

УДК 631.313.022.2

DOI: <https://doi.org/10.32515/2414-3820.2024.54.142-152>

**О. В. Козаченко**, проф., д-р техн. наук, **О.М. Волковський**, асп., **С.О. Дьяконов**, канд. техн.наук

*Державний біотехнологічний університет, м. Харків, Україна*

*e-mail: o.v.kozachenko21@gmail.com*

## Методика чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості

Наведено фізико-математичний апарат оцінки пікової реакції системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження для проведення чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation, що дозволяє на стадії проектування дискових робочих органів на пружних стояках робити висновок про можливість виконання ними заданих технологічних задач.

**дискатор, ґрунт, пружний стояк, регулятор жорсткості, напруженість**

**Постановка проблеми.** Забезпечення заданої якості поверхневого обробітку ґрунту у сучасних технологіях вирощування сільськогосподарських культур передбачає широке застосування засобів механізації з дисковими робочими органами із застосуванням пружних стояків кріплення до рами зняряддя [1, 2, 3]. Такий технічний підхід зумовлює, у порівнянні з жорсткими стояками, утворення коливного руху робочих органів внаслідок нерівномірності опору ґрунтового середовища, кращої пристосованості до рельєфу поля, зменшення енергетичних витрат, підвищення ефективності технологічного процесу [4]. При цьому, як показує практика, застосування ґрунтообробних знярядь з дисковими робочими органами на пружних стояках [5, 6, 7], досягнення позитивного ефекту є можливим в певних умовах ґрунту, швидкісного режиму та глибини обробітку, але завдання забезпечення якісних показників та енергоємності технологічного процесу на сьогодні вивчені недостатньо. Тому дослідження, спрямовані на вдосконалення якісних та енергетичних характеристик технологічних процесів поверхневого обробітку ґрунту застосуванням дискових робочих органів на пружних стояках, слід вважати актуальними.

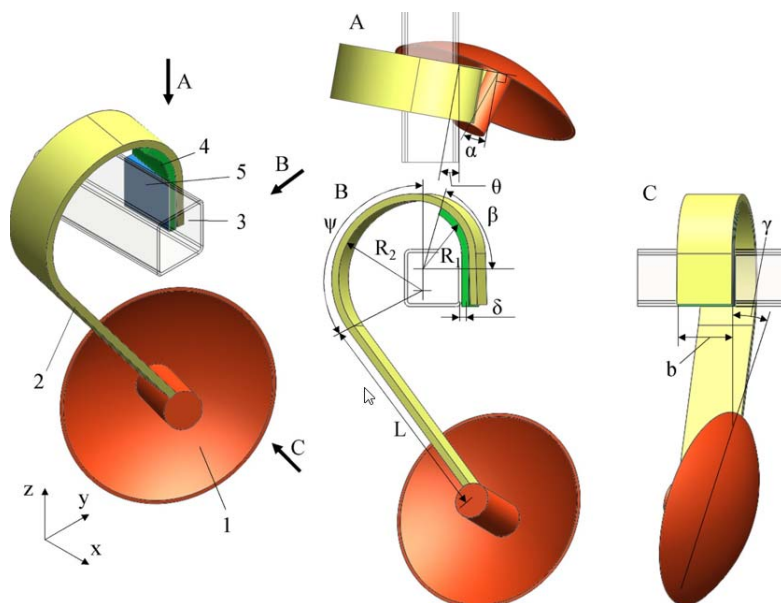
**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Відомі наукові дослідження у напрямку вивчення процесів функціонування дискових робочих органів ґрунтообробних знярядь та обґрунтування оптимальних конструктивно-режимних параметрів характеризуються унікальним авторським підходом до розв'язання науково-технічного завдання, пов'язаного зі зміною напружено-деформованого стану пружного стояка дискового робочого органа при його взаємодії із ґрунтовим середовищем. На сьогодні існує достатньо велика кількість конструкцій пружних стояків дискових робочих органів і відповідних їх теоретичних і експериментальних досліджень [8, 9, 10, 11]. Механіко-математичні моделі взаємодії дискового робочого органа на пружному стояку одержані в роботі [8]. Автором створено алгоритм побудови амплітудно-частотної характеристики пружного стояка дискового ґрунтообробного зняряддя, що

враховує функціональне регуювання в межах припустимого відхилення від заданої глибини на усьому робочому діапазоні, за умови збереження коливальних властивостей пружного стояка. Одержані автором результати дослідження носять дещо обмежений характер щодо застосування, їх рекомендовано лише для S-подібних пружних стояків дискових ґрунтообробних знарядь. В роботі [9] одержані теоретичні залежності для визначення відхилень пружних стояків дискових знарядь різних конфігурацій. Вирази отримані за допомогою методу Мора, визначальним конструктивним параметром обрано коефіцієнт жорсткості у вертикальній площині. При цьому дані дослідження базуються на вирішенні плоскої задачі, що значно обмежує можливості використання одержаних математичних моделей. В наукових працях [10, 11] авторами обґрунтовано форму пружного стояка дискового ґрунтообробного знаряддя у вигляді спіралі Архімеда і визначено вирази для коефіцієнтів жорсткості, довжини та кута відхилення у еквівалентній фізико-математичній моделі пружного стояка із врахуванням параметрів геометричної форми. Однак, основним недоліком цього дослідження є неможливість регулювати геометричні параметри стояка під час налаштування для різних типів ґрунтів і дискових робочих органів. В роботі [11] отримані залежності зміни проекції сили опору ґрунтового середовища  $F_x$ ,  $F_y$ ,  $F_z$  на осі  $Ox$ ,  $Oy$ ,  $Oz$  дискового робочого органа від кутів атаки  $\alpha$  і нахилу  $\gamma$  робочого органа в діапазоні від  $0^\circ$  ( $0$  рад) до  $30^\circ$  ( $\pi/6$  рад), швидкості його переміщення  $V$  (1–4 м/с) та глибини обробітку ґрунту  $h$  (0,03–0,12 м).

