

УДК 631.33

ПОБУДОВА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВО-АНКЕРНОГО СОШНИКА З ГРУНТОМ ПРИ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕННЯХ

Науменко М.М., доцент, Макаренко Д.О., аспірант, Деркач О.Д., доцент
(Дніпропетровський державний аграрно-економічний університет)

Запропонована математична модель динамічної взаємодії дисково-анкерного сошника посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60 з мікрорельєфом поля. Виведені диференціальні рівняння руху окремих елементів паралелограмного механізму при копіюванні нерівностей поля. Наведені рівняння дозволяють визначити сили які виникають в з'єднаннях механізму, що може бути використано при його удосконаленні.

Визначення навантажень в з'єднаннях кінематичних пар паралелограмного копіювального механізму при його роботі є важливою задачею для обґрунтування раціональних характеристик його складових елементів. При роботі посівного комплексу на ідеально плоскій поверхні поля навантаження можуть визначатись з рівнянь статички [1]. В роботі [2] наведено детальний кінематичний аналіз паралелограмного механізму при копіюванні нерівностей мікрорельєфу ґрунту. Проте відмічені труднощі аналітичного визначення сил інерції, і сили, що діють на механізм знаходять з рівнянь статички.

В роботі, що пропонується, виведені диференціальні рівняння руху складових елементів механізму для посівного комплексу Агро-Союз Turbosem II 19-60 при взаємодії опорного колеса з нерівностями ґрунту. Схема посівного комплексу, особливістю якої є наявність зубчастого прикочуючого колеса 8 і притискної пружини 4, наведена на рисунку 1.

Диференціальні рівняння руху окремих елементів сівалки при взаємодії анкерного сошника з полем.

При роботі сівалки на плоскій поверхні поля всі її елементи, крім диска і коліс здійснюють рівномірний, поступальний рух. Динамічні навантаження, що виникають в з'єднаннях окремих елементів можуть визначатись із статичних рівнянь.

Розглянемо, як впливають можливі нерівності поверхні на навантаження в з'єднаннях.

Враховуючи, що верхня тяга паралелограмного механізму – 1 і нижня – 2 (рис. 1) при подоланні перешкоди здійснюють плоско-паралельний рух, для кожної з них складаємо три диференціальні рівняння.

\ddot{y}_1 – проекція прискорення центра мас на вісь y ;

P_4 – вага пружини;

P_1 – вага тяги АД;

S_D – реакція пружини DD_1 (рис. 1);

φ_0, ψ – кутові конструктивні розміри (рис. 1);

φ_c – кут, який визначає початкове положення центра ваги важеля C_1 ;

φ – поточне значення кута обертання тяги;

Диференціальні рівняння для нижньої тяги механізму:

$$m_2 \ddot{x}_2 = R_{A_1X} - R_{B_1X}; \quad (4)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = R_{B_1Y} - R_{A_1Y} - P_2; \quad (5)$$

$$I_2 \ddot{\varphi} = R_{A_1Y} A_1 C_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) + R_{A_1X} A_1 C_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) + \\ + R_{B_1Y} C_2 B_1 \sin(\varphi_0 + \varphi) + R_{B_1X} C_2 B_1 \cos(\varphi_0 + \varphi) \quad (6)$$

де m_2 – маса нижньої тяги;

P_2 – її вага;

\ddot{x}_2 і \ddot{y}_2 – проекції прискорення центра мас тяги на осі x та y ;

I_2 – осьовий центральний момент інерції;

$R_{A_1X}, R_{B_1X}, R_{A_1Y}, R_{B_1Y}$ – проекції реакцій на осі x, y , що виникають в з'єднаннях A_1 і B_1 .

Цілком очевидно, що динамічні навантаження на окремі вузли перевищуватимуть статичні і вони будуть тим більшими чим значимішими будуть розміри перешкоди. Екстремальною ситуацією слід вважати таку, при якій довжина перешкоди буде меншою за міжосьову відстань між опорним та зубчастим колесом, а висота перешкоди більшою за заглиблення зубчастого колеса в ґрунт.

Як відомо в існуючих дослідженнях [2] рельєф поля можна представити синусоїдальною поверхнею з довжиною хвилі $l = 0,2$ м і амплітудою $\Delta = 0,049$ м. За таких обставин, при подоланні перешкоди опорним колесом посівної секції, зубчасте колесо вийде з зачеплення з ґрунтом, або ж його взаємодія з ґрунтом стане мінімальною, а пружина опорного колеса розвантажиться і в результаті сама пружина і деталі механізму які вона з'єднує будуть здійснювати поступальний рух разом з основним елементом сівалки.

Диференціальні рівняння руху стійки разом з опорним колесом мають вигляд:

$$m_3 \ddot{x}_3 = R_{B_1X} - R_{B_3X} - R_X^6 - R \sin \theta; \quad (7)$$

$$m_3 \ddot{y}_3 = -R_{B_1Y} - R_{B_3Y} - P_3 - Q - P_\theta - \frac{1}{2} P_4 - P_n - P_8 - P_7 + R_Y^6 + S_D; \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \sum M_o = R_{B_1X} \cdot OB_1 - R_{BX} \cdot OB - Q \frac{1}{2} OD \sin \alpha_1 - \\ - P_H (OE \sin \alpha_1 + \frac{1}{2} EH \sin \beta) - P_8 (OF \sin \alpha + \frac{1}{2} FO_2 \cos \gamma) - \\ - (\frac{1}{2} P_4 + S_D) OD \sin \alpha_1 + R_y^6 OC \sin \alpha_1 - R_x^6 OC \cos \alpha_1 = 0 \end{aligned} \quad (9)$$

де P_n – вага пружини ЕН (рис. 1).

При складені диференціальних рівнянь руху колеса будемо вважати, що профіль поверхні поля описується гармонійною функцією з амплітудою Δ і довжиною хвилі $l = 2a$ (рис. 1)

За наведеною на рис. 1 схеми сил, що діють на колесо, диференціальні рівняння його руху запишуться в вигляді:

$$m_6 \ddot{x}_6 = R_x^6 - R_x^\Gamma; \quad (10)$$

$$m_6 \ddot{y}_6 = R_y^\Gamma - R_y^6 - P_k; \quad (11)$$

$$I_6 \ddot{\phi}_6 = R_x^\Gamma \cdot r_6 - R_y^\Gamma \cdot f \quad (12)$$

де m_6 – маса колеса;

I_6 – осьовий момент інерції колеса;

\ddot{x}_6, \ddot{y}_6 – проекції прискорення центра колеса на осі x і y відповідно;

$\ddot{\phi}_6$ – кутове прискорення колеса;

R_x^Γ, R_y^Γ – складові реакції ґрунту;

r_6 – радіус колеса;

f – коефіцієнт тертя кочення.

Для коефіцієнта тертя кочення на криволінійній поверхні поля запропонована формула:

$$f = f_k + e$$

де f_k – коефіцієнт тертя кочення на горизонтальній поверхні;

e – поправка до коефіцієнта, що враховує рух по криволінійній поверхні

Приймається:

$$e = \frac{\ell}{4} \sin \frac{2\pi x}{\ell} \quad (13)$$

Таким чином навантаження на з'єднання елементів сівалки в спрощеному варіанті можна знаходити з диференціальних рівнянь (1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12).

Кінематичні характеристики окремих мас механізму сівалки для наведеної системи диференціальних рівнянь визначається із таких міркувань.

Нехай сівалка рухається по поверхні поля, профіль якого описується рівнянням:

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

де h – висота перешкоди, м;

Якщо сівалка рухається зі сталою швидкістю, то для будь-якої точки третього елемента маємо:

$$\begin{aligned} x &= vt + x_r \\ y &= \frac{h}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi(vt + x_r)}{a} \right) \end{aligned} \quad (14)$$

При підйманні колеса на висоту h паралелограм деформується і лінія АВ обертається на кут φ (рис. 2).

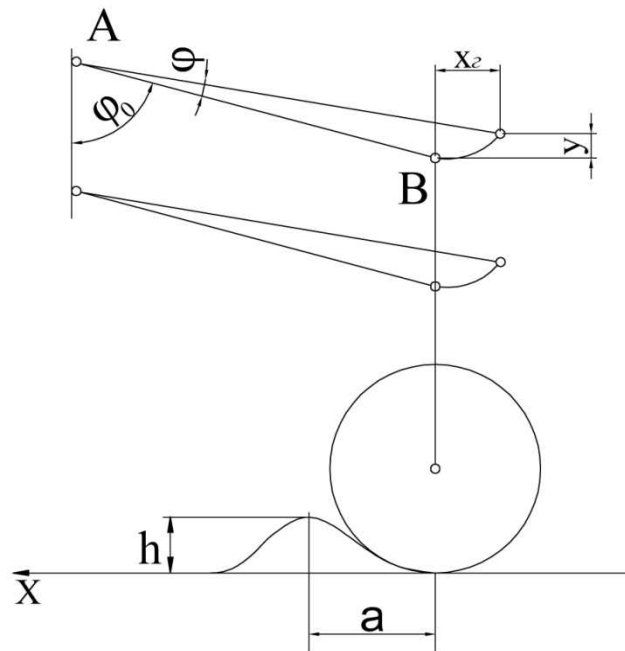


Рисунок 2 – Схема до визначення кінематичних характеристик елементів

Відносне переміщення в горизонтальному напрямі визначається як:

$$x_2 = AB \sin(\varphi_0 + \varphi) - AB \sin \varphi_0 \quad (15)$$

Для вертикального переміщення отримаємо:

$$y_2 = AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \quad (16)$$

Підставивши вирази (15) та (16) в рівняння траєкторії (14), отримаємо:

$$\begin{aligned} &AB \cos \varphi_0 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) = \\ &= \frac{h}{2} \left(1 - \cos \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \right) \end{aligned} \quad (17)$$

Отримане рівняння дає можливість для будь-якого моменту часу знаходити кут деформації механізму φ а також залежності між t , φ , $\dot{\varphi}$:

$$AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} = \frac{h}{2} \sin \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \cdot \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] \quad (18)$$

Рівняння для прискорень матиме вигляд:

$$AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AB \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi} = \frac{h}{2} \cos \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \cdot \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] \times \left[\frac{\pi}{a} v - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi} \right] + \frac{h}{2} \sin \left[\frac{\pi}{a} (vt - AB \sin(\varphi_0 + \varphi) + AB \sin \varphi_0) \right] \times \left[AB \sin(\varphi_0 - \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AB \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi} \right] \quad (19)$$

Кінематичні рівняння (17, 18, 19) дають можливість визначати для будь-якого моменту часу кутові характеристики (φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$) на інтервалі зміни часу, за який відбувається подолання перешкоди, тобто

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

Прискорення центрів ваги елементів сівалки визначаються з рівнянь їх руху.

Для тяги 1:

$$x_1 = Vt - (AC_1 \sin(\varphi_c + \varphi) - AC_1 \sin \varphi_c);$$

$$y_1 = AC_1 \cos \varphi_c - AC_1 \cos(\varphi_c + \varphi)$$

Звідки:

$$\dot{x}_1 = V - AC_1 \cos(\varphi_c + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді}$$

$$\ddot{x}_1 = AC_1 \sin(\varphi_c + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AC_1 \cos(\varphi_c + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}$$

$$\dot{y}_1 = AC_1 \sin(\varphi_c + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді}$$

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

Для тяги A_1B_1

$$x_2 = Vt - (AC_2 (\sin(\varphi_0 + \varphi) - AC_2 \sin \varphi_0));$$

$$y_2 = AC_2 \cos \varphi_0 - AC_2 \cos(\varphi_0 + \varphi)$$

Звідки

$$\dot{x}_2 = V - AC_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді}$$

$$\ddot{x}_2 = AC_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 - AC_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}$$

$$\dot{y}_2 = AC_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}, \text{ тоді}$$

$$\ddot{y}_2 = AC_2 \cos(\varphi_0 + \varphi) \cdot \dot{\varphi}^2 + AC_2 \sin(\varphi_0 + \varphi) \cdot \ddot{\varphi}$$

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

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

Кутове прискорення колеса знайдемо передбачаючи, що воно рухається по криволінійній поверхні без проковзування.

За цієї умови:

$$\omega = \frac{v_c}{r_6} = \frac{v_x}{\cos \alpha \cdot r_6},$$

тоді:

$$\dot{\varphi} = \frac{W_x}{\cos \alpha \cdot r_6} = \frac{\ddot{x}}{\cos \alpha \cdot r_6} \quad (20)$$

Для формули (20) кут α визначається з формули:

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

де $\dot{x} = \dot{x}_3$; $\dot{y} = \dot{y}_3$; $\ddot{x} = \ddot{x}_3$

Деформація пружини $D_1 D_2$ визначається як

$$\Delta = AD_1 \varphi - A_1 B_1 \varphi = (AD_1 - AB) \varphi$$

Висновки

Диференціальні рівняння руху окремих елементів механізму посівного комплексу при копіюванні паралелограмним механізмом поверхні поля дозволяють визначати динамічні навантаження що виникають в системі.

Наведену математичну модель можна використовувати при обґрунтуванні раціональних параметрів механізму і зокрема його рухомих з'єднань.

Список літератури

1. Деркач О.Д. До питання створення широкозахватних посівних комплексів з підвищеним ресурсом рухомих з'єднань / О.Д. Деркач, М.М.

Науменко, Д.О. Макаренко [та ін.]. – Х: Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – №159. – С. 186-193.

2. Заварзин В.А. Обоснование параметров и режимов работы копирующего механизма рабочих органов почвообрабатывающего посівного комплекса: Дис. канд. техн. наук: 05.20.01 – технологи и средства механизации сельского хозяйства / Алтайский государственный аграрный университет – Барнаул, 2003. – 166 С.

Аннотация

Построение математической модели процесса взаимодействия дисково-анкерного сошника с почвой при динамических нагрузках

Науменко М.М., Макаренко Д.А., Деркач А.Д.

Предложена математическая модель динамического взаимодействия дисково-анкерного сошника посевного комплекса Агро-Союз Turbosem II 19-60 с микрорельефом поля. Выведены дифференциальные уравнения движения отдельных элементов параллелограмного механизма при копировании неровностей поля. Приведенные уравнения позволяют определить силы, которые возникают в соединениях механизма, что может быть использовано при его усовершенствовании

Abstract

The construction of a mathematical model of the process interaction of a disk-anchor opener with the soil under dynamic loads

Naumenko M. M., Makarenko D. A., Derkach A. D.

A mathematical model of the dynamic interaction of the disk-anchor opener sowing agro-Soyuz Turbosem II 19-60 with the microrelief of the field. Derived differential equation of motion of the individual elements parallelogram mechanism for the reproduction of unevenness in the field. The equations allow us to determine the forces that occur on nodes mechanism that can be used in its improvement