

ЗАЛЮБОВСЬКИЙ МАРК

Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

<https://orcid.org/0000-0002-9183-2771>e-mail: markzalubovskiy@gmail.com**ПАНАСЮК ІГОР**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0000-0001-6671-4266>e-mail: panasyuk1961@gmail.com**КОШЕЛЬ ГАННА**

Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»

<https://orcid.org/0000-0003-1862-1553>e-mail: a_koshel@ukr.net**КОШЕЛЬ ОЛЕКСАНДР**

Київський національний університет технологій та дизайну

<https://orcid.org/0009-0006-3788-9298>e-mail: a_koshel@ukr.net

СИНТЕЗ ТА АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОСТОРОВОГО МЕХАНІЗМУ З ДВОМА СТУПЕНЯМИ РУХОМОСТІ ГАЛТУВАЛЬНОЇ МАШИНИ

Виконано геометричний синтез статично визначеного просторового восьмиланкового шарнірного механізму з обертальними кінематичними парами та двома ступенями рухомості галтувальної машини, у якій робоча ємність здійснює складний просторовий рух з подальшим аналітичним дослідженням конструктивних особливостей механізму машини. При цьому, був використаний аналітичний підхід при дослідженні восьмиланкового шарнірного механізму з обертальними кінематичними парами, який полягає у геометричному та структурному синтезі, здійснено моделювання конструкції даної галтувальної машини в програмному забезпеченні автоматизованого проектування SolidWorks 2021. Запропонований один із можливих варіантів звільнення просторового механізму галтувальної машини від пасивного зв'язку, здійснено синтез статично визначеного просторового восьмиланкового шарнірного механізму з обертальними кінематичними парами. Розроблено відповідну конструкцію галтувальної машини з двома ведучими ланками, використання якої створює умови для підвищення її надійності під час експлуатації та одночасного збільшення продуктивності виконання відповідних галтувальних операцій. Аналітичним шляхом виконані дослідження основних геометричних та конструктивних параметрів галтувальної машини. Встановлений зв'язок між відповідними геометричними параметрами синтезованого статично визначеного просторового восьмиланкового механізму, що дозволяє визначити раціональні відношення довжин його ланок між собою. Встановлений взаємозв'язок між довжинами ланок, їх положенням та кутом коливання коромисла разом із ведучим валом машини. Виконано синтез статично визначеного просторового восьмиланкового шарнірного механізму з обертальними кінематичними парами з двома ступенями рухомості. На основі синтезу механізму розроблено нову конструкцію галтувальної машини з двома ведучими ланками. Аналітичним шляхом отримані математичні вирази для розрахунку основних геометричних взаємозв'язків довжин ланок розробленої конструкції машини.

Ключові слова: пасивний зв'язок, статично визначений механізм, обертальна кінематична пара, галтування.

ZALYUBOVSKIY MARK

Open International University of Human Development "Ukraine"

PANASYUK IGOR

Kyiv National University of Technology and Design

KOSHEL GANNA

Open International University of Human Development "Ukraine"

KOSHEL OLEXANDR

Kyiv National University of Technology and Design

SYNTHESIS AND ANALYTICAL STUDY OF A SPATIAL MECHANISM WITH TWO LEVELS OF MOBILITY OF A TURNING MACHINE

Geometric synthesis of a statically determined spatial eight-link hinged mechanism with rotary kinematic pairs of a barreling machine, in which the working capacity carries out a complex spatial movement, followed by an analytical study of the structural features of the machine mechanism. An analytical approach was used in the study of the eight-link hinged mechanism with rotary kinematic pairs, which consists of geometric and structural synthesis, and the design of barreling machine was modeled in the SolidWorks 2021 automated design software. One of the possible options for freeing the spatial mechanism of the barreling machine from passive connection is proposed, the synthesis of a statically determined spatial eight-link hinged mechanism with rotational kinematics is carried out. An appropriate design of a barreling machine with two driving links has been developed, the use of which creates conditions for increasing its reliability during operation and simultaneously increasing the productivity of performing the corresponding barreling operations. Analytical studies of the main geometric and structural parameters of the barreling machine were carried out. The connection between the corresponding geometric parameters of the synthesized statically determined spatial eight-link mechanism is established, which allows determining the rational ratio of the lengths of its links to each other. The relationship between the lengths of the links, their position and the angle of swing of the rocker arm together with the drive shaft of the machine is established. The synthesis of a statically determined spatial eight-link hinged mechanism with rotary kinematic pairs with two degrees of mobility was performed. Based on the synthesis of the mechanism, a new design of the

barreling machine with two driving links was developed. Mathematical expressions for calculating the main geometric relationships of the link lengths of the developed machine structure were obtained analytically.

Keywords: passive connection, statically determined mechanism, rotational kinematic pair, barreling

Постановка задачі

У технологічному обладнанні, що застосовується в різних промислових галузях (наприклад хімічній, фармацевтичній [1, 2], гірничій, автомобільній [3], машинобудівній [4, 5] тощо), широко використовуються просторові механізми. До складу таких механізмів можуть входити різні кінематичні пари з декількома ступенями свободи – сферичні чи циліндричні, а також поступальні та обертальні кінематичні пари. У більшості просторових механізмів поєднуються різні типи кінематичних пар. Синтез цих механізмів, звичайно, не є складним. Однак, за простотою синтезу часто слідує труднощі при виготовленні сферичних шарнірів, необхідність застосування дорогих антифрикційних матеріалів, підвищена зношуваність рухомих елементів та нетривалий термін експлуатації.

З огляду на вищесказане, більш доцільним є застосування просторових механізмів з обертальними кінематичними парами, реалізованими стандартними підшипниками ковзання чи кочення. Проте, як відомо [6], використання лише обертальних кінематичних пар у просторових механізмах є проблематичним з точки зору їх раціонального синтезу та надійної експлуатації. Такі механізми [7] характеризуються структурною складністю.

Також відомо [3], що у більшості просторових механізмів з обертальними кінематичними парами можливе утворення пасивних зв'язків. Наявність пасивних зв'язків у кінематичному ланцюзі просторового механізму значно погіршує експлуатаційні властивості відповідного технологічного обладнання, а в деяких випадках унеможливує його проектування відповідно до необхідних технологічних вимог.

Аналіз досліджень та публікацій

Прикладом даного технологічного обладнання є конструкція промислового змішувача сипких дрібнодисперсних речовин «Turbula» [8, 9], серійне виробництво якого швейцарська компанія «Willy A. Bachofen AG» розпочала у 1960-х роках. Відомо [10, 11], що змішувач «Turbula» дозволяє здійснювати процес змішування двох фракцій сипких дрібнодисперсних речовин за рекордно короткий час, порівняно з іншими типами обладнання для аналогічних технологічних процесів.

