

МАШИНОВИКОРИСТАННЯ У РОСЛИННИЦТВІ ТА ТВАРИННИЦТВІ

УДК 631.316

ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ РОЗМІЩЕННЯ РОБОЧИХ
ОРГАНІВ ГЛИБОКОРОЗПУШУВАЧА НА РАМІ ЗНАРЯДДЯ

*Алієв Ельчин Бахтияр огли к.т.н., завідувач науково-виробничої лабораторії механізації і
полівництва*

*Лабатюк Юрій Михайлович к.т.н., науковий співробітник
науково-виробничої лабораторії механізації і полівництва
Інститут олійних культур НААН України*

Aliev E.

Labatuk Yu.

Institute of Oilseed Crops NAAS

Анотація: побудована математична модель функціонування глибокорозпушувача з пошаровим обробитком ґрунту, дослідження якої дозволили визначити розміщення чизельних робочих органів на рамі знаряддя.

Ключові слова: ґрунт, глибокорозпушувач, чизель, розміщення, модель.

Вступ

В результаті взаємодії робочих органів глибокорозпушувача (чизелів) з ґрунтом виникають сили опору, які впливають на положення основної рами. В зв'язку з тим, що робочі органи жорстко зв'язані з основою рами, то зміна її положення приведе до зміни глибини ходу та опору їх. Тому коливання рами глибокорозпушувача під час роботи будуть сприяти погіршенню якості обробітку ґрунту та підвищенню тягового опору машини у цілому [1-4].

Мета досліджень

Побудувати математичну модель функціонування глибокорозпушувача з пошаровим обробитком ґрунту, дослідження якої дозволять визначити розміщення чизельних робочих органів на рамі знаряддя.

Результати випробувань

Для визначення впливу параметрів глибокорозпушувача та конструкції на величину коливань рами і значення сили її опору, складемо розрахункову модель функціонування глибокорозпушувача. Еквівалентна схема машини показана на рис. 1.

При цьому приймаємо, що трактор переміщується прямолінійно з постійною швидкістю, а глибокорозпушувач переміщується прямолінійно в горизонтальній площині. Конструкція з'єднання глибокорозпушувач з трактором забезпечує коливання її у вертикальній площині відносно точки з'єднання причепа глибокорозпушувача та нижніх тяг механізму навіски трактора. Глибокорозпушувач розглядаємо як систему твердих тіл. На еквівалентній схемі приводимо місця розміщення центру мас та точки прикладання приведених рівнодіючих сил опору ґрунту робочим органам машини.

Вибираємо нерухому декартову систему відрахування системи XOZ (рис. 1). Для спрощення перетворень під час складання розрахункової моделі приймаємо додаткову рухому декартову систему координат $X_1O_1Z_1$, центр якої розташований в точці з'єднання причепа машини з трактором і горизонтальна вісь якої пов'язана з коливальною основною рамою машини. Приведені рівнодіючі будемо розглядати через їх проекції на вісі рухомої системи координат.

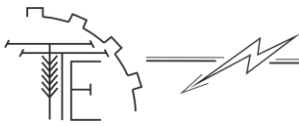
При таких умовах система має одну ступінь вільності руху, а відповідно і одну узагальнену координату. В якості останньої зручно прийняти кут повороту рами відносно точки кріплення машини до трактора. Тоді диференціальне рівняння Лагранжа 2-го роду має вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = Q_{\varphi}, \quad (1)$$

де T – кінетична енергія системи твердих тіл, Дж;

Q_{φ} – узагальнена сила (момент сили), Н·м;

φ – узагальнена координата (кут повороту рами відносно точки кріплення



глибокорозпушувача до трактора), рад.

