

УДК 621.869.8

SYNTHESIS OF BOTTLE MANIPULATOR FOR CASE PACKING

L. Krivoplias-Volodina, V. Kostin, A. Derenivska

*National University of Food Technologies***Key words:**

bottle manipulators for case packing, gripping head, mechanism for moving packages, reactions in kinematic pairs, energy intensity

Article history:

Received 15.04.2024

Received in revised form 25.04.2024

Accepted 26.04.2024

Corresponding author:

vkostin1951@gmail.com

ABSTRACT

Manufacturing automatic packaging equipment samples using advanced design methods is a strategically important direction for industry development. One effective approach to addressing this challenge is ensuring high levels of automation and precision in packaging operations.

One area of packaging equipment development involves the rational design of devices for reorienting layers of glass bottles. Significant dynamic loads occur during the reorientation process, which can result in packaging and product loss. Therefore, the primary task in determining the design parameters and operating modes of bottle manipulators for case packing is the development of structural, kinematic, and power parameters.

The purpose of this study is to analyze existing designs of bottle manipulators for case packaging, identify opportunities to increase the productivity of such machines, improve existing samples, and determine the influence of various factors on productivity and the capability of automatic machines.

The objects of study are the bottle gripper heads of manipulators for case packing and the functioning of their working bodies. The main method for improving and selecting the optimal structure of bottle manipulators for case packing involves analytically studying their characteristic parameters, such as the movement of constituent elements along rectilinear and curvilinear trajectories when loaded and unloaded.

The conducted analysis of the influence of various parameters on the acting forces at the hinge of the gripping head showed that the normal component of the reaction, which drives movement in corresponding sections, depends on factors such as the total weight of the gripping head, the weight of the bottles, and the angle at which the reaction is directed relative to the fixed guide. Additionally, it is influenced by the size of the hinge and friction coefficients. These dependencies allow for the synthesis of movement mechanisms under conditions of minimal load on kinematic pairs during the rotation of the connecting rod within 65 to 130 degrees.

DOI: 10.24263/2225-2916-2024-35-14

СИНТЕЗ ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ УКЛАДАЛЬНИКА ПЛЯШОК

Л. О. Кривопляс-Володіна, д-р техн. наук, <https://orcid.org/0000-0003-1516-6153>

В. Б. Костін, канд. техн. наук, <https://orcid.org/0009-0006-6040-2476>

А. В. Деренівська, канд. техн. наук, <https://orcid.org/0000-0003-0032-7583>

Національний університет харчових технологій

У статті проведено аналіз впливу різних параметрів на діючі зусилля в шарнірі підвіски захватної головки укладальника скляних пляшок. З'ясовано, що величина нормальної складової реакції, яка є рушійною силою на відповідних ділянках руху, залежить від сумарної ваги захватної головки та упаковок, а також від кута, під яким реакція направлена стосовно нерухомої напрямної. На неї впливають розміри шарніра, коефіцієнти тертя. Отримані залежності дають змогу виконати синтез механізму переміщення за умови мінімального навантаження в кінематичних парах кріплення захватної головки під час повороту шатуна в межах 65...130 град.

Ключові слова: укладальник, захватна головка, механізм переміщення упаковок, реакції в кінематичних парах, енергоємність.

Вступ. Виготовлення зразків автоматичного пакувального обладнання з використанням прогресивних методів проєктування є стратегічно важливим напрямком розвитку промисловості. Постійне оновлення й удосконалення пакувальних матеріалів, зміни в технологіях пакування вимагають від розробників пакувального обладнання пошуку нових шляхів, які б забезпечували ефективність, якість і безпеку. Одним із ефективних шляхів вирішення цієї проблеми є забезпечення умов високої автоматизації і точності виконання технологічних операцій пакування.

Завдяки використанню передових технологій проєктування та відповідних матеріалів досягаються найкращі результати у вигляді компактних, потужних та енергоефективних технічних систем, що відповідають вимогам сучасного ринку пакувального обладнання. Наукові дослідження щодо оптимізації синтезу структури та роботи різних зразків пакувального обладнання забезпечує їхню ресурсо- та енергоощадність, продуктивність і безперебійну роботу.