З 2013 року автори статті успішно використовують цей змішувач, як засіб для різних типів фінішної обробки деталей [12]: шліфування, полірування, відокремлення деталей від ливників тощо. В основі цього змішувача лежить просторовий механізм з обертальними кінематичними парами та наявністю пасивного зв'язку. Прототипом просторового руху робочої ємності такого механізму є переміщення олоїда на площині [13]. Першочергово такий механізм був винайдено та розроблено німецьким скульптором і математиком Паулем Шатцем у 1929 році [13, 14].

Раніше встановлено, що функціонування такого просторового механізму обмежено його конструктивними особливостями – він може працювати лише при дотриманні визначених в роботах [12, 15] співвідношень довжин його ланок. Пасивний зв'язок у кінематичному ланцюзі механізму може викликати експлуатаційні проблеми, такі як необхідність виготовлення деталей з високою точністю, високу вірогідність заклинювання механізму через незначну деформацію однієї з його ланок тощо.

Відомо [7, 12], що використання статично визначених («раціональних») механізмів дозволяє розширити допуски на виготовлення деталей, зменшити трудомісткість і вартість виробництва, а також підвищити надійність технологічного обладнання. У свою чергу, звільнення просторового механізму від пасивного зв'язку призводить [3] до того, що навантаження в кінематичних парах визначаються лише динамічною і силовою технологічною взаємодією. Проблема синтезу «раціональних» просторових механізмів присвячені важливі праці [16 – 18].

Взявши за основу шестиланковий просторовий механізм лише з обертальними кінематичними парами «базової» конструкції промислового змішувача «Turbula», автори статті синтезували цілий ряд «раціональних» статично визначених просторових механізмів, що дозволили значно розширити функціональні можливості «базової» конструкції. Конструкції галтувальних машин, розроблені на основі синтезу просторових статично визначених механізмів, успішно впроваджені у вітчизняне виробництво завдяки ліцензійним договорам між Київським національним університетом технологій та дизайну та ПрАТ «Молнія» (смт. Баришівка), ТОВ «Поліпласт» (м. Львів), ТОВ «Червоний Жовтень» (м. Фастів), а також ПАТ «Факел» (м. Фастів), що свідчить про перспективність такого обладнання.

Виділення невирішених частин

Таким чином, були розроблені машини з двома робочими ємностями [19], кінематично з'єднаними між собою. Це технічне рішення дозволяє виконувати дві різні галтувальні операції одночасно на одній машині. Однак, через конструктивні особливості цих просторових механізмів, інтенсивність переміщення робочого масиву в кожній ємності буде різним, що призводить до нерівномірного виконання технологічних операцій і унеможливує їх одночасне завершення в обох ємностях.

Відомі також [12, 20] семиланкові просторові механізми машин, де ведучі вали кінематично з'єднані з коромислами, а також машини з просторовими механізмами, що мають додаткові рухомі ланки [21]. У першому випадку коромисло має горизонтальну вісь обертання, а у другому – вертикальну. Це дозволяє значно підвищити інтенсивність виконання певних фінішних технологічних операцій. Проте, такі

конструкції не є універсальними і дозволяють ефективно виконувати лише окремі галтувальні технологічні операції.

Формулювання цілей. Беручи до уваги вищесказане, на сьогоднішній день, актуальним є розроблення нових статично визначених просторових механізмів для галтувальних машин. Ці механізми повинні одночасно забезпечувати підвищену надійність під час експлуатації, збільшувати продуктивність виконання відповідних галтувальних технологічних операцій, а також розширювати сферу застосування такого обладнання.

Виклад основного матеріалу

У роботах [12, 21] проведено детальний аналіз просторового шестиланкового механізму «базової» конструкції галтувальної машини «Turbula» зі складним просторовим рухом робочої ємності. Згідно з формулою Сомова-Малишева [22], яку використовують для визначення ступеня рухомості просторових механізмів, було встановлено, що ступінь рухомості дорівнює нулю. Галтувальна машина може успішно функціонувати, але тільки за умови точного дотримання геометричних співвідношень довжин ланок, які були визначені в [12, 15]. На практиці виготовити деталі з ідеальною точністю розмірів неможливо. Таким чином, неточності у виготовленні компенсуються наявністю зазорів у кінематичних парах просторового механізму, що в цілому забезпечує його функціонування.

Ступінь рухомості такого просторового механізму, що дорівнює нулю, пояснюється наявністю пасивного зв'язку. Очевидні недоліки експлуатації такого обладнання були зазначені у вступі.

З огляду на необхідність усунення пасивного зв'язку з кінематичного ланцюга машини та створення умов для розширення її використання шляхом регулювання інтенсивності переміщення робочого масиву всередині ємності, було виконано синтез восьмиланкового статично визначеного просторового механізму [23].

Кінематична схема галтувальної машини, що містить просторовий восьмиланковий механізм, а також модель відповідної галтувальної машини (без представлення приводу) представлені на рис. 1.

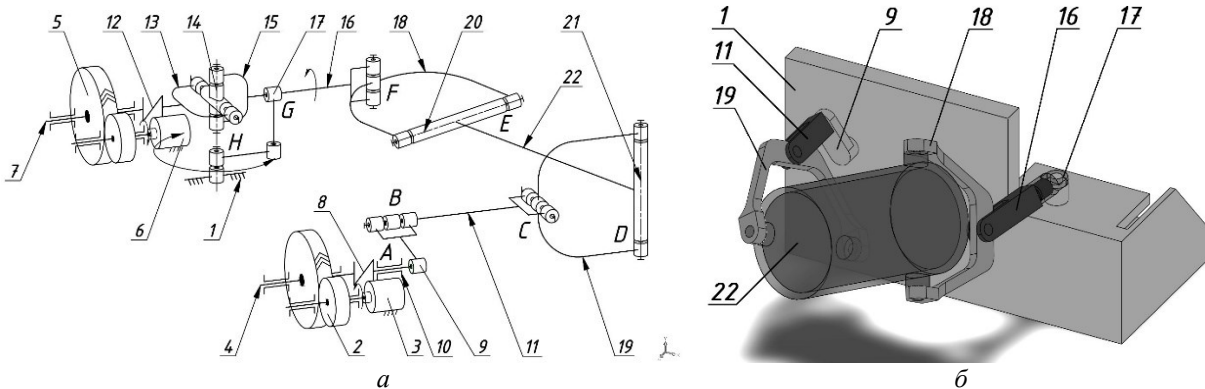


Рис. 1. Галтувальна машина, що містить просторовий восьмиланковий механізм: а – кінематична схема, б – модель машини