Аналіз останніх досліджень за обраним напрямком вказує на те, що головною проблемою пружних робочих органів є їхня стійкість за глибиною. Розв'язання цієї проблеми передбачає аналіз вимушених коливань нелінійної системи під впливом квазіперіодичної сили. При цьому важливо враховувати особливості взаємодії робочого органа на пружному стояку з ґрунтовым середовищем, зокрема, змінну геометрію робочого органа та вплив періодичності сколювання ґрунту при використанні пружних стояків. Перспективним напрямком у вирішенні проблеми є використання чисельного моделювання процесу взаємодії дискових робочих органів на пружних стояках із ґрунтовым середовищем [12, 13, 14]. Це зумовлює використання цього методу при подальших наукових дослідженнях, базуючись на відповідних джерелах [15, 16, 17].

**Постановка завдання.** Чисельне моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискового ґрунтообробного знаряддя з регулятором жорсткості та обґрунтування раціональних діапазонів конструктивних параметрів.

**Виклад основного матеріалу.** Запропонована конструкція дискатора [18] складається з рами 3 (рис. 1), на якій за допомогою окремих пружних стояків 2 складної просторової форми забезпечено встановлення сферичного диска 1 зі ступицею з одним кутом атаки  $\alpha$  та кутом нахилу  $\gamma$  у вертикально-повздовжній площині. Пружні стояки 2 в місці кріплення до рами 3 за допомогою болтів обладнані регулювальними пластинами жорсткості 4 аналогічної кривизни з можливістю їх сумісного кріплення. Причому, на пластинах виконано декілька рядів отворів, що забезпечує регулювання довжини робочої їх частини, яка працює разом зі стояком 2 і тим самим змінює його жорсткість. Для забезпечення кута повороту стояка відносно вертикальної осі додатково встановлені клиноподібні вставки 4. Під час роботи такого дискатора кожний сферичний диск 1 підрізає криволінійну скибу ґрунту, величина якої залежить від встановленої глибини обробітку та кута атаки  $\alpha$ . За рахунок нахилу диска 1 у вертикально-повздовжній площині підрізана скиба ґрунту, переміщуючись по внутрішній поверхні сферичного диска 1, розпушується і частково перевертається.



1 – диск; 2 – пружний стоек; 3 – рама; 4 – регулювальна пластина жорсткості; 5 – клиноподібна вставка;  
 $\alpha$  – кут атаки диска;  $\beta$  – кут встановлення регулювальної пластини жорсткості;  $\gamma$  – кут укоса диска;  
 $\theta$  – кут клиноподібної вставки;  $\psi$  – кут другого згину стоек;  $R_1, R_2, L, \delta, b$  – геометричні розміри стоек  
 Рисунок 1 – Запропонована конструкція дискатора із регулятором жорсткості

Джерело: розроблено авторами

Згідно до постановки задачі теоретичних досліджень, яка наведена на рис. 2, приймаємо, що на сферичний диск діють проєкції сили опору ґрунтового середовища  $F_x, F_y, F_z$  та вага навантаження з боку рами ґрунтообробного знаряддя –  $F_p = 500$  Н.

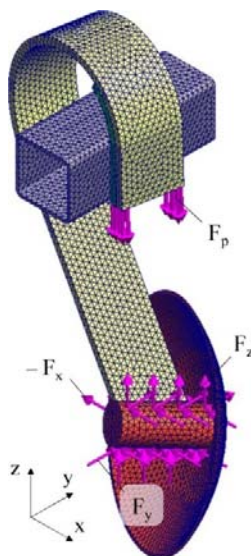


Рисунок 2 – Постановка задачі теоретичних досліджень

Джерело: розроблено авторами

Для оцінки процесу взаємодії сферичних дисків на пружному стоек із ґрунтовим середовищем проведемо гармонійний аналіз, який оцінює пікову реакцію системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження. При цьому на кожному кроці рішення всі прикладені навантаження і базові збудження мають однакову частоту, величини визначаються відповідними частотними кривими. Далі припустимо, що вектор гармонійної вузлової сили  $\{P\}$  визначається за формулою

$$P_k = F_k \cos(\omega t + \gamma_k), \quad (1)$$

де  $P_k$  – величина сили в напрямку  $k$  ступеня вільності, Н;  
 $\omega$  – частота збудження,  $c^{-1}$ ;  $\gamma_k$  – фазовий кут сили;  
 $t$  – час, с.