Кінетична енергія системи твердих тіл визначається:

$$T = \frac{1}{2} M_c (\dot{X}_c^2 + \dot{Z}_c^2) + \frac{1}{2} I_{o1} \dot{\varphi}^2, \quad (2)$$

де M_c – маса системи твердих тіл, кг;

\dot{X}_c, \dot{Z}_c – швидкість руху центра мас системи в проекціях на вісі координат, м/с;

I_{o1} – момент інерції системи твердих тіл відносно центру її обертання, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

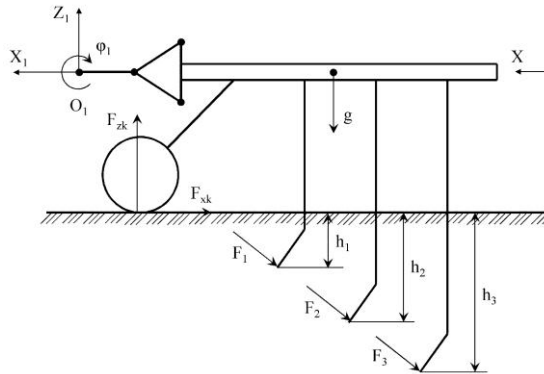


Рис. 1. Еквівалентна схема глибокорозпушувача

Використовуючи формули переходу координат з однієї системи до другої отримаємо:

$$X_c = X_{1c} \cdot \cos \varphi - Z_{1c} \cdot \sin \varphi + V t, \quad (3)$$

$$Z_c = X_{1c} \cdot \sin \varphi + Z_{1c} \cdot \cos \varphi, \quad (4)$$

де V – поступова швидкість агрегату, м/с.

Після диференціювання рівнянь (2) і (3) за часом будемо мати:

$$\dot{X}_c = -X_{1c} \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi - Z_{1c} \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + V, \quad (5)$$

$$\dot{Z}_c = X_{1c} \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi - Z_{1c} \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi. \quad (6)$$

Момент інерції системи відносно вісі її обертання визначається:

$$I_{o1} = \sum_{i=1}^N I_i + \sum_{i=1}^N [M_i (X_{cli}^2 + Z_{cli}^2)], \quad (7)$$

де M_i – маса елементів машини, кг;

X_{cli}, Z_{cli} – координати центра мас елементів машини в проекціях на вісі координат, м;

N – кількість елементів машини;

I_i – момент інерції системи елементів машини відносно центру її обертання, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

З урахуванням рівнянь (2), (4), (5), (6) будемо мати формулу для визначення кінетичної енергії системи:

$$T = \frac{1}{2} M_c \left[V^2 - 2V \dot{\varphi} (X_{1c} \sin \varphi + Z_{1c} \cos \varphi) + \dot{\varphi}^2 (X_{1c}^2 + Z_{1c}^2) \right] + I_{o1} (\dot{\varphi})^2. \quad (8)$$

Тоді:

$$\frac{dT}{d\dot{\varphi}} = M_c \left[\dot{\varphi} (X_{1c}^2 + Z_{1c}^2) - V (X_{1c} \sin \varphi + Z_{1c} \cos \varphi) \right] + I_{o1} \dot{\varphi}, \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) = \ddot{\varphi} [M_c (X_{1c}^2 + Z_{1c}^2) + I_{o1}] - V M_c \dot{\varphi} (X_{1c} \cos \varphi - Z_{1c} \sin \varphi), \quad (10)$$

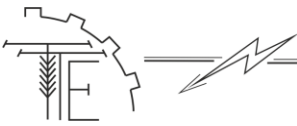
$$\frac{dT}{d\varphi} = -V M_c \dot{\varphi} (X_{1c} \cos \varphi - Z_{1c} \sin \varphi). \quad (11)$$

З урахуванням останнього отримаємо:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{d\varphi} = \ddot{\varphi} [M_c (X_{1c}^2 + Z_{1c}^2) + I_{o1}]. \quad (12)$$

Узагальнююча сила визначається:

$$Q_\varphi = -F_{x1} Z_{1a1} + F_{z1} X_{1a1} - F_{x2} Z_{1a2} + F_{z2} X_{1a2} - F_{x3} Z_{1a3} + F_{z3} X_{1a3} + M_c g (X_{1c} \cos \varphi - Z_{1c} \sin \varphi) - F_{xk} Z_{1k} - F_{zk} X_{1k}, \quad (13)$$



де $F_{x1}, F_{x1}, F_{x3}, F_{xk}$ – проекції сил опору на вісь X_1, H ;
 $F_{z1}, F_{z1}, F_{z3}, F_{zk}$ – проекції сил опору на вісь Z_1, H ;
 $X_{1a1}, X_{1a2}, X_{1a3}, X_{1k}$ – проекції на вісь O_1X_1 прямих з'єднуючих шарнір O_1 і точки прикладання рівнодіючих сил, м;
 $Z_{1a1}, Z_{1a2}, Z_{1a3}, Z_{1k}$ – проекції на вісь O_1Z_1 прямих з'єднуючих шарнір і точки прикладання рівнодіючих сил, м.