Просторовий механізм машини складається зі станини 1, розміщеного у станині 1 приводу 2, який складається з електродвигуна 3 та приводного валу 4, а також розміщеного у станині 1 додаткового приводу 5, котрий містить електродвигун 6 та приводний вал 7. Приводний вал 4, за допомогою глухої муфти 8, жорстко з'єднаний з кривошипом 9, що встановлений у підшипниковій опорі 10. Ведений вал 11 кінематично з'єднаний з кривошипом 9 з можливістю додаткового обертання у вертикальній площині. Приводний вал 7, за допомогою муфти 12, жорстко з'єднаний з ведучою вилкою 13 шарніра Гука 14. Ведена вилка 15 шарніра Гука 14 жорстко з'єднана з ведучим валом 16, який кінематично з'єднаний з коромислом 17 з можливістю додаткового коливального переміщення у горизонтальній площині. Ведучий вал 16 та ведений вал 11 шарнірно з'єднані між собою іншими кінцями з ведучою вилкою 18 та веденою вилкою 19 машини відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні вісі яких 20 і 21 є вісями кріплення робочої ємності 22. Для забезпечення функціонування машини вертикальна вісь обертання коромисла 17 повинна співпадати з віссю центру шарніра Гука 14.

Використовуючи формулу Сомова – Малишева, встановлено, що, для даного синтезованого механізму, ступінь вільності буде рівний двом:

$$W = 6n - \sum_{s=1}^{s=5} (6 - s)p_s = 2, \tag{1}$$

де n – кількість рухомих ланок (7 ланок: ведучий 16 та ведений 11 вали, ведуча 18 та ведена 19 вилки, робоча ємність 22, кривошип 9, коромисло 17), p_s – кількість рухомих кінематичних пар s – класу (8 обертальних кінематичних пар: А, В, С, D, E, F, G, H).

У просторовому механізмі зі ступенем рухомості, рівним двом, необхідно використовувати дві ведучі ланки, що дозволяє регулювати інтенсивність переміщення робочого масиву при його русі між торцями ємності в протилежних напрямках, а також забезпечити однорідний режим руху протягом усього процесу обробки деталей. Ведучими ланками цього механізму є ведучий вал 16 і кривошип 9.

Просторовий механізм машини працює наступним чином. При увімкненні додаткового приводу 5, обертальний рух від електродвигуна 6 через приводний вал 7 та муфту 12 передається на ведучу вилку 13

шарніра Гука 14. Потім обертальний рух від ведучої вилки 13 шарніра Гука 14 передається на ведену вилку 15 і ведучий вал 16, який жорстко з'єднаний з веденою вилкою 15 шарніра Гука 14. Ведучий вал 16, окрім обертального руху, виконує додаткове коливальне переміщення у горизонтальній площині разом із коромислом 17, з яким він кінематично з'єднаний. Обертальний рух ведучого валу 16 передається на ведучу вилку 18 машини. Ведуча вилка машини 18 через вісь 20 передає обертання до робочої ємності 22, внаслідок чого остання здійснює складне просторове переміщення та додатково обертається навколо своєї осі. Цей рух ємності 22 передається через вісь 21 на ведену вилку 19 машини, від веденої вилки 19 на ведений вал 11, який кінематично з'єднаний з кривошипом 9, встановленим у підшипниковій опорі 10 станини 1.

При увімкненні приводу 2, обертальний рух від електродвигуна 3 через приводний вал 4 та муфту 8 передається на кривошип 9, встановлений у підшипниковій опорі 10 станини 1. Обертання кривошипа викликає додаткове обертання веденого валу 11 у вертикальній площині навколо осі кривошипа. Це призводить до того, що частина робочої ємності 22, з'єднана з веденою вилкою 19 машини, отримує додаткове просторове переміщення.

Під час виконання відповідної галтувальної технологічної операції, залежно від необхідних умов, привод 2 може бути увімкненим або вимкненим, а кутова швидкість обертання приводного валу 4 приводу 2 може відрізнитися від кутової швидкості обертання приводного валу 7 додаткового приводу 5. Завдяки додатковому просторовому переміщенню частини робочої ємності 22, яка з'єднана з веденою вилкою 19 машини, стає можливим варіювати інтенсивність переміщення сипкого масиву між протилежними торцями робочої ємності 22. Це дозволяє зробити інтенсивність переміщення сипкого масиву між торцями робочої ємності 22 більш рівномірною, що створює умови для проведення галтувальних технологічних операцій з високою інтенсивністю.

Аналітичне дослідження восьмиланкового просторового механізму галтувальної машини розпочинали, задавши вихідними даними, приймаючи до уваги відповідні геометричні параметри, які обиралися в залежності від розміру, типу та кількості оброблюваних деталей, а також типу технологічних операцій, які планується виконувати на даному обладнанні та їх інтенсивності. Такими вихідними даними було обрано: міжосьову відстань ведучої та веденої вилки – l_B , міжосьову відстань робочої ємності – l_{PC} , довжину кривошипу l_{KP} (прийемо, що $l_{KP}=0,4l_B$), довжину ведучого валу – $l_{ведуч}$, довжину веденого валу – $l_{веден}$, а також довжину коромисла – $l_{кор}$. При чому, важливим є дотримання нерівності $l_{PC}>l_B$. При виконанні умови нерівності, конструкція машини, у якій є пасивний зв'язок, втрачає свою працездатність.

Експлуатуючи просторовий механізм галтувальної машини, при відповідному положенні кривошипу 9 (яке представлено на рис. 2), коромисло 17 разом із ведучим валом 16 буде виконувати коливання на величину кута δ . Під час проектування такої машини важливою задачею є встановлення раціональної довжини l_0 , що відповідає відстані між горизонтальною віссю веденого валу 11 та вертикальною віссю обертання коромисла 17, також важливим є отримати вираз, використання якого дозволить визначити амплітуду коливання кута δ ведучого валу 16 в залежності від зміни геометричних параметрів ланок машини. При чому, для симетричного переміщення робочої ємності 22 у вертикальній площині, вісь обертання кривошипу 9 та вісь обертання коромисла 17 повинні знаходитися в одній, горизонтально розташованій, площині.

Для цього розглянемо дану конструкцію машини у положенні, коли кривошип 9 розташований вертикально, при цьому кінематична пара В «кривошип-ведений вал» може бути розташована вище або нижче кінематичної пари А «станина-кривошип». Горизонтальна та фронтальна проекції машини, що знаходяться у проекційному зв'язку, при такому положенні рухомих ланок механізму машини представлено на рис. 2 (позначення на рис. 2 відповідають позначенням на кінематичній схемі – рис. 1).