Одним із напрямів розвитку пакувального обладнання є раціональне проєктування пристроїв переорієнтування шару скляних пляшок. У процесі переорієнтування виникають великі динамічні навантаження, що може призвести до втрати упаковки та продукту. Тому першочерговим завданням для визначення конструкції, параметрів і режимів роботи виконавчого механізму укладальника пляшок є розробка структурних, кінематичних і силових параметрів, які б забезпечували виконання вимог, поставлених перед розробниками, [1—6].

Огляд останніх досліджень і публікацій. Існуючі методики вибору оптимальної структури пакувальних машин наведено в наукових працях [1, 7]. В процесі проведення оптимізаційних досліджень враховуються дійсні значення технічних характеристик і параметрів роботи укладальних пристроїв. Функціональний підхід проєктування вимагає враховувати фактори, які характеризують якісне виконання функцій, що поставлені в технічному завданні на проєктування.

Оцінку параметрів якості пакувальних машин здійснюють за експлуатаційними та виробничо-технічними властивостями [8—10]. До експлуатаційних властивостей відносять показники призначення, надійності, ергономіки та естетики. До виробни-

чо-технічних — трудомісткість, металомісткість, енергомісткість, показники стандартизації та уніфікації.

Мета дослідження: проаналізувати існуючі конструкції укладальників упаковок в ящики з метою виявлення можливостей підвищення продуктивності таких машин та удосконалення існуючих зразків, визначити вплив різних факторів на продуктивність і роботоспроможність машин-автоматів.

Матеріали і методи. Об'єктом дослідження є машини-автомати для пакування й укладання упаковок в споживчу та транспортну тару і функціонування їхніх робочих органів. Основним методом удосконалення та вибору оптимальної структури пакувальної машини є аналітичне дослідження характерних параметрів переміщення складових елементів укладальника пляшок у тару на прямолінійному і криволінійному відрізках траєкторії руху завантаженої та не завантаженої захоплювальної головки.

Результати досліджень. У результаті проведеного аналізу існуючих конструкцій укладальників пляшок у тару було прийнято рішення в подальшому удосконалювати схему, наведену на рис. 1. На першому етапі проєктування виконавчого механізму переміщення шару упаковок були аналітично визначені залежності для розрахунку геометричних і кутових характеристик майбутньої конструкції [11, 12]. На схемі введені такі позначення: h — довжина ділянки підйому захватної головки над вузлом формування шару; H — довжина ділянки опускання пляшок в тару; R — радіус криволінійної ділянки; l_2 — довжина приводного важеля; l_3 — довжина шатуна. Крім двох останніх, інші параметри визначаються з урахуванням розмірів упаковки, транспортної тари, габаритів вузлів формування відповідного шару упаковок і відведення тари.

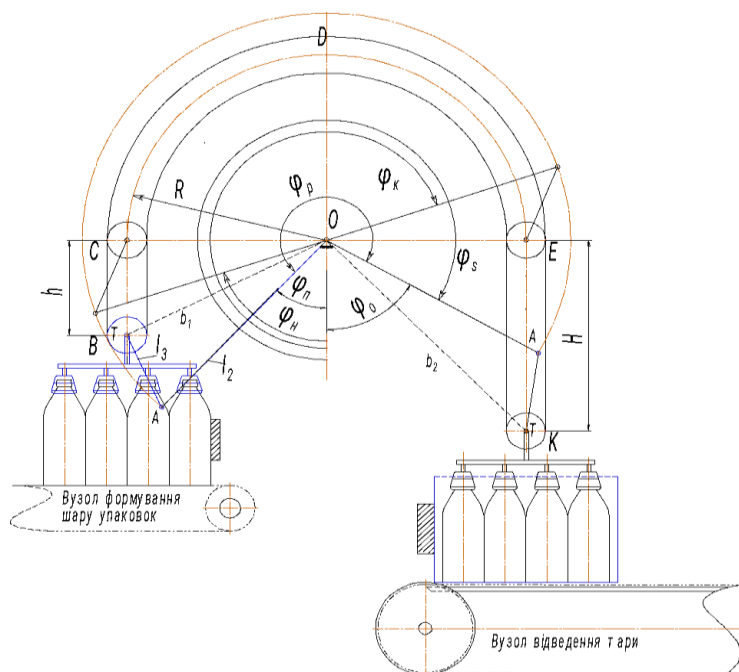


Рис. 1. Схема визначення параметрів руху захватної головки

Враховуючи відомі параметри, відстані b_1 та b_2 в крайніх положеннях точки підвіски захватної головки визначаються згідно із залежностями:

$$b_1 = \sqrt{R^2 + h^2}, b_2 = \sqrt{R^2 + H^2}. \quad (1)$$

Початковий кут положення приводного важеля над вузлом формування шару упаковок за теоремою косинусів дорівнюватиме:

$$\varphi_{\Pi} = \frac{\pi}{2} - \left(\frac{R^2 + h^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_2\sqrt{R^2 + h^2}} \right). \quad (2)$$

Кут положення приводного важеля над конвеєром для транспортної тари:

$$\varphi_0 = \frac{\pi}{2} + \left(\frac{R^2 + H^2 + l_2^2 - l_3^2}{2l_2\sqrt{R^2 + H^2}} \right). \quad (3)$$

Кут, який визначає робочий хід захватної головки з пляшками при русі від вузла формування до транспортної тари, визначається як різниця (4):

$$\varphi_p = \left(\pi + \frac{h}{R} \right) + \frac{H}{R} + \left(\frac{a_0^2 + h^2}{2l_2\sqrt{R^2 + h^2}} \right) - \left(\frac{a_0^2 + H^2}{2l_2\sqrt{R^2 + H^2}} \right), \quad (4)$$

де a_0 заміна виду:

$$a_0^2 = R^2 + l_2^2 - l_3^2. \quad (5)$$

1. Вертикальна прямолінійна ділянка підйому шару упаковок над вузлом формування шару: початок руху визначається згідно із залежністю (2). Кінець руху і початок руху вдовж криволінійної напрямної:

$$\varphi_H = \frac{\pi}{2} \left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2Rb_2} \right). \quad (6)$$

2. Криволінійна ділянка переміщення захватних головок: початок руху визначається залежністю (6), кінець руху вдовж криволінійної напрямної:

$$\varphi_K = 3 \frac{\pi}{2} \left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2Rb_2} \right). \quad (7)$$

3. Вертикальна ділянка руху при завантаженні упаковок в тару: початок руху визначається залежністю (7), кінець операції завантаження відповідає куту:

$$\varphi_S = \left(3 \frac{\pi}{2} - \frac{H}{R} \right) - \left(\frac{R^2 + l_2^2 - l_3^2}{2Rl_2} \right). \quad (8)$$

На другому етапі визначимо ряд обмежень стосовно вибору довжини ланок механізму переміщення упаковок (рис. 2).

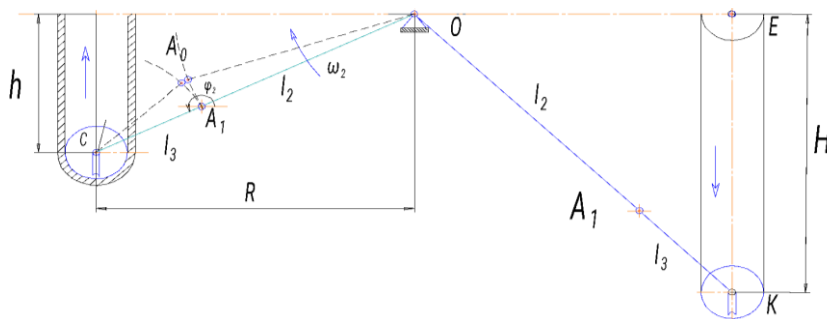


Рис. 2. Схема розрахунку для ділянки підйому вантажу

Найменша сумарна довжина ланок механізму буде у разі розташування їх вдовж ліній (CA_1O), для ділянки підйому вантажу — як показано на схемі (рис. 2). Аналогічно для ділянки опускання упаковок в тару — це буде лінія OA_1K . Але тоді існування з'єднання в кінематичній парі A можливе лише в точці A_1 , тому що при будь-

якому русі ланок відбувається її руйнування (точка A_0). Для існування кінематичної пари в точці A_1 , де з'єднуються ланки 2 і 3, потрібно, щоб виконувалася умова:

$$l_2 + l_3 > \sqrt{R^2 + H^2}. \quad (9)$$

Більш точні рекомендації щодо вибору довжин ланок 2 і 3 можна дати, аналізуючи вплив нормальної складової реакції ланки 3 на шарнір залежно від можливих варіантів його руху [1, 4, 5, 8]. Так, залежно від кута між напрямком руху і напрямком нормальної складової реакції в точці підвіски захватної головки шарнір може обертатися (чисто кочення), обертатися і одночасно ковзати, просто ковзати або блокувати рух (заклинювання) [13].

