

**Козаченко О.В.**

д.т.н., професор

Волковський О.М.

аспірант

*Державний
біотехнологічний
університет***Kozachenko O.**Doctor of Technical Sciences,
professor**Volkovskiy O.**

postgraduate student

**State Biotechnological
University****УДК 631.313.022.2****DOI: 10.37128/2306-8744-2024-1-2****МОДЕЛЮВАННЯ НАПРУЖЕНО-
ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ
ПРУЖНОГО СТОЯКА
ДИСКАТОРА З РЕГУЛЯТОРОМ
ЖОРСТКОСТІ**

В роботі виконано фізико-математичне моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка розробленого дискатора, обладнаного регулятором жорсткості. Застосування дискових знарядь з індивідуальним кріпленням робочих органів на пружних стояках забезпечує підвищення якості та зменшення енергоємності процесу обробітку ґрунту. Це зумовлено утворенням коливного руху дисків через нерівномірність опору ґрунту за напрямком руху агрегату. Метою теоретичних досліджень є тривимірне моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості і обґрунтування діапазону його раціональних конструктивних параметрів. Для оцінки процесу взаємодії пружних робочих органів із ґрунтом здійснено гармонійний аналіз з визначенням пікової реакції системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження, коли на кожному кроці рішення всі прикладені навантаження і базові збудження мають однакову частоту, а величини визначаються відповідними частотними кривими, в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation складено відповідний фізико-математичний апарат. На підставі такого підходу вже на стадії проектування дискових робочих органів на пружних стояках можна робити висновок про можливість виконання ними конкретних технологічних задач, коли змінюючи параметри стояків і проводячи повторні дослідження, можна отримати відповідні залежності у вигляді рівнянь регресії. За результатами чисельного моделювання отримано візуалізацію зміни розподілу напруженості стояка з часом, визначено динаміку зміни максимальної напруженості, яка знаходиться на вигині стояка R_2 та регулятора жорсткості R_1 , коли напруженість змінюється за законом затухаючого коливання із визначеною власною частотою. Для забезпечення найкращої умови роботи пружного стояка необхідно забезпечити найбільшу деформацію стояка в місці кріплення диска ΔL_1 і, при цьому, найменше значення деформації рами знаряддя ΔL_2 , вирішенням в програмному пакеті Wolfram Cloud компромісної задачі шляхом максимізації мультиплікативної функції теоретично обґрунтовані раціональні геометричні розміри стояка дискатора та конструктивні параметри його розміщення у просторі.

Ключові слова: дискатор, дисковий робочий орган, пружний стояк, напруженість стояка, ґрунту, кут атаки.



Вступ. Оптимізація якості обробітку ґрунту та зменшення енерговитрат є перспективним напрямком і його розвиток базується на використанні дискових знарядь з індивідуальним кріпленням робочих органів на пружних стояках [1, 2]. Це викликає коливання через нерівномірність опору ґрунту та його руйнування при менших енерговитратах, що дозволяє досягти кращої пристосованості до рельєфу поля та підвищує ефективність обробітку [3].

Слід відмітити, що наукові дослідження [4, 5, 6], які стосуються робочих органів встановлених на пружних стояках, свідчать, що в певних умовах ґрунту, при визначених швидкостях та глибині обробітку, можна досягти позитивного ефекту, але завдання якості та енергоемності процесу в даний час досліджено недостатньо. Отже, дослідження, спрямовані на вдосконалення якісних та енергетичних характеристик технологічних процесів обробітку ґрунту за допомогою дискових робочих органів на пружних стояках, є актуальними.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Серед робіт щодо розв'язання науково-технічного завдання, пов'язаного зі зміною напружено-деформованого стану пружного стояка дискового робочого органу під час його взаємодії із ґрунтовим середовищем, вигідно відрізняється дослідження Шевченка І. А. [5]. Автором запропоновані механіко-математичні моделі, що описують взаємодію пружного робочого органу з ґрунтовим середовищем та розроблено алгоритм для побудови амплітудно-частотної характеристики пружного стояка, яка регулює свою роботу в межах припустимого відхилення глибини від устанавленого значення на всьому робочому діапазоні, за умови збереження коливальних властивостей стояка. Однак дані дослідження є обмеженими і можуть бути використані лише для S-подібних стояків.