Розглянувши геометричну побудову на рис. 2, запишемо вираз для визначення відстані l_0 :

$$l_0 = \frac{l_{MAX} + l_{MIN}}{2}, \quad (2)$$

де l_{MAX} – максимальна відстань, представлена у горизонтальній проекції, між віссю обертання веденого валу 11 та центром кінематичної пари F «ведуча вилка – ведучий вал», l_{MIN} – мінімальна відстань, представлена у горизонтальній проекції, між віссю обертання веденого валу 11 та центром кінематичної пари F «ведуча вилка – ведучий вал».

Для подібної конструкції галтувальної машини, яка представлена у роботах [20, 21] були отримані вирази для визначення l_{MAX} та l_{MIN} . Відмінністю є те, що в роботі [20] досліджувалася конструкція галтувальної машини без додаткової рухомої ланки кривошипа і, при аналогічному положенні рухомих ланок робоча ємність проектувалася на горизонтальну площину в натуральну величину. Враховуючи відмінності конструкцій, запишемо вираз для визначення l_{MAX} з урахуванням конструктивних особливостей досліджуваного просторового механізму галтувальної машини:

$$l_{MAX} = \sqrt{(l_B + l_{PC,гориз})^2 - l_B^2}, \quad (3)$$

де $l_{PC,гориз}$ – міжосьова довжина робочої ємності в проекції на горизонтальну площину. У свою чергу:

$$l_{PC,гориз} = l_{PC,фронт} \quad (4)$$

де $l_{PC,фронт}$ – міжосьова довжина робочої ємності в проекції на вертикальну (фронтальну) площину.

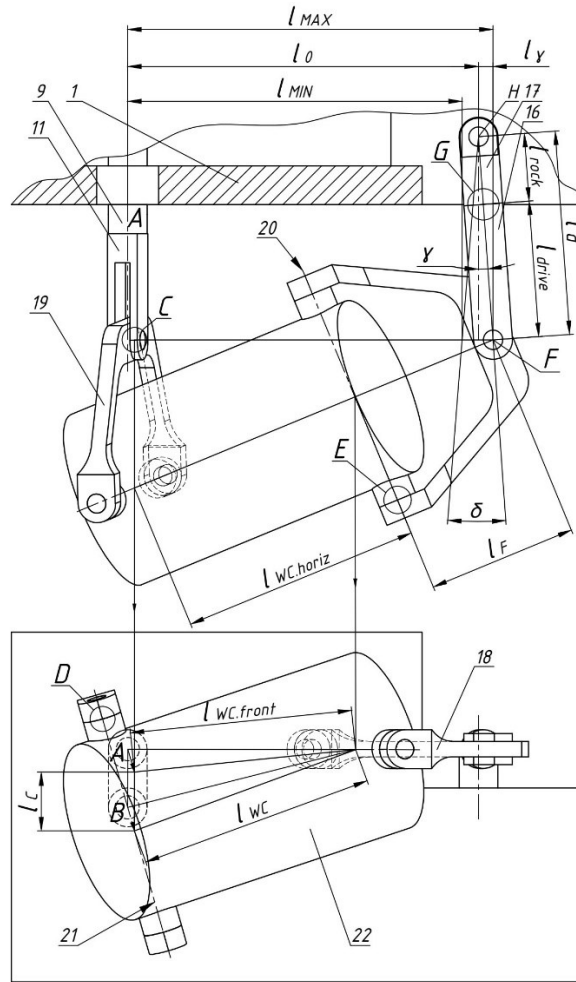


Рис. 2. Горизонтальна та фронтальна проекції машини, що знаходяться у проєкційному зв'язку

З прямокутного трикутника, утвореного на фронтальній проекції, представлений на рис. 2, можна розрахувати довжину $l_{PC.фронт}$, відповідно і $l_{PC.гориз}$:

$$l_{PC.гориз} = l_{PC.фронт} = \sqrt{l_{PC}^2 - l_{KP}^2}. \quad (5)$$

Запишемо вираз (3) з урахуванням (5):

$$l_{MAX} = \sqrt{(l_B + \sqrt{l_{PC}^2 - l_{KP}^2})^2 - l_B^2}. \quad (6)$$

Адаптуємо, отриманий у роботі [20] вираз, для визначення l_{MIN} з урахування конструктивних особливостей досліджуваного просторового механізму галтувальної машини:

$$l_{MIN} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2 + l_{KP}^2}. \quad (7)$$

Запишемо рівняння (2) з рахуванням виразів (6) та (7):

$$l_0 = \frac{\sqrt{(l_B + \sqrt{l_{PC}^2 - l_{KP}^2})^2 - l_B^2} + \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2 + l_{KP}^2}}{2}. \quad (8)$$

Рівняння (8) дає можливість розраховувати відстань l_0 , яка буде раціональною та буде відповідати середині кута δ коливання коромисла 17 разом з ведучим валом 16.

Величину коливання кута δ , яка залежить від геометричних параметрів конструкції машини, можна розрахувати, як:

$$\delta = 2\gamma, \quad (9)$$

де γ – кут коливання коромисла, при переміщенні з середнього положення.

У свою чергу, запишемо вираз для визначення кута γ :

$$\gamma = \arcsin \frac{l_\gamma}{l_0}, \quad (10)$$

де l_γ – різниця між відстанню l_{MAX} (l_{MIN}) та l_0 ; l_0 – загальна довжина ланок, які здійснюють коливальний рух, включає в себе довжину коромисла $l_{кор}$, а також міжосьову довжину ведучого валу $l_{ведуч.}$

Вираз для визначення l_0 буде мати наступний вигляд:

$$l_0 = l_{кор} + l_{ведуч.} \quad (11)$$

Рекомендовано, щоб коромисло з довжиною l_k , при такому положенні, коли вісь веденого та вісь ведучого валу стають паралельними, не виступало за межі станини машини.

l_γ визначається наступним чином:

$$l_{\gamma} = \frac{l_{MAX} - l_{MIN}}{2} \quad (12)$$

Вираз (12) з урахуванням рівнянь (6) та (7):

$$l_{\gamma} = \frac{\sqrt{(l_B + \sqrt{l_{PC}^2 - l_{KP}^2})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2 + l_{KP}^2}}{2} \quad (13)$$

Запишемо вираз (9), враховуючи рівняння (10), (11) та (13):

$$\delta = 2 \arcsin \frac{\sqrt{(l_B + \sqrt{l_{PC}^2 - l_{KP}^2})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2 + l_{KP}^2}}{2 \cdot (l_{кор} + l_{ведучи})} \quad (14)$$

Рівняння (14) дозволяє розрахувати кут коливання δ коромисла 17 із ведучим валом 16 в залежності від зміни відповідних геометричних параметрів ланок.

