

УДК 621.869.8

KINEMATICS STUDY OF THE EXECUTIVE MECHANISM OF A BOTTLE MANIPULATOR FOR CASE PACKING (PART 1)

L. Kryvoplias -Volodina, V. Kostin, A. Derenivska
National University of Food Technologies

Key words:

bottle manipulators for case packing,
gripping head,
kinematic parameters,
glass bottle arrays

Article history:

Received 25.04.2024

Received in revised form
05.05.2024

Accepted 15.06.2024

Corresponding author:

vkostin1951@gmail.com

ABSTRACT

The efficient operation of packaging lines is highly dependent on the performance of modules that handle the movement, reorientation, and positioning of packages. One of the critical types of equipment in the packaging line is manipulators for case packing, which are designed to reorient and place arrays of glass bottles into transport containers.

Glass bottles, due to their significant specific weight compared to their contents, require gripping heads and moving mechanisms capable of withstanding high dynamic loads. Ensuring reliable and precise operation involves optimizing kinematic parameters, allowing the forces between the mechanism links and the packaging objects to remain within acceptable limits. This optimization not only guarantees smooth operation but also enhances the efficiency and durability of the equipment.

The research focuses on the technological process of reorienting bottle arrays from an accumulator table to transport containers. Special attention is given to the temporal characteristics of motion stages and the kinematic parameters of the links moving along a predefined trajectory.

The methodology involves analysis, synthesis, and mathematical modeling of the gripping head joint's motion. The study identifies the characteristic angular positions of the crank, connecting rod, and roller during the manipulator's operation. For the studied design, the crank movement is divided into two phases: the first phase covers 0—29° (42—71° from the starting point), and the second phase spans 29—109°. Mathematical dependencies were developed to calculate displacements, velocities, and accelerations at each stage of the crank's movement.

The results provide insights into the kinematic performance of the bottle manipulator, offering a basis for optimizing its operation. These findings contribute to the design of more efficient and reliable equipment for the packaging industry.

DOI: 10.24263/2225-2916-2024-36-14

ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ УКЛАДАЛЬНИКА ПЛЯШОК (ЧАСТИНА 1)

Л. О. Кривопляс-Володіна, д-р техн. наук, ORCID ID: 0000-0003-1516-6381

В. Б. Костін, канд. техн. наук, ORCID ID: 0009-0006-6040-2476

А. В. Деренівська, канд. техн. наук, ORCID ID: 0000-0003-0032-7583

Національний університет харчових технологій

Безвідмовне функціонування пакувальних ліній залежить від ефективної роботи модулів, які виконують операції переміщення, переорієнтування та позиціонування упаковки. Об'єктом дослідження в статті є технологічний процес переорієнтування масиву скляних пляшок зі стола-накопичувача в транспортну тару. Отримано математичні залежності для характерних етапів переміщення, які описують кінематичні параметри руху підвіски захватної головки, що дає змогу оптимізувати конструкцію укладальника і технологічний процес переорієнтування масиву скляних пляшок.

Ключові слова: пристрій для укладання упаковок, механізм переміщення, захватна головка, кінематичні параметри

Вступ. Безвідмовне функціонування пакувальних ліній багато в чому залежить від ефективної роботи модулів, які виконують операції переміщення, переорієнтування та позиціонування упаковки. Ці процеси є критичними для забезпечення такту лінії, беззаторного переміщення упаковки (пакованої одиниці) у всіх модулях та машинах лінії, а їхня ефективність визначає загальну продуктивність і цілісність пакованої одиниці.

Одним із затребуваних видів пакувального обладнання є модулі для переорієнтування скляних пляшок та їх масивів — укладальники пляшок. Оскільки скляна пляшка має значну питому вагу порівняно з вміщеним продуктом, конструкції робочих органів, що використовуються, повинні витримувати високі динамічні навантаження. Під час визначення режимів роботи такого обладнання відбувається пошук оптимальних кінематичних параметрів, при використанні яких силова взаємодія між ланками механізму та об'єктами пакування знаходиться в допустимих межах.

Для забезпечення виконання процесу укладання (виймання) пляшок необхідно дотримуватись таких умов:

- виконавчі механізми мають містити максимальну кількість уніфікованих елементів, мати просту конструкцію та легкий доступ до складових вузлів;
- міцність і надійність конструкції робочих органів;
- виконавчі механізми повинні забезпечувати гнучкість і адаптивність для можливості переорієнтування різних типів упаковки та різною продуктивністю;
- переорієнтування пляшок відбувається із швидкістю, яка узгоджена з продуктивністю пакувальної (пакеторозформувальної) лінії;
- точність позиціонування та переорієнтування для зниження ризику пошкодження пляшок і забезпечення стабільності процесів.