[19] Для лінійних систем рівняння руху системи розв'язуються в  $n$  модальних рівнянь

$$\ddot{x}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{x}_n + \omega_n^2 x_n = \{\Phi\}_n^T \{P\}, \quad (2)$$

де  $x_n$  – узагальнене переміщення точки системи, м;  
 $\omega_n$  – частота коливання точки системи,  $c^{-1}$ ;  
 $\xi_n$  – коефіцієнт демпфування;  
 $\Phi$  – модальна функція.

Шляхом підстановки вектора сили  $\{P\}$  в рівняння (2) отримуємо наступне

$$\text{Real}[\ddot{x}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{x}_n + \omega_n^2 x_n] = \text{Real}[(A_n + iB_n)e^{i\omega t}], \quad (3)$$

де

$$A_n = \sum_{k=1}^{neq} \phi_{kn} F_k \cos \gamma_k, \quad (4)$$

$$B_n = \sum_{k=1}^{neq} \phi_{kn} F_k \sin \gamma_k. \quad (5)$$

При цьому стаціонарний розв'язок рівняння (3) має такий вигляд

$$\text{Real}[x_n] = \text{Real}\left[\frac{(A_n + iB_n e^{i\omega t})}{(\omega_n^2 - \omega^2) + 2i\xi_n \omega \omega_n}\right]. \quad (6)$$

Відмічаємо, що дійсна частина рівняння (6) дорівнює

$$x_n = C_n \cos \omega t + S_n \sin \omega t, \quad (7)$$

де

$$C_n = \left| \frac{A_n |1 - (\omega / \omega_n)^2| + B_n |2\xi_n (\omega / \omega_n)|}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_n \omega \omega_n)^2} \right|, \quad (8)$$

$$S_n = \left| \frac{A_n |2\xi_n (\omega / \omega_n)| - B_n |1 - (\omega / \omega_n)^2|}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_n \omega \omega_n)^2} \right|, \quad (9)$$

Вектор переміщення  $u$  задається наступною формулою

$$\{u\} = [\Phi][C_n] \cos(\omega t) + [\Phi][S_n] \sin(\omega t) = [u_c] \cos(\omega t) + [u_s] \sin(\omega t). \quad (10)$$

При цьому величина зміщення  $u_k$  і відповідний фазовий кут  $\theta_k$  для  $k$ -го ступеня свободи дорівнюють

$$u_k = (u_{c,k}^2 + u_{s,k}^2)^{1/2}, \quad (11)$$

$$\theta_k = \tan^{-1} \left( \frac{u_{s,k}}{u_{c,k}} \right). \quad (12)$$

Слід зазначити, що реакції швидкості та прискорення є похідними від рівняння (10), їх амплітуди становлять

$$\dot{u}_k = \omega u_k, \quad (13)$$

$$\ddot{u}_k = \omega^2 u_k. \quad (14)$$

Фазові кути швидкостей і прискорень становлять, відповідно,  $90^\circ$  і  $180^\circ$  по відношенню до фазових кутів переміщення.

Враховуючи те, що пружний стояк із дисковим робочим органом ґрунтообробного знаряддя є механічною системою і є складною для аналітичного рішення, скористаємось чисельним моделюванням в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation в режимі лінійної динаміки випадкового коливання. При цьому отримана система рівнянь (2)–(14) може бути розв’язана за допомогою покрокового методу інтегрування Вільсона-Гета [20].

Для початку створимо сітку (рис. 2) із наступними параметрами: розмір елемента – 1,9–21,2 мм, співвідношення збільшення розміру елемента – 1,4. В якості матеріалу пружного стояка і регулятора жорсткості обрано сталь 60С2А ГОСТ 4543-71 (Модуль пружності –  $2,12 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>; коефіцієнт Пуассона – 0,29; модуль зсуву –  $8,2 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>; щільність – 7680 кг/м<sup>3</sup>; межа міцності при розтягуванні –  $1,27 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>; межа текучості –  $1,09 \cdot 10^9$  Н/м<sup>2</sup>); для інших частин систем обрано AISI 1035 (Модуль пружності –  $2,04 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup>; коефіцієнт Пуассона – 0,29; модуль зсуву –  $7,99 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup>; щільність – 7850 кг/м<sup>3</sup>; межа міцності при розтягуванні –  $5,85 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>; межа текучості –  $2,82 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup>). Параметрами вирішувача SOLID WORKS Simulation: час симуляції – 10 с, кількість частот – 15, метод часової інтеграції – Newmark.

З метою візуалізації одержаних результатів теоретичних досліджень, згідно обраної методики, приймаємо наступні геометричні параметри дискового робочого органа ґрунтообробного знаряддя на пружному стояку:  $R_1 = 80$  мм;  $R_2 = 150$  мм;  $L = 400$  мм,  $\delta = 10$  мм,  $b = 90$  мм. Кути атаки диска  $\alpha = 15^\circ$ , укоса диска  $\gamma = 15^\circ$ , регулювальної пластина жорсткості  $\beta = 60^\circ$ , клиноподібної вставки  $\theta = -10^\circ$ , другого згину стояка  $\psi = 140^\circ$ , швидкість переміщення  $V = 2$  м/с та глибина обробітку ґрунту  $h = 0,05$  м.

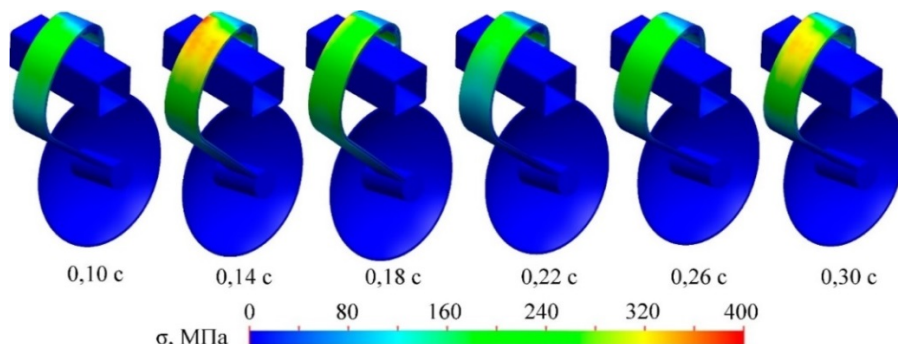


Рисунок 3 – Зміна розподілу напруженості пружного стояка з часом

Джерело: розроблено авторами

За результатами проведеного чисельного моделювання одержали візуалізацію зміни розподілу напруженості пружного стояка з часом, що представлено на рисунку 3. Проведенням аналізу цього розподілу, визначено динаміку зміни максимальної напруженості (рис. 4), яка знаходиться на вигині пружного стояка  $R_2$  і додатково напруження на вигині регулятора жорсткості  $R_1$ . Аналіз отриманих результатів розрахунків показує, що напруженість змінюється за законом затухаючого коливання із визначеною власною частотою.

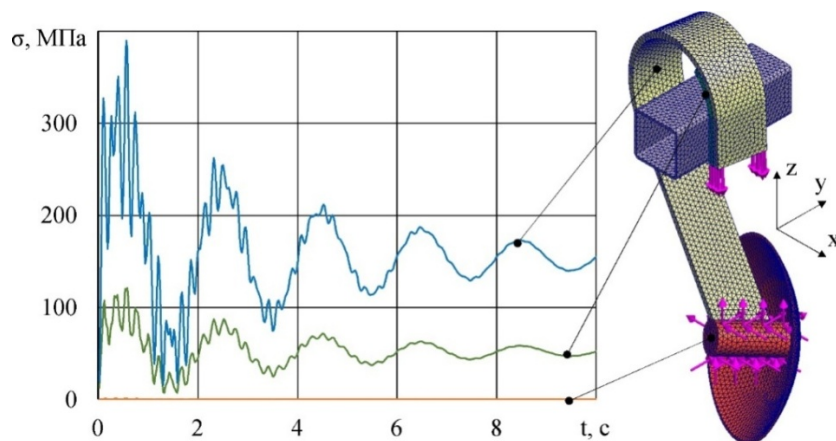


Рисунок 4 – Динаміка зміни максимальної напруженості в вигинах пружного стояка  
Джерело: розроблено авторами

Маючи за мету більш повне розуміння напружено-деформованого стану пружного стояка з робочим органом ґрунтообробного знаряддя, доцільно розглянути безпосередні коливання стояка у просторі. Наведена на рис. 5 така візуалізація наочно демонструє зміну абсолютної деформації пружного стояка з часом, коли скалярні сцени накладені одна на одну із обраним часовим інтервалом 0,04 с. З представленої сцени видно, що відбуваються коливання не тільки самого стояка, а й частини рами в місці кріплення робочого органа знаряддя, що доцільно враховувати при вивченні означеного процесу. Динаміка зміни максимального значення деформацій пружного стояка в точці кріплення диска і частини рами ґрунтообробного знаряддя наведені на рис. 6.

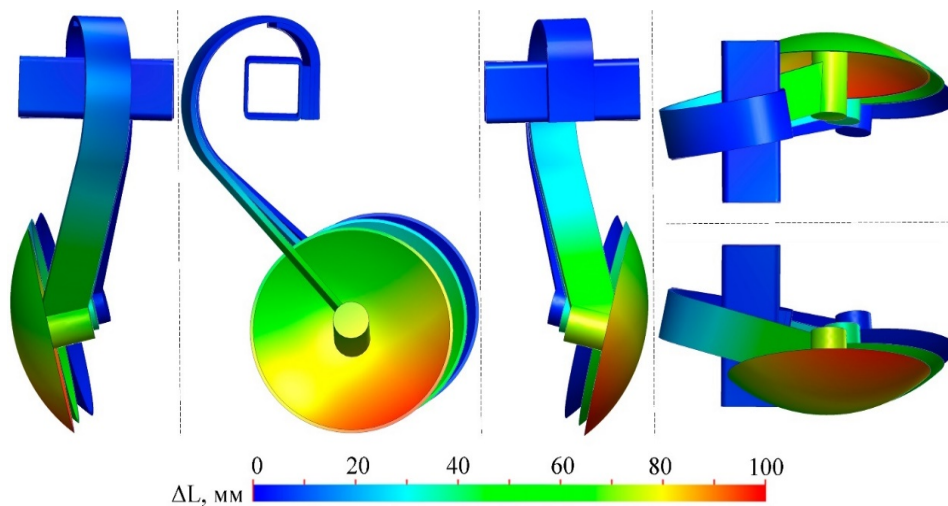


Рисунок 5 – Зміна абсолютної деформації стояка з часом в різних проекціях  
Джерело: розроблено авторами

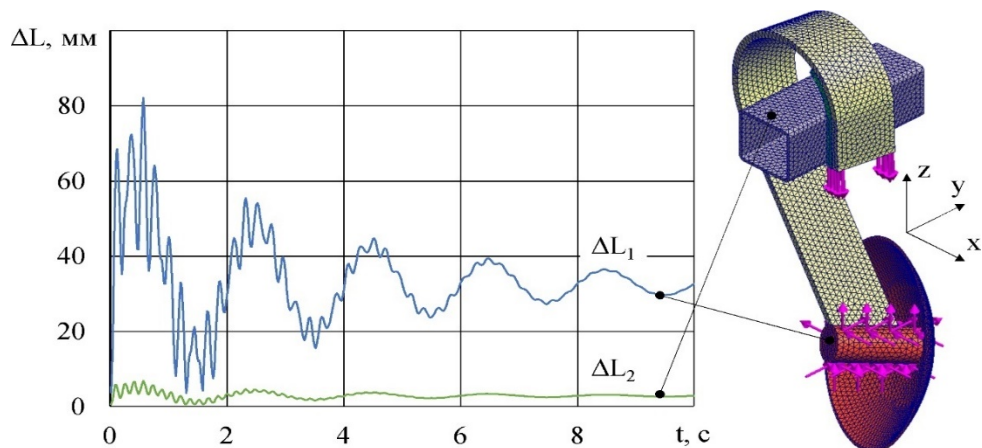


Рисунок 6 – Динаміка зміни абсолютної деформації пружного стояка

Джерело: розроблено авторами

Одержані результати дослідження напружено-деформованого стану пружного стояка з регулятором жорсткості дозволяють зробити висновок про те, що маючи визначену кількість пружних стояків або моделюючи їх конструкцію за рахунок набірних елементів із різними геометричними характеристиками і жорсткістю, можна за вищевикладеною методикою побудувати їх амплітудно-частотні характеристики і за ними визначити планований діапазон роботи для заданих технологічних режимів. Приклад такої амплітудно-частотної характеристики наведено на рис. 7 для трьох напрямків декартової системи координат. Амплітуда тут зведена до відносних значень для можливості подальшого порівняння.

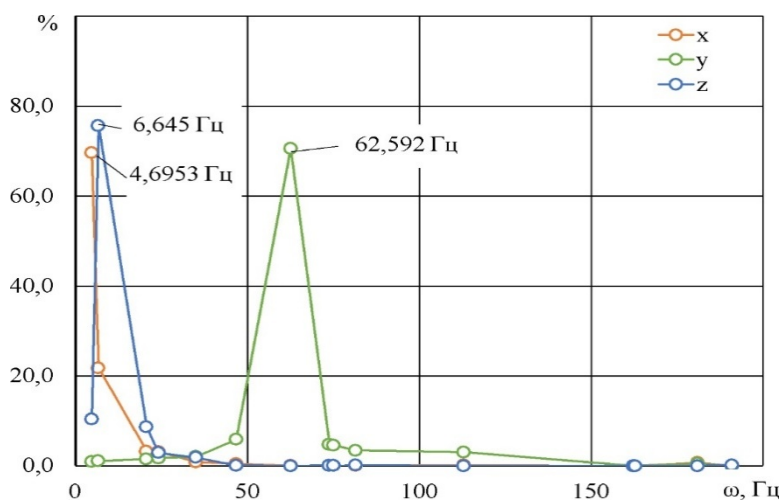


Рисунок 7 – Амплітудно-частотна характеристика коливання стояка

Джерело: розроблено авторами

Аналіз одержаних результатів показує, що для кожного напрямку спостерігається максимальне значення амплітуди. Так для напрямку  $Ox$  відповідає перший режим із частотою 4,6953 Гц, для напрямку  $Oy$  відповідає другий режим (6,645 Гц), а для напрямку  $Oz$  відповідає третій режим (62,592 Гц). Змінюючи конструктивні параметри стояка дискатора для всіх напрямків, режими і частоти зберігаються в межах статистичної похибки.

Виконаний теоретичний аналіз коливання пружного стояка дискового ґрунтообробного знаряддя дозволяє зупинитися на наступних критеріях оцінки:

– значення максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска  $\Delta L_1$  і частини рами знаряддя  $\Delta L_2$ .

– значення максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості  $\sigma_{R2}$ ,  $\sigma_{R1}$ ;

– частоти власних коливань стояка в трьох напрямках  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$ ;

Чисельне моделювання будемо проводити в три етапи:

– перший етап із конструктивними параметрами:  $R_1$  (60–140 мм),  $R_2$  (120–200 мм),  $L$  (300–500 мм),  $\psi$  (100–160 °);

– другий етап із конструктивними параметрами:  $b$  (80–130 мм),  $\delta$  (8–16 мм);

– третій етап із конструктивними параметрами:  $\alpha$  (0–30 °),  $\gamma$  (0–30 °),  $\beta$  (0–90 °),  $\theta$  (–10–10 °).

Варіація факторів трирівнева (–1; 0; 1), моделювання проводилось за повнофакторним планом досліджень, обробка результатів досліджень проведена з використанням програмного пакету Wolfram Cloud. За результатами досліджень визначені рівняння другого порядку залежностей критеріїв досліджень від факторів для кожного етапу, загальний вигляд рівнянь має вигляд [15]

$$K_m = a_{00} + \sum_{i=1}^k a_{i0} q_i + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k a_{ij} q_i q_j, \quad (15)$$

де  $K_m$  – критерій досліджень;

$q_1, \dots, q_k$  – фактори досліджень в закодованому вигляді;

$a_{00}, a_{10}, \dots, a_{k0}, a_{11}, \dots, a_{kk}$  – коефіцієнти регресії;

$k$  – кількість факторів;

$i, j$  – порядковий номер.

Для трирівневого кодування факторів використана формула [15]

$$q_i = \frac{2Q_i - (Q_{\max} + Q_{\min})}{Q_{\max} - Q_{\min}}, \quad (16)$$

де  $Q_i$  – фактор досліджень в розкодованому вигляді;  $Q_{\min}$ ,  $Q_{\max}$  – максимальне і мінімальне значення фактора досліджень в розкодованому вигляді.

В Wolfram Cloud [21] рівняння регресії визначалося з використанням функції NonlinearModelFit, а статистична обробка даних, а саме, визначення стандартної похибки, t-критерію Стьюдента і р-рівня значимості, проводилась з використанням процедури Parameter Table. Мінімальне і максимальне значення критерію і відповідних оптимальних факторів визначалися з використанням функцій FindMinimum і FindMaximum, побудова поверхонь відгуків проводилась з використанням функції Plot3D.

На підставі такого методичного підходу вже на стадії проектування дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь на пружних стояках можна робити висновок про можливість виконання ними конкретних технологічних задач щодо поверхневого обробітку ґрунту. Змінюючи конструктивні характеристики пружних стояків знаряддя і проводячи повторні дослідження, можна отримати відповідні залежності у вигляді рівнянь регресії.

**Висновки.** Для проведення чисельного моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation складено відповідний фізико-математичний апарат, який оцінює пікову реакцію системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження.

На підставі розробленого методичного підходу вже на стадії проектування дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь на пружних стояках можна робити висновок про можливість виконання ними конкретних технологічних задач щодо



поверхневого обробітку ґрунту. Змінюючи конструктивні характеристики пружних стояків знаряддя і проводячи повторні дослідження, можна отримати відповідні залежності у вигляді рівнянь регресії.

## Список літератури

1. Теорія стійкого руху дискової борони / В. В. Адамчук та ін. *Механізація та електрифікація сільського господарства* Глеваха : ННЦ «ІМЕСГ». 2021. Вип. 14 (113). С. 10–22.
2. Ґрунтообробні агрегати на основі дискових робочих органів : монографія. / Г. В. Теслюк та ін. Дніпропетровськ : ТОВ «Акцент ПП», 2016. 144 с.
3. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. / В. Ф. Пашенко, М. І.Онишко, І. М.Дорожко, К. В. Седих. *Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Механізація с.-г. виробництва*. 2011. Вип. 107. Т.1. Х. С. 195–198.
4. Гуков Я.С. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігальних засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України : автореф. дис. ... докт. техн. наук 05.20.01. Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства». Глеваха, 1998. 32 с.
5. Седих К. В. Оцінка структурного складу ґрунту після обробітку експериментальним дисковим луцильником. *Механізація та електрифікація сільського господарства: загальнодержавний збірник*. 2017. Вип. 6 (105). С. 44–49.
6. Шевченко І. А. Обґрунтування технологій та технічних засобів для обробітку ґрунтів на базі їх агрофізичних показників: дис. ... докт. техн. наук: 05.05.11. Таврійський державний агротехнологічний університет. Мелітополь, 2003. 403 с.
7. Шевченко І. А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. Київ : Видавничий дім «Вініченко», 2016. 320 с.
8. Лабатюк Ю. М. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів ярусного глибокорозпушувача для зрощуваних ґрунтів : дис. ... канд. техн. наук 05.05.11. Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України. Запоріжжя, 2014. 150 с.
9. Гапоненко О. І. Обґрунтування параметрів пружних стояків дискових ґрунтообробних агрегатів: дис. ... канд. техн. наук за спеціальністю 05.05.11. Державна наукова установа «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого». Дослідницьке, 2016. 228 с.
10. Седих К. В. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками: дис. ... канд. техн. наук 05.05.11. Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Харків, 2021. 248 с.
11. Козаченко О. В., Седих К. В., Волковський О. М. Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. *Інженерія природокористування*. 2020. №2 (16). С. 69–77. DOI: 10.37700/enm.2020.2(16).69-77.
12. Сімсон Е. А., Хавин В. Л., Ягудин Д. С. Оптимізація індивідуальної пружинної стійки дискової борони. *Інженерія природокористування*. 2016. №2 (6). С. 81–84.
13. Алієв Е. Б., Теслюк Г. В. Перспективи чисельного моделювання взаємодії ґрунтообробних робочих органів із ґрунтом у Simcenter STAR-CCM+. *Олійні культури: сьогодні та перспективи : зб. тез Міжнар. наук. інтернет-конференції (21 березня 2023 р.)*. Запоріжжя. ІОК НААН. 2023. С. 120–121.
14. Kobets A., Aliiev E., Tesliuk H., Aliieva O. Simulation of the interaction between the working bodies of tillage machines and the soil in Simcenter STAR-CCM+. *Machinery & Energetics*. 2023. 14 (1), 9–23. DOI: 10.31548/machinery/1.2023.09.
15. Алієв Е. Б. Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва : підручник. Київ : Аграрна наука, 2023. 340 с. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9.
16. Shih R. H. Introduction to Finite Element Analysis Using SOLIDWORKS Simulation. Paperback. 2023. 518 p.
17. Kurowski P. Preview this book Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation. Paperback. 2023. 592 p.
18. Дискатор : пат. 153663 Україна : МПК А01В 23/06 / Козаченко О. В., Бакум М. В., Волковський О. М., Крекот М. М. № u 2023 00183; Заявл. 19.01.2023; Опубл. 09.08.2023, Бюл. № 32.
19. Soroushiani A., Farjoodi J., Bargi, K., Rajabi M., Saeed A., Arghavani M., Sharifpour M. M. Two Versions of the Wilson- $\theta$  Time Integration Method. *Conference: International Conference on Vibration Problems (ICoVP)*At: Prague, Czech Republic. 2011. DOI: 10.13140/2.1.4385.4409