Важливим аспектом, який забезпечує функціонування галтувальної машини, є визначення максимально допустимої міжосьової довжини кривошипу $l_{KP(MAX)}$, перевищення якої буде призводити до заклинювання механізму, а також можливість розрахунку l_{KP} , що залежить від інших геометричних параметрів машини.

Для цього розглянемо дану конструкцію машини у положенні, коли кривошип 9 розташований горизонтально, при чому його кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з лівого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип», а робоча ємність 22 проектується на горизонтальну площину в натуральну величину. Горизонтальна проєкція, при такому положенні рухомих ланок механізму машини представлено на рис. 3 (позначення на рис. 3 відповідають позначенням на кінематичній схемі – рис. 1).

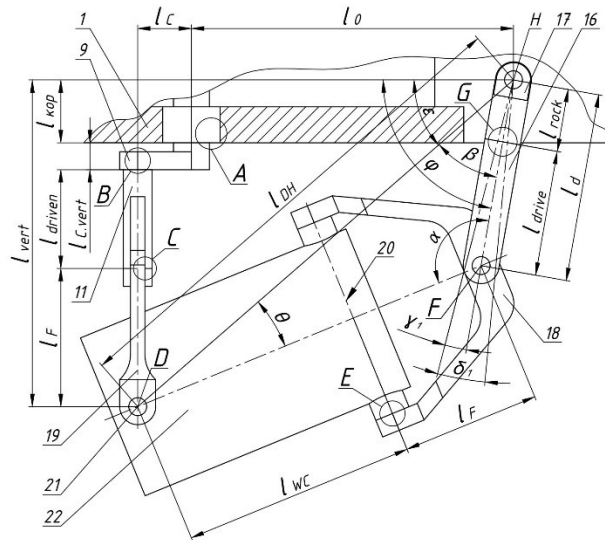


Рис. 3. Положення рухомих ланок, при якому коромисло знаходиться у середньому положенні, а кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з лівого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип»

Проводячи аналіз побудови на рис. 3, можна стверджувати, що збільшення міжосьової довжини l_{KP} буде впливати на збільшення найкоротшої відстані l_{DH} між геометричною віссю 21 робочої ємності 22 та віссю коромисла 17, що, в свою чергу, буде призводити до зменшення кутів β та θ . Збільшувати міжосьову довжину l_{KP} можна поки кут α між віссю робочої ємності 22 та віссю обертання ведучого валу 16 стане рівним 180° . Таким чином, справедливою буде нерівність:

$$l_{DH} < l_{PC} + l_B + l_D \quad (15)$$

Тобто, максимально-допустима довжина $l_{DH(MAX)}$ буде визначатися, як:

$$l_{DH(MAX)} = l_{PC} + l_B + l_D \quad (16)$$

Запишемо вираз для визначення міжосьової довжини кривошипу l_{KP} :

$$l_{KP} = \sqrt{l_{DH}^2 - l_{верт}^2} - l_0 \quad (17)$$

де $l_{верт}$ – вертикальна складова відстані між геометричною віссю 21 робочої ємності 22 та віссю коромисла 17.

У свою чергу, $l_{верт}$ можна розрахувати, як суму відповідних геометричних складових конструкції машини, зокрема:

$$l_{верт} = l_B + l_{веден} + l_{кр.верт} + l_{кор} \quad (18)$$

де $l_{веден}$ – міжосьова довжина веденого валу, $l_{кр.верт}$ – ширина кривошипу.

Якщо приймати до уваги, що $l_{верт} = const$ та $l_0 = const$, то вираз для визначення максимально допустимої міжосьової довжини кривошипу $l_{KP(MAX)}$, з урахуванням рівняння (16), буде мати вигляд:

$$l_{KP(MAX)} < \sqrt{l_{DH(MAX)}^2 - l_{верт}^2} - l_0 \quad (19)$$

Таким чином, за виразом (19) можна розрахувати максимально допустиме значення міжосьової довжини кривошипу $l_{KP(MAX)}$, перевищення якої буде призводити до заклинювання механізму.

В цілому, при функціонуванні галтувальної машини можна виокремити три положення кривошипу 9, при яких коромисло 17, разом із ведучим валом 16, може знаходитися у двох крайніх положеннях. Відповідно, для кожного положення кривошипу 9 можна визначити кут δ коливання коромисла 17. При чому, цей кут коливання, при кожному положенні кривошипу 9, буде відрізнятися. Зокрема, такими положеннями кривошипу 9 будуть:

1. Кривошип 9 розташований вертикально (кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована вище або нижче кінематичної пари А «станина-кривошип»). Положення представлено на рис. 3;
2. Кривошип 9 розташований горизонтально (кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з лівого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип»); Положення представлено на рис. 5 та рис. 4;
3. Кривошип 9 розташований горизонтально (кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з правого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип»). Положення представлено на рис. 6 та рис. 7.

Попередньо, отримано вираз (2.13), за яким можна розрахувати кут δ коливання коромисла 17 при вертикальному розташуванні кривошипа 9.

Розглянемо положення рухомих ланок, коли кривошип 9 розташований горизонтально (кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з лівого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип»), а коромисло 17 знаходиться у крайньому правому положенні. Дане положення рухомих ланок представлено на рис. 4.

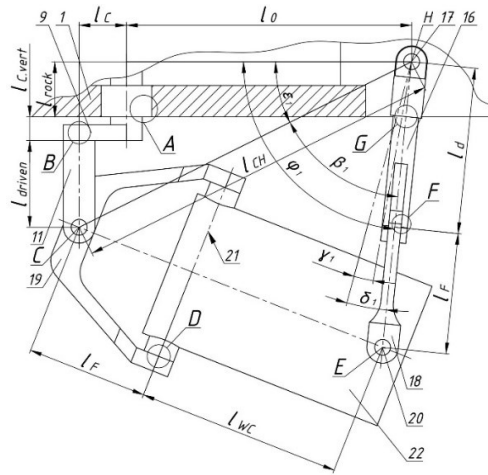


Рис. 4. Положення рухомих ланок, при якому коромисло знаходиться у крайньому правому положенні, а кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з лівого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип»

На рис. 4 представлено кут коливання δ_1 коромисла 17 при вертикальному даному розташуванні кривошипа 9. Кут ϕ_1 нахилу вісі коромисла 17 до горизонтальної прямої можна визначити, як суму кутів β_1 та ϵ_1 , отже:

$$\phi_1 = \beta_1 + \epsilon_1. \tag{20}$$

Виходячи з геометричної побудови на рис. 4, запишемо вираз для визначення кута ϵ_1 , а також вираз для визначення кута β_1 :

$$\epsilon_1 = \arctg \epsilon_1 \frac{l_{веден} + l_{кр.верт} + l_{кор}}{l_{KP} + l_0}. \tag{21}$$

$$\beta_1 = \arccos \beta_1 \frac{l_{CH}^2 + (l_B + l_0)^2 - (l_B + l_{PC})^2}{2l_{CH} \cdot (l_B + l_0)}, \tag{22}$$

