пара.

2.1.2. Механізм з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з'єднана з робочою ємністю поступальною кінематичною парою



Патент №133925

Додаткова рухома ланка – шатун 4.

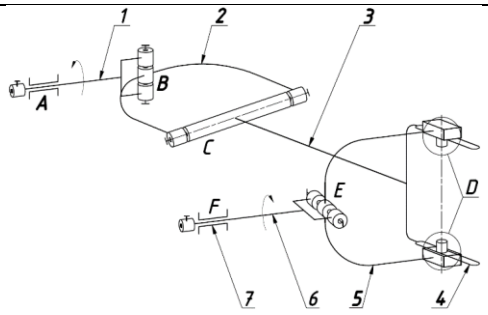
Умова функціонування – $l_{BB(MIN)} > l_B$.

Актуальне рівняння:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(B+l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(B+l_B)^2} + l_B. \quad (20)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – перша робоча ємність, 4 – поршень, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. A, B, C, E, F, G – обертальні кінематичні пари. D – поступальна кінематична пара.

2.1.3. Механізм, у якому ведена вилка з'єднана з робочою ємністю за допомогою кінематичної пари четвертого класу



Патент № 127611

Застосування кінематичної пари 4-го класу

Умова функціонування – $l_{BB(MIN)} > l_B$.

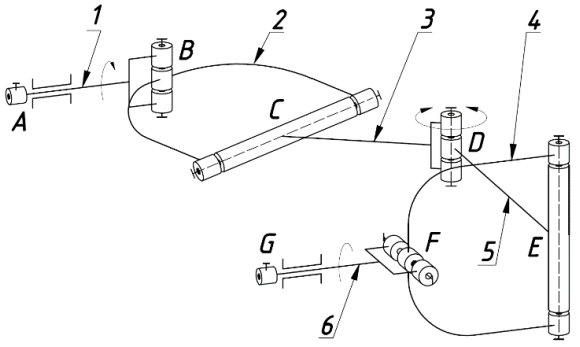
Актуальне рівняння:

$$l_{A(BB)} = \sqrt{(C+l_B)^2 - l_B^2 - 4(l_B \cos 45^\circ)^2} - \sqrt{(C+l_B)^2} + l_B. \quad (22)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність (куліса), 4 – напрямна на робочій ємності, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. A, B, C, E, F, G – обертальні кінематичні пари. D – кінематична пара 4-го класу.

2.2. Механізми, у яких додаткова рухома ланка з'єднана з робочою ємністю обертальною кінематичною парою

2.2.1. Механізм з двома рухомими робочими ємностями, що рухомо з'єднані між собою обертальною кінематичною парою



Патент № 127438

Додаткова рухома ланка – друга робоча ємність 4.

Умова функціонування – $l_{BB(MIN)} > l_B$.

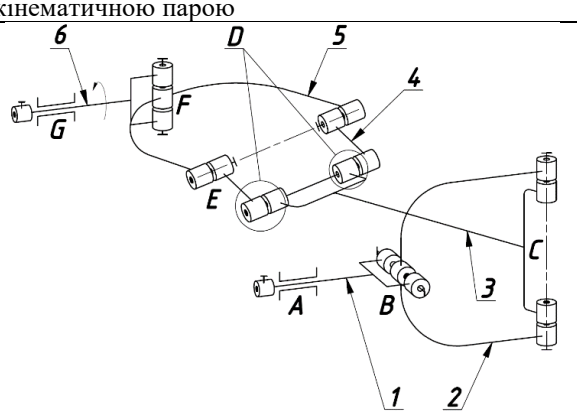
Актуальні рівняння:

$$l_{A(BB)} = l_{PЄ} + l_{ДЛ} - \sqrt{l_{PЄ}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{PЄ}l_{ДЛ}\cos\alpha_{MIN}}. \quad (26)$$

$$\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{PЄ}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PЄ}\cdot l_{ДЛ}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{PЄ}+l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{PЄ}+l_B)}\right). \quad (30)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – перша робоча ємність, 4 – друга робоча ємність, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. A, B, C, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.

2.2.2. Механізм з додатковою рухомою ланкою шатуном, який з'єднана з робочою ємністю обертальною кінематичною парою



Патент № 132178

Додаткова рухома ланка – шатун 4.

Умова функціонування – $l_{BB(MIN)} > l_B$.

Актуальні рівняння:

$$l_{A(BB)} = l_{PC} + l_{ДЛ} - \sqrt{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - 2l_{PC}l_{ДЛ}\cos\alpha_{MIN}}. \quad (26)$$

$$\alpha_A = \arccos\left(\frac{l_{PC}^2 + l_{ДЛ}^2 - l_{BB(MAX)}^2}{2l_{PC}\cdot l_{ДЛ}}\right) - \arccos\left(\frac{l_{ДЛ}^2 + (l_{PC}+l_B)^2 - l_{BO}^2}{2l_{ДЛ}(l_{PC}+l_B)}\right). \quad (30)$$

1 – ведучий вал, 2 – ведуча вилка, 3 – робоча ємність, 4 – додаткова рухома ланка, 5 – ведена вилка, 6 – ведений вал. A, B, C, D, E, F, G – обертальні кінематичні пари.

Висновки

1. Здійснено параметричний синтез статично визначених шарнірних просторових механізмів машин зі складним просторовим рухом робочих ємностей, які використовуються для реалізації галтувальних технологічних операцій з різними конструктивними особливостями.

2. Синтезовано статично визначені шарнірні просторові механізми машин, у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між паралельними осями ведучого та веденого валів, а також просторові механізми машин у процесі експлуатації яких реалізується циклічна зміна відстані між взаємно перпендикулярними геометричними осями кріплення вилок.

3. Отримано математичні залежності для можливості раціонального розрахунку основних геометричних та конструктивних параметрів синтезованих шарнірних статично визначених просторових механізмів.

4. Розроблено класифікацію шарнірних просторових статично визначених шарнірних механізмів галтувальної машини та загальні підходи щодо їх комплексного аналітичного дослідження з точки зору розрахунку їх геометричних та конструктивних параметрів.

Література

1. 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.

2. Антонюк Е. Я. О математической модели динамической системы двигателя с пространственно качающимися звеньями / Е. Я. Антонюк, В. А. Сахарнов, Н. И. Коваль // Приклад. механика. – 2010. – 46, № 9. – С. 83-96.

3. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов / Решетов Л.Н. – Изд. 2-е, переработ. и доп. – М. : Машиностроение, 1972. – 256 с.

4. Khabibullin F.F., Yarullin M.G., Bagautdinov I.Z. Geometry of the kinematic chain and the links of the Bennett's mechanism. International Review of Mechanical Engineering (I.RE.M.E.). 2018. Vol. 12, n. 9. P. 756–761.

5. Залюбовський М. Г. Основи проєктування машин зі складним рухом робочих ємкостей для фінішної обробки дрібних деталей : монографія / М. Г. Залюбовський, І. В. Панасюк. – Київ : КНУТД, 2022. – 352 с.

6. Мудров А.Г. Обзор исследований пространственных механизмов с вращательными шарнирами / А.Г. Мудров, Р.Ш. Марданов // Научно-методический журнал «Теория механизмов и машин». Том 13. – 2015. – №2(26). – С. 62 – 70.

7. Кожевников С.Н., Есипенко Я.И., Раскин Я.М. Механизмы. М. : Машиностроение, 1965. 1060 с.

8. 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, No. 1, April 2020, 54–64.

9. Zaliubovskyi 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.

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. 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, No. 6, November 2020, 762–772.

12. Zalyubovs'kyi M. G., Panasyuk I.V., Koshel' S.O., Koshel' G.V. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine. International Applied Mechanics, 57, No. 4, July 2021, 466–476.

13. Zalyubovskii M. G., Panasyuk I.V., Koshel' S.O., Koshel' G.V. Modeling and designing the barreling

machine drive with complex spatial motion of the container. International Applied Mechanics, 58, No. 4, July 2022, 472–480.

14. Залюбовський М.Г. Машина для обробки деталей з семиланковим просторовим механізмом – синтез та дослідження / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2020. – № 4 (148). – С. 38-47.

15. Willy A. Bachofen (WAB). Bachofen AG, Maschinenfabrik. 2021.

16. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation EngD – The University of Birmingham, UK., 2012. 316 P.

17. Панасюк І.В. Визначення деяких конструктивних параметрів змішувачів з тривимірним обертанням барабану / І.В. Панасюк, М.Г. Залюбовський // Вісник Київського національного університету технологій та дизайну – 2013. – № 5. – С. 76-81.

18. Залюбовський М. Г. Машини та обладнання підприємств : навч. посібник / М. Г. Залюбовський, В. В. Малишев. – К. : Університет «Україна», 2020. – 120 с.

19. Залюбовський М.Г. Визначення залежності між зміною режимів руху робочого масиву та конструктивними особливостями галтувальної машини типу «Turbula» / М.Г. Залюбовський, І.В. Панасюк // Вісник Хмельницького національного університету. Технічні науки – 2022. – № 6 (315). – С. 82–88.