20. Titus J. O. Aminer, N. B. Okelo. Wilson-Theta Algorithm Approach to solution of Dynamic Vibration Equations. *International Journal of Mathematics and Soft Computing*, 2014. №4 (1). 7–15. DOI: 10.26708/IJMISC.2014.1.4.02
21. Wolfram S. (2022). *Metamathematics: Foundations & Physicalization*. Wolfram Media. 456 p.

## References

1. Adamchuk, V. V., Bulhakov, V. M., Nadykto, V. T., Kuvachov, V. P., Ihnat'yev, YE. I., & Ol't ,YU. (2021). Teoriya stiykoho rukhu diskovoyi borony [Theory of steady motion of a disk harrow]. *Mekhanizatsiya ta elektryfikatsiya sil's'koho hospodarstva*, 14 (113), 10–22. [in Ukrainian].
2. Teslyuk, H. V., Volyk, B. A., Sokol, S. P., Kobets, O. M., & Semenyuta, A. M. (2016). *Soil processing units based on disk working tools*. Dnipropetrovsk: TOV «Aktsept PP» [in Ukrainian].
3. Pashchenko, V. F., Onyshko, M. I., Dorozhko, I. M., & Siedykh, K. V. (2011). Determination of qualitative indicators of the operation of an experimental disk lopper. *Visnyk KhNTUSG imeni Petra Vasylenka. Mekhanizatsiya s.-h. vyrobnytstva*. Issue. 107 (part 1), 195–198. [in Ukrainian].
4. Gukov, Y. S. (1998). *Mechanical-technological substantiation of energy-saving means for mechanizing soil cultivation in Ukraine*. Extended abstract of doctor's thesis. Hlevakha [in Ukrainian].
5. Siedykh, K. V. (2017). Evaluation of soil structure after cultivation by an experimental disk lopper. *Mekhanizatsiya ta elektryfikatsiya sil's'koho hospodarstva: Zahal'noderzhavnyy zbirnyk*, Issue 6 (105), 44–49. [in Ukrainian].
6. Shevchenko, I. A. (2003). *Justification of technologies and technical means for soil cultivation based on their agro-physical indicators*. Doctor's thesis. Melitopol' [in Ukrainian].
7. Shevchenko, I. A. (2016). *Management of the agro-physical state of the soil environment*. Kyiv : Vydavnychyy dim «Vinichenko» [in Ukrainian].
8. Labatyuk, YU. M. (n.d.). *Justification of the structural and technological parameters of a tiered deep-ripper for irrigated soils*. Candidate's thesis . Zaporizhzhya. [in Ukrainian].
9. Haponenko, O. I. (2016). Obhruntuvannya parametriv pruzhnykh stoyakiv diskovykh rruntoobrabnykh ahrehativ [Justification of parameters of elastic racks of disk tillage units]: Candidate dissertation in Technical Sciences, 05.05.11. State Research Institute «Ukrainian Scientific Research Institute of Forecasting and Testing of Equipment and Technologies for Agricultural Production named after Leonid Pohoryloho». Doslidnyts'ke. 228 p. [in Ukrainian].
10. Siedykh, K. V. (2021). *Justification of structural and technological parameters of a disc harrow with elastic racks*: Candidate's thesis. Kharkiv [in Ukrainian].
11. Kozachenko, O. V., Siedykh, K. V., & Volkovs'ky, O. M. (2020). Physical and mathematical model of disk-soil interaction. *Inzheneriya pryrodokorystuvannya*, 2 (16), 69–77. [in Ukrainian]. DOI: 10.37700/enm.2020.2(16). S. 69–77.
12. Simson, E. A., Khavin, V. L., & Yahudin, D. S. (2016). Optimization of the individual spring rack of a disk harrow. *Inzheneriya pryrodokorystuvannya*, 2 (6), 81–84. [in Ukrainian].
13. Aliiev, E. B., & Teslyuk, H. V. (2023). Prospects for numerical modeling of the interaction of tillage working bodies with soil in Simcenter STAR-CCM+. *Abstracts of the International Scientific Internet Conference (March 21, 2023). Oliyni kultury: syohodennya ta perspektyvy*. Zaporizhzhya: IOK NAAN. 120–121. [in Ukrainian].
14. Kobets, A., Aliiev, E., Tesliuk, H., & Aliieva, O. (2023). Simulation of the interaction between the working bodies of tillage machines and the soil in Simcenter STAR-CCM+. *Machinery & Energetics*, 14 (1), 9–23. DOI: 10.31548/machinery/1.2023.09.
15. Aliiev, E. B. (2023). *Numerical modeling of agro-industrial production processes* : Textbook. Kyiv : Ahrarna nauka. 340 p. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9. [in Ukrainian].
16. Shih, R. H. (2023). *Introduction to Finite Element Analysis Using SOLIDWORKS Simulation*. Paperback. 518 p. [in English].
17. Kurowski, P. (2023). *Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation*. Paperback. [in English].
18. Kozachenko, O. V., Bakum, M. V., Volkovs'ky, O. M., & Krekot, M. M. (2023). Patent Ukrainy na korysnu model' 153663, MPK A01B 23/06. Dyskator [Disk harrow]. No. u 2023 00183; Zayavl. 19.01.2023. Opubl. 09.08.2023. Byul. No. 32. [in Ukrainian].
19. Soroushian, A., Farjoodi, J., Bargi, K., Rajabi, M., Saaed, A., Arghavani, M., & Sharifpour, M. M. (2011). Two Versions of the Wilson- $\theta$  Time Integration Method. *International Conference on Vibration Problems (ICoVP)*, Prague, Czech Republic. DOI: 10.13140/2.1.4385.4409.

20. Titus, J. O., Aminer, N. B., & Okelo. (2014). Wilson-Theta Algorithm Approach to solution of Dynamic Vibration Equations. *International Journal of Mathematics and Soft Computing*, 4 (1), 7–15. [in English]. DOI: 10.26708/IJMISC.2014.1.4.02.
21. Wolfram, S. (2022). *Metamathematics: Foundations & Physicalization*. Wolfram Media [in English].

**Oleksiy Kozachenko**, Prof., DSc.

**Oleksandr Volkovsky**, post-graduate

**Sergey Dyakonov**, Assoc. Prof., PhD tech. sci.

*State Biotechnology University, Kharkiv, Ukraine*

### **Methodology of Numerical Modeling of the Stress-Strain state of an Elastic Stand with a Stiffness Regulator**

The physical and mathematical apparatus is presented, which evaluates the peak response of the system (an elastic stand with a disc working body) in a steady state to harmonic loads. It is developed for numerical modeling of the stress-strain state of the elastic stand of a disc harrow with a stiffness regulator in the SOLIDWORKS Simulation software package.

To assess the interaction process of spherical discs on the elastic stand with the soil medium, a harmonic analysis of the peak response of the system in a steady state to harmonic loads was performed. At each step of the solution, all applied loads and base excitations have the same frequency, and their magnitudes are determined by the respective frequency curves, resulting in a visualization of the change in stress distribution of the elastic stand over time. By analyzing this distribution, the dynamics of the change in maximum stress were determined, which are found at the bending of the elastic stand ( $R_2$ ), and additionally, the bending stress on the stiffness regulator ( $R_1$ ). The stress changes according to a damped oscillation law with a defined natural frequency. The obtained results of the stress-strain state study of the elastic stand with the stiffness regulator allow the conclusion that, by having a certain number of elastic stands or modeling their design using modular elements with different geometric characteristics and stiffness, it is possible to construct their amplitude-frequency characteristics and, based on these, determine the planned operating range for specified technological modes.

The analysis of the obtained results showed that for each direction, a maximum amplitude value is observed: for the  $O_x$  direction, the first mode corresponds with a frequency of 4.6953 Hz, for the  $O_y$  direction, the second mode corresponds (6.645 Hz), and for the  $O_z$  direction, the third mode corresponds (62.592 Hz). The theoretical analysis of the oscillation of the elastic stand of the disc tillage implement allowed selecting the following evaluation criteria: the value of the maximum absolute deformation of the stand at the disc attachment point  $\Delta L_1$  and the tool frame part  $\Delta L_2$ ; the values of the maximum stresses at the bends of the stand and the stiffness regulator  $\sigma_{R_2}$ ,  $\sigma_{R_1}$ ; the natural frequencies of the stand's oscillations in three directions  $\omega_x$ ,  $\omega_y$ ,  $\omega_z$ . It was established that based on this methodological approach, even at the design stage of disc working bodies of tillage implements on elastic stands, it is possible to conclude the feasibility of performing specific technological tasks for surface soil cultivation. By changing the design characteristics of the tool's elastic stands and conducting repeated studies, it is possible to obtain the corresponding dependencies in the form of regression equations.

**disc harrow, surface soil cultivation, elastic stand, stiffness regulator, stress of the elastic stand, soil, disc attack angle**

*Одержано (Received) 01.11.2024*

*Прорецензовано (Reviewed) 25.11.2024*

*Прийнято до друку (Approved) 02.12.2024*