де l_{CH} – відстань між геометричними центрами кінематичних пар С «ведений вал – ведена вилка» та Н «станина – коромисло». Відстань l_{CH} можна знайти наступним чином:

$$l_{CH} = \sqrt{(l_{KP} + l_0)^2 + (l_{веден} + l_{кр.верт} + l_{кор})^2}. \tag{23}$$

Запишемо вираз (22) з урахуванням рівняння (23):

$$\beta_1 = \arccos \beta_1 \frac{(l_{KP} + l_0)^2 + (l_{веден} + l_{кр.верт} + l_{кор})^2 + (l_B + l_0)^2 - (l_B + l_{PC})^2}{2 \sqrt{(l_{KP} + l_0)^2 + (l_{веден} + l_{кр.верт} + l_{кор})^2} \cdot (l_B + l_0)}. \tag{24}$$

Представимо вираз (20) з урахуванням (21) та (24):

$$\phi_1 = \arccos \beta_1 \frac{(l_{KP} + l_0)^2 + (l_{веден} + l_{кр.верт} + l_{кор})^2 + (l_B + l_0)^2 - (l_B + l_{PC})^2}{2 \sqrt{(l_{KP} + l_0)^2 + (l_{веден} + l_{кр.верт} + l_{кор})^2} \cdot (l_B + l_0)} + \arctg \epsilon_1 \frac{l_{веден} + l_{кр.верт} + l_{кор}}{l_{KP} + l_0}. \tag{25}$$

Таким чином, за допомогою виразу (25) можна визначити максимальний кут нахилу ϕ_1 вісі коромисла 17 до горизонтальної прямої, що утворюється при відповідному положенні рухомих ланок машини.

Для того, щоб отримати вираз для розрахунку кута δ_1 коливання коромисла 17, розглянемо рис. 3. На рис. 3 коромисло 17 перебуває в середньому положенні і ділить кут δ_1 навпіл, отже:

$$\delta_1 = 2\gamma_1, \tag{26}$$

де γ_1 – половина кута δ_1 .

Кут γ_1 можна розрахувати, як різницю кутів ϕ_1 та φ :

$$\gamma_1 = \phi_1 - \varphi. \tag{27}$$

Аналогічно до (20) можна записати вираз для визначення кута φ (рис. 3) між горизонтальною прямою та віссю коромисла 17, коли воно знаходиться у середньому положенні відносно кута δ_1 :

$$\varphi = \beta + \varepsilon. \tag{28}$$

Виходячи з геометричної побудови на рис. 4, запишемо вираз для визначення кута ε , а також вираз для визначення кута β :

$$\varepsilon = \arctg \varepsilon \frac{l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}}}{l_{\text{КР}} + l_0}. \tag{29}$$

$$\beta = \arccos \beta \frac{l_{DH}^2 + l_0^2 - (l_B + l_{PC})^2}{2l_{DH} \cdot l_0}, \tag{30}$$

де l_{DH} – відстань між геометричними центрами кінематичних пар D «ведена вилка – робоча ємність» та H «станина – коромисло». Відстань l_{DH} можна знайти наступним чином:

$$l_{DH} = \sqrt{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2}. \tag{31}$$

Запишемо вираз (30) з урахуванням рівняння (31):

$$\beta = \arccos \beta \frac{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + l_0^2 - (l_B + l_{PC})^2}{2\sqrt{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot l_0}, \tag{32}$$

Підставимо (29) та (30) у рівняння (28):

$$\phi = \arccos \beta \frac{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + l_0^2 - (l_B + l_{PC})^2}{2\sqrt{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot l_0} + \arctg \varepsilon \frac{l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}}}{l_{\text{КР}} + l_0}. \tag{33}$$

Запишемо вираз (26) з урахуванням (27), (25) та (33):

$$\delta_1 = 2 \left(\begin{aligned} & \arccos \beta_1 \frac{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + (l_B + l_0)^2 - (l_B + l_{PC})^2}{2\sqrt{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot (l_B + l_0)} + \arctg \varepsilon_1 \frac{l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}}}{l_{\text{КР}} + l_0} - \\ & - \arccos \beta \frac{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + l_0^2 - (l_B + l_{PC})^2}{2\sqrt{(l_{\text{КР}} + l_0)^2 + (l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot l_0} - \arctg \varepsilon \frac{l_B + l_{\text{веден}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}}}{l_{\text{КР}} + l_0} \end{aligned} \right). \tag{35}$$

Рівняння (35), в залежності від зміни відповідних геометричних параметрів ланок, дозволяє розрахувати кут коливання δ_1 коромисла 17 разом із ведучим валом 16, який може утворюватися при горизонтальному розташуванні кривошипу 9, у випадку, коли кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з лівого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип».

Розглянемо положення рухомих ланок, коли кривошип 9 розташований горизонтально (кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з правого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип»). Положення рухомих ланок, у якому коромисло 17 знаходиться у крайньому правому положенні представлено на рис. 5 (а), а положення рухомих ланок, у якому коромисло 17 знаходиться у середньому положенні відносно кута коливання δ_2 представлено на рис. 5 (б).