Проекції рівнодіючих сил на вісь X_1 і Z_1 знаходяться:

$$\begin{aligned} F_{xj} &= F_j (\sin \alpha_j + f \cos \alpha_j), \\ F_{zj} &= F_j (\cos \alpha_j - f \sin \alpha_j), \quad j = \overline{1,3}, \end{aligned} \quad (14)$$

де F_j – рівнодіюча приведена сила опору ґрунту переміщенню робочого органу, Н;
 f – коефіцієнт тертя ґрунту по металу;

α_j – кут кришіння ґрунту робочим органом в точці прикладення рівнодіючої, рад.

Значення рівнодіючих сил приймаємо пропорційними глибинам ходу робочих органів в ґрунті:

$$\begin{aligned} F_1 &= K(h_3 + \varphi \sqrt{X_{1a1}^2 + Z_{1a1}^2}), \\ F_2 &= K(h_2 + \varphi \sqrt{X_{1a2}^2 + Z_{1a2}^2}), \\ F_3 &= K(h_3 + \varphi \sqrt{X_{1a3}^2 + Z_{1a3}^2}), \\ F_{zk} &= C_n \cdot \varphi \sqrt{X_{1k}^2 + Z_{1k}^2}, \\ P_{xk} &= C_n \cdot \varphi \cdot f \cdot \sqrt{X_{1k}^2 + Z_{1k}^2}, \end{aligned} \quad (15)$$

де C_n – деформаційний показник ґрунту, Н/м;

f_n – коефіцієнт кочення;

h_1, h_2, h_3 – задана глибина обробітку ґрунту чизельними лапами, м;

K – питомий опір чизельних лап, кН/м.

Сила опору деформації ґрунта робочим органом визначається:

$$K_i = \frac{F_{\text{деф.}}^i}{l_i} = \sigma_i \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_i} t, \quad i = \overline{1,3}, \quad (16)$$

де $F_{\text{деф.}}$ – сила опору деформації ґрунту, Н;

l – шлях зминання ґрунту, м;

σ – напруженість опору ґрунту, Па;

a – довжина робочої частини розпушуючої лапи чизеля, м;

α – кут кришення лапи чизеля, м;

V – швидкість деформації ґрунту (швидкість руху трактора), м/с.

Тоді, з врахуванням рівнянь (12), (13), (14) і (15), узагальнена сила буде визначатися:

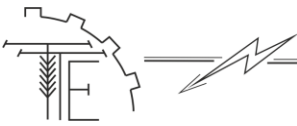
$$\begin{aligned} Q_\varphi &= \sigma_1 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_1} t \cdot (h_1 + \varphi \sqrt{X_{1a1}^2 + Z_{1a1}^2}) \times \\ &\times [(\cos \alpha_1 - f \sin \alpha_1) X_{1a1} - (\sin \alpha_1 + f \cos \alpha_1) Z_{1a1}] + \\ &+ \sigma_2 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_2} t \cdot (h_2 + \varphi \sqrt{X_{1a2}^2 + Z_{1a2}^2}) \times \\ &\times [(\cos \alpha_2 - f \sin \alpha_2) X_{1a2} - (\sin \alpha_2 + f \cos \alpha_2) Z_{1a2}] + \\ &+ \sigma_3 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_3} t \cdot (h_3 + \varphi \sqrt{X_{1a3}^2 + Z_{1a3}^2}) \times \\ &\times [(\cos \alpha_3 - f \sin \alpha_3) X_{1a3} - (\sin \alpha_3 + f \cos \alpha_3) Z_{1a3}] + \\ &+ M_c g (X_{1c} \cos \varphi - Z_{1c} \sin \varphi) - C_n \cdot \varphi \cdot \sqrt{X_{1k}^2 + Z_{1k}^2} (f_n Z_{1k} + X_{1k}), \end{aligned} \quad (17)$$

Для спрощення послідовних перетворень введемо позначення :

$$(\cos \alpha_i - f \sin \alpha_i) X_{1ai} - (\sin \alpha_i + f \cos \alpha_i) Z_{1ai} = A_i, \quad i = \overline{1,3} \quad (18)$$

Тоді:

$$\begin{aligned} Q_\varphi &= A_1 \cdot \sigma_1 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_1} t \cdot (h_1 + \varphi \sqrt{X_{1a1}^2 + Z_{1a1}^2}) + \\ &+ A_2 \cdot \sigma_2 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_2} t \cdot (h_2 + \varphi \sqrt{X_{1a2}^2 + Z_{1a2}^2}) + \\ &+ A_3 \cdot \sigma_3 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_3} t \cdot (h_3 + \varphi \sqrt{X_{1a3}^2 + Z_{1a3}^2}) + \\ &+ M_c g (X_{1c} \cos \varphi - Z_{1c} \sin \varphi) - C_n \cdot \varphi \cdot \sqrt{X_{1k}^2 + Z_{1k}^2} (f_n Z_{1k} + X_{1k}), \end{aligned} \quad (19)$$



З врахуванням рівняння (1), (11) і (18) отримаємо диференційне рівняння моделі функціонування ґрунтообробної машини:

$$\begin{aligned} \ddot{\varphi}[M_c(X_{1c}^2 + Z_{1c}^2) + I_{01}] = & A_1 \cdot \sigma_1 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_1} t \cdot (h_1 + \varphi \sqrt{X_{1a1}^2 + Z_{1a1}^2}) + \\ & + A_2 \cdot \sigma_2 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_2} t \cdot (h_2 + \varphi \sqrt{X_{1a2}^2 + Z_{1a2}^2}) + \\ & + A_3 \cdot \sigma_3 \cdot a \cdot \sin \alpha \cdot \sin \frac{V}{l_3} t \cdot (h_3 + \varphi \sqrt{X_{1a3}^2 + Z_{1a3}^2}) + \\ & + M_c g (X_{1c} \cos \varphi - Z_{1c} \sin \varphi) - C_u \cdot \varphi \cdot \sqrt{X_{1k}^2 + Z_{1k}^2} (f_u Z_{1k} + X_{1k}). \end{aligned} \quad (20)$$

Враховуючи фізико-механічні властивості ґрунту і прийняті конструктивно-технологічні параметри глибокорозпушувача, рішенням диференційного рівняння (19), яке вирішено чисельними методами з використанням програмного пакету Maple 16, є функції, графіки яких зображені на рис. 2.

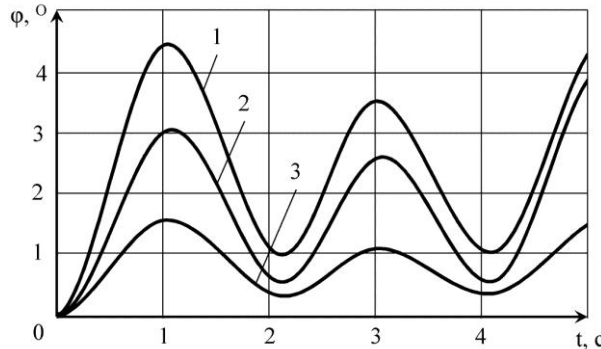


Рис. 2. Коливання кута рами машини в залежності від розміщення робочих органів: 1 – $x_3 = 0,15$ м, $x_4 = 0,25$ м; 2 – $x_3 = 0,2$ м, $x_4 = 0,6$ м; 3 – $x_3 = 0,35$ м, $x_4 = 0,45$ м

Характеристикою стабільності коливання кута рами машини є його амплітуда. Побудуємо графік залежності амплітуди коливань кута рами машини від відстані (по довжині) між чизелями глибокорозпушувача (рис. 3):

$$\begin{aligned} x_3 &= X_{1a2} - X_{1a1}, \\ x_4 &= X_{1a3} - X_{1a2}, \end{aligned} \quad (21)$$

$$\varphi = 4,4 - 19,9 \cdot x_3 + 93,3 \cdot x_3^2 - 8,3 \cdot x_4 - 48,3 \cdot x_3 \cdot x_4 + 24,9 \cdot x_4^2,$$

де x_3 – розташування робочих органів першого ряду відносно другого по довжині рами, м;

x_4 – розташування робочих органів третього ряду відносно другого по довжині рами, м.

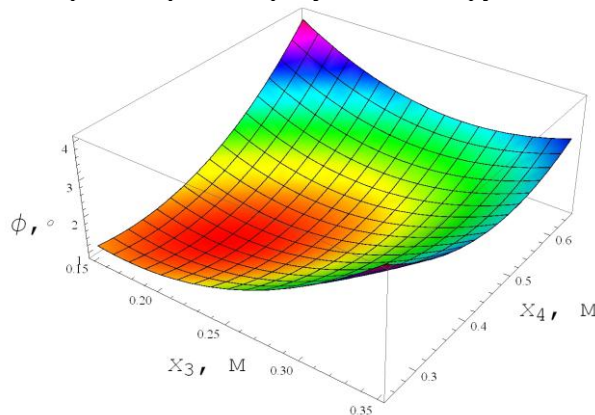
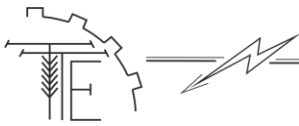


Рис. 3. Графік залежності амплітуди коливань кута рами машини від відстані (по довжині) між чизелями глибокорозпушувача

Провівши аналіз рис. 3 і рівняння (20) було виявлено що найменша амплітуда коливань кута рами машини спостерігається при наступному розташуванні робочих органів по довжині рами: $x_3 = 0,18 \dots 0,22$ м, $x_4 = 0,33 \dots 0,37$ м.

Висновки

Побудована математична модель функціонування глибокорозпушувача з пошаровим обробітком ґрунту, дослідження якої дозволили визначити розміщення чизельних робочих органів по



довжині на рамі знаряддя при яких амплітуда коливань кута повороту рами відносно точки кріплення глибокорозпушувача до трактора є найменшою: відстань між робочими органами першого і другого рядів $x_3 = 0,18 \dots 0,22$ м, відстань між робочими органами другого і третього рядів $x_4 = 0,33 \dots 0,37$ м.

Список літератури

1. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. – М.: Гостехиздат, 1954.– 243 с.
2. Горячкин В.П. Теория разрушения почв. Собр.соч. / В.П. Горячкин – М.: Колос, 1968. – Т2. С. 335-382.
3. Зеленин А.Н. Основы розрушения грунтов механическим способом / А.Н. Зеленин – М.: Машиностроение, 1968. – 376 с.
4. Kushnarev A., Shevchenko I. Ways of improvement of stability of tillage tools with spring shanks moving in depth // ASAE (94–D–027), EurAgEng “Power, Machinery and mechanization” – Belgium:CIGR, 1994. – V.2.– P. 495-499.

References

1. Sokolovsky V.V. Statyka сыпучей среды. – М.: Hostekhyzdat, 1954.– 243 s.
2. Horiachkyn V.P. Teoryia razrusheniya pochv. Sobr.soch. / V.P. Horiachkyn – М.: Kolos, 1968. – Т2. S. 335-382.
3. Zelenyn A.N. Osnovy rozrusheniya hruntov mekhanycheskym sposobom / A.N. Zelenyn – М.: Mashynostroenyue, 1968. – 376 s.
4. Kushnarev A., Shevchenko I. Ways of improvement of stability of tillage tools with spring shanks moving in depth // ASAE (94–D–027), EurAgEng “Power, Machinery and mechanization” – Belgium:CIGR, 1994. – V.2.– P. 495-499.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ ДЛЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПЕЛЛЕТ

Аннотация: построена математическая модель функционирования глубокорыхлителя с послышной обработкой почвы, исследования которой позволили определить размещение чизельного рабочих органов на раме орудия.

Ключевые слова: грунт, глубокорыхлитель, чизель, размещение, модель.

RESULTS OF EXPERIMENTAL RESEARCH DESIGN AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF THE INSTALLATION FOR PELLETS

Summari: a mathematical model of the subsoiler with layered soil treatment, the study that will determine placement of chisel work on the frame guns.

Keywords: soil, subsoiler, chisel, accommodation, model.