

УДК 686.12.056

КОМБІНОВАНИЙ ДВОКРИВОШИПНО-ПОВЗУННИЙ МЕХАНІЗМ (ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДИКИ СИНТЕЗУ)

І. І. Регей, В. О. Кузнецов, Т. В. Коваль, П. І. Бегень

Українська академія друкарства,
вул. Під Голоском, 19, Львів, 79020, Україна

Акцентовано увагу на широкому використанні пакування з гофрованого картону через його універсальних функцій. Зазначено, що для продукування широко форматних розгортки тари використовують спеціалізоване штанцювальне обладнання, використання якого обмежене робочим форматом. Обґрунтовано впровадження нового технологічного процесу та засобу виготовлення розгортки із гофрованого картону, що ґрунтується на використанні рухомих дискових інструментів та нерухомих протиножів. Узагальнено конструкцію приводу каретки з дисковими інструментами, що складається з комбінованого двокривошипно-повзунного механізму зі змінною довжиною шатуна. Встановлено раціональне застосування закону періодичного руху «косинусоїда» для коригування довжини шатуна приводу. Досліджено інваріанти кінематичних параметрів ланок комбінованого механізму, на основі яких обґрунтовано його геометричну побудову. Отримано значення інваріантів кінематичних параметрів каретки з дисковими інструментами, що уможливорює подальші аналітичні та експериментальні дослідження процесу обробки гофрованого картону ножичним різанням.

Ключові слова: пакування, гофрований картон, розгортка, каретка, дисковий інструмент, комбінований двокривошипний механізм, інваріант, кінематичні параметри.

Постановка проблеми. У наш час паперово-картонне пакування представляє потужний сектор пакувальної індустрії, частка якого на різних регіональних ринках займає від 30 до 50 % загальної структури засобів пакування. Щорічно в світі споживається пакування з різних сортів картону обсягом 24,5 млн т, а з гофрокартону — 180–185 млрд м³ [1]. Серед тенденцій його розвитку важливою є створення нових економічно ефективних видів пакування з раціональними розмірами та виготовлених з мінімальною кількістю відходів.

Сегмент паперово-картонного пакування широко представлений тарою із гофрованого картону через її широкі функції. Для продукування розгортки гофротари використовують спеціалізоване штанцювальне обладнання [2]. Проте виготовлення на ньому габаритних розгортки обмежене форматом робочої зони пресів. Як результат — великоформатні розгортки виготовляють із декількох, які пізніше з'єднують в одну переважно способом шиття металевими скобами. Така тривала процедура виготовлення розгортки із гофрокартону негативно впливає як на жорсткість, геометричну точність, так і на вартість кінцевого продукту.

Задачу виготовлення габаритних розгорток із гофрованого картону запропоновано вирішувати застосуванням нового технологічного процесу та реалізовувати використанням засобу їх виготовлення методом ножичного різання заготовки КЗ (рис. 1), зафіксованої на нерухомих протиножах 1, дисковими рухомими інструментами 2 [3]. Товщина рухомих дисків щільно припасована до ширини щілин між різальними крайками протиножів, що забезпечує якісне різання гофрокартону в двох паралельних площинах. Використання рухомих дискових інструментів має низку техніко-технологічних переваг над практикою штанцювання картонних заготовок плоскою формою: зібрані на каретці їх комплекти зручно переналагоджувати на різні формати розгорток та виготовляти пази у гофрокартоні різної довжини та ширини.

Засіб вирізування пазів у гофрованому картоні укомплектований приводом інструментів, що містить кривошип, шатун та повзун, який рухається зворотно-поступально вздовж напрямних. При русі повзуна зубчасте колесо, завдяки зачепленню з нерухомою рейкою, передає обертовий рух вала з дисковими інструментами.

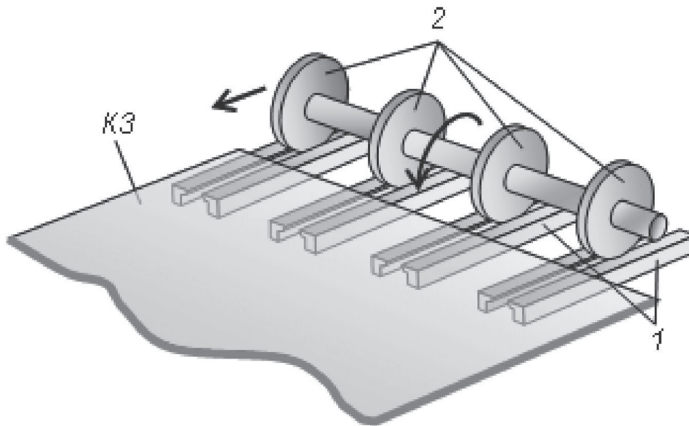


Рис. 1. Принципова схема засобу виготовлення пазів у заготовках з гофрокартону ножичним різанням дисковими інструментами

Результати розрахунків кінематичних параметрів засвідчили, що відносна кутова швидкість дискових інструментів протягом робочої та холостої фаз є змінною, а їх відносне кутове прискорення характеризується піковими значеннями на початку та наприкінці циклів [3].

Отже, використання кривошипно-повзунного механізму в конструкції засобу вирізування пазів у заготовках із гофрокартону супроводжується інерційними навантаженнями на привод, а сам процес відбувається у нестабільних умовах взаємодії дискових інструментів із матеріалом, що негативно впливає на забезпечення якості його обробки. Для мінімізації негативних явищ необхідно забезпечити умови стабільного функціонування засобу вирізування пазів у заготовках із гофрованого картону.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Серед визначених типів шарнірних механізмів особливої уваги заслуговують механізми, що перетворюють початкову постійну кутову швидкість ведучої ланки на нерівномірну веденої, якісні характеристики якої є функцією їх геометричних параметрів. Встановлений на початку кінематичного ланцюга комбінованого механізму, такий механізм призводить до суттєвої зміни кінематичних і динамічних характеристик вихідних виконавчих ланок комбінованого механізму. Використання заданої програмованої нерівномірної швидкості у циклових механізмах уможливує вирішення складних задач із забезпечення руху виконавчих ланок за наперед заданими кінематичними і динамічними характеристиками.

Механізми, що забезпечують перетворення рівномірного обертового руху на нерівномірний, відомі. Це шарнірні чотириланники, кулісні механізми, в яких міжбазова відстань (відстань між шарнірами кривошипа і коромисла) менша за довжину кривошипа з обмеженнями на основі допустимих кутів тиску [4].

Відомим є комбінований кривошипно-коромисловий механізм, який складається з кривошипа, коромисла, шатуна та кулачка з роликом. Технічний результат від його використання полягає у забезпеченні програмованої зміни кутового положення ведучого двоплечого коромисла відносно кривошипа, завдяки чому забезпечується рух виконавчої ланки за потрібним законом [5].

Інший комбінований двокривошипний шарнірний механізм складається з ведучого кривошипа, шарнірно з'єднаного з ведучим шатуном, та веденого кривошипа, шарнірно приєднаного за допомогою веденого шатуна до ведучого шатуна [6]. Крім того, шарнірне з'єднання ведучого та веденого шатунів має ролик, який перекочується у профільованому пазу нерухомого кулачка. У цьому випадку технічний результат полягає у забезпеченні програмованої зміни відстані між шарнірами двох кривошипів, що визначається положенням ролика, розташованого у шарнірному з'єднанні двох частин шатуна. Завдяки цьому забезпечується рух вихідного кривошипа із заданою нерівномірністю [6].

Проте пропонувані нові механізми не досліджені щодо геометричної побудови та можливостей функціонування в конкретних умовах для реалізації технологічних операцій.

Мета статті — розробити методику синтезу комбінованого двокривошипно-повзунного механізму з програмованою зміною довжини шатуна чотириланковика для забезпечення розширених можливостей його функціонування у засобах, укомплектованих кареткою з дисковими інструментами, для виготовлення великоформатних розгортки із гофрованого картону.

Виклад основного матеріалу дослідження. Патентом України [6] зареєстрований винахід на комбінований двокривошипний шарнірний механізм, який відрізняється від відомого наявністю коригувального кулачкового механізму, що дає змогу цілеспрямовано змінювати важливий геометричний параметр — довжину умовного шатуна механізму.

Механізм складається з ведучого кривошипа 1 (рис. 2), що обертається з постійною кутовою швидкістю навколо осі O_1 ; ведучого шатуна 2, шарнірно

приєднаного до ведучого кривошипа 1, з роликком 3, що обкочується у пазу нерухомого кулачка 4; веденого шатуна 5, шарнірно приєднаного з одного боку до ведучого шатуна 2, а з другого боку — до веденого кривошипа 6, що обертається з нерівномірною швидкістю навколо осі O_2 .

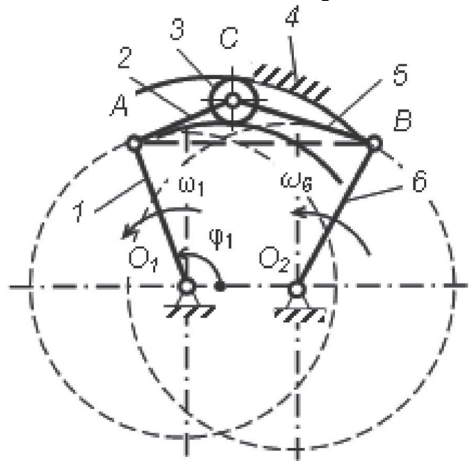


Рис. 2. Кінематична схема двокривошипного шарнірного механізму з програмованою зміною довжини шатуна

При повороті з постійною кутовою швидкістю ведучого кривошипа 1 навколо осі O_1 ролик 3 перекочується по пазу нерухомого кулачка 4. Оскільки паз кулачка профільований, ведучий 2 та ведений 5 шатуни повертаються навколо своїх осей A і B . При цьому змінюється кут ACB між ланками 2 і 5 та шатунна відстань AB геометричного параметра шарнірного чотириланкового контуру O_1ABO_2 .

Разом зі зміною геометричних параметрів цілеспрямована зміна довжини шатуна AB забезпечує розширення можливостей синтезу циклових механізмів із заданими геометричними параметрами для отримання потрібного руху виконавчої ланки (веденого кривошипа 6). Проте межі реалізації виконання потрібного руху вихідної ланки, оцінка кінематичних можливостей та відповідні параметричні обмеження не досліджені.

У запропонованому механізмі до параметричних обмежень за кутами тиску звичайного важільного механізму додаються обмеження, що пов'язані з використанням коромислового кулачкового механізму: кути тиску в кулачковому механізмі та мінімальні радіуси кривини профілю, що мають забезпечувати його працездатність за умови відсутності явища самоперетину еквідистантної кривої. Водночас параметричні обмеження для шарнірних чотириланників є відомими і враховуються під час його синтезу. Отже, необхідно дослідити можливі обмеження за кутами тиску в кулачковому механізмі та мінімальні радіуси кривини еквідистантної кривої профілю коригуючого кулачка 4 (рис. 2).

Були досліджені інваріанти кінематичних параметрів веденого кривошипа двокривошипного шарнірного механізму з постійною довжиною шатуна AB .

Інваріанти кутових швидкості та прискорення кривошипа O_2B визначено за виразами [4]:

$$\omega_{6i} = \frac{\sin(\delta_{AB} - \varphi_1)}{\lambda_6 \cdot \sin(\delta_{AB} - \gamma_6)}, \quad (1)$$

$$\varepsilon_{6i} = \frac{\lambda_6 \cdot \cos(\delta_{AB} - \gamma_6) \cdot \omega_{6i}^2 - \cos(\delta_{AB} - \varphi_1) - \lambda_{AB} \cdot \omega_{ABi}^2}{\lambda_6 \cdot \sin(\delta_{AB} - \gamma_6)}, \quad (2)$$

де φ_1 та γ_6 — кути повороту, відповідно, ведучого O_1A та веденого O_2B кривошипів відносно міжбазової відстані O_1O_2 ; δ_{AB} та γ_6 — кути, що визначають положення, відповідно, шатуна AB та веденого кривошипа O_2B відносно міжбазової відстані O_1O_2 ; λ_{AB} та λ_6 — відносні геометричні параметри шатуна AB та веденого кривошипа O_2B .

Результати аналітичних досліджень інваріанта кутової швидкості веденого кривошипа графічно зображено на рис. 3.

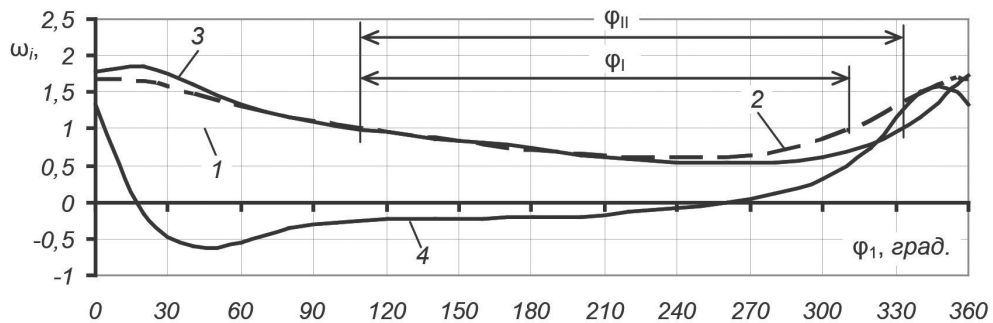


Рис. 3. Графіки залежностей від кута повороту ведучого кривошипа інваріантів кінематичних параметрів двокривошипних шарнірних механізмів:

кутових швидкостей ведучого (1) та веденого (2) кривошипів у механізмі з постійною довжиною шатуна; кутових швидкості (3) та прискорення (4) веденого кривошипа в механізмі зі змінною довжиною шатуна

Як видно з графіка, в двокривошипному механізмі з постійною довжиною шатуна на ділянці кута повороту $\varphi_1 = 206,9^\circ$ ведучий забезпечує веденому кривошипу значення інваріанта кутової швидкості, які менші за одиницю.

Для синтезу комбінованого двокривошипного механізму з програмованою змінною довжиною шатуна AB використано спеціальне програмне забезпечення, створене в програмі *AutoCAD* з використанням мови *AutoLisp* [7]. Її можливості підсилено використанням системи *Dialog Control Language*, яка забезпечує створення та активне використання діалогових вікон.

При автоматизованому дослідженні кінематичних параметрів веденого кривошипа 6 кут між ланками 2 і 5 змінювали за різними законами періодичної дії. Водночас крок відносного часу Δk_i визначався як частка за кількістю точок розрахунку на заданій ділянці, а фазовий кут повороту кривошипа шарнірного

чотириланковика визначає кількість точок. За вибраним законом періодичного руху визначали поточну довжину однієї складової комбінованого шатуна AB механізму, а за відомим кутом між ними — другу.

Результати проведених досліджень засвідчують, що застосування коригувального кулачкового механізму для програмованої зміни довжини шатуна (ЗПР «косинусоїда») уможливило збільшення ділянки кута повороту ведучого кривошипа ($\varphi_{II} = 226,59^\circ$), упродовж якого значення інваріанта кутової швидкості веденого кривошипа менші за одиницю. Встановлено, що його максимальне та мінімальне значення інваріанта кутової швидкості становлять, відповідно, 1,86 та 0,52 (рис. 3). Пікові значення відносного кутового прискорення веденого кривошипа $\varepsilon_{6i} = 1,56; -0,66$.

На основі аналізу отриманих інваріантів кінематичних параметрів комбінованого двокривошипного механізму з коригуванням довжини шатуна побудовано геометричну схему комбінованого двокривошипно-повзунного механізму, що містить, окрім ланок (рис. 2), шатун 7 (рис. 4) та повзун 8. Досліджено, що раціональне стартове положення ведучого кривошипа 1 визначає кут $\varphi_1 = 62,46^\circ$, а кут між протилежними плечами O_2B та O_2D веденого кривошипа 6 становить $168,95^\circ$.

Дослідження інваріанта лінійної швидкості повзуна 8 проведено з використанням виразу [4]:

$$V_{8i} = \sin \gamma_6 + \lambda_7 \sin \nu_7 \cdot \frac{dv_7}{d\gamma_6}, \tag{3}$$

де γ_6 — поточний кут веденого кривошипа 6; λ_7 — відносна довжина шатуна 7; ν_7 — поточний кут між шатуном 7 та напрямком переміщення повзуна 8.

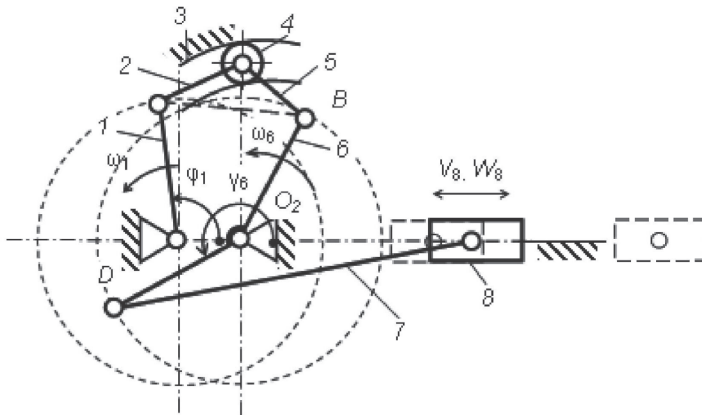


Рис. 4. Кінематична схема комбінованого двокривошипно-повзунного механізму з програмованою зміною довжини шатуна чотириланковика

Інваріант лінійного прискорення повзуна 8 [4]:

$$W_{8i} = \frac{dV_{8i}}{d\gamma_6} \cdot \frac{d\gamma_6}{dt} \omega_{6i} + \frac{d\omega_{6i}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \cdot V_{8i}, \tag{4}$$

де ω_{6i} — інваріант кутової швидкості веденого кривошипа.

За результатами досліджень виразів (3), (4), встановлено, що робоче переміщення повзуна 8 починається та завершується в положеннях ведучого кривошипа 1, які відповідають кутам $\varphi_{11} = 62,46^\circ$ та $\varphi_{12} = 319,08^\circ$ (рис. 5). Окрім того, досліджено, що пікові значення інваріанта лінійної швидкості повзуна сягають значень $V_{ri} = -0,87; 2,06$, а інваріанта прискорення — $W_{ri} = 3,46; -2,76$.

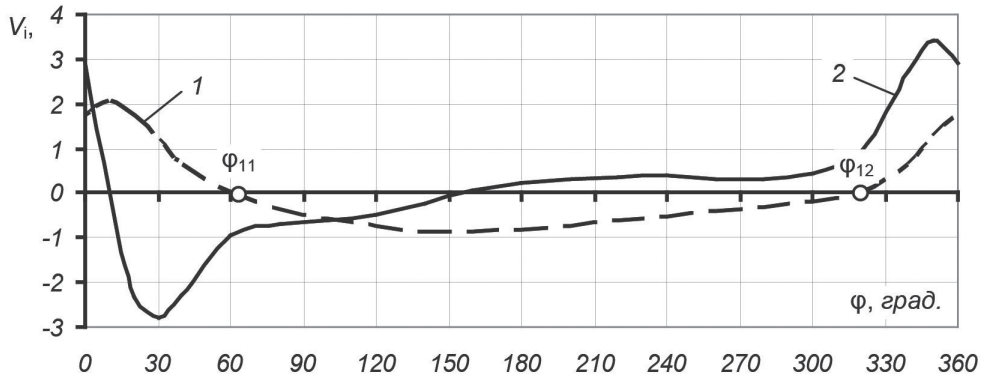


Рис. 5. Графіки залежностей від кута повороту ведучого кривошипа інваріантів кінематичних параметрів повзуна: лінійних швидкості (1) та прискорення (2)

За результатами комп'ютерного профілювання кулачкового паза, виділено чотири досліджувані позиції: Поз. 1 — Поз. 4 (рис. 6). Для кожної з них встановлено значення кута тиску (абсолютні значення) у парі «ролик-кулачок» та радіуса кривини еквідистанти паза кулачка (відносні значення), які наведено в табл.

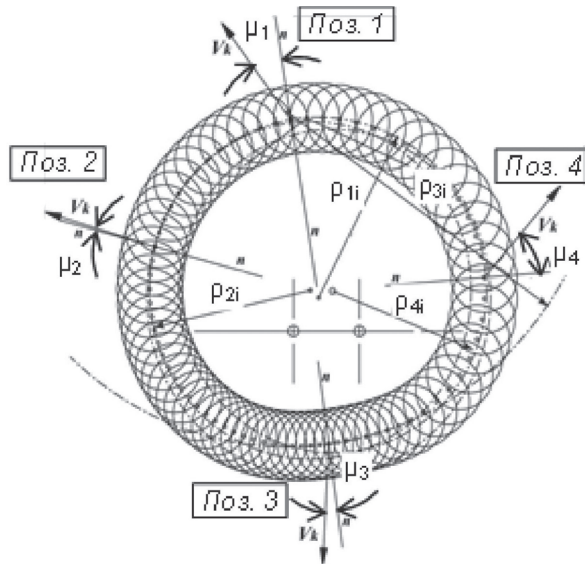


Рис. 6. Схема комп'ютерного профілювання кулачкового паза з результатами дослідження в окремих позиціях кута тиску та радіуса кривини еквідистанти

Таблиця

Значення кута тиску та радіуса кривини еквідистанти паза

Параметр	Поз. 1	Поз. 2	Поз. 3	Поз. 4
μ , град.	40,2	2,25	12,24	55,58
ρ_i	1,12	0,96	1,99	0,93

За результатами дослідження, встановлено, що значення кута тиску в парі «ролик-кулачок» не перевищують допустимого, а радіуса кривини еквідистанти кулачкового паза не спричинюють умову реалізації його самозагострення.

Висновки. Задачу виготовлення габаритних розгорток із гофрованого картону запропоновано вирішувати застосуванням нового технологічного процесу та реалізовувати використанням засобу їх виготовлення методом ножичного різання заготовок, зафіксованих на нерухомих протиножах. Засіб вирізування пазів у гофрованому картоні укомплектований приводом інструментів, що містить кривошип, шатун та повзун, який рухається зворотно-поступально вздовж напрямних. Для забезпечення розширених можливостей функціонування засобу запропоновано комплектувати його комбінованим двокривошипним шарнірним механізмом із коригувальним кулачковим механізмом, що реалізує зміну довжини умовного шатуна механізму. Для синтезу комбінованого двокривошипного механізму з програмованою зміною довжини шатуна використано спеціальне програмне забезпечення, створене в програмі *AutoCAD* з використанням мови *AutoLisp*. Її можливості підсилено використанням системи *Dialog Control Language*, яка забезпечує створення та активне використання діалогових вікон. За результатами дослідження відносних кінематичних параметрів двокривошипного механізму з програмованою зміною довжини шатуна отримано раціональну геометричну побудову комбінованого механізму з вихідним повзунним. Комп'ютерним профілюванням кулачкового паза у виділених досліджуваних позиціях встановлено, що значення кута тиску у парі «ролик-кулачок» та радіуса кривини еквідистанти паза кулачка відповідають умовам стабільного функціонування засобу виготовлення великоформатних розгорток із гофрованого картону.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кривошей В. Н. Упаковка в украинских реалиях. Львов : Украинская академия печати, 2017. 288 с.
2. Шредер В. Л., Пилипенко С. Ф. Упаковка из картона. Киев : ИАЦ «Упаковка», 2004. 560 с.
3. Регей І. І., Бегень П. І., Коваль Т. В. Виготовлення широкоформатних розгорток тари з гофрокартону (дослідження кінематичних параметрів дискових інструментів). Упаковка. 2019. № 1. С. 33–35.
4. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин: навч. посіб. Львів : УАД, 2005. 180 с.
5. Комбінований кривошипно-коромисловий механізм: пат. № 110001 України: МПК В26D 5/14, В26D 5/16, F16H 21/40, F16H 25/16. В. О. Кузнецов, І. І. Регей, А. Б. Коломієць. № а201411020 ; заявл. 09.10.2014 ; опубл. 26.10.2015. Бюл. № 20. 2 с.

6. Комбінований двокривошипний шарнірний механізм: пат. № 114862 України: МПК В26D 5/14, В26D 5/16, F16H 21/14, F16H 25/04. І. І. Регей, В. О. Кузнецов, Т. В. Коваль. № а201605216 ; заявл. 13.05.2016 ; опубл. 10.08.2017. Бюл. № 15. 2 с.
7. Пакулин В. Н. Программироване в Auto CAD. Москва : Интуит, 2016. 471 с.

REFERENCES

1. Krivoshei, V. N. (2017). Upakovka v ukrainskikh realiiakh. Lvov : Ukrainskaia akademiia pechati (in Russian).
2. Shreder, V. L., Pilipenko, S. F. (2004). Upakovka iz kartona. Kiev : IATc «Upakovka» (in Russian).
3. Rehei, I. I., Behen, P. I., & Koval, T. V. (2019). Vyhotovlennia shyrokoformatnykh rozghortok tary z hofrokartonu (doslidzhennia kinematychnykh parametriv dyskovykh instrumentiv): Upakovka, 1, 33–35 (in Ukrainian).
4. Poliudov, O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn. Lviv : UAD (in Ukrainian).
5. Kombinovanyi kryvoshyjno-koromyslovyi mekhanizm: pat. № 110001 Ukrainy: MPK V26D 5/14, V26D 5/16, F16N 21/40, F16N 25/16. V. O. Kuznetsov, I. I. Rehei, & A. B. Kolomiets. № а201411020 ; zaiavl. 09.10.2014 ; opubl. 26.10.2015. Biul. № 20. 2 s. (in Ukrainian).
6. Kombinovanyi dvokryvoshyjni sharnirnyi mekhanizm: pat. № 114862 Ukrainy: MPK B26D 5/14, B26D 5/16, F16H 21/14, F16H 25/04. I. I. Rehei, V. O. Kuznetsov, & T. V. Koval. № а201605216 ; zaiavl. 13.05.2016 ; opubl. 10.08.2017. Biul. № 15. 2 s. (in Ukrainian).
7. Pakulin, V. N. (2016). Programmirovane v Auto CAD. Moskva : Intuit (in Russian).

doi: 10.32403/0554-4866-2019-1-77-20-29

COMBINED DOUBLE CRANK-SLIDER MECHANISM (REFORMING THE SYNTHESIS METHOD)

I. Rehei, V. O. Kuznetsov, T. V. Koval, P. I. Begen

*Ukrainian Academy of Printing,
19, Pid Holoskom St. Lviv, 79020, Ukraine
regey.ivan@gmail.com*

The article focuses on the widespread use of corrugated cardboard packaging, due to its universal functions. It is noted that specialized die-cutting equipment is used for the production of large-scale cardboard involutes, and the use of it is limited in working format. The implementation of a new technological process and a means of making corrugated cardboard involutes based on the use of mobile disk tools and fixed counterblades has been substantiated.

The use of the crank-sliding mechanism in the construction of the tool for cutting slots in the corrugated cardboard involutes is accompanied by inertial forces on the drive. The process occurs in the unstable conditions of the interaction of disk tools with

the material. This negatively affects the quality of its tooling. To minimize negative phenomena, it is necessary to provide conditions for relatively stable functioning of the tool for cutting slots in the corrugated cardboard involutes.

For the synthesis of a combined double crank mechanism with a programmable change in the length of the connecting rod special software has been used. It has been created in the AutoCAD program using the AutoLisp language. Its capabilities have been enhanced by the use of the Dialog Control Language system, which provides the creation and active use of dialog windows. The construction of the slide drive with disk tools, consisting of a combined double crank slider mechanism with a variable length of the connecting rod has been improved. For length regulation of the connecting rod the rational application of the law of the periodic motion “cosinusoid” has been confirmed. The results of the research show that its application for programmable changing the length of the connecting rod allows an increase of the angle of rotation of the drive crank, during which the value of invariant of angular velocity of the slave crank is less than one.

According to the results of the research of relative kinematic parameters of the double crank slider mechanism with a programmable change in the length of the connecting rod, a rational geometric construction of the original combined mechanism has been obtained. Computer profiling of the cam slot in the selected research positions has defined that the value of the angle of pressure in the “roller-cam” pair and the curvature radius equidistant to the cam slot corresponds to the conditions for the stable functioning of the tool of manufacturing large-format corrugated cardboard involutes. The obtained values of invariants of the kinematic parameters of the slider with disk tools enable further analytical and experimental research of the manufacturing corrugated cardboard involutes with a scissor cutting.

Keywords: *packaging, corrugated cardboard, involute, slider, disk tool, combined double crank mechanism, invariant, kinematic parameters.*

Стаття надійшла до редакції 25.03.2019.

Received 25.03.2019.