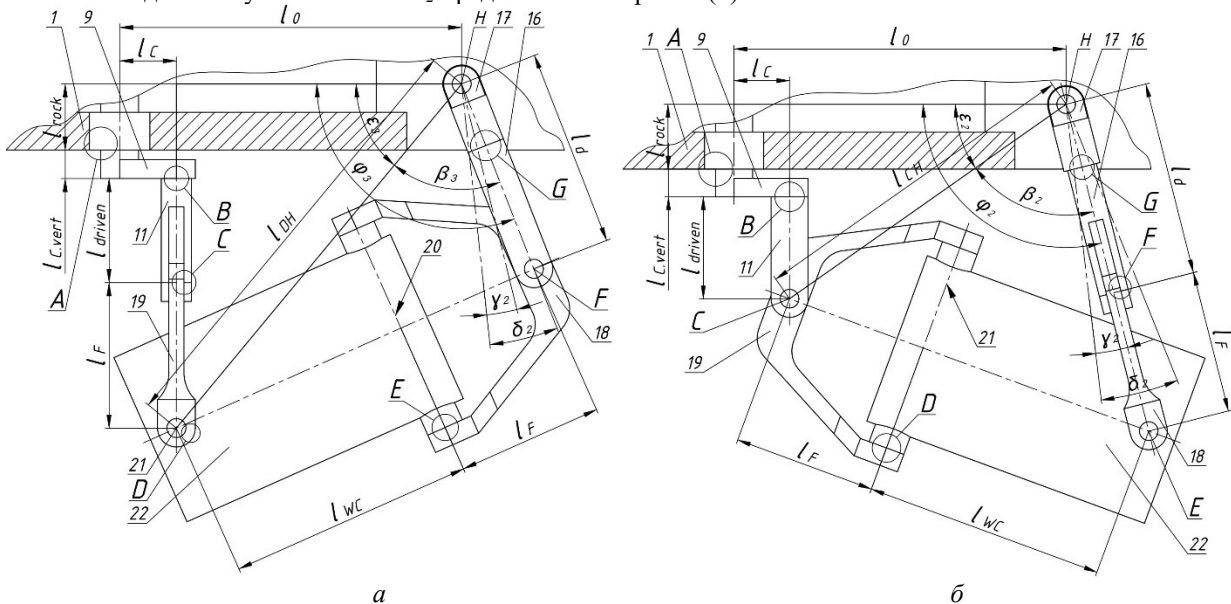


Рис. 5. Положення рухомих ланок, при якому коромисло знаходиться:

а – у крайньому правому положенні, а кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з правого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип»; б – у середньому положенні, а кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з правого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип»

Аналогічно до попередньої методики, кут коливання δ_2 коромисла 17 можна розрахувати наступним чином:

$$\delta_2 = 2\gamma_2, \quad (36)$$

де γ_2 – половина кута δ_2 .

Кут γ_2 можна розрахувати, як різницю кутів ϕ_3 та ϕ_2 :

$$\gamma_2 = \phi_3 - \phi_2. \quad (37)$$

Далі запишемо вираз для визначення кута ϕ_3 (рис. 5) між горизонтальною прямою та віссю коромисла 17, коли воно знаходиться у крайньому правому положенні:

$$\phi_3 = \beta_3 + \varepsilon_3. \quad (38)$$

Виходячи з геометричної побудови на рис. 5, запишемо вираз для визначення кута ε_3 , а також вираз для визначення кута β_3 :

$$\varepsilon_3 = \arctg \varepsilon_3 \frac{l_B + l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}}}{l_0 - l_{\text{кр}}}. \quad (39)$$

$$\beta_3 = \arccos \beta_3 \frac{l_{DH}^2 + l_0^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2l_{DH} \cdot l_0}. \quad (40)$$

Відстань l_{DH} можна знайти наступним чином:

$$l_{DH} = \sqrt{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_B + l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2}. \quad (41)$$

Запишемо вираз (38) з урахуванням рівняння (41):

$$\beta_3 = \arccos \beta_3 \frac{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_B + l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + l_0^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2\sqrt{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_B + l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot l_0}, \quad (42)$$

Представимо вираз (38) з урахуванням (40) та (42):

$$\phi_3 = \arccos \beta_3 \frac{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_B + l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + l_0^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2\sqrt{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_B + l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot l_0} + \arccos \beta_3 \frac{l_{DH}^2 + l_0^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2l_{DH} \cdot l_0}. \quad (43)$$

За допомогою виразу (43) можна визначити максимальний кут нахилу ϕ_3 вісі коромисла 17 до горизонтальної прямої, що утворюється при тому положенні рухомих ланок машини, яке показано на рис. 6.

Виходячи з геометричної побудови на рис. 5, запишемо вираз для визначення кута ϕ_2 між горизонтальною прямою та віссю коромисла 17, коли воно знаходиться у середньому положенні відносно кута δ_2 :

$$\phi_2 = \beta_2 + \varepsilon_2. \quad (44)$$

Вирази для визначення кутів ε та β будуть мати вигляд:

$$\varepsilon_2 = \arctg \varepsilon_2 \frac{l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}}}{l_0 - l_{\text{кр}}}. \quad (45)$$

$$\beta_2 = \arccos \beta_2 \frac{l_{CH}^2 + (l_0 + l_B)^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2l_{CH} \cdot (l_0 + l_B)}. \quad (46)$$

Знайдемо відстань l_{CH} :

$$l_{CH} = \sqrt{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2}. \quad (47)$$

Запишемо (46) з урахуванням рівняння (47):

$$\beta_2 = \arccos \beta_2 \frac{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + (l_0 + l_B)^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2\sqrt{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot (l_0 + l_B)}. \quad (48)$$

Підставимо (45) та (48) у рівняння (44):

$$\phi_2 = \arccos \beta_2 \frac{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + (l_0 + l_B)^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2\sqrt{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot (l_0 + l_B)} + \arctg \varepsilon_2 \frac{l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}}}{l_0 - l_{\text{кр}}}. \quad (49)$$

Отримані вирази (49) та (43) підставимо у рівняння (36) з урахуванням виразу (37):

$$\delta_2 = 2 \left(\begin{aligned} & \arccos \beta_3 \frac{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_B + l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + l_0^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2\sqrt{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_B + l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot l_0} + \arccos \beta_3 \frac{l_{DH}^2 + l_0^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2l_{DH} \cdot l_0} \\ & - \arccos \beta_2 \frac{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2 + (l_0 + l_B)^2 - (l_B + l_{\text{кр}})^2}{2\sqrt{(l_0 - l_{\text{кр}})^2 + (l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}})^2} \cdot (l_0 + l_B)} - \arctg \varepsilon_2 \frac{l_{\text{вед.ен}} + l_{\text{кр.верт}} + l_{\text{кор}}}{l_0 - l_{\text{кр}}} \end{aligned} \right). \quad (50)$$

Рівняння (50), в залежності від зміни відповідних геометричних параметрів ланок, дозволяє розрахувати кут коливання δ_2 коромисла 17, разом із ведучим валом 16, який може утворюватися при горизонтальному положенні кривошипу 9, у випадку, коли кінематична пара В «кривошип-ведений вал» розташована з правого боку відносно кінематичної пари А «станина-кривошип».

Висновки

1. Виконано синтез статично визначеного просторового восьмиланкового шарнірного механізму з обертальними кінематичними парами.

2. На основі синтезу механізму запропоновано конструкцію галтувальної машини, у якій ємність виконує складний просторовий рух. Така машина застосовується для об'ємної обробки деталей абразивним середовищем у вигляді вільних гранул та змішування сипких дрібнодисперсних речовин. Розроблена конструкція галтувальної машини створює умови для підвищення її надійності під час експлуатації з одночасним збільшенням продуктивності виконання відповідних галтувальних технологічних операцій,

дозволяє регулювати їх інтенсивність виконання.

