

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ОПТИМІЗАЦІЯ В ТЕХНОЛОГІЇ КОНСТРУКЦІЙНИХ МАТЕРІАЛІВ



DOI:

УДК 631.33

М.М. Науменко, к.т.н., професор, itfnn@ukr.net

Д.О. Макаренко, к.т.н., flymakd@gmail.com

В.О. Гурідова, старший викладач, guridova@ukr.net

Д.І. Крутоус, молодший науковий співробітник, 3dtechdima@gmail.com

Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ВЗАЄМОДІЇ СОШНИКА ПОСІВНОГО КОМПЛЕСУЗ ГРУНТОМ ЗА УСКЛАДНЕНИХ УМОВ ЙОГО ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Представлена математична модель динамічної взаємодії паралелограмного механізму дисково-анкерного сошника з рельєфом поля. При цьому передбачено, що перешкода, на яку потрапляє опорне колесо сошника, має синусоїдальну поверхню. Розв'язок кінематичних рівнянь дозволяє визначати в будь-який момент часу швидкості та прискорення окремих елементів механізму в залежності від форми профілю перешкоди на поверхні поля та від відносної швидкості сошника.

Ключові слова: сільськогосподарська техніка; рухомі з'єднання; кінематичні рівняння; паралелограмний механізм; динамічна взаємодія.

A mathematical model of the dynamic interaction of the parallelogram mechanism of the drill opener with field relief is presented. It is assumed that the obstacle to which the support wheel of the coulter falls has a sinusoidal surface. The solution of kinematic equations allows you to determine at any time the speed and acceleration of individual elements of the mechanism, depending on the shape of the obstacle profile on the surface of the field and the portable speed of the coulter.

Keywords: agricultural machines; movable connections; kinematic equations; parallelogram mechanism; dynamic interaction.

Постановка проблеми

Основними технологіями при вирощуванні будь-якої сільськогосподарської культури є традиційна (класична), мінімальна та нульова (No-till). Вказані технології мають, як свої переваги, так і недоліки, при цьому кожна з них передбачає виконання технологічної операції — сівби. Різні технології виробництва зерна, зазвичай, різняться лише операціями щодо основного та передпосівного обробітку ґрунту, сівби. При цьому способи збирання, транспортування, догляд за посівами за будь-якої технології залишаються незмінними.

Одним із основних завдань сівби є створення оптимальних умов для розвитку сільськогосподарських культур. До таких умов можна віднести рівномірність розподілу насіння, як на площі поля, так і за глибиною вкладання (сівби). Сучасні посівні машини та комплекси, що використовуються в умовах України мають продуктивність до 12 га/год. Такі показники забезпечуються досить складною конструкцією посівних секцій, що складається з системи паралелограмів, важелів, систем копіювання поверхні ґрунту і т.д.

Аналіз останніх досліджень та публікацій

Основними тенденціями розвитку конструкцій посівних машин є: збільшення ширини захвату, створення комбінованих машин для обробітку ґрунту та сівби, універсальність посівних машин для сівби за різних технологій обробітку ґрунту [1—3].

Для забезпечення копіювання поверхні поля сучасні ґрунтообробні та посівні агрегати оснащуються, паралелограмними копіювальними механізмами [4]. Навантаження, що виникають в рухомих з'єднаннях паралелограмного механізму копіювання поверхні ґрунту, можна визначати різними методиками [5]. З високою точністю, з врахуванням всіх факторів, це можливо виконати тільки в польових умовах за допомогою спеціального обладнання, що досить громіздко. Для початкових підрахунків достатньо визначити необхідні значення теоретично, а вже потім виконати уточнення. Відомі роботи пов'язані з обґрунтуванням складу та параметрів комбінованих ґрунтообробних знарядь та посівних машин [6, 7]. Однією з актуальних задач сьогодення є визначення режимів роботи окремих елементів механізмів копіювання, що сприяє оптимізації їх параметрів [5, 8].

Елементи сошника сівалки (рис. 1) у випадку руху на плоскій поверхні ґрунту здійснюють поступальний рух, окрім диска та колеса. Враховуючи вище сказане, навантаження у рухомих з'єднаннях можна визначити на основі рівнянь статки [8]. Відомі дослідження [5], в яких проаналізовано роботу паралелограмного механізму за умов, що поверхня поля близька до синусоїди. При цьому, довжина хвилі та її амплітуда складають $l=0,2$ м і $\Delta = 0,049$ м відповідно. При цьому, виникають перепони для визначення сил, що діють на паралелограмний механізм, пов'язані з аналітичним визначенням сил інерції.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є створення математичної моделі динамічного навантаження елементів сошника на основі аналізу кінематики взаємодії опорного колеса з нерівностями ґрунту.

Виклад основного матеріалу

Спрощена схема паралелограмного механізму сошника наведена на рис. 1.

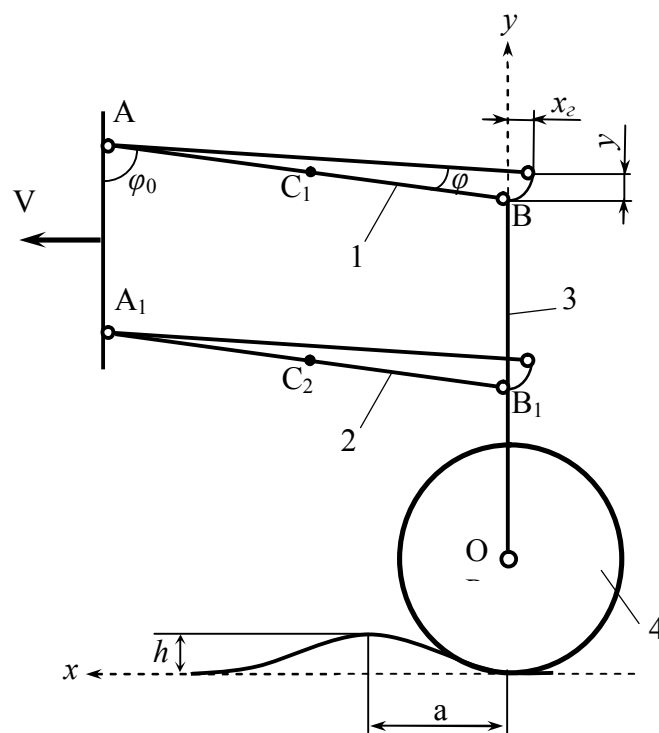


Рис. 1. Схема до визначення кінематичних характеристик елементів сошника

Верхня тяга 1 і нижня 2 паралелограмного механізму (рис. 1) при потраплянні опорного колеса на перешкоду здійснюють плоско-паралельний рух. Тому, для них можна скласти по три диференціальні рівняння.

Диференціальні рівняння для верхньої тяги:

$$m_1 \ddot{x}_1 = \sum F_{kx}^1; \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{y}_1 = \sum_{k=1}^n F_{ky}^1; \quad (2)$$

$$I_1 \ddot{\varphi}_1 = \sum_{k=1}^n M_C(F_k^1), \quad (3)$$

де m_1 — маса тяги АВ; I_1 — її осьовий момент інерції відносно центра мас; \dot{x}_1 — проекція прискорення центра мас тяги АВ на вісь x ; \dot{y}_1 — проекція прискорення центра мас на вертикальну вісь; F_{kx}^1 — проекція однієї з сил (F_k^1), прикладених до верхньої тяги; φ_0 — кут, який визначає початкове положення центра ваги верхнього важеля; φ — поточне значення його кута обертання при подоланні перешкоди.

Цілком очевидно, що в диференціальних рівняннях для нижньої тяги характеристики прискорень не зміняться:

$$m_2 \ddot{x}_1 = \sum F_{kx}^2; \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{y}_1 = \sum_{k=1}^n F_{ky}^2; \quad (5)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_1 = \sum_{k=1}^n M_C(F_k^2). \quad (6)$$

Диференціальні рівняння, що описують поступальний рух стійки (3) мають вигляд:

$$m_3 \ddot{x}_3 = \sum_{k=1}^m F_{kx}; \quad (7)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 = \sum_{k=1}^m F_{ky}; \quad (8)$$

$$\sum_{k=1}^j M_B(F_k) = 0. \quad (9)$$

В рівняннях (7—9) введені позначення:

m_3 — маса стійки; \ddot{x}_3, \ddot{y}_3 — прискорення центра опорного колеса

Диференціальні рівняння, що описують рух опорного колеса складені на основі припущення, що поверхню поля можна описати гармонійною функцією з такими вихідними даними: довжина хвилі $l = 2a$, амплітуда $\Delta = h/2$ (рис. 2).

