

М. Г. Залюбовський<sup>1</sup>, І. В. Панасюк<sup>2</sup>,  
С. О. Кошель<sup>2</sup>, Г. В. Кошель<sup>1</sup>

**Синтез та аналіз просторових семиланкових механізмів без надлишкового зв'язку машини для обробки деталей**

<sup>1</sup>Відкритий міжнародний університет розвитку людини «Україна»,  
вул. Львівська, 23, Київ, Україна; e-mail: markzalubovskiy@gmail.com

<sup>2</sup>Київський національний університет технологій та дизайну,  
вул. Немировича-Данченка, 2, Київ, Україна; e-mail: panasjuk.i@knuatd.com.ua

**Abstract.** The new seven-link spatial hinge mechanisms without excessive (passive) connection of the machine with the complex movement of the working capacity are developed. This machine is used for the volume processing of details and mixing the bulk solids. The mathematical expressions for analysis of basic constructional and geometrical parameters of mechanisms are obtained. The construction of the drive of a machine is developed that allows realizing the rotation of a driving shaft of the machine with a simultaneous reverse-forward movement. The mathematical dependences for analysis of the basic structural parameters of the drive for the maintenance of a pressure angle in the kinematic pair of the hinge mechanism within admissible limits are received.

**Keywords:** spatial mechanism, passive link, drive, kinematic pair, three-dimensional processing of parts.

**Вступ.**

Просторові механізми використовуються людиною з прадавніх часів. На сьогоднішній день відоме [18, 19] їх застосування у найрізноманітніших галузях промисловості. Однак, досить проблематичним є використання просторових механізмів з одними лише обертальними кінематичними парами. Такі механізми [6] характеризуються складністю своєї структурної будови. Досить часто в кінематичних ланцюгах таких механізмів може бути наявним пасивний зв'язок, що негативно впливає на експлуатаційні властивості відповідного технологічного обладнання або взагалі не дає можливості спроектувати його з дотриманням необхідних технологічних вимог.

Прикладом технологічного обладнання, в основі якого використовується просторовий механізм з обертальними кінематичними парами, в кінематичному ланцюзі якого наявний пасивний зв'язок, є «базова» конструкція машини зі складним просторовим рухом робочої ємності [22], яка використовується для технологічних операцій змішування сипких дрібнодисперсних речовин [20, 21], а також для різних типів об'ємної обробки деталей: покращення якості поверхні [8, 24] (шліфування та полірування), відокремлення деталей від ливників [4] тощо.

Встановлено [2, 15 – 17], що даний просторовий механізм машини може функціонувати лише при дотриманні певних співвідношень довжин його ланок. Відповідно наявність пасивного зв'язку в кінематичному ланцюзі механізму може призвести до виникнення технологічних проблем, які пов'язані з розрахунком та призначенням полів допусків з підвищеною точністю, а також з можливістю раптового заклинювання механізму внаслідок, наприклад, незначної деформації однієї з його ланок.

Таким чином, актуальною є розробка нових та вдосконалення існуючих просторових механізмів, кінематичні ланцюги яких не містять надлишкових (пасивних) зв'язків, так званих «нормальних» («раціональних») механізмів. Відомо [18], що після звільнення просторових механізмів від пасивних зв'язків, навантаження в його кінематичних парах та ланках будуть визначатися лише силовою технологічною та динамічною взаємодією. Проблема розробки «раціональних» механізмів, зокрема, просторових механізмів з обертальними кінематичними парами, присвячено праці Л.Н. Решетова [13], а також С.М. Кожевнікова [5].

Також відомі [7, 9 – 11] різні технічні рішення звільнення від надлишкового зв'язку шестиланкового просторового механізму з обертальними кінематичними парами «базової» конструкції машини зі складним просторовим рухом робочої ємності. Усі вони є актуальними для виконання різного роду технологічних операцій, одночасно мають свої як переваги, так і недоліки.

Наприклад, розроблені механізми машин з двома робочими ємностями, що з'єднані між собою поступальною [9] чи обертальною [10] кінематичними парами. Таке технічне рішення дає можливість на одній машині одночасно виконувати дві різні технологічні операції або одночасно обробляти дві партії різних деталей. Однак, у зв'язку з конструктивними особливостями просторових механізмів інтенсивність переміщення робочого масиву у двох ємностях буде різною, таким чином, обробка деталей (змішування речовин) в одній ємності буде виконуватися інтенсивніше, ніж у іншій. Відповідно неможливо одночасно закінчити технологічну операцію в обох ємностях машини.

Відомий шестиланковий механізм машини [3], у якому ведена вилка з робочою ємністю з'єднано за допомогою кінематичної пари 4-го класу, що також збільшує ступінь рухомості механізму та виключає вплив надлишкового зв'язку. Однак, використання кінематичної пари 4-го класу зумовлює необхідність використання антифрикційних матеріалів у місці контакту рухомих елементів, що в цілому, буде впливати на збільшення вартості самої одиниці обладнання.