В роботі [1] обґрунтовано форму пружного стояка дискатора 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. Недоліком цього дослідження є неможливість регулювати геометричні параметри стояка під час налаштування для різних типів ґрунтів і дискових робочих органів.

Гопоненко О. І. [7] за допомогою методу Мора отримав вирази для визначення відхилень пружних стояків різних конфігурацій, згідно з якими визначальний конструкційний параметр – коефіцієнт жорсткості у вертикальній площині. Однак дані дослідження базуються на вирішенні плоскої задачі, що значно обмежує використання запропонованих моделей.

Цікавими є роботи [8, 9, 10], в яких використано чисельне моделювання процесу взаємодії дискових робочих органів на пружних стояках із ґрунтовим середовищем. Тому в подальших дослідженнях використано саме цей метод, базуючись на відповідних джерелах [11, 12, 13].

Багато дослідників [1, 4, 5, 8] приходять до висновку, що головною проблемою, з якою стикаються пружні робочі органи, є їхня стійкість по глибині. Розв'язання цієї проблеми передбачає аналіз вимушених коливань нелінійної системи під впливом квазіперіодичної сили. При цьому важливо враховувати особливості взаємодії робочого органу на пружному стояку з ґрунтом, зокрема, змінну геометрію робочого органу та вплив періодичності сколювання ґрунту при використанні пружних стояків.

В попередніх дослідженнях [7] отримані залежності зміни проєкції сили опору ґрунтового середовища F_x , F_y , F_z на вісі Ox , Oy , Oz дискового робочого органу (рис. 3) від кутів атаки α і нахилу γ робочого органу в діапазоні від (0 рад) до 30° ($\pi/6$ рад), швидкості його переміщення V (1–4 м/с) та глибини обробітку ґрунту h (0,03–0,12 м):

$$F_x = 5627,99 V (-0,003242 + h^2 + 0,01948 \alpha^2 + \alpha (0,00757 + 0,003452 \gamma) + h (0,39199 + 0,18871 \alpha + 0,03176 \gamma) + 0,0025116 \gamma - 0,0005199 \gamma^2) \times (\cos \alpha + \sin \alpha (0,30769 \cos \gamma + 0,3077 \sin \gamma)), \quad (1)$$

$$F_y = 1731,69 V (-0,003242 + h^2 + 0,01948 \alpha^2 + \alpha (0,00757 + 0,003452 \gamma) + h (0,39199 + 0,18872 \alpha + 0,031764 \gamma) + 0,002512 \gamma - 0,000519 \gamma^2) \times (\cos \alpha + \sin \alpha (3,25 \cos \gamma + \sin \gamma)), \quad (2)$$

$$F_z = 1731,69 V (-0,003242 + h^2 + 0,01948 \alpha^2 + \alpha (0,00757 + 0,003452 \gamma) + h (0,39199 + 0,1887 \alpha + 0,03176 \gamma) + 0,0025116 \gamma - 0,000519 \gamma^2) \times (\cos \alpha + \sin \alpha (\cos \gamma + 3,25 \sin \gamma)). \quad (3)$$

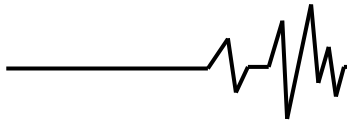
Мета та завдання дослідження.

Провести тривимірне моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості і обґрунтувати діапазони її раціональних конструктивних параметрів.

Виклад основного матеріалу.

Запропонований дискатор [14] включає раму, до якої кріпляться сферичні диски на окремих пружних стояках складної просторової форми, яка забезпечує встановлення диска з одним кутом атаки та кутом нахилу у вертикально-повздожній площині. Пружні стояки в місті кріплення обладнані пружними регульовальними пластинами жорсткості аналогічної кривизни з можливістю їх сумісного кріплення до рами дискатора. Додатково встановлені клиноподібні вставки для забезпечення кута повороту стояка відносно вертикальної вісі (рис. 1).

Постановка задачі теоретичних досліджень наведена на рис. 2. Приймаємо, що на диск діють проєкції сили опору ґрунтового



середовища F_x, F_y, F_z (1)–(3) і вага навантаження з боку рами зняття – $F_p = 500$ Н (рис. 2).

Для оцінки процесу взаємодії пружних робочих органів із ґрунтом проведемо гармонійний аналіз, який оцінює пікову реакцію системи в стаціонарному стані на гармонійні навантаження.