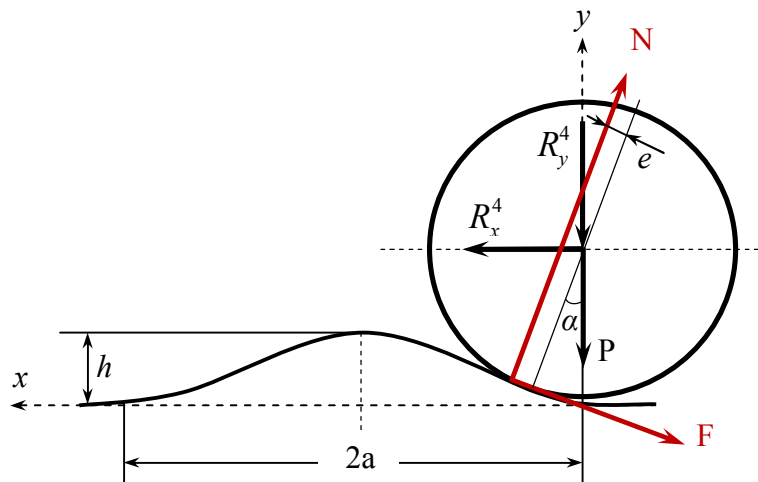


Рис. 2. Сили, що діють на опорне колесо при взаємодії з перешкодою

Диференціальні рівняння руху опорного колеса, відповідно до приведеної схеми сил на рис. 2, які діють на опорне колесо (4) мають такий вигляд:

$$m_4 \ddot{x}_4 = R_x^4 - N \sin \alpha - F \cos \alpha; \quad (10)$$

$$m_4 \ddot{y}_4 = N \cos \alpha - P - F \sin \alpha - R_y^4; \quad (11)$$

$$I_4 \ddot{\varphi}_4 = F r_4 - N e, \quad (12)$$

де m_4 — маса опорного колеса; I_4 — осьовий момент інерції колеса; \ddot{x}_4, \ddot{y}_4 — проекції прискорення центра колеса на осі x і y відповідно; $\ddot{\varphi}_4$ — кутове прискорення колеса; F, N — складові реакції ґрунту; r_4 — радіус опорного колеса; e — коефіцієнт тертя кочення.

За умови відомих кінематичних характеристик окремих мас механізму копіювання, навантаження в рухомих з'єднаннях сівалки можна визначати на основі диференціальних рівнянь

(1—12). Виходячи з наведеної системи, приймаємо, що сівалка рухається по полю, профіль якого можна описати таким рівнянням:

$$y = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi x}{a} \right),$$

де h — висота перешкоди, м.

За умови, руху сівалки зі сталою швидкістю, для будь-якої точки стійки 3 маємо:

$$\begin{aligned} x &= vt + x_r; \\ y &= \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi(vt + x_r)}{a} \right). \end{aligned} \quad (13)$$

При переміщенні колеса на висоту h паралелограмний механізм деформується і лінія АВ обернеться на кут φ (рис. 2).

В горизонтальному напрямку відносно переміщення можна визначити з рівняння:

$$x_r = AB \sin(\varphi_0 + \varphi) - AB \sin \varphi_0. \quad (14)$$

Для вертикального переміщення отримаємо:

$$y_r = AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi). \quad (15)$$

Підставивши вирази (14) та (15) в рівняння траєкторії (13), отримаємо:

$$AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) = \frac{h}{2} \left(1 - \cos \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \right). \quad (16)$$

Приведене вище рівняння (16) дозволяє

Рівняння (16) дозволяє визначити кут φ , що обумовлює зміну конфігурації паралелограмного механізму, для конкретного моменту часу.

Похідна по часу від наведеного виразу приводить до залежності між змінними t , φ , $\dot{\varphi}$:

$$\begin{aligned} AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} &= \frac{h}{2} \sin \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \times \\ &\times \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right]. \end{aligned} \quad (17)$$

Друга похідна має вигляд:

$$\begin{aligned} &AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi} = \\ &= \frac{h}{2} \cos \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \cdot \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] \times \\ &\times \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] + \frac{h}{2} \sin \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \times \\ &\times [AB \sin(\varphi_0 - \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}]. \end{aligned} \quad (18)$$

Кінематичні рівняння (16, 17, 18) дають можливість визначити для будь-якого моменту часу кутові характеристики (φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$) на інтервалі зміни часу, за який відбувається подолання перешкоди, тобто

$$0 \leq t \leq \frac{2a}{v}.$$

Визначення прискорення центрів мас елементів сошника сівалки ґрунтується на рівняннях їх руху.