Крім того, точка дотикання шарніра з нерухомою напрямною в процесі підйому вантажу буде змінюватися і діяти на ліву або праву сторону вертикальної напрямної. Це залежить від співвідношенні довжин ланок, а також від кута повороту шатуна, що добре видно на рис. 3.

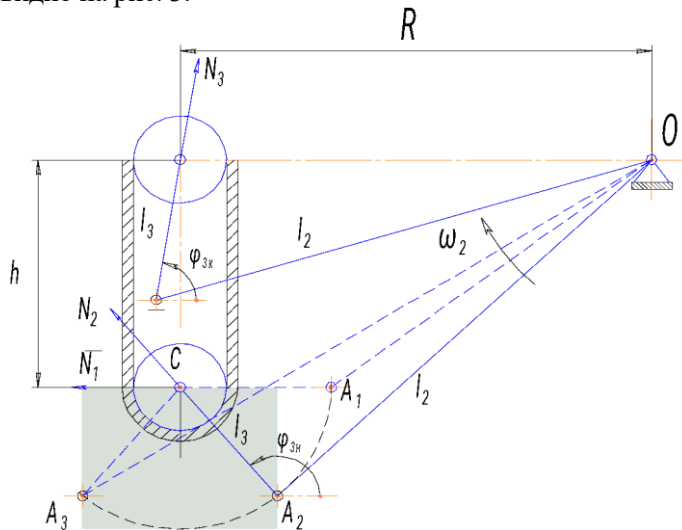


Рис. 3. Напрямок дії нормальної складової реакції N : N_1 — рух відсутній (заклинювання); N_2 — тиск на лівий бік напрямної; N_3 — тиск на правий бік напрямної

Якщо розглянути рівномірний підйом захватної головки безувагування сил інерції, то навантаження для такого випадку представлено у вигляді схеми на рис. 4.

Повна реакція R_{23} — на шарнір з боку шатуна, буде направлена вдовж дотичної до кола тертя. Якщо враховувати мікрозазори між цапфою і внутрішнім отвором шарніра, то нормальна складова реакції R_{23} буде направлена вдовж осі шатуна і прикладена в точці D , дотикання цапфи і шарніра.

Як уже вказувалося, при підйомі вантажу можливі різні варіанти руху, але найбільш ощадливий (найменші втрати на тертя) — це чисте кочення шарніра вдовж напрямної. Для того, щоб шарнір перекошувався вдовж вертикальної напрямної, а не ковзався, потрібно, щоб виконувалася умова — сума моментів діючих сил відносно точки K (рушійних та тих, що гальмують рух):

$$Nh_1 + F_{\text{тер}}h_2 \geq R_{43}k + F_{px}r_p. \quad (10)$$

Якщо врахувати, що $F_{\text{тер}} = fN$ і зробити перетворення нерівності відносно сили N , яка є рушійною силою (з боку шатуна), то отримаємо:

$$N \geq \frac{R_{43}k + F_{px}r_p}{h_1 + fh_2}. \quad (11)$$

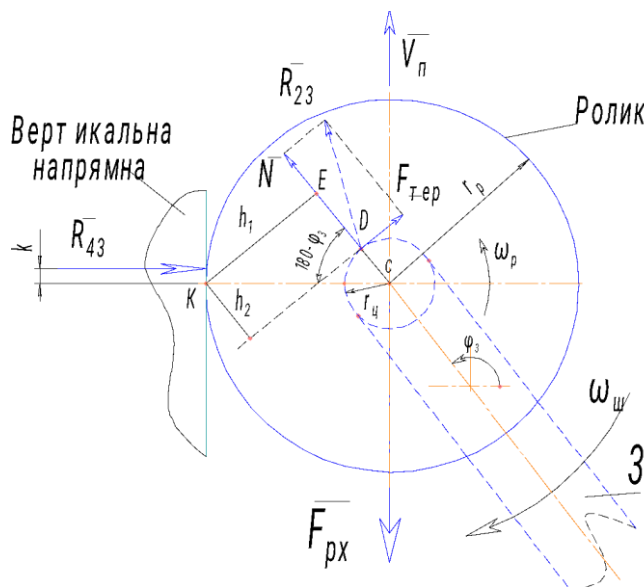


Рис. 4. Схема розрахунку рівномірного підйому захватної головки без урахування сил інерції: 3 — шатун; F_{px} — сила, яка навантажує виконавчий механізм укладальника на ділянці робочого ходу (вага захватної головки та шару упаковок); R_{43} — реакція на шарнір з боку нерухомої напрямної; R_{23} — реакція на шарнір з боку шатуна; $F_{тер}$ — сила тертя ковзання між шарніром та цапфою на шатуні; N — нормальна складова реакції R_{23} ; φ_3 — кут повороту шатуна; ω_3 — кутова швидкість шатуна; ω_p — кутова швидкість обертання шарніра (в нашому випадку не впливає на рух інших елементів — зайвий ступінь рухливості); r_p — радіус шарніра; r_u — радіус цапфи в точці монтажу шарніра; h_1 — відстань до лінії дії нормальній складовій реакції; h_2 — відстань до лінії дії сили тертя; k — коефіцієнт тертя кочення в точці контакту шарніра з нерухомою напрямною

Відстані h_1 і h_2 можна визначити з трикутника KEC :

$$h_1 = r_p \sin \sin (180 - \varphi_3) \text{ і } h_2 = r_p \cos \cos (180 - \varphi_3) - r_u. \quad (12)$$

Залежність для визначення реакції R_{43} можна знайти, спроектувавши діючі сили на горизонтальну вісь OX :

$$R_{43} = -N(\cos \cos \varphi_3 + f \sin \sin \varphi_3). \quad (13)$$

Після підстановки та відповідних перетворень отримаємо рівняння для визначення нормальній складовій реакції R_{23} :

$$N \geq \frac{F_{px}}{\sin \sin \varphi_3 \left(1 + f \frac{k}{r_p}\right) - \cos \cos \varphi_3 \left(f - \frac{k}{r_p}\right) - f \frac{r_u}{r_p}}. \quad (14)$$

З метою більш ретельного аналізу отриманих залежностей виконані відповідні розрахунки в системі MathCAD з узагальненням результатів у вигляді графічної залежності.

Зміна величини нормальній складовій реакції в точці фіксації захватної головки залежно від кута повороту шатуна та різної ваги захватної головки і упаковок показана на рис. 5.

Як видно з графіка, найменші значення реакції N (відповідно, мінімальні витрати енергії) припадають на діапазон зміни кута φ_3 в процесі підйому вантажу від 65° до 130° (на рис. 5 затемнена зона). Це буде найменш енергоємний режим і, відповідно, його можна використовувати як критерій для вибору довжин приводного важеля та

шатуна, які безпосередньо впливають на кут φ_3 . Слід також зауважити, що зі збільшенням F_{px} можливий діапазон зміни кута φ_3 буде зменшуватися.