На кожному кроці рішення всі прикладені навантаження і базові збудження мають однакову частоту. Величини визначаються відповідними частотними кривими. Припустимо, що вектор гармонійної вузлової сили $\{P\}$ визначається

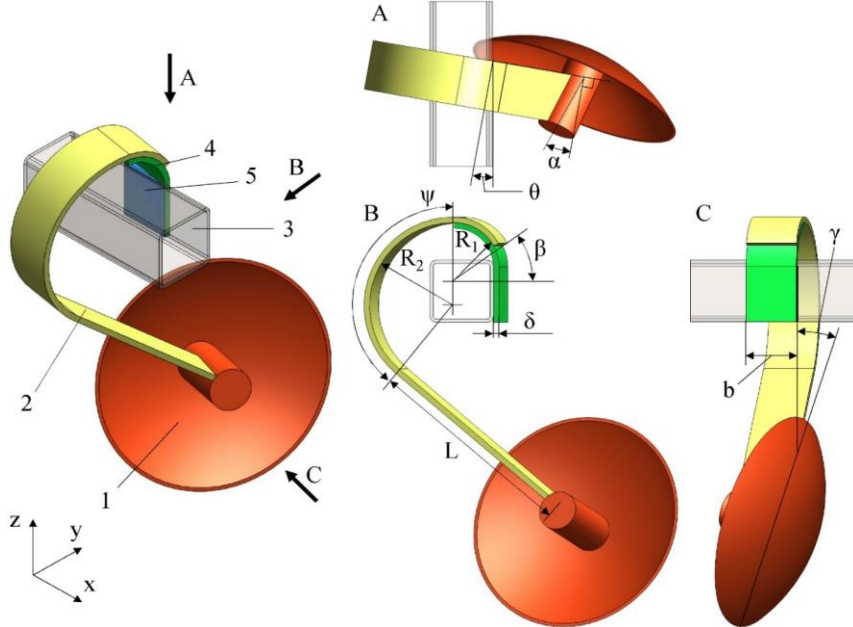
$$P_k = F_k \cos(\omega t + \gamma_k), \quad (4)$$

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

Для лінійних систем рівняння руху системи розв'язуються в n модальних рівнянь [8, 9, 10]:

$$\ddot{x}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{x}_n + \omega_n^2 x_n = \{\phi\}_n^T \{P\}, \quad (5)$$

де x_n – узагальнене переміщення точки системи, м; ω_n – частота коливання точки системи, c^{-1} ; ξ_n – коефіцієнт демпфування; ϕ – модальна функція



1 – диск; 2 – пружний стоек; 3 – рама; 4 – регульовальна пластина жорсткості; 5 – клиноподібна вставка; α – кута атаки диска; β – кут встановлення регульовальної пластини жорсткості; γ – кут укоса диска; θ – кут клиноподібної вставки; ψ – кут другого згину стояка; R_1, R_2, L, δ, b – геометричні розміри стояка

Рис. 1. Запропонований дисковий робочий орган на пружному стояку

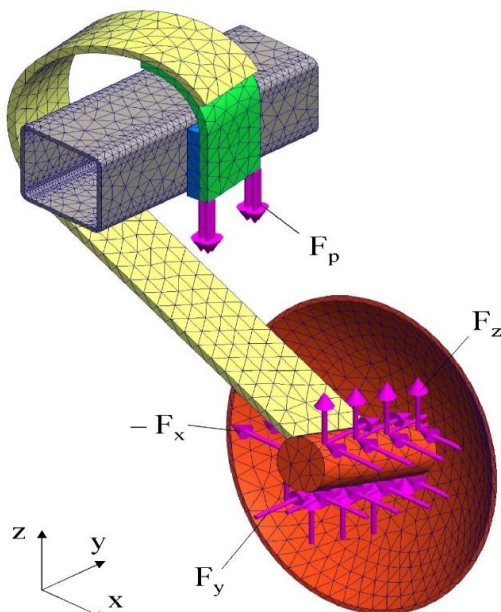


Рис. 2. Постановка задачі теоретичних досліджень

Підстановкою вектору сили $\{P\}$ в рівняння (5) отримуємо:

$$\text{Real} \left| \ddot{x}_n + 2\xi_n \omega_n \dot{x}_n + \omega_n^2 x_n \right| = \text{Real} \left| (A_n + iB_n) e^{i\omega t} \right|, \quad (6)$$

де

$$A_n = \sum_{k=1}^{n_{eq}} \phi_{kn} F_k \cos \gamma_k, \quad (7)$$

$$B_n = \sum_{k=1}^{n_{eq}} \phi_{kn} F_k \sin \gamma_k, \quad (8)$$

Стаціонарний розв'язок рівняння (6) має вигляд:

$$\text{Real} |x_n| = \text{Real} \left| \frac{(A_n + iB_n e^{i\omega t})}{(\omega_n^2 - \omega^2) + 2i\xi_n \omega \omega_n} \right|. \quad (9)$$

Дійсна частина рівняння (9) дорівнює:

$$x_n = C_n \cos \omega t + S_n \sin \omega t, \quad (10)$$

де



$$C_n = \frac{|A_n |1 - (\omega / \omega_n)^2| + B_n |2\xi_n (\omega / \omega_n)|}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_n \omega_n \omega)^2}, \quad (11)$$

$$S_n = \frac{|A_n |2\xi_n (\omega / \omega_n)| - B_n |1 - (\omega / \omega_n)^2|}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\xi_n \omega_n \omega)^2}. \quad (12)$$

Вектор переміщення u задається формулою:

$$\{u\} = [\Phi][C_n] \cos(\omega t) + [\Phi][S_n] \sin(\omega t) = [u_c] \cos(\omega t) + [u_s] \sin(\omega t) \quad (13)$$

Величина зміщення u_k і відповідний фазовий кут θ_k для k -го ступеня свободи дорівнюють:

$$u_k = (u_{c,k}^2 + u_{s,k}^2)^{1/2}, \quad (14)$$

$$\theta_k = \tan^{-1} \left(\frac{u_{s,k}}{u_{c,k}} \right). \quad (15)$$

Реакції швидкості та прискорення є похідними від рівняння (13). Їх амплітуди становлять:

$$\dot{u}_k = \omega u_k, \quad (16)$$

$$\ddot{u}_k = \omega^2 u_k. \quad (17)$$

Фазові кути швидкостей і прискорень становлять 90° і 180° по відношенню до фазових кутів переміщення.

Так як механічна система (пружний стояк із дисковим робочим органом) є складною для аналітичного рішення, скористаємось чисельним моделюванням в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation в режимі лінійної динаміки випадкового коливання. Отримана система рівнянь (5)–(17) розв'язується за допомогою покрокового методу інтегрування Вільсона-Тета [7].

Для початку створимо сітку (рис. 3) із наступними параметрами: розмір елемента – 1,9–21,2 мм; співвідношення збільшення розміру елемента – 1,4. В якості матеріалу

пружного стояку і регулятора обрано 60C2A ГОСТ 4543-71, для інших частин систем обрано AISI 1035.

Параметрами вирішувача SOLIDWORKS Simulation: час симуляції – 10 с, кількість частот – 15, метод часової інтеграції – Newmark.

Для демонстрації отриманих результатів приймаємо наступні геометричні параметри дискового робочого органу 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 $\gamma = 15^\circ$, встановлення регульовальної пластина жорсткості $\beta = 60^\circ$, клиноподібної вставки $\theta = -10^\circ$, другого згину стояку $\psi = 140^\circ$. При цьому для залежностей (1)–(3) швидкість переміщення $V = 2$ м/с та глибина обробітку ґрунту $h = 0,05$ м.

Так в результаті чисельного моделювання отримано візуалізацію зміни розподілу напруженості стояку з часом (рис. 3). Аналізуючи цей розподіл визначено динаміку зміни максимальної напруженості (рис. 4), яка знаходиться на вигині R_2 і додатково напруження на вигині регулятора R_1 . Напруженість змінюється за законом затухаючого коливання із визначеною власною частотою.

Для більш детальної оцінки розглянуто безпосередні коливання пружного стояку у просторі. Така візуалізація в різних проєкціях наведена на рис. 5 і демонструє зміну абсолютної деформації стояка з часом. Скалярні сцени були накладені одна на одну із часовим інтервалом 0,04 с. Цікавим з наведеної скалярної сцени є коливання не тільки самого стояка, а й частини рами знаряддя. Динаміка зміни максимального значення деформацій пружного стояка в точці кріплення диска і частини рами знаряддя наведені на рис. 6.

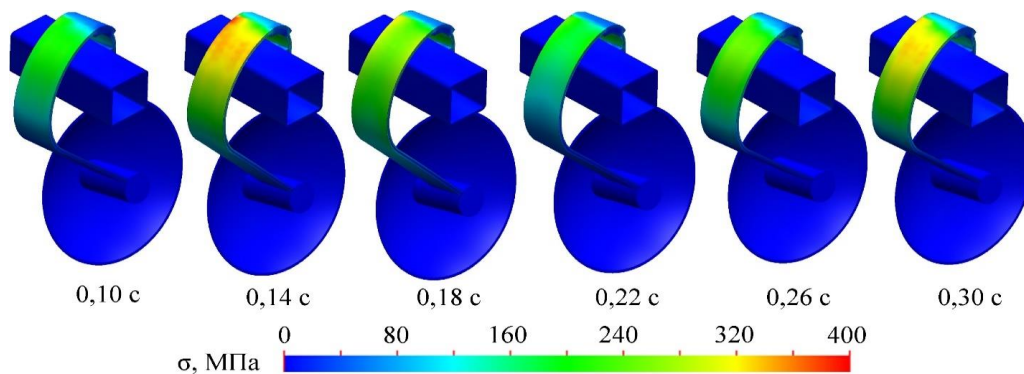


Рис. 3. Зміна розподілу напруженості пружного стояку з часом

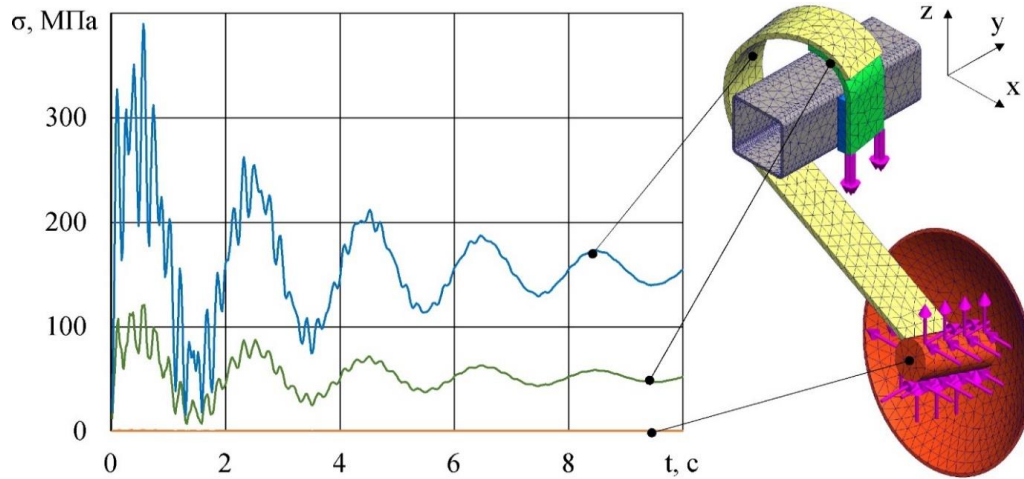
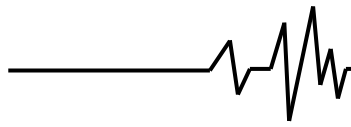


Рис. 4. Динаміка зміни максимальної напруженості в вигинах стояка

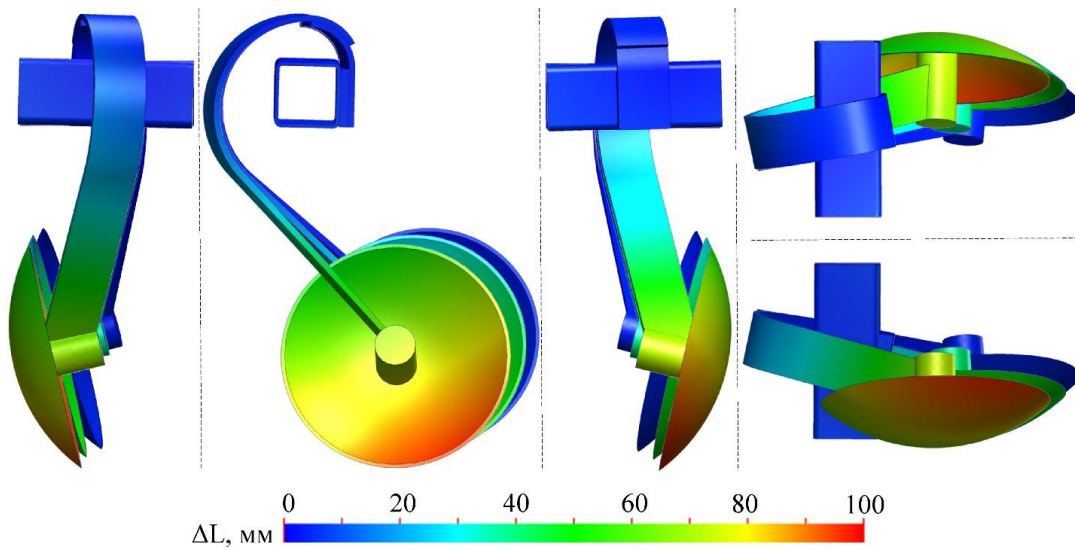


Рис. 5. Зміна абсолютної деформації стояка з часом в різних проєкціях

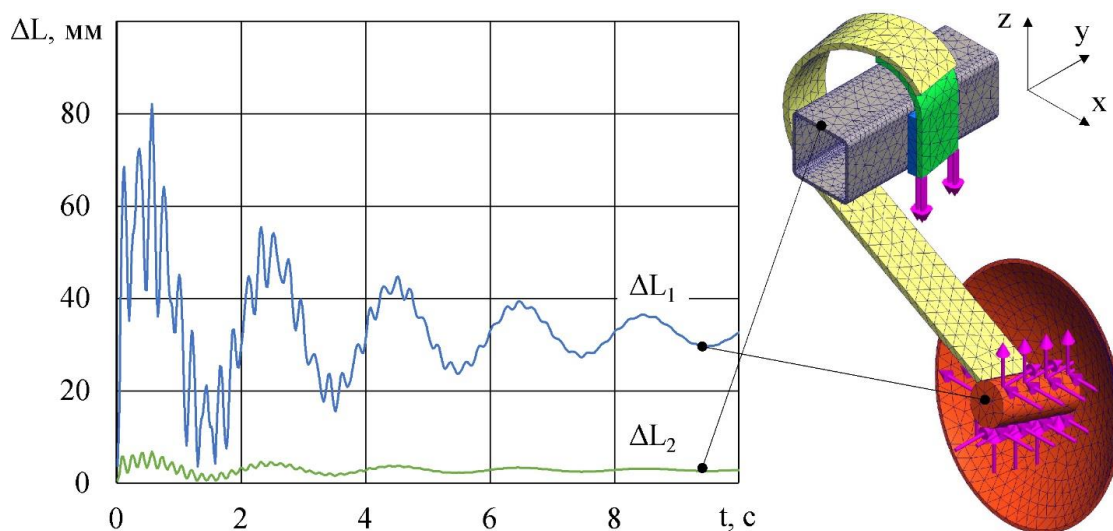


Рис. 6. Динаміка зміни абсолютної деформації стояка



Гіпотетично, маючи визначену кількість стояків або моделюючи їх конструкцію за рахунок набірних елементів із різною геометрією 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 можливості для подальшого порівняння.