Розроблено механізм машини [11], в якій ведений вал кінематично з'єднаний з повзуном, а повзун встановлено в станині з можливістю зворотно-поступального переміщення вздовж напрямної. На основі даного вдосконалення «базової» конструкції машини збільшується амплітуда коливань робочої ємності. В результаті чого розв'язується проблема інтенсифікації процесу змішування речовин, а також можливе використання машини для реалізації технологічних процесів відокремлення деталей від ливників. Однак, одночасно, розташування поступальної кінематичної пари «в кінці» кінематичного ланцюга може призвести до концентрації динамічних нерівномірних навантажень на рухомі ланки машини, та з часом викликати їх деформації. Потужність від приводу машини, яка необхідна для забезпечення можливості проковзування повзуна по напрямній, буде значно зменшена за рахунок її втрат на тертя у інших кінематичних парах машини тощо.

Таким чином, з усього вищесказаного можна зробити висновок, що подальша розробка різних варіантів просторових механізмів без надлишкового зв'язку машини зі складним просторовим рухом робочої ємності є актуальною задачею на сьогоднішній день.

В §1 даної статті виконано синтез двох нових конструкцій просторового механізму машини без пасивного зв'язку. Внаслідок звільнення від надлишкового зв'язку змінюється структура просторового механізму «базової» конструкції машини. Таким чином, в §2 проведено аналітичне дослідження даних механізмів з розрахунком основних геометричних параметрів, що забезпечуватимуть раціональне функціонування машин. В §3 розроблено спеціальну конструкцію приводу машини, що дозволить реалізувати обертання ведучого валу машини з одночасним зворотно-поступальним переміщенням, виконано синтез її шарнірної складової.

### **§1. Синтез конструкцій просторового механізму машини без пасивного зв'язку.**

У роботі [3] достеменно розглянуто базову конструкцію машини зі складним просторовим рухом робочої ємності. Згідно формули Сомова – Малишева [1] для визначення ступеня рухомості просторового механізму встановлено, що для даного просторового механізму він рівний нулю.

У відповідності до формули Сомова – Малишева механізм є непрацездатним, однак він здатен функціонувати при забезпеченні чітких конструктивних співвідношень довжин його ланок, які отримані в роботах [2, 15 – 17]. Такий факт пояснюється наявністю в ньому пасивного (надлишкового) зв'язку. У вступі наведені деякі відомі способи звільнення просторового механізму «базової» конструкції машини від надлишкового зв'язку.

Одним із способів звільнення від дії надлишкового зв'язку є введення в кінематичний ланцюг механізму додаткової рухомої ланки – повзуна, що виконує зворотно-поступальне переміщення вздовж горизонтальної напрямної, в підшипниковій опорі якого, з можливістю обертання, може бути встановлений як ведучий, так і ведений вал.

Технічне рішення звільнення просторового механізму машини від надлишкового зв'язку, при якому повзун кінематично з'єднано з веденим валом, відоме [11]. Однак, у вступі описано недоліки такої конструкції механізму.

Таким чином, було виконано синтез просторового механізму, в якому повзун кінематично з'єднано з ведучим валом машини. В такому випадку поступальна кінематична пара повзун – напрямна буде розташована фактично «на початку» кінематичного ланцюга механізму, що створить умови для зменшення динамічних нерівномірних навантажень на рухомі ланки машини. Модель такої машини (без приводу), а також кінематична схема її просторового механізму представлені на рис. 1 та 2, відповідно.

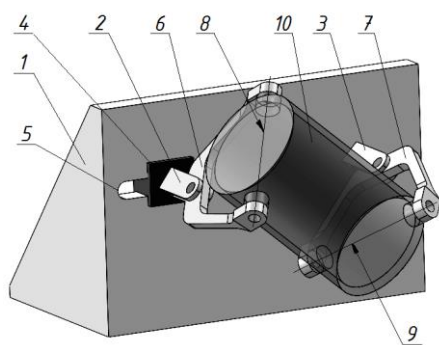


Рис. 1

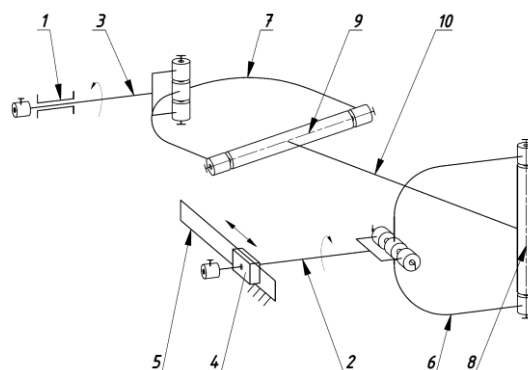


Рис. 2

Просторовий механізм машини складається зі станини 1, ведучого 2 та веденого 3 валів, ведучої 6 та веденої 7 вилок, робочої ємності 10, повзуна 4 та напрямної 5.

Ведучий вал 2 встановлений в підшипниковій опорі повзуна 4, який, в свою чергу, рухомо встановлений в горизонтальній напрямній 5. Ведений вал 3 встановлений в підшипниковій опорі станини 1. Осі ведучого 2 та веденого 3 валів паралельні між собою. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 6 та веденою 7 вилокю 7 відповідно, діаметрально взаємно перпендикулярні геометричні осі 8 та 9 яких є осями кріплення робочої ємності 10. Таким чином, на відміну від традиційних схем просторових шарнірів, вилки 6 та 7 розташовуються перпендикулярно між собою.

Після звільнення від надлишкового зв'язку, ведучому валу даної конструкції, окрім обертального, необхідно надати зворотно-поступальний рух вздовж горизонтальної напрямної. Таким чином, було розроблено конструкцію приводу даної машини, яка забезпечить одночасний обертальний та зворотно-поступальний рух ведучого валу машини. Розробку даного приводу та синтез механізму, що входить в його склад, представлено в §3.

Звільнитися від надлишкового зв'язку також можна іншим шляхом – додавши в кінематичний ланцюг машини додаткову рухому ланку коромисло з вертикальною віссю обертання. Модель машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, а також кінематична схема її просторового механізму представлені на рис. 3 та 4, відповідно.

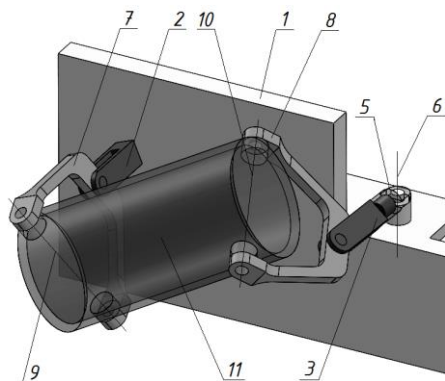


Рис. 3

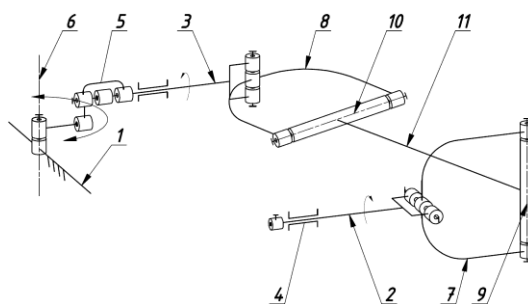


Рис. 4

Просторовий механізм машини містить станину 1, ведучий 2 та ведений 3 вали, при чому, ведучий вал 2 встановлений в підшипниковій опорі 4, а ведений вал 3 кінематично з'єднаний з коромислом 5, яке, з можливістю коливального руху у горизонтальній площині відносно вертикальної осі 6, рухомо встановлено у станині 1. Ведучий 2 та ведений 3 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 7 та веденою 8 вилками, відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні осі яких 9 і 10 є осями кріплення робочої ємності 11.

У обох розроблених конструкціях машин без пасивного зв'язку збільшується амплітуда коливання робочої ємності, що зумовлена виникненням додаткового переміщення ведучого (зворотно-поступальне переміщення) чи веденого (коливальне переміщення) валу. Збільшення амплітуди коливання робочої ємності буде сприяти підвищенню інтенсифікації виконання технологічних операцій змішування сипких речовин чи об'ємної обробки деталей.

В результаті, ступінь рухомості обох механізмів дорівнюватиме одиниці. Пасивний зв'язок виключено. Виникнення незначних деформацій ланок механізму не впливатиме на погіршення функціональних властивостей машини в цілому. Окрім того, в обох конструкціях машини виникає можливість в значних діапазонах варіювати міжосьовою довжиною робочої ємності, що, в свою чергу, створює умови для регулювання інтенсивністю виконання відповідних технологічних операцій обробки деталей чи змішування сипких речовин. Далі, в §2 представлено аналітичне дослідження даних механізмів з розрахунком основних геометричних параметрів.

## §2 Аналітичне дослідження синтезованих конструкцій механізму.

**2.1. Механізм машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, що кінематично з'єднаний з ведучим валом машини.** Аналітичне дослідження механізму машини з додатковою рухомою ланкою повзуном, що кінематично з'єднаний з ведучим валом машини, слід починати, задаючись вихідними даними, а саме, певними геометричними параметрами, які обираються в залежності від розміру, типу та кількості оброблюваних деталей, типу технологічних операцій, що виконуються на даному обладнанні та їх інтенсивності виконання. Таким чином, міжосьова відстань ведучої та веденої вилок –  $l_B$ , міжосьова відстань робочої ємності –  $l_{PC}$ . Окрім того, в даній конструкції машини має виконуватися умова  $l_{PC} > l_B$ , адже саме при задоволенні такої нерівності базова конструкція машини з надлишковим зв'язком стає непрацездатною.

У процесі експлуатації даного механізму машини, за рахунок утвореної поступальної кінематичної пари, відстань між паралельними осями ведучого та веденого валів буде циклічно змінюватися від мінімального  $l_{MIN}$  до максимального  $l_{MAX}$  значення. Максимальна відстань  $l_{MAX}$  виникатиме при таких положеннях рухомих ланок машини (рис. 5), коли одна із осей кріплення ведучої чи веденої вилки буде горизонтальною, а інша вертикальною. Мінімальна відстань  $l_{MIN}$  виникатиме в таких положеннях (рис. 6), коли робоча ємність машини буде проектуватися в натуральну величину на вертикальну площину станини.

При конструюванні такого механізму машини виникає необхідність у точному розрахунку амплітуди  $l_a$  зворотно-поступального переміщення ведучого валу. Амплітуду  $l_a$  можна визначити як різницю максимальної та мінімальної відстані, що утворюється між осями ведучого та веденого валів:

$$l_a = l_{MAX} - l_{MIN}. \quad (2.1)$$

Далі розглянемо положення рухомих ланок машини, що відповідає максимальній  $l_{MAX}$  відстані між осями ведучого та веденого валів, яке представлено на рис. 5 (позначення ланок на рис. 5 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлено на рис. 2).