Для верхньої і нижньої тяги:

$$\begin{aligned} x_1 &= vt - (AC_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) - AC_1 \sin \varphi_0); \\ y_1 &= AC_1 \cos \varphi_0 - AC_1 \cos(\varphi_0 + \varphi), \end{aligned}$$

звідки:

$$\dot{x}_1 = v - AC_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi},$$

тоді

$$\begin{aligned} \ddot{x}_1 &= AC_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AC_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}; \\ \dot{y}_1 &= AC_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \end{aligned}$$

тоді

$$\ddot{y}_1 = AC_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AC_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}.$$

Для стійки 3

$$\begin{aligned} x_3 &= vt - (AB \sin(\varphi_0 + \varphi) - AB \sin \varphi_0); \\ y_3 &= AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi), \end{aligned}$$

Звідки

$$\dot{x}_3 = v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi},$$

тоді

$$\begin{aligned}\ddot{x}_3 &= AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}; \\ \dot{y}_3 &= AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi},\end{aligned}$$

тоді

$$\ddot{y}_3 = AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}.$$

Вважаємо, що опорне колесо сошника сівалки рухається по криволінійній поверхні ґрунту без проковзування.

У такому випадку кутове прискорення можна визначити:

$$\omega_4 = \frac{v_c}{r_4} = \frac{v_x}{\cos \alpha \cdot r_4},$$

де α — кут нахилу вектора швидкості центра опорного колеса, який може бути визначений за відомими проекціями швидкості

$$\dot{x} = \dot{x}_3; \quad \dot{y} = \dot{y}_3; \quad \ddot{x} = \ddot{x}_3; \quad \ddot{y} = \ddot{y}_3,$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{v_y}{v_x} = \frac{\dot{y}}{\dot{x}},$$

тоді

$$\ddot{\varphi} = \dot{\omega}_4.$$

Висновки

Отримані формули для визначення кінематичних характеристик окремих мас механізму дисково-анкерного сошника при ускладнених умовах його експлуатації.

Прискорення окремих елементів сошника дозволили скласти диференціальні рівняння руху окремих елементів механізму посівного комплексу при копіюванні паралелограмним механізмом поверхні поля, з яких можуть визначатись динамічні навантаження що виникають в системі.

Отримані результати можуть бути використаними на етапі проектування або модернізації механізмів копіювання посівних та ґрунтообробних машин.

Список використаної літератури

1. Ясенецький В., Шустік Л., Маринін С., Панайотова О. Тенденції розвитку конструкцій сівалок. *Пропозиція*. 2011. № 1. С. 18–27.
2. Сисолін П.В. Конструкторські розробки нових вітчизняних, універсальних машин для звичайної, стерньової, мульчо-стерньової, екологічно безпечної, енергозберігаючої технології вирощування сільськогосподарських культур в Україні: [наукове видання]. Кіровоград: КОД, 2009. 128 с.
3. Герук С.М., Петриченко Є.А. Тенденції розвитку конструкцій посівних агрегатів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2014. № 1. С. 31–45.
4. Погорілий В. Тестування зернових сівалок: адаптованість до систем обробітку ґрунту. *Техніка і технології АПК*. 2014. № 4. С. 25–30.
5. Заварзин В.А. Обоснование параметров и режимов работы копирующего механизма рабочих органов почвообрабатывающего посевного комплекса: Дис. ... канд. техн. наук: 05.20.01 – технологи и средства механизации сельского хозяйства. Алтайский государственный аграрный университет. Барнаул. 2003. 166 с.
6. Гевко Б.М., Ляшук О.Л., Павельчук Ю.Ф., Пришляк В.М. та ін. Технологічні основи проектування та виготовлення посівних машин: монографія. Тернопіль: Вид. ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 238 с.

7. Сало В.М. Науково-технологічні основи обґрунтування складу та параметрів комбінованих ґрунтообробних знарядь: автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.05.11. Терноп. держ. техн. ун-т ім. І.Пулюя. Т. 2008. 38 с.
8. Деркач О.Д., Науменко М.М., Макаренко Д.О. До питання створення широкозахватних посівних комплексів з підвищеним ресурсом рухомих з'єднань. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*, 2015. №159. С. 186–193.

MATHEMATICAL MODEL OF THE PROCESS INTERACTION OF A COULTER OF SOWING COMPLEX WITH A SOIL UNDER COMPLICATED CONDITIONS OF ITS OPERATION

Naumenko M., Makarenko D., Huridova V., Krutous D.

Abstract

The profile of the field significantly affects the uneven movement of the working bodies of the tillage and sowing aggregates. To ensure the copy of the surface of the field, modern tillage and sowing aggregates are equipped with parallelogram copying mechanisms. Determining the loads in the joints of kinematic pairs of the parallelogram copying mechanism during its operation is an important task for substantiating the rational characteristics of its constituent elements.

Presented the mathematical model of dynamic interaction of the disk-anchor parallelogram mechanism of the coulters with field relief.

The kinematic equations of motion of individual elements of the coulters are deduced, the parallelogram mechanism of which allows to copy the irregularities of the terrain relief. It is assumed that the obstacle to which the support wheel of the coulters falls has a sinusoidal surface.

The solution of kinematic equations allows you to determine at any time the speed and acceleration of individual elements of the mechanism, depending on the shape of the obstacle profile on the surface of the field and the portable speed of the coulters. The found accelerations of separate elements of an opener allow to make differential equations of movement of separate elements of the mechanism of a sowing complex at copying by the parallelogram mechanism of a field surface from which dynamic loadings arising in system can be defined.

Differential equations of motion of the individual elements of the mechanism are made, the solution of which allows to determine the forces arising in the joints during the kinematic interaction of the support wheel of the coulters with the soil. The obtained results can be used at the stage of design or modernization of mechanisms for copying sowing and tillage machines.

References

- [1] Yasenetskyi V., Shustik L., Marynin S., Panaiotova O. (2011). Tendentsii rozvytku konstruktsii sivalok [Trends in the development of seeder designs]. *Propozytsiia – Proposition*, 1, 18–27 [In Ukrainian].
- [2] Sysolin P.V. (2009) *Konstruktorski rozrobky novykh vitchyznianskykh, universalnykh mashyn dlia zvychnoi, sternovoi, mulcho-sternovoi, ekolohichno bezpechnoi, enerhozberihaiuchoi tekhnologii vyroshchuvannia silskohospodarskykh kultur v Ukraini* [Design developments of new domestic, universal machines for conventional, stubble, mulch-stubble, environmentally friendly, energy-saving technology of growing crops in Ukraine], Kirovohrad: KOD. [In Ukrainian].
- [3] Heruk S.M., Petrychenko Ye.A. (2014) Tendentsii rozvytku konstruktsii posivnykh ahrehativ [Trends in the development of sowing unit designs]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv – Technical service of agriculture, forestry and transport systems*, 1, 31–45. [In Ukrainian].
- [4] Pogoriliy, V. (2014). Testuvannia zernovykh sivalok: adaptovanist do system obrobitku gruntu [Testing of grain drills: adaptability to tillage systems]. *Tekhnika i tekhnologii APK – Technique and technologies of agro-industrial complex*, 14, 25–30. [In Ukrainian].

- [5] Zavarzin V.A. (2013). *Obosnovanie parametrov i rezhimov roboty kopirujushhego mehanizma rabochih organov pochvoobrabatyvajushhego posevnogo kompleksa* [Substantiation of the parameters and modes of the robots of the copying mechanism of the working bodies of the tillage sowing complex]. Candidate's thesis. Altai State Agricultural University, Barnaul. [In Russian].
- [6] Hevko B.M., Liashuk O.L., Pavelchuk Yu.F., Pryshliak V.M. (2014). *Tekhnologichni osnovy proektuvannia ta vyhotovlennia posivnykh mashyn* [Technological bases of designing and manufacturing of sowing machines] Ternopil: TNTU. [In Ukrainian].
- [7] Salo V.M. (2008). *Naukovo-tekhnologichni osnovy obgruntuvannia skladu ta parametriv kombinovanykh hruntoobrobnykh znariad* [Scientific and technological principles for substantiation of structure and parameters of combined tillage machinery]. Extended abstract of doctor's thesis. Ternopil: TNTU. [In Ukrainian].
- [8] Derkach O.D., Naumenko M.M., Makarenko D.O. (2015). Do pytannia stvorennia shyrokozakhvatnykh posivnykh kompleksiv z pidvyshchenym resursom rukhomykh ziednan [The question of creating wide-seeding systems with increased resource movable joints] *Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka – Bulletin of Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture*, 159, 186–193. [In Ukrainian].