Розробка та виготовлення укладальників пляшок, які забезпечують ці умови, неможливе без побудови імітаційних моделей і виконання розрахунків різного призначення: розробка структурних, кінематичних і силових параметрів[1—6].

Огляд останніх досліджень і публікацій. Стаття продовжує тему дослідження [7] про особливості синтезу виконавчого механізму укладальника пляшок.

При проектуванні укладальників для пляшок одним із важливих завдань, що постають перед розробниками, є досягнення високої продуктивності та оптимального режиму роботи [8]. На етапі проектування визначається, що параметри режимів роботи знаходяться в очікуваному діапазоні [9]. Відповідно до формули продуктивності укладальника:

$$\Pi = \frac{3600G}{T_T} = \left[\frac{\text{кг}}{\text{год}} \quad \text{або} \quad \frac{\text{м}^3}{\text{год}} \right],$$

де G — вага (об'єм) продукту, кг (м^3); T_T — технологічний цикл (тривалість операції переорієнтування масиву пляшок).

Параметри G та T_T , які входять до розрахунку продуктивності (1), досліджуються, групуються й аналізуються. Деякі з цих параметрів належать до груп, які підвищують продуктивність, а інші — до груп, які знижують продуктивність. З використанням методів оптимізації за умови забезпечення потрібної продуктивності визначаються необхідні значення раціональних кінематичних параметрів для переорієнтування певної вагової групи пакованої одиниці захватною головкою.

Важливо знати точні кінематичні характеристики руху робочих органів укладальника пляшок в тару і при потребі на визначених ділянках обмежувати їх [10, 11].

Мета статті полягає в дослідженні, визначенні й обґрунтуванні часових і кінематичних параметрів реалізації процесу вкладання масиву скляних пляшок у транспортну тару за допомогою захватної головки укладальника.

Матеріали і методи. *Об'єкт дослідження* — технологічний процес переорієнтування масиву скляних пляшок зі столу накопичувача в транспортну тару.

Предмет дослідження — часові характеристики етапів переміщення та кінематичні параметри руху за заданою траєкторією ланок під час роботи укладальника скляних пляшок.

Методами дослідження є аналіз, синтез, графічне та математичне моделювання переміщення шарніра кріплення захватної головки укладальника.

Результати дослідження. Як основу для дослідження прийнято кінематичну схему укладального пристрою (рис. 1), яка дає змогу спроектувати простий і надійний укладальний пристрій. Переміщення захватної головки складається з:

I — вертикальної ділянки підйому головки з масивом пляшок, $\varphi_{\text{поч1}} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{\text{поч2}}$;

II — радіальної ділянки переорієнтування масиву пляшок головою укладальника, $\varphi_{\text{поч2}} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{\text{поч3}}$;

III — вертикальної ділянки опускання головки з масивом пляшок, $\varphi_{\text{поч3}} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{\text{кін3}}$ [11].

Відповідно, і математичні моделі для визначення кінематичних параметрів на визначених ділянках будуть різні.

Етап підйому масиву пляшок. Для виведення потрібних аналітичних залежностей використаємо розрахункову схему, показану на рис. 2.

Необхідна умова перевантаження масиву пляшок — кутова швидкість кривошипа $\omega = \text{const}$.

Початкові умови I етапу переміщення на вертикальній ділянці підйому головки з масивом пляшок — кут повороту кривошипа: $\varphi_{\text{поч1}} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{\text{кін1}}$.

Робочі кути повороту кривошипа на кожному з етапів визначаються залежно від технологічних і геометричних параметрів роботи складових елементів вкладального модуля. Відповідно до представленої розрахункової схеми (рис. 2) початковий кут повороту кривошипа I для етапу I:

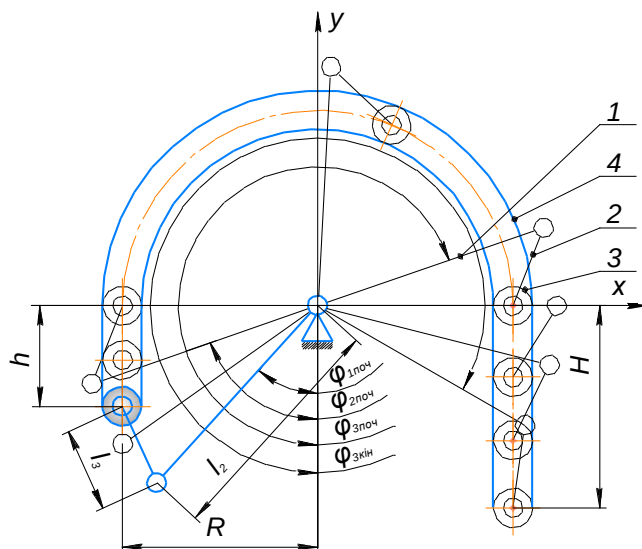


Рис. 1. Кінематична схема переміщення шарніра кріплення захватної головки: 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — шарнір кріплення захватної головки; 4 — напрямна

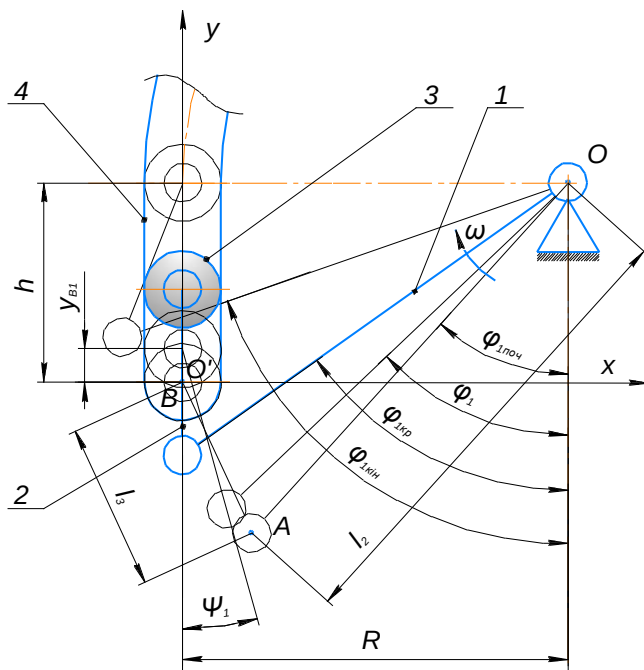


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення величини переміщення шарніра головки укладальника пляшок на першому етапі: 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — шарнір кріплення захватної головки; 4 — напрямна

$$\varphi_{1\text{поч}} = 90 - \arctg\left(\frac{h}{R}\right) - \arccos\left(\frac{h^2 + l_2^2 - l_3^2 + R^2}{2l_2\sqrt{h^2 + R^2}}\right), \quad (1)$$

де h — висота підйому масиву пляшок на першому етапі; R — радіус криволінійної траєкторії переміщення шарніра захватної головки на другому етапі; l_2 — довжина кривошипа 1; l_3 — довжина шатуна 2.

Перший етап закінчується, якщо головка укладальника досягає радіальної напрямної. За такої умови кут повороту кривошипа 1 в кінцевому положенні визначається за формулою:

$$\varphi_{\text{кін1}} = 90 - \arctg\left(\frac{h}{R}\right). \quad (2)$$

Зміну положення кута нахилу ψ_1 шатуна 2 відносно осі ОУ з урахуванням того, що в певний момент часу він займає вертикальне положення і продовжує рухатись далі, можна визначити:

1. Якщо $\varphi_{\text{поч1}} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{\text{кр1}}$, $\psi_{\text{поч1}} \leq \psi_1 \leq 0$:

$$\begin{cases} \psi_{\text{поч1}} = \arcsin\left(\frac{R-l_2 \cdot \sin(\varphi_{\text{поч1}})}{l_3}\right); \\ \psi_1 = \arcsin\left(\frac{R-l_2 \cdot \sin(\varphi_1)}{l_3}\right). \end{cases} \quad (3)$$

2. Якщо $\varphi_{\text{кр1}} \leq \varphi_1 \leq \varphi_{\text{кін1}}$, $0 \leq \psi_1 \leq \psi_{\text{кін1}}$:

$$\begin{cases} \psi_1 = \arcsin\left(\frac{l_2 \cdot \sin(\varphi_1) - R}{l_3}\right); \\ \psi_{\text{кін1}} = \arcsin\left(\frac{l_2 \cdot \sin(\varphi_{\text{кін1}}) - R}{l_3}\right). \end{cases} \quad (4)$$