20. Залюбовский М.Г. Структурный синтез и анализ пространственного механизма без избыточной связи галтовочной машины / М.Г. Залюбовский, И.В. Панасюк, В.В. Малышев // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського. Серія: технічні науки – 2020. – № 4, том 31 (70). – С. 12-17.

References

1. 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.

2. Antoniuk E. Ya. O matematycheskoi modely dynamycheskoi systemы dvyhatelia s prostranstvenno kachaiushchymysia zveniamy / E. Ya. Antoniuk, V. A. Sakharnov, N. Y. Koval // Pryklad. mekhanyka. – 2010. – 46, № 9. – S. 83-96.

3. Reshetov L.N. Konstruyrovanye ratsyonalnыkh mekhanyzmov / Reshetov L.N. – Yzd. 2-e, pererabot. y dop. – M. : Mashynostroenye, 1972. – 256 s.

4. Khabibullin F.F., Yarullin M.G., Bagautdinov I.Z. Geometry of the kinematic chain and the links of the Bennetts mechanism. International Review of Mechanical Engineering (I.RE.M.E.). 2018. Vol. 12, n. 9. P. 756–761.

5. Zaliubovskyi M. H. Osnovy proiektuvannia mashyn zi skladnym rukhom robochykh yemkostei dlia finishnoi obrobky dribnykh detalei : monohrafiia / M. H. Zaliubovskyi, I. V. Panasiuk. – Kyiv : KNUTD, 2022. – 352 s.

6. Mudrov A.H. Obzor yssledovanyi prostranstvennыkh mekhanyzmov s vrashchatelnыmy sharnyramy / A.H. Mudrov, R.Sh. Mardanov // Nauchno-metodycheskyi zhurnal «Teoryia mekhanyzmov y mashyn». Tom 13. – 2015. – №2(26). – S. 62 – 70.

7. Kozhevnykov S.N., Esypenko Ya.Y., Raskyn Ya.M. Mekhanyzmы. M. : Mashynostroenye, 1965. 1060 s.

8. 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, No. 1, April 2020, 54–64.

9. Zaliubovskyi 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.

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. 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, No. 6, November 2020, 762–772.

12. Zalyubovskyi M. G., Panasyuk I.V., Koshel S.O., Koshel G.V. Synthesis and analysis of redundant-free seven-link spatial mechanisms of part processing machine. International Applied Mechanics, 57, No. 4, July 2021, 466–476.

13. Zalyubovskii M. G., Panasyuk I.V., Koshel S.O., Koshel G.V. Modeling and designing the barreling machine drive with complex spatial motion of the container. International Applied Mechanics, 58, No. 4, July 2022, 472–480.

14. Zaliubovskyi M.H. Mashyna dlia obrobky detalei z semylankovym prostorovym mekhanizmom – syntez ta doslidzhennia / M.H. Zaliubovskyi, I.V. Panasiuk // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu – 2020. – № 4 (148). – S. 38-47.

15. Willy A. Bachofen (WAB). Bachofen AG, Maschinenfabrik. 2021.

16. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation: dissertation EngD – The University of Birmingham, UK., 2012. 316 P.

17. Panasiuk I.V. Vyznachennia deiakykh konstruktyvnykh parametriv zmishuvachiv z tryvymirnym obertanniam barabanu / I.V. Panasiuk, M.H. Zaliubovskyi // Visnyk Kyivskoho natsionalnoho universytetu tekhnolohii ta dyzainu – 2013. – № 5. – S. 76-81.

18. Zaliubovskyi M. H. Mashyny ta obladnannia pidpryiemstv : navch. posibnyk / M. H. Zaliubovskyi, V. V. Malyshev. – K. : Universytet «Ukraina», 2020. – 120 s.

19. Zaliubovskyi M.H. Vyznachennia zalezhnosti mizh zminoiu rezhymiv rukhu robochoho masyvu ta konstruktyvnymy osoblyvostiamy haltuvalnoi mashyny typu «Turbula» / M.H. Zaliubovskyi, I.V. Panasiuk // Visnyk Khmelnytskoho natsionalnoho universytetu. Tekhnichni nauky – 2022. – № 6 (315). – S. 82–88.

20. Zaliubovskyi M.H. Strukturnыi syntez y analyz prostranstvennoho mekhanyzma bez yzbytochnoi sviazy haltovochnoi mashynы / M.H. Zaliubovskyi, Y.V. Panasiuk, V.V. Malыshev // Vcheni zapysky Tavriiskoho natsionalnoho universytetu imeni V.I. Vernadskoho. Seriia: tekhnichni nauky – 2020. – № 4, tom 31 (70). – S. 12-17.