3. Аналітичним шляхом отримані математичні вирази для розрахунку основних геометричних взаємозв'язків довжин ланок розробленої конструкції машини. Зокрема отримані вирази для розрахунку раціональної відстані між осями обертання ведучого та веденого валів, вираз для визначення максимальної допустимої міжосьової довжини кривошипу, а також вирази для розрахунку амплітуди коливання коромисла разом із веденим валом при відповідних трьох положеннях кривошипу. Ці вирази можуть ефективно застосовуватися при проектуванні галтувального обладнання з робочими ємностями, які виконують складний просторовий рух.

References

1. Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Ingram A., Stitt E. H. A numerical comparison of mixing efficiencies of solids in a cylindrical vessel subject to a range of motions. *Powder Technology* 217, 2012, 540-547. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2011.11.016>.
2. Jadhav P.S., Jadhav B.R. A study on mixing of composite solids in the three dimensional turbula mixer. *International Journal of Advanced Engineering Research and Studies*. 2 (3), 2013, 1-4. E-ISSN2249-8974.
3. Antonyuk E.Ya., Sakharov V.A., Koval' N.I. Dynamic System of an Engine with Spatially Rocking Links: a Mathematical Model. *Int. Appl. Mech.* 46 (9), 2010, 1039-1049. <https://doi.org/10.1007/s10778-011-0396-7>.
4. Yarullin M.G., Isyanov I.R., Mudrov A.P. Kinematika uglovyyh skorostey i uskoreniy shatuna (kresla) trenazhera. *Kinematika mehanizmov*, 1(37), 2018, 24-31. DOI 10.5862/TMM.37.3.
5. Evgrafov A.N., Petrov G.N. Vyibor privodov mnogopodvizhnogo mehanizma s izbytochnymi vhodami – Sovremennoe mashinostroenie. *Nauka i obrazovanie: materialy 4-y Mezhdunar. nauch.-prakt. konferentsii*, 2014, 184-191, DOI 10.1872/MMF-2017-12.
6. Mudrov A.G., Mardanov R.Sh. Obzor issledovaniy prostranstvennyh mehanizmov s vrashatelnyimi sharnirami. *Nauchno-metodicheskij zhurnal Teoriya mehanizmov i mashin*. 2(26), 2015, 62-70. <https://DOI 10.5862/TMM.26.7>.
7. Antonyuk E.Ya., Zabuga A.T. Motion of an Articulated Vehicle with Two-Dimensional SPP. ections Subject to Lateral Obstacles. *Int. Appl. Mech.* 52 (4), 2016, 404-412. <https://doi.org/10.1007/s10778-016-0765-3>.
8. Mayer-Laigle C., Gatamel C., Berthiaux H. Mixing dynamics for easy flowing powders in a lab scale Turbula mixer. *Chemical Engineering Research and Design*, (95), 2015, 248-261. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2014.11.003>.
9. Marigo M., Davies M., Leadbeater T., Cairns D.L., Ingram A., Stitt E.H. Application of Positron Emission Particle Tracking (PEPT) to validate a Discrete Element Method (DEM) model of granular flow and mixing in the Turbula mixer. *International journal of pharmaceutics*. 446 (1-2), 2013, 46-58. <https://doi.org/10.1016/j.ijpharm.2013.01.030>
10. Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Cook M., Ingram A., Stitt E. H. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part A: Measurement and Reconstruction of TurbulaMixer Motion using Positron Emission Particle Tracking. *CMES: Computer Modeling in Engineering & Sciences*, 59 (3), 2010, 217-238. <https://doi.org/10.3970/cmcs.2010.059.217>.
11. Marigo M., Cairns D. L., Davies M., Ingram A., Stitt E. H. Developing Mechanistic Understanding of Granular Behaviour in Complex Moving Geometry using the Discrete Element Method. Part B: Investigation of Flow and Mixing in the Turbula mixer, *Powder Technology*, 212, 2011, 17-24. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2011.04.009>.
12. Zaliubovskiy M.H., Panasiuk I.V. Osnovy proiektuvannia mashyn zi skladnym rukhom robochykh yemkosteï dlia finishnoi obrobky dribnykh detalei: monografii. KNUVD, 2022, 352. ISBN 978-617-7763-06-1.
13. Schatz P. *Technik und Verwandlung: Der Weg zu einer menschen- und naturgemäßen Technik*. Verlag am Goetheanum, 2016, 456. ISBN: 978-3-7235-1526-6.
14. Kiran Bhoite, Kakandikar G.M., Nandedkar V.M. Schatz Mechanism with 3D-Motion Mixer-A Review. *Materialstoday: proceedings*, 2, 2015, 1700-1706. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2015.07.003>.
15. Hrostitskiy A.A., Evgrafov A.N., Tereshin V.A.. Geometriya i kinematika prostranstvennogo shestizvennika s izbytochnymi svyazyami. *Nauchno-tehnicheskie vedomosti SPbGPU*, 2011, 5 – 11.
16. Serikbay K., Algazyi Zh. Parametricheskij sintez prostranstvennyih ryichazhnyih mehanizmov. *Mongrafiya: Almaty, KazNTU im. K.I. Satpaeva*, 2018, 233. ISBN: 978-613-9-82425-0.
17. Reshetov L.N. *Konstruyrovanye ratsyonalnykh mekhanyzmov*. Yzd. 2-e, Mashynostroenye, 1972, 256.
18. Kozhevnykov S.N., Esypenko Ya.Y., Raskyn Ya.M. *Mekhanyzmy*. Mashynostroenye, 1965, 1060.
19. Zalyubovskii M.G., Panasyuk I.V. Studying the main design parameters of linkage mechanisms of part-processing machines with two working barrels. *Int. Appl. Mech.*, 56 (6), 2020, 762-772. <https://doi.org/10.1007/s10778-021-01053-x>.
20. 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. *Int. Appl. Mech.*, 57 (4), 2021, 466-476. <https://doi.org/10.1007/s10778-021-01098-y>.
21. 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. *Int. Appl. Mech*, 56 (1), 2020, 54 – 64. <https://doi.org/10.1007/s10778->

[020-00996-x.](#)

22. Bulhakov V.M., Chernysh O.M., Adamchuk V.V., Berezovyi M.H., Yaremenko V.V. Teoriia mekhanizmiv i mashyn – pidruchnyk. Tsentri uchbovoi literatury, 2019, 68. ISBN: 978-611-01-2134-5.

23. Patent №155593, MPK B01F 31/10, B24B 31/00 (2024.01). Mashyna dlia obrobky detalei / Zaliubovskiyi M.H., Panasiuk I.V., Koshel O.S., Koshel G.V., Koshel S.O. Zaiavnyk ta patentovlasnyk Zaklad vyshchoi osvity «Vidkrytyi mizhnarodnyi universytet rozvytku liudyny «Ukraina», № u202304572; zaiav. 27.09.2023, opub. 14.03.2024, biul. № 11.