де $\varphi_{\text{кр1}}$ — кут повороту кривошипа, який відповідає вертикальному положенню шатуна 2 і визначається за формулою:

$$\varphi_{\text{кр1}} = 90 - \arccos\left(\frac{R}{l_2}\right). \quad (5)$$

Величина переміщення точки B , шарніра захватної головки, визначається ординатою за формулою:

$$y_B = h - l_2 \cdot \cos(\varphi_1) + l_3 \cdot \cos(\psi_1). \quad (6)$$

Підставивши в отримане рівняння (6) залежності (3), (4) та виконавши тригонометричні перетворення, можна визначити величину переміщення шарніра захватної головки на ділянці підйому залежно від кута повороту кривошипа:

$$y_{B1} = h - l_2 \cos(\varphi_1) + l_3 \sqrt{1 - \frac{(R-l_2 \sin(\varphi_1))^2}{l_3^2}}. \quad (7)$$

Подальше дослідження кінематичних параметрів переміщення проведено з використанням безрозмірних коефіцієнтів.

Кут повороту кривошипа визначається за формулою:

$$\varphi_1 = \varphi_{\text{поч1}} + \omega \cdot k_t, \quad (8)$$

де ω — кутова швидкість кривошипа.

Безрозмірний коефіцієнт приросту часу $k_t \in [0,1]$:

$$k_t = \frac{t_{\text{пот1}}}{T_1}, \quad (9)$$

де $t_{\text{пот1}}$ — поточний час переміщення кривошипа на першому етапі; T_1 — загальний час переміщення кривошипа на першому етапі.

Залежність швидкості руху шарніра захватної головки отримаємо диференціюванням залежності (7), при цьому використаємо такі перетворення та припущення.

Так, для швидкості можна записати:

$$\dot{y}_{B1} = \frac{dy_{B1}}{dt_{\text{пот1}}} = \frac{dy_{B1}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt_{\text{пот1}}} = \omega \cdot \frac{dy_{B1}}{d\varphi_1}, \quad (10)$$

де $\frac{d\varphi_1}{dt_{\text{пот1}}} = \omega$ — це задана кутова швидкість кривошипа.

Якщо вважати, що кривошип буде рухатися з постійною швидкістю, то кінцева залежність після диференціювання та відповідних перетворень для розрахунку швидкості буде мати вигляд:

$$\dot{y}_{B1} = \omega l_2 \left(\sin(\varphi_1) + \frac{\cos(\varphi_1)(R-l_2 \sin(\varphi_1))}{l_3 \sqrt{1 - \frac{(R-l_2 \sin(\varphi_1))^2}{l_3^2}}} \right). \quad (11)$$

Залежність зміни прискорення переміщення шарніра захватної головки можна отримати аналогічно, взявши першу похідну від швидкості (11):

$$\ddot{y}_{B1} = \frac{d\dot{y}_{B1}}{dt_{\text{пот1}}} = \frac{d\dot{y}_{B1}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt_{\text{пот1}}} = \omega \cdot \frac{d\dot{y}_{B1}}{d\varphi_1}. \quad (12)$$

Після відповідних перетворень, диференціювання та проведення заміни $A = \frac{(R-l_2 \sin(\varphi_1))}{l_3}$ отримано залежність для визначення прискорення:

$$\ddot{y}_{B1} = l_2^2 \omega^2 \left\{ \frac{l_2 \cos^2(\varphi_1) + \sin(\varphi_1) A}{\sqrt{1-A^2}} + \frac{l_2 \cos^2(\varphi_1) A^2}{\sqrt{1-A^2}^3} - \cos(\varphi_1) \right\}. \quad (13)$$

Отримані залежності (7), (11) і (13) можна використати для визначення кінематичних параметрів і силового розрахунку укладальних пристроїв. Результати аналітичного моделювання кінематичних параметрів для першого етапу наведені на рис. 3 графіками зміни переміщення, швидкості та прискорення за одиницю часу залежно від безрозмірного коефіцієнта приросту часу.

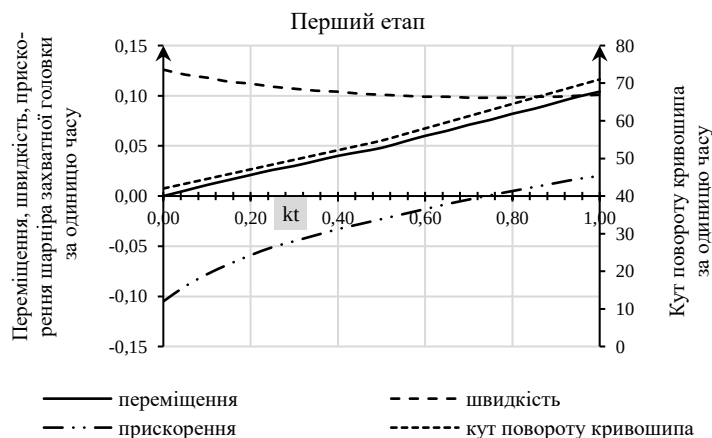


Рис. 3. Графіки зміни кінематичних параметрів переміщення шарніра захватної головки на другому етапі

Етап переорієнтування масиву пляшок (рис. 4). На криволінійній ділянці руху внаслідок того, що напрямна має постійний радіус кривизни, відстань між характерними точками B і O' залишається сталою і дорівнює R . Тому групу ланок, зокрема кривошип 1, шатун 2 і ролик 3, між якими в процесі переміщення вдовж криволінійної напрямної відносного руху не буде (будуть рухатись як одне ціле), можна умовно замінити однією жорсткою ланкою у формі трикутника OAB . Це суттєво спрощує дослідження кінематики на цьому етапі.

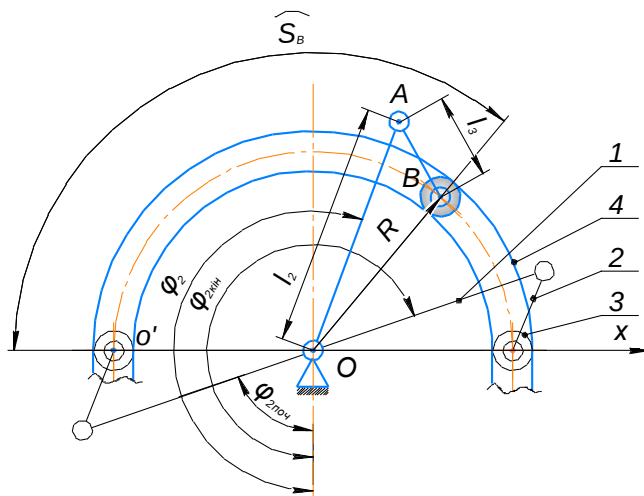


Рис. 4. Розрахункова схема для визначення величини переміщення шарніра головки укладальника пляшок на другому етапі: 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — шарнір кріплення захватної головки; 4 — напрямна

Умови початку та закінчення переміщення шарніра захватної головки на другому етапі:

$$\begin{cases} \varphi_{\text{пор}2} \leq \varphi_2 \leq \varphi_{\text{ки}2}; \\ \varphi_{\text{пор}2} = \varphi_{\text{ки}1}; \\ \varphi_{\text{ки}2} = \varphi_{\text{пор}2} + 180^\circ; \\ \omega = \text{const.} \end{cases} \quad (13)$$

Під час переміщення вдовж радіальної напрямної буде виникати лише нормальне прискорення, яке направлено до центру обертання т. O , а кінематичні параметри визначатимуться за формулою:

$$\begin{cases} y_{B2} = \frac{2 \cdot \pi \cdot R}{360} \cdot (\varphi_2 - \varphi_{\text{нач}2}); \\ \dot{y}_{B2} = V_B = \omega \cdot R; \\ \ddot{y}_{B2} = a_R^n = \omega^2 \cdot R, \end{cases} \quad (14)$$

де u_{B2} — переміщення; $\dot{u}_{B2}$ — швидкість; $\ddot{u}_{B2}$ — прискорення шарніра кріплення захватної головки.

Вектор швидкості шарніра буде вдовж дотичної до кола з радіусом R , напрямком прискорення буде вдовж лінії BO до центра обертання т. O (рис. 4).

На рис. 5 наведено результати проведеного математичного моделювання другого етапу. Представлені графіками зміни переміщення, швидкості та прискорення за одиницю часу залежно від безрозмірного коефіцієнта приросту часу.