Максимальну відстань  $l_{MAX}$  можна визначити з прямокутного трикутника, який утворено в горизонтальній проекції машини:

$$l_{MAX} = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2}. \quad (2.2)$$

При положенні рухомих ланок машини, що представлено на рис. 5, відстань між осями ведучого та веденого валів є максимальною. Однак, при положенні рухомих ланок, коли бічні площини вилок паралельні між собою, а робоча ємкість проектується на вертикальну площину в натуральну величину, відстань між геометричними взаємно перпендикулярними осями кріплення вилок буде мінімальною  $l_{MIN}$ . Вид спереду при такому положенні рухомих ланок машини представлено на рис. 6 (позначення ланок на рис. 6 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлено на рис. 2).

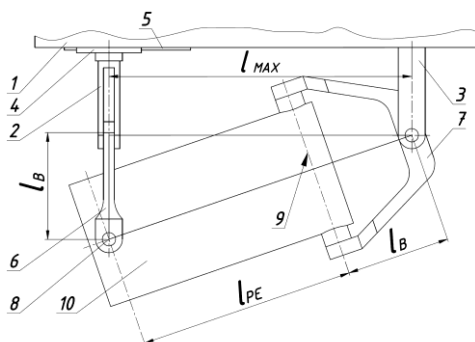


Рис. 5

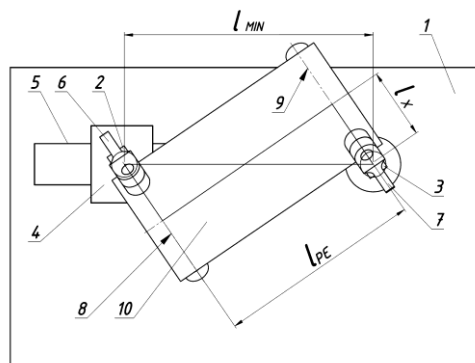


Рис. 6

Таким чином, виходячи з геометричних міркувань,  $l_{MIN}$  можна визначити наступним чином:

$$l_{MIN} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4l_X^2}, \quad (2.3)$$

де  $l_X$  – відстань в проекції на вертикальну площину між віссю обертання веденого (ведучого) валу та віссю робочої ємності. В роботі [23] отримано вираз для визначення довжини  $l_X$ :

$$l_X = l_B \cos 45^\circ. \quad (2.4)$$

Підставимо значення виразу (2.4) у рівняння (2.3):

$$l_{MIN} = \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.5)$$

Підставимо вирази (2.2) та (2.5) у рівняння (2.1):

$$l_a = \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (2.6)$$

Таким чином, отримано вираз для розрахунку амплітуди  $l_a$  зворотно-поступального переміщення ведучого валу машини разом з повзуном вздовж напрямної.

Необхідно, щоб ведучий вал даної конструкції машини одночасно виконував обертальний рух та зворотно-поступальне переміщення вздовж напрямної. Для цього було розроблено спеціальну конструкцію приводу, яка представлена в §3.

**2.2. Механізм машини з додатковою рухомою ланкою коромислом, що кінематично з'єднаний з веденим валом машини.** При експлуатації механізму машини з додатковою рухомою ланкою коромислом 5 ведений вал 3, за один оберт ведучого валу 2, буде виконувати коливання на кут  $\delta$ . Основною задачею при розробці такої конструкції машини є визначення раціональної відстані  $l_0$  між горизонтальною віссю ведучого валу 2 та вертикальною віссю обертання 6 коромисла 5, а також отримання виразу для визначення амплітуди коливання кута  $\delta$  веденого валу 3 в залежності від зміни геометричних параметрів ланок машини.

Для цього розглянемо дану конструкцію машини при умові, що ведений вал займає одне з крайніх своїх положень. Вид зверху при такому положенні рухомих ланок машини представлено на рис. 7 (позначення ланок на рис. 7 співпадають з позначеннями ланок на кінематичній схемі, що представлено на рис. 4).

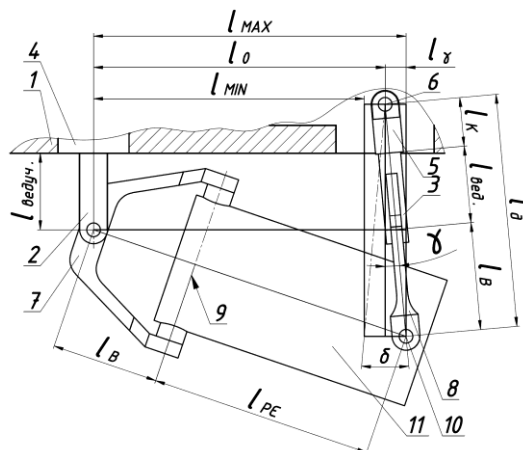


Рис. 7

Визначити відстань  $l_0$  можна наступним чином:

$$l_0 = \frac{l_{MAX} + l_{MIN}}{2}. \quad (2.7)$$

Відстані  $l_{MAX}$  та  $l_{MIN}$  можна також розрахувати за виразами (2.2) та (2.5). Запишемо рівняння (2.7) із врахуванням виразів (2.2) та (2.5):

$$l_0 = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} + \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (2.8)$$

За рівнянням (2.8) можна розрахувати раціональну відстань  $l_0$ , що відповідатиме середньому положенню кута коливання  $\delta$  коромисла разом з веденим валом машини.