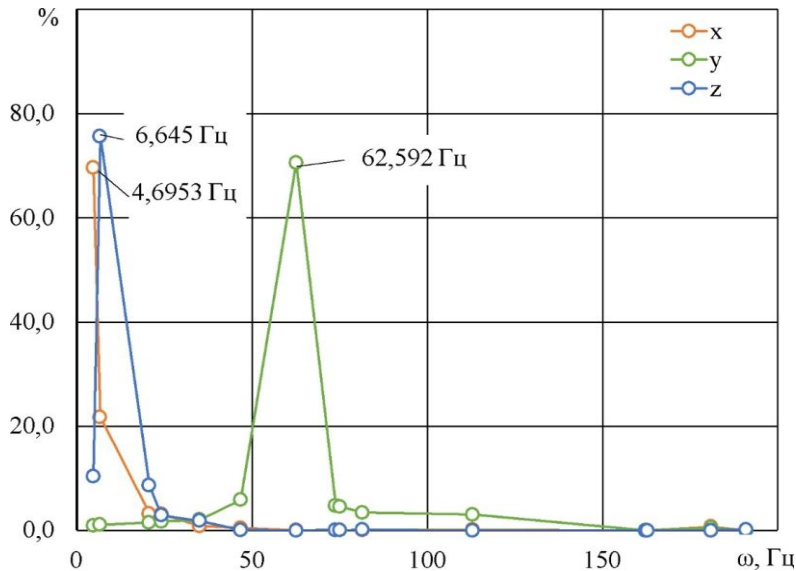


Рис. 7. Амплітудно-частотна характеристика коливання стояка

Для кожного напрямку спостерігається максимальне значення амплітуди. Так для напрямку Oх відповідає перший режим із частотою 4,6953 Гц, для напрямку Oу відповідає другий режим (6,645 Гц), а для напрямку Oz відповідає третій режим (62,592 Гц). Змінюючи конструктивні параметри для всіх напрямків режими зберігаються в межах статистичної похибки.

Проведений аналіз коливання стояка дозволяє зупинитися на наступних критеріях оцінки:

- значення максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска ΔL_1 і частини рами знаряддя ΔL_2 .

- значення максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості σ_{R2} , σ_{R1} ;

- частоти власних коливань стояка в трьох напрямках ω_x , ω_y , ω_z ;

Чисельне будемо проводити в три етапи:

- перший етап із конструктивними параметрами R_1 (60–140 мм), R_2 (120–200 мм), L (300–500 мм), ψ (100–160 °);

- другий етап із конструктивними параметрами b (80–130 мм), δ (8–16 мм);

- третій етап із конструктивними параметрами α (0–30 °), γ (0–30 °), β (10–50 °), θ (–10–10 °).

Варіація факторів трирівнева (–1; 0; 1).

Моделювання проводилось за повнофакторним планом досліджень. Обробка результатів досліджень проведена з використанням програмного пакету Wolfram Cloud. В результаті досліджень визначені рівняння другого порядку залежностей критеріїв досліджень від факторів для кожного етапу. Загальний вигляд рівнянь має вид [11]:

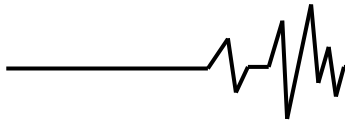
$$K_m = a_{00} + \sum_{i=1}^k a_{i0} q_i + \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^k a_{ij} q_i q_j, \quad (18)$$

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 [11]:

$$q_i = \frac{2Q_i - (Q_{\max} + Q_{\min})}{Q_{\max} - Q_{\min}}, \quad (19)$$

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

В Wolfram Cloud [9] 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 ParameterTable. 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 підходу вже на стадії проектування дискових робочих органів на пружних стояках можна робити висновок про можливість виконання ними конкретних технологічних задач. Змінюючи параметри стояків і проводячи повторні дослідження, можна отримати відповідні залежності у вигляді рівнянь регресії.

Результати досліджень. В результаті чисельного моделювання в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation сформовано масиви даних за трьома етапами із визначеними значеннями критеріїв досліджень.

Для першого етапу були прийняті наступні параметри: $b = 100$ мм, $\delta = 14$ мм, $\alpha = 15^\circ$, $\gamma = 15^\circ$, $\beta = 40^\circ$, $\theta = -5^\circ$. Використовуючи

програмний пакет Wolfram Cloud, для першого етапу моделювання отримані коефіцієнти рівняння регресії ΔL_1 , ΔL_2 , σ_{R1} , σ_{R2} і відповідні статистичні критерії. Виконуючи процедуру порівняння розрахованого t-критерію із табличним та відхиленням незначущих коефіцієнтів рівняння регресії отримано відповідні закономірності у розкодованому виді (рис. 8):

$$\begin{aligned} \Delta L_1 = & -1233,7 + 2,13518 L - \\ & - 0,0021974 L^2 + 5,55206 \psi - \\ & - 0,0271413 \psi^2 + 1,10394 R_1 - \\ & - 0,0116429 R_1^2 + 8,96885 R_2 - \\ & - 0,0260937 R_2^2, \end{aligned} \quad (20)$$

$$\begin{aligned} \Delta L_2 = & 54,931 - 0,094416 L + \\ & + 0,0001363 L^2 - 0,48702 \psi + \\ & + 0,0015925 \psi^2 - 0,451531 R_1 + \\ & + 0,00164127 R_1^2 + 0,372385 R_2 - \\ & - 0,000982725 R_2^2. \end{aligned} \quad (21)$$