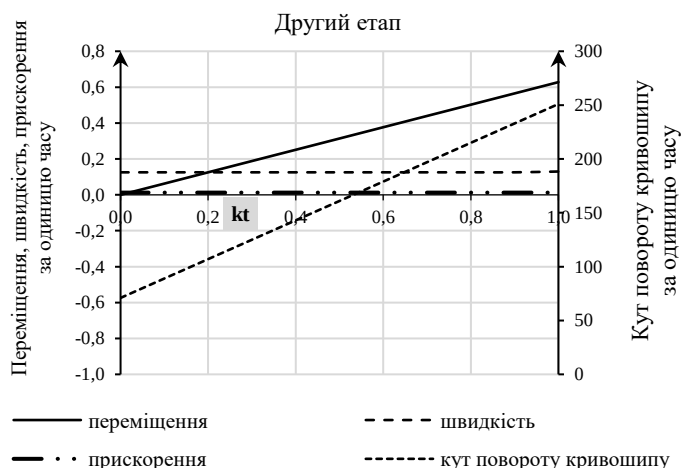


Рис. 5. Графіки зміни кінематичних параметрів переміщення шарніра захватної головки на другому етапі

Висновки. У результаті проведених досліджень кінематики укладального пристрою визначено відповідні характерні кути повороту групи ланок — кривошипа, шатуна і ролика. Для заданої конструкції укладальника робочий хід кривошипа становить для першого етапу — $0—29^\circ$ ($42—71^\circ$ від початку відліку), для другого етапу — $29—109^\circ$ (від початку відліку). Для визначених кутів переміщення кривошипа на кожному етапі були розроблені математичні залежності для розрахунків переміщень, швидкостей і прискорень точки кріплення шарніра захватної головки. Результати аналітичного дослідження кінематичних параметрів, які представлені на графіках, побудованих за допомогою методу використання безрозмірних коефіцієнтів, показали:

- на першому етапі переміщення шарніра захватної головки швидкість спадає з $0,13$ до $0,1$ м/(од. часу); прискорення зростає з $0,11$ до $0,02$ м/(од. часу)², змінюючи свій напрямок при повороті кривошипа на кут 24° від початкового положення;
- на другому етапі переміщення шарніра захватної головки швидкість і прискорення є незмінними величинами і складають відповідно $0,13$ м/(од. часу) та $0,0126$ м/(од. часу)².

Для необхідної продуктивності з подальшим визначенням тривалостей етапів переміщення можна визначити й проаналізувати реальні значення кінематичних параметрів кривошипа, шатуна і ролика, що накладе обмеження та забезпечить необхідні кінематичні характеристики за умови збереження цілісності споживчої упаковки, деталей рухомих елементів укладальника.

Третій етап дослідження — вкладання масиву пляшок в транспортну тару, буде висвітлено в наступному номері журналу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Михайлов, С. П., Лінгур, В. М. (2019). Навчальний посібник з дисципліни «Маніпулятори та промислові роботи»: для студентів-бакалаврів. Одеса: Одеський національний політехнічний університет.
2. Kaltsoukalas, K., Makris, S., Chrysosolouris, G. (2015). On generating the motion of industrial robot manipulators. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 32, 65—71.

3. Abderrahim, M., Khamis, A., Garrido, S., Moreno, L. (2004). Accuracy and calibration issues of industrial manipulators. *Industrial robotics: programming, simulation and application*, 131—146.
4. Павленко, І. І. (2016). *Промислові роботи та РТК*: монографія. Кропивницький: Видавець Лисенко В. Ф.
5. Павленко, І. І., Годунко, М. О. (2014). *Захватні пристрої роботів*: навчальний посібник. Кіровоград: Лисенко В. Ф.
6. Губарев, О. П., Ганпанцурова, О. С. (2016). Мехатроніка: циклічно-методичний підхід до вирішення практичних задач автоматизації. Київ: КПІ.
7. Кривопляс-Володіна, Л. О., Костін, В. Б., Деренівська, А. В. (2019). Синтез виконавчого механізму укладальника пляшок. *Харчова промисловість*, 35, 120—127.
8. Azizov, A. A. (2015). Synchronization of movement of manipulator mechanisms. *Scientific and Technical Journal on "Engineering Mechanics"*, 5(13), 3—8.
9. Əzizov, Ə. A. (2014). Yeyinti istehsalı maşın və avtomatlarının layihələndirilməsi. Bakı.
10. Багатопараметричний оптимізаційний синтез важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки, що побудовані на основі напрямних механізмів [Електронний ресурс]. Режим доступу: <https://elar.khmnu.edu.ua/server/api/core/bitstreams/abacb0d4-47e9-4c0a-8f53-9cd985372182/content>.
11. Костін, В. Б., Ковальов, О. І. (2013). Програма кінематичного дослідження важільних виконавчих механізмів укладальників. *Ресурс- та енергоощадні технології виробництва і пакування харчової продукції — основні засади її конкурентоздатності*: матеріали II Міжнародної спеціалізованої науково-практичної конференції, 11 вересня, Київ: НУХТ, 94—96.