Амплітуда коливання кута  $\delta$  залежатиме від геометричних параметрів машини та визначатиметься наступним чином:

$$\delta = 2\gamma, \quad (2.9)$$

де  $\gamma$  – кут коливання коромисла при переміщенні з середнього положення.

Кут  $\gamma$  можна визначити наступним чином:

$$\gamma = \arcsin \frac{l_\gamma}{l_\delta}, \quad (2.10)$$

де  $l_\gamma$  – різниця між відстанню  $l_{MAX}$  ( $l_{MIN}$ ) та  $l_0$ ;  $l_\delta$  – довжина відстані, яка включає в себе довжину коромисла  $l_\kappa$ , довжину веденого валу  $l_{вед.}$  та довжину вилки  $l_\delta$  машини.

Запишемо вираз для визначення довжини  $l_\delta$ :

$$l_\delta = l_\delta + l_{вед.} + l_\kappa. \quad (2.11)$$

Рекомендовано, щоб коромисло з довжиною  $l_\kappa$  в положенні, коли вісь веденого валу паралельна до осі ведучого валу, не виступало за межі станини машини.

В свою чергу,  $l_\gamma$  визначається наступним чином:

$$l_\gamma = \frac{l_{MAX} - l_{MIN}}{2}. \quad (2.12)$$

Запишемо вираз (2.12) з урахуванням рівнянь (2.2) та (2.5):

$$l_\gamma = \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2}. \quad (2.13)$$

Вираз (2.9), з урахуванням (2.10), при підстановці у нього (2.11) та (2.13) матиме вигляд:

$$\delta = 2 \arcsin \frac{\sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}}{2 \cdot (l_\delta + l_{вед.} + l_\kappa)}. \quad (2.14)$$

Таким чином, на основі рівняння (2.14) можна розрахувати амплітуду коливання кута  $\delta$  веденого валу в залежності від зміни геометричних параметрів ланок машини.

### §3. Розробка приводу, що забезпечує передавання крутного моменту на ведучий вал машини, який виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення.

На основі вищесказаного було розроблено конструкцію приводу машини, що забезпечує передавання крутного моменту на рухомий ведучий вал. Кінематичну схему машини (з технологічним приводом) представлено на рис. 8.

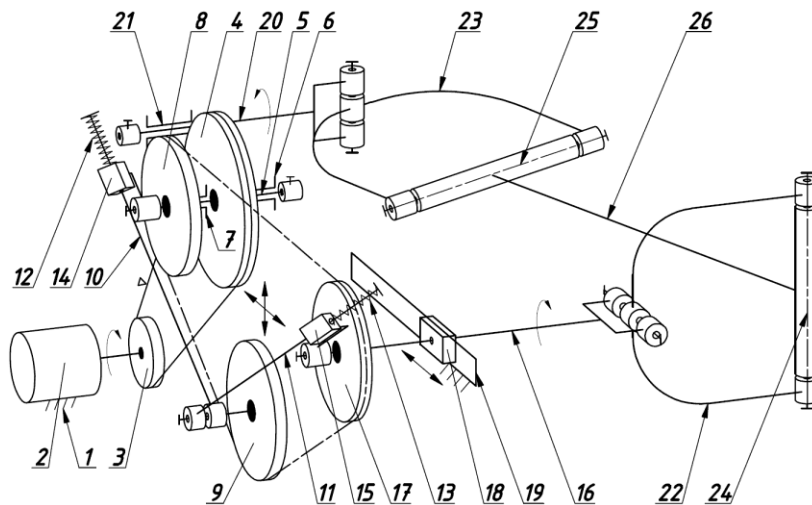


Рис. 8

Машина для обробки деталей містить станину 1, в якій розміщений електродвигун 2, на валу якого жорстко закріплений ведучий шків 3 пасової передачі, ведений шків 4 закріплений на валу привода 5, який встановлений в підшипникових опорах 6 та 7. На валу привода 5 також жорстко закріплена ведуча зірочка 8 ланцюгової передачі. Проміжна зірочка 9 ланцюгової передачі кінематично з'єднана з першою 10 та другою 11 кулісами, що, за допомогою пружин 12 та 13 відповідно, встановлені в кулісних каменях 14 та 15, відповідно. Кулісний камінь 14, кінематично, з можливістю обертального руху, з'єднаний з валом привода 5, а кулісний камінь 15, кінематично, з можливістю обертального руху, з'єднаний з ведучим валом 16. Ведена зірочка 17 жорстко закріплена на ведучому валу 16, що встановлений в підшипниковій опорі повзуна 18 з можливістю його зворотно-поступального переміщення вздовж горизонтальної напрямної 19, ведений вал 20 встановлений в підшипниковій опорі 21. Ведучий 16 та ведений 20 вали шарнірно з'єднані другими кінцями з ведучою 22 та веденою 23 вилками, відповідно, діаметрально взаємо перпендикулярні осі яких 24 і 25 є осями кріплення робочої ємності 26.

Машина для обробки деталей працює наступним чином. Після увімкнення електродвигуна 2, розташованого в станині 1, постійний обертальний рух через пасову передачу, утворену ведучим 3 та веденим 4 шківками, що призначена для зменшення частоти обертання та збільшення крутного моменту на валу привода 5, передається на ведучу зірочку 8 ланцюгової передачі. Обертальний рух ведучої зірочки 8 за допомогою ланцюгової передачі передається на проміжну зірочку 9 та ведену зірочку 17. Таким чином, обертальний рух веденої зірочки 17, що жорстко закріплена на ведучому валу 16, встановленому в підшипниковій опорі повзуна 18, передається до ведучої вилки 22, котра через вісь 24 обертає робочу ємність 26, надаючи їй складного просторового переміщення з обертанням навколо власної осі. Такий складний просторовий рух робочої ємності 26 передається через вісь 25 до веденої вилки 23 та перетворюється в обертальний рух веденого валу 20, який встановлений в підшипниковій опорі 21.

Окрім обертального руху, ведучий вал 16, який встановлений в підшипниковій опорі повзуна 18, виконує додаткове зворотно-поступальне переміщення відносно горизонтальної напрямної 19. Ведучий вал 16 за один свій повний оберт виконує 4 зворотно-поступальні переміщення вздовж горизонтальної напрямної 19 разом з ведучим валом 16; зворотно-поступальне переміщення буде виконувати і ведена зірочка 17 ланцюгової передачі. Таким чином, окрім обертального руху, проміжна зірочка 9 буде додатково рухатися у вертикальній площині, здійснюючи вертикальну та горизонтальну складову переміщення. Перша куліса 10 та друга куліса 11, що кінематично з'єднані з проміжною зірочкою, будуть одночасно виконувати обертальний рух відносно осі проміжної зірочки 9 та поступальне переміщення відносно кулісних каменів 14 та 17, відповідно. Пружини 12 та 13, при русі першої куліси 10 та другої куліси 11 відносно кулісних каменів 14 та 17, відповідно, унеможливуватимуть «негативне» інерційне переміщення рухомих елементів приводу машини.

Підтвердження про можливість реалізації подвійного просторового карданного механізму із забезпеченням зворотно-поступального переміщення однієї з його ланок також представлено в роботі [14].

Функціонування даного приводу забезпечує його шарнірна складова, що кінематично з'єднана з ланцюговою передачею. Шарнірну складову приводу машини при двох крайніх положеннях повзуна 18 представлено на рис. 9 (позначення ланок на рис. 9 співпадають з позначенням ланок на кінематичній схемі, яку представлено на рис. 8).

Для раціональної роботи приводу машини необхідно виконати синтез даної шарнірної складової, зокрема, визначити раціональну довжину ланцюга ланцюгової передачі та амплітудні значення переміщення проміжної зірочки 9, що, в цілому, будуть забезпечувати утворення кута тиску в обертальній кінематичній парі куліс 10 та 11 в допустимих межах.

Таким чином, при положенні рухомих ланок механізму, що відповідають утворенню максимальної відстані  $a_{max}$ , в обертальній кінематичній парі з'єднання двох куліс виникатиме максимальне значення кута тиску  $\beta_{max}$ .



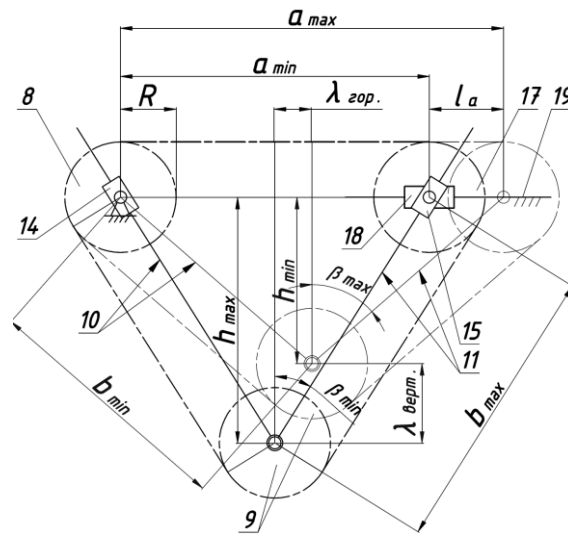


Рис. 9

Відомо [12], для того, щоб уникнути заклинювання шарнірного механізму, граничне значення кута тиску в будь-якій його кінематичній парі не повинно перевищувати  $60^\circ$ , а для довговічної роботи механізму бажано, щоб максимальне значення кута тиску не перевищувало  $40^\circ$ . Отже, спочатку задамося максимальним значенням кута тиску  $\beta_{max}$ :

$$\beta_{max} \leq 40^\circ. \quad (3.1)$$

Виходячи з геометричних міркувань, запишемо вираз для визначення мінімального значення кута тиску  $\beta_{min}$ :

$$\beta_{min} = \arctg \frac{0,5 \cdot a_{max}}{h_{min}}, \quad (3.2)$$

де  $a_{max}$  – максимальна відстань між центром обертання ведучої зірочки 8 та центром обертання веденої зірочки 17;  $h_{min}$  – мінімальна відстань між центром обертання проміжної зірочки 9 та центром горизонтальної прямої  $a_{max}$ .

В свою чергу  $a_{max}$  можна визначити наступним чином:

$$a_{max} = a_{min} + l_a, \quad (3.3)$$

де  $l_a$  – амплітуда зворотно-поступального переміщення ведучого валу машини вздовж напрямної,  $a_{min}$  – мінімальна відстань між центром обертання ведучої зірочки 8 та центром обертання веденої зірочки 17.

Або, з урахуванням рівняння (2.6), вираз (3.3) буде мати вигляд:

$$a_{max} = a_{min} + \sqrt{(l_B + l_{PC})^2 - l_B^2} - \sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.4)$$

Далі запишемо вираз для визначення необхідної довжини ланцюга  $l_l$ . Довжина ланцюга  $l_l$  складатиметься із суми довжин трьох прямих ділянок, що відповідають відстаням між центрами обертання кожної із зірочок та трьох криволінійних ділянок, що охоплюють зірочки по їх ділильному колу та в сумі дорівнюють довжині одного повного ділильного кола зірочки.

$$l_l = a_{max} + 2b_{min} + 2\pi R, \quad (3.5)$$

де  $b_{min}$  – відстань між центром обертання проміжної зірочки 9 та веденої зірочки 17 (ведучої зірочки 8), коли між ведучою зірочкою 8 та веденою зірочкою 17 утворюється відстань  $a_{max}$ ;  $R$  – радіус зірочок.

Вираз для визначення відстані  $b_{min}$  матиме вигляд:

$$b_{min} = \sqrt{h_{min}^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2}. \quad (3.6)$$

Запишемо рівняння (3.5) з урахуванням виразу (3.6):

$$l_l = a_{max} + 2\sqrt{h_{min}^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2} + 2\pi R. \quad (3.7)$$

Виразимо значення  $h_{min}$  з виразу (3.2):

$$h_{min} = 0,5a_{max} \cdot \operatorname{tg} \beta_{max}. \quad (3.8)$$

Таким чином, за виразом (3.8) можна розрахувати значення  $h_{min}$ , попередньо задавшись величиною  $a_{max}$  та обравши значення максимального кута тиску  $\beta_{max}$  в допустимих межах.

Також підставимо вираз (3.8) у рівняння (3.7):

$$l_l = a_{max} + 2\sqrt{(0,5a_{max} \cdot \operatorname{tg} \beta_{max})^2 + 0,25 \cdot a_{max}^2} + 2\pi R. \quad (3.9)$$

За допомогою рівняння (3.9), на основі заданих значень  $a_{max}$  та  $\beta_{max}$ , виникає можливість визначити необхідну довжину ланцюга  $l_l$ .

Під час конструювання даного приводу машини виникатиме необхідність точного визначення величини переміщення проміжної зірочки 9, тобто, переміщення центру її обертання. Під час зворотно-поступального переміщення повзуна 18 разом із веденою зірочкою 17 центр обертання проміжної зірочки 9 буде виконувати пласке переміщення з вертикальною та горизонтальною складовою. Запишемо вирази для визначення амплітуди вертикальної  $\lambda_{vert}$  та горизонтальної  $\lambda_{гор}$  складової переміщення центру обертання проміжної зірочки 9:

$$\lambda_{vert} = h_{max} - h_{min}; \quad (3.10)$$

$$\lambda_{гор} = 0,5l_a. \quad (3.11)$$

Запишемо вираз (3.11) з урахуванням рівняння (2.6):

$$\lambda_{гор} = 0,5\sqrt{l_{PC}(2l_B + l_{PC})} - 0,5\sqrt{l_{PC}^2 + 4(l_B \cos 45^\circ)^2}. \quad (3.12)$$

Виразимо з рівняння (3.7) значення  $h_{min}$ :

$$h_{min} = \sqrt{\frac{(l_l - a_{max} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{max})^2}{4}}. \quad (3.13)$$

За аналогічним принципом можна записати вираз для визначення  $h_{max}$ :

$$h_{max} = \sqrt{\frac{(l_l - a_{min} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{min})^2}{4}}. \quad (3.14)$$

Підставимо рівняння (3.13) та (3.14) у вираз (3.10):

$$\lambda_{\text{верт}} = \sqrt{\frac{(l_d - a_{\min} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\min})^2}{4}} - \sqrt{\frac{(l_d - a_{\max} - 2\pi R)^2 - 4(0,5a_{\max})^2}{4}}. \quad (3.15)$$

Відповідно за рівняннями (3.12) та (3.15) можна розрахувати вертикальну та горизонтальну складові переміщення центру обертання проміжної зірочки 9.

### Заключення.

Представлено два можливі варіанти звільнення просторового механізму машини для обробки деталей від надлишкового зв'язку. Таким чином, виконано синтез та подальше аналітичне дослідження двох семиланкових просторових механізмів, в кінематичних ланцюгах яких відсутні пасивні зв'язки. Аналітично отримані математичні залежності для визначення основних геометричних співвідношень довжин ланок розроблених конструкцій машин. Дані залежності можуть бути використані при подальшому проектуванні такого типу обладнання.