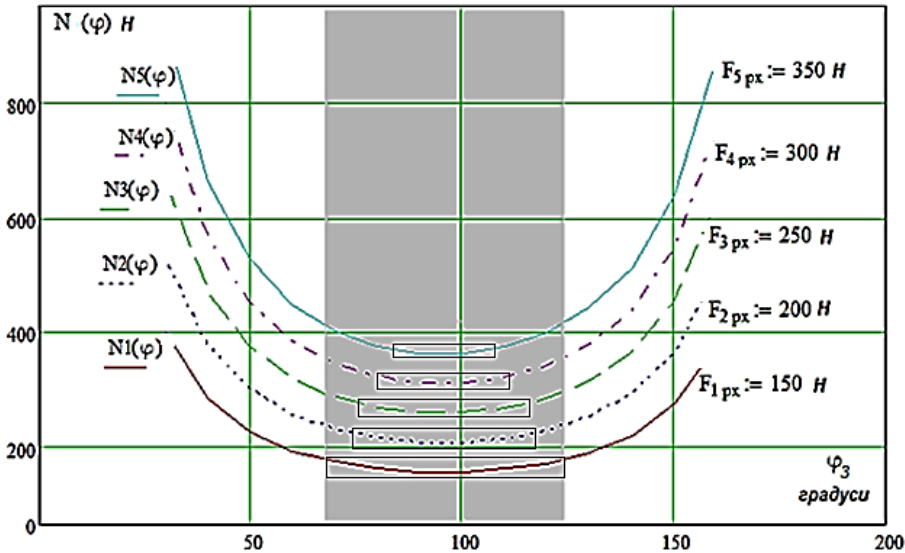


Рис. 5. Графік зміни величини N залежно від кута φ_3 для різної кількості упаковок у шарі, який вкладається в тару

Використовуючи отримані результати аналітичного дослідження, можна визначити параметри механізму переміщення упаковок, які для вибраного поєднання тари і споживчої упаковки будуть реалізовувати найбільш економічний процес завантаження шару упаковок в транспортну тару. Так, знаючи параметри h , H , R , визначаємо згідно з (1) b_1 . Далі, використовуючи графік (рис. 5), задаємо кут φ_3 з урахуванням величини F_{px} (ваги захватної головки та шару упаковок), при значенні якого нормальна складова реакції в точці підвіски захватів буде близька до мінімальної. Після чого, використовуючи теорему косинусів для ланок механізму на початку руху вдовж вертикальної ділянки та в кінці, визначаємо довжини приводного важеля та шатуна.

Висновки. Проведений аналіз впливу різних параметрів на діючі зусилля в шарнірі підвіски захватної головки показав, що величина нормальної складової реакції, яка є рушійною силою на відповідних ділянках руху і, в основному, залежить від сумарної ваги захватної головки й упаковок, а також від кута, під яким реакція направлена стосовно нерухомої напрямної. На неї впливають розміри шарніра, коефіцієнти тертя. Отримані залежності дають змогу виконати синтез механізму переміщення за умови мінімального навантаження в кінематичних парах кріплення захватної головки під час повороту шатуна в межах 65—130 град.

ЛІТЕРАТУРА

1. Михайлов, Є. П., Лінгур, В. М. (2019). *Маніпулятори та промислові роботи*: навч. посіб. з дисципліни для студ. Бакалаврів. Одеса: Одес. нац. політех. ун-т.
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*: навч. посіб. Кіровоград: Лисенко В. Ф.
6. Губарев, О. П., Ганпанцурова, О. С. (2016). *Мехатроніка: циклічно-методичний підхід до вирішення практичних задач автоматизації*. Київ: КПІ.
7. Демидюк, М. В., Ширко, М. І. (2007). Оптимізація режимів руху та параметрів дволанкового маніпулятора з активними й пасивними приводами. *Мат. методи та фізико-математичні поля*, 50(2), 183—190.
8. Демидюк, М. В., Гошовська, Н. В. (2016). Параметрична оптимізація руху дволанкового маніпулятора з використанням ортогональних поліномів. *Прикладні проблеми механіки і математики*, 14, 168—175.
9. Moskvychov, A. A. (2017). *Zakhvatnye ustroystva promyshlennyykh robotov y manipulatorov: uchebnoe posobie*. K: forum.
10. Губарев, О. П., Ганпанцурова, О. С. (2016). *Мехатроніка: циклічно-методичний підхід до вирішення практичних задач автоматизації*. Київ: КПІ.
11. Savchenko, V. V. (1992). *Razrabotka metodyk rascheta yspolnytelnykh mekhanizmov mashyn dlia ukladivanyia fasovanykh pyshchevyykh produktov v taru: dys. kand. tekhn. nauk*. Kyev: NUHT.
12. Novykov, B. M. (1977). *Avtomaty dlia yz vlecheniya butylok yz yashchykov y ukladky ykh v yashchyky*. M.: Pyshchevaia promyshlennost.
13. Кірієнко, О. А. (2022). *Теорія механізмів і машин. Синтез і аналіз механізму приводу*: навч. посіб. з кредитного модуля. К.: НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського.