

## ВЗАЄМОДІЯ ПРУЖНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН З ГРУНТОВИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

І.А. Шевченко, Ір.А. Шевченко<sup>1</sup>

*Інститут олійних культур НААН*  
<sup>1</sup>*Запорізька державна інженерна академія*

Розглянуто взаємодію пружних робочих органів із ґрунтовим середовищем в залежності від технологічних задач. На основі запропонованого підходу вже на стадії проектування S-подібних робочих органів, можна зробити висновок щодо можливості виконання конкретних технологічних задач. За наявною кількістю робочих органів-аналізаторів емпіричним шляхом розроблена модель взаємодії S-подібних робочих органів із ґрунтом на базі обґрунтованої методики побудови їх амплітудно-частотних характеристик для заданих режимів роботи. Розглянуто взаємодію пружних робочих органів із ґрунтовим середовищем в залежності від реальних технологічних задач.

**Ключові слова:** поверхневий обробіток ґрунту, пружний S-подібний робочий орган, амплітудно-частотна характеристика.

**Вступ.** В світовій практиці знаходять широке застосування універсальні комбіновані агрегати, які здатні виконувати як поверхневий так і, при необхідності, передпосівний обробіток ґрунту. Вони обладнані шлейфом різних пристосувань, відмінною особливістю яких є наявність пружних стійок робочих органів.

Дослідження підпружинених або встановлених на пружних стійках робочих органів свідчать [1, 2], що в певних ґрунтових умовах при заданих робочих швидкостях і глибині обробітку можна досягти зниження питомого тягового опору, покращити якісні показники роботи машини, а також забезпечити самоочищення робочих органів від налипання ґрунту і зависання бур'янів.

Комбінація пружної S-подібної стійки із стрілкою лапою найбільш повно відповідає її призначенню – якісному обробітку шару ґрунту на глибину до 16 см, із переважаючою в обробленому шарі структурою ґрунту із агрегатним складом не більше 25 мм. В залежності від технологічних завдань комбінований агрегат повинен виконувати поверхневий обробіток ґрунту на глибину до 16 см, а в разі необхідності – передпосівний на глибину 6–8 см.

Робота виконується у відповідності до тематичних планів науково-технічної державної програми „Агропродкомплекс”.

Багато авторів [3, 4] роблять висновок, що основна проблема пружних робочих органів – стійкість ходу робочих органів по глибині (особливо при наявності стрілкової лапи). Вирішення проблеми вимагає аналізу в постановці задачі вимушених коливань нелінійної системи під дією квазіперіодичної сили. При цьому необхідно відзначити особливості взаємодії робочого органа на пружній підвісці з ґрунтом, зокрема наявність перемінної геометрії робочого

органа і вплив періодичності сколювання ґрунту при роботі пружних стійок.

Метою роботи є розроблення теоретичних основ підходів щодо розробки пружних робочих органів.

**Матеріал та методи досліджень.** Механіко-технологічне обґрунтування параметрів і режимів роботи робочих органів ґрунтообробних знарядь здійснювалось шляхом моделювання з застосуванням ПЕОМ на підставі положень теоретичної механіки, землеробської механіки та механіки ґрунтів [1].

**Результати досліджень та їхнє обговорення.** В загальному вигляді механізм взаємодії пружних робочих органів із ґрунтом описується рівнянням руху з кінцевим числом ступенів свободи:

$$A\ddot{q} + B\dot{q} + Cq = \bar{F}(t),$$

де  $A$  – матриця інерційних коефіцієнтів;

$B$  – матриця коефіцієнтів дисипації;

$C$  – матриця квазіпружних коефіцієнтів;

$\ddot{q}, \dot{q}, q$  – вектори узагальнених прискорень, узагальнених швидкостей, узагальнених координат;

$\bar{F}(t)$  – матриця-стовпець векторів зовнішніх сил.

При відсутності демпфірування, рівняння руху стійки буде мати вигляд [5]:

$$m_{np} \cdot \ddot{x} + a \cdot (x \pm \mu_0 \cdot x^3) = Q_{np} \cdot \cos \omega t. \quad (1)$$

У найпершому наближенні задачу взаємодії робочих органів на пружних стійках і пружних підвісках можна звести до одновимірної, зв'язаної з горизонтальним відносним переміщенням характерної точки робочого органа відносно з'єднання стійки або механізму підвіски з рамою ґрунтообробної машини.

При такій постановці задачі потрібно визначити ряд механічних характеристик системи, що описують механізм підвіски. До них відносяться: 1 – коефіцієнт (чи функція) квазіпружності, 2 – приведена маса, 3 – сила опору ґрунту руху робочого органу.

Деякі показники виразу (1) повинні визначатися експериментальним шляхом, а деякі можна отримати за рахунок теоретичних розрахунків.

Наприклад, силу опору ґрунту та переміщення стійки при навантаженні до рівня відокремлення скиби можна визначити з теоретичних досліджень.

Відомо, що величина опору двогранного клину (рис.1) дорівнює:

$$P_x = \Sigma R_x + R_{dx},$$

де  $\Sigma R_x$  – сумарний опір ґрунту від ваги, інерції шару, сил тертя і проникнення леза клина в ґрунт;

$R_{dx}$  – опір ґрунту деформації.

При роботі клина в однорідному за властивостями ґрунті складова  $\Sigma R_x$  має постійне значення, а  $R_{dx}$  періодично змінюється від нуля до деякого максимального значення, що обумовлено циклічним характером деформації ґрунту під дією клина (рис. 1). Характер зміни опору ґрунту деформації залежить від його фізико-механічних властивостей і вологості.

При цьому процес "стиснення-руйнування" швидкоплинний і за певних умов клин може перейти в стан ударного навантаження. А.Н. Гудков, Г.А. Деграф, К.Г. Арутюнян, В.В. Кацигін, Ю.Ф. Новіков [6] і ряд інших дослідників питання взаємодії робочих органів із ґрунтом розглядають з урахуванням швидкостей поширення напружень і деформацій у ґрунті.

Навантаження ґрунту зовнішніми силами може носити статичний або динамічний характер. При статичному навантаженні зовнішні сили, що діють на ґрунт, не залежать від часу або незначним чином змінюються за певний проміжок часу. При динамічному навантаженні сили, які діють на ґрунт, істотно змінюють свою величину за короткі проміжки часу. Величини напружень і деформацій поширюються при цьому з кінцевою швидкістю.

На підставі цих результатів можна зробити висновок, що критична швидкість, при досягненні якої робочий орган буде працювати в динамічному навантаженні залежить від стану ґрунту по вологості та щільності. Так, за даними О. М. Гудкова сухий безструктурний ґрунт руйнується при досягненні швидкості 1,08 м/с, а ґрунт середньої щільності – при 0,87 м/с.

Отримані значення критичної швидкості є найменшими, при яких напруги можуть вийти за межу пружності, тому що не врахована та обставина, що зі збільшенням швидкості навантаження міцність ґрунту зростає. А.К. Костріцин, В.І. Виноградов, Г.А. Семенов [7] установили, що зі збільшенням швидкості деформації ґрунту зростає його опір розтягу.

У вузькому діапазоні варіювання швидкості залежність між тимчасовим опором ґрунту відриву і швидкістю деформації може бути описана лінійним рівнянням [7]

$$\sigma = \sigma_0 (1 + K_p V) ,$$

де  $K_p = 0,25$  – коефіцієнт, що враховує релаксаційні властивості ґрунту;

$V$  – швидкість деформації ґрунту;

$\sigma_0$  – тимчасовий опір ґрунту відриву при тривалості руйнівних напружень за 1 с.

Тому напружений стан у ґрунті залежить не тільки від величини деформації, але і від швидкості, з якою розвивається процес деформації. З цього можна зробити висновок, що ударне прикладення навантажень на ґрунт викликає більш високі напруження. При цьому межі його міцності при руйнування підвищуються.

З такою задачею можуть справитися пружні робочі органи, які завдяки демпферним властивостям стійок не доводять контактну взаємодію робочого органу з ґрунтом до ударного навантаження.

Відповідно до рівняння Кулона-Мора, опір зсуву по визначеній поверхні руйнування лінійно залежить від нормального напруження ґрунту:

$$|\tau_{np}| = C_0 + \sigma_n \operatorname{tg} \varphi ,$$

де  $\tau_{np}$  – граничне дотичне напруження;

$\sigma_n$  – граничне нормальне напруження;

$C_0$  – зчеплення ґрунту;

$\varphi$  – кут внутрішнього тертя ґрунту.

Однак використання методу Кулона для визначення граничної рівноваги

дає великі погрішності. Більш точні результати дозволяє одержати метод, розроблений В.В. Соколовським, що полягає в наступному [8].

Умову граничного опору, що передусє руйнуванню ґрунту, можна записати у наступному вигляді:

$$\max \{ |\tau| - (C_0 + \sigma_n \operatorname{tg} \varphi) \} = 0$$

Напруження в точках області граничної рівноваги визначається системою трьох рівнянь [8]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} &= \rho, \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} - \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} &= 0, \\ \frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}{(\sigma_x + \sigma_y + 2C_0 \operatorname{ctg} \varphi)^2} &= \sin^2 \varphi \end{aligned} \right\}$$

Система цих рівнянь характеризує граничний стан і обрис лінії ковзання.

Нормальне напруження до поверхні ковзання, за умови, що дана поверхня поширюється під кутом  $\psi$  до дна борозни і для  $0 \leq \varphi \leq \frac{\pi}{2}$

$\left( \psi = 45^\circ - \frac{\varphi}{2} \right)$  [4], можна визначити з виразу:

$$\sigma_n = \frac{\cos^2 \varphi}{1 - \sin \varphi} e^{\left( \frac{3}{2}\pi - 2\psi + \varphi \right) \operatorname{tg} \varphi} \left( \frac{\rho h}{2} + C_0 \operatorname{ctg} \varphi \right) \quad (2)$$

При цьому розподіл напружень по довжині лінії ковзання буде мати вид, показаний на рис. [8].

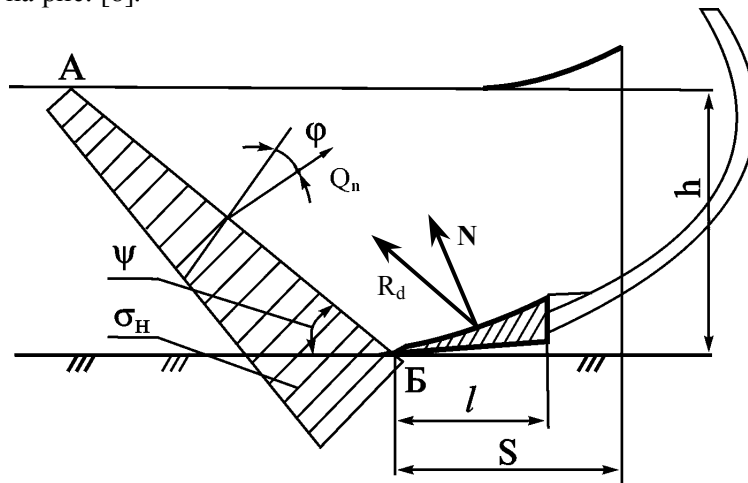


Рис. Схема взаємодії робочого органа із ґрунтом

Зусилля граничної рівноваги визначається з виразу [3]:

$$Q_{np} = \sigma_n \cdot F_{zc} / \cos \varphi, \quad (3)$$

При цьому  $F_{zc}$  – площа зсуву, може бути визначена як

$$F_{zc} = \frac{k_0 \cdot \pi \cdot h^2}{2 \sin \psi \cdot tg \psi} + \frac{h \cdot b}{\sin \psi} = \frac{h(k_0 \cdot \pi \cdot h + 2 \cdot b \cdot tg \psi)}{2 \sin \psi \cdot tg \psi}, \quad (4)$$

де  $k_0$  – коефіцієнт,  $k_0=0,25\dots0,50$  [1];

$h$  – глибина обробітку ґрунту;

$b$  – ширина захвату розпушуючої лапи.

Підставимо (3) і (4) у (2), приймаючи  $\psi = 45^\circ - \varphi/2$  одержимо

$$Q_{np} = \frac{\cos \varphi e^{2(45^\circ + \varphi)tg \varphi} \cdot h \cdot \left( \frac{\rho h}{2} + C_0 \cdot ctg \varphi \right) (k_0 \cdot \pi \cdot h + 2b \cdot tg \psi)}{2(1 - \sin \varphi) \cdot \sin \psi \cdot tg \psi}. \quad (5)$$

Очевидно, що відділення елемента ґрунту відбудеться за умови

$$Q_{np} = R_{dx \max} + \Sigma R_x = P_{np},$$

де  $\Sigma R_x$  – сума всіх сил тертя, що діють на робочий орган.

При цьому робочий орган пройде в ґрунті шлях  $S$ , який має назву граничний шлях зминання ґрунту.

На підставі існування лінійної залежності між напругою і деформацією ґрунту до меж руйнування можна прийняти, що зміна інтенсивності тиску робочої грані лапи на ґрунт пропорційна зміні обсягу зім'ятого ґрунту. Найбільше можливе ущільнення ґрунту і, відповідно, нормальний тиск на робочій поверхні, визначає момент відділення елемента ґрунту:

$$P_{np} = (q + c_0 \cdot V_p) \cdot W / \cos \mu,$$

де  $q$  – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту;

$c_0$  – коефіцієнт пропорційності, що характеризує зміни коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту в залежності від швидкості деформації;

$V_p$  – швидкість робочого органа;

$\mu$  – кут зовнішнього тертя;

$W$  – об'єм зім'ятого ґрунту.

З рисунка 1 маємо:

$$W = b \cdot \ell \cdot tg \alpha \cdot (S - \ell/2),$$

де  $\alpha$  – кут кришення лапи;  $\ell$  – довжина робочої частини розпушуючої лапи.

Отже,

$$P_{np} = (q + c_0 \cdot V_p) \cdot b \cdot \ell \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot (S - \ell/2) / \cos \mu ,$$

Прирівнявши  $Q_{np} = P_{np}$  визначимо S:

$$S = \frac{\cos \varphi e^{2(45^\circ + \varphi) \operatorname{tg} \varphi} \cdot h \cdot \left( \frac{\rho h}{2} + C_0 \cdot \operatorname{ctg} \varphi \right) (k_0 \cdot \pi \cdot h + 2b \cdot \operatorname{tg} \psi) \cdot \cos \mu}{2 \cdot b \cdot \ell \cdot (q + c_0 \cdot V_p) \cdot (1 - \sin \varphi) \cdot \sin \psi \cdot \operatorname{tg} \psi \cdot \operatorname{tg} \alpha} + \ell/2 ;$$

Або

$$S = \frac{A \cdot h \cdot \left( \frac{\rho h}{2} + C_0 \cdot \operatorname{ctg} \varphi \right) (k_0 \cdot \pi \cdot h + 2b \cdot \operatorname{tg} \psi) \cdot \cos \mu}{b \cdot \ell \cdot (q + c_0 \cdot V_p) \cdot (1 - \sin \varphi) \cdot \operatorname{tg} \alpha} + \ell/2 , \quad (6)$$

де  $A = \frac{\cos(\varphi) \cdot e^{2(45^\circ + \varphi) \operatorname{tg}(\varphi)}}{2 \cdot (1 - \sin \varphi) \cdot \sin\left(45 - \frac{\varphi}{2}\right) \cdot \operatorname{tg}\left(45 - \frac{\varphi}{2}\right)}$  – є функцією кута

внутрішнього тертя ( $\psi \approx 45^\circ - \varphi/2$ ).

### **Висновки**

Аналізуючи отримані залежності і порівнюючи їх з відповідними характеристиками пружних робочих органів, можна зробити висновок про доцільність використання запропонованого теоретичного підходу до визначення показників роботи пружних стійок в заданих ґрунтових умовах.

### **Література**

1. Шевченко И.А. Постановка задачи о механических колебаниях рабочих органов на упругих стойках / И.А. Шевченко // Раці ТДАТА. – Мелітополь : ТДАТА, 1998. – Вип. 1. – Т. 5. – С.108-112.
2. Kushnarev A. Ways of improvement of stability of tillage tools with spring shanks moving in depth / A. Kushnarev, I. Shevchenko // ASAE (94-D-027), EurAgEng “Power, Machinery and mechanization” – Belgium : CIGR, 1994. – V.2. – PP. 495-499.
3. Бурченко П.Н. Механико-технологическое обоснование параметров почвообрабатывающих машин нового поколения для работы в оптимальном диапазоне скоростей: Дис... докт. техн. наук: 05.20.01. – М., 1987. – 409 с.
4. Кушнарєв А.С. Механико-технологические основы обработки почвы / А.С. Кушнарєв, В.И. Кочев. – К. : Урожай, 1989. – 144 с.
5. Тимошенко С.П. Колебания в инженерном деле / С.П. Тимошенко, Д.Х. Янг, У. Уивер. – М. : Машиностроение, 1985. – 472 с.
6. Гудков А.Н. Теоретические положения к выбору новой системы машин для обработки почвы / Гудков А.Н. // Земледельческая механика. – М. : Машиностроение, 1969. – 168 с.
7. Виноградов В.И. Сопротивление почвы смятию в зависимости от скорости деформации / В.И. Виноградов // Механизация сельскохозяйственного производства : Сб. науч. тр. / ЧИМЭСХ. – Челябинск, 1985. – Вып. 43. – 4.2. –

С. 11-17.

8. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды / Соколовский В.В. – М. : Гостехиздат, 1954. – 243 с.

## **ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ УПРУГИХ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩИХ МАШИН С ПОЧВЕННОЙ СРЕДОЙ**

**И.А. Шевченко, Ир.А. Шевченко**

Рассмотрено взаимодействие упругих рабочих органов с почвенной средой в зависимости от технологических задач. На основе предложенного подхода уже на стадии проектирования S-образных рабочих органов, можно делать вывод о возможности выполнения конкретных технологических задач. При имеющемся установленном количестве рабочих органов-анализаторов эмпирическим путем разработана модель взаимодействия S-образных рабочих органов с почвой на базе обоснованной методики построения их амплитудно-частотных характеристик для заданных режимов работы. Рассмотрено взаимодействие упругих рабочих органов с почвенной средой в зависимости от реальных технологических задач.

**Ключевые слова:** поверхностная обработка почвы, упругий S-образный рабочий орган, амплитудно-частотная характеристика.

## **THE ELASTIC INTERACTION OF THE WORKING BODIES OF TILLAGE MACHINES WITH THE SOIL ENVIRONMENT**

**I. Shevchenko, Ir. Shevchenko**

The main problem with elastic working organs – the stability of the process of the working bodies in depth (especially if you have arched feet). The solution of the problem requires analysis in the formulation of the problem of forced vibrations of a nonlinear system under the influence of quasiperiodic force. It should be noted the features of the interaction of the working body on an elastic suspension with the soil, in particular the presence of the variable geometry of the working body and the influence of the periodicity of the shear of the soil by the elastic stands. The main problem with elastic working organs – the stability of the progress of the working bodies in depth (especially if you have arched feet). The solution of the problem requires analysis in the formulation of the problem of forced vibrations of a nonlinear system under the influence of quasiperiodic force. It should be noted the features of the interaction of the working body on an elastic suspension with the soil, in particular the presence of the variable geometry of the working body and the influence of the periodicity of the shear of the soil by the elastic stands.

The aim of this work is to develop the theoretical foundations of approaches to develop resilient working bodies.

Research methods: mechanics and technology justification of parameters and modes of operation of working bodies of tillers was carried out by modeling with the use of a PC based on the provisions of theoretical mechanics, agricultural mechanics, and soil mechanics.

Considers the interaction of elastic working organs of soil environment depending on the technological tasks. Based on this approach already in the design stage of S-shaped working bodies, it is possible to

conclude that the possibility of performance of specific technological tasks. Having a certain number of racks or modeling their structure by composing elements with different geometry and stiffness is possible by the above-mentioned methods to build their amplitude-frequency characteristics and to define the planned range for the given technological regimes.

The obtained mechanical and mathematical dependencies, describing the interaction of the elastic working body with soil, and proved the algorithm for constructing the amplitude-frequency characteristics of elastic racks, which leads to her job within acceptable agronomic and energy requirements deviation of the depth of the movement from the target over the entire operating range, while maintaining the vibrational properties of the rack. It is established that the application of this methodological approach in the design of S-shaped working bodies allows assessing their compliance with the requirements of the consummation of the process of loosening.

Analyzing dependences and comparing them with the corresponding characteristics of the elastic working organs, we can conclude on the feasibility of using the proposed theoretical approach to determine the performance of elastic struts in given soil conditions.

**Key words:** surface treatment of the soil, elastic S-shaped actuator, amplitude-frequency characteristic.

*Рецензент: А.І. Панченко, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Мобільні енергетичні засоби» ТДАТУ.*