Розроблено конструкцію приводу для однієї з конструкцій машин, що дозволяє реалізувати обертання ведучого валу машини з одночасним зворотно-поступальним переміщенням, синтезовано шарнірну складову даного приводу. Отримано математичні залежності для розрахунку основних конструктивних параметрів шарнірної складової приводу з метою забезпечення кута тиску в кінематичній парі механізму в допустимих межах. Одержані результати дозволяють реалізовувати нові конструкції відповідного устаткування.

**РЕЗЮМЕ.** Розроблено нові конструкції семиланкових просторових шарнірних механізмів без надлишкового (пасивного) зв'язку машини зі складним рухом робочої ємності, що використовується для об'ємної обробки деталей та змішування сипких речовин. Отримані математичні вирази для розрахунку їх основних конструктивних та геометричних параметрів. Розроблено конструкцію приводу машини, що дозволяє реалізувати обертання ведучого валу машини з одночасним зворотно-поступальним переміщенням. Отримані математичні залежності для розрахунку основних конструктивних параметрів приводу з метою забезпечення кута тиску в кінематичній парі шарнірного механізму в допустимих межах.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** просторовий механізм, пасивний зв'язок, привод, кінематична пара, об'ємна обробка деталей.

1. *Артоболевский И.И.* Теория машин и механизмов. – Москва: Наука, 1988. – 640 с.
2. *Залюбовський М.Г.* Розробка конструктивних параметрів машини для змішування та обробки деталей легкої промисловості зі складним рухом робочої ємності // II Міжн. наук.-прак. інтернет-конференція "Актуальні проблеми інженерної механіки" 16 – 20 березня 2015 р. – С. 20 – 25.
3. *Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В.* Машини зі складним рухом робочих ємностей для обробки полімерних деталей. – Київ: Університет «Україна», 2018. – 228 с.
4. *Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., Малишев В.В.* Експериментальне визначення енергії необхідної для відділення металевих деталей від ливників // Вісн. Київського нац. ун-ту технологій та дизайну – 2019. – № 5 (138). – С. 17 – 26.
5. *Кожевников С.Н.* Основания структурного синтеза механизмов. – Киев: Наук. думка, 1979. – 232 с.
6. *Мудров А.Г., Марданов Р.Ш.* Обзор исследованных пространственных механизмов с вращательными шарнирами // Теория механизмов и машин. – 2015. – 13, № 2(26). – С. 62 – 70.
7. *Патент №108488*, МПК В01F 11/00. Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201511872; заяв. 01.12.2015, опуб. 25.07.2016, бюл. № 14.
8. *Патент №113267*, МПК В24В 31/10. Спосіб вологого шліфування полімерних деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201606526; заяв. 15.06.2016, опуб. 25.01.2017, бюл. № 2.
9. *Патент №126647*, МПК В01F 11/00 (2018.01). Машина для обробки деталей / Залюбовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201801469; заяв. 15.02.2018, опуб. 25.06.2018, бюл. № 12.

10. Патент №127438, МПК В24В 31/00 (2018.01). Машина для обработки деталей / Залобовський М.Г., Панасюк І.В., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201803397; заяв. 30.03.2018, опуб. 25.07.2018, бюл. № 14.
11. Патент №89571, МПК В01F 11/00. Машина для обработки деталей / Панасюк І.В., Залобовський М.Г., заявник та патентовласник Київський національний університет технологій та дизайну – №u201313728; заяв. 26.11.2013, опуб. 25.04.2014, бюл. № 8.
12. Пициков В.О., Орловський Б.В. Проектування швейних машин. – Київ: Формат, 2007. – 320 с.
13. Решетов Л.Н. Конструирование рациональных механизмов. – Москва: Машиностроение, 1972. – 256 с.
14. Фролов К.В., Попов С.А., Мусатов А.К. Теория механизмов и машин. – Москва: Высш. шк., 1987. – 496 с.
15. Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терещин В.А. Геометрия и кинематика пространственного шестизвенника с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. – № 2. – С. 170 – 176.
16. Хростицкий А.А., Евграфов А.Н., Терещин В.А. Особенности задачи исследования геометрии механизма с избыточными связями // Научно-технические ведомости СПбГПУ. – 2011. – № 4. – С. 122 – 126.
17. Хростицкий А.А., Терещин В.А. Особенности структуры и геометрии пространственного шестизвенного механизма с избыточными связями // Современное машиностроение. Наука и образование: материалы Межд. науч.-прак. конф. – Санкт-Петербург: Изд-во СПбГПУ, 2011. – С. 399 – 409.
18. 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.
19. 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.
20. Marigo M. Discrete Element Method Modelling of Complex Granular Motion in Mixing Vessels: Evaluation and Validation. PhD dissertation. – Birmingham: The University of Birmingham, UK., 2012. – 316 p.
21. Mayer-Laigle C., Gatmel C., Berthiaux H. Mixing dynamics for easy flowing powders in a lab scale Turbula mixer // Chemical Eng. Research and Design. – 2015. – 95. – P. 248 – 261.
22. Willy A. Bachofen (WAB): сайт Willy A. Bachofen AG, Maschinenfabrik. – 2019. <https://www.wab-group.com/en/mixing-technology/products/>.
23. 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. – 2020. – 56, N 1, – P. 54 – 64.
24. 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. – 2. – P. 24 – 32.

Надійшла 17.03.2020

Затверджена до друку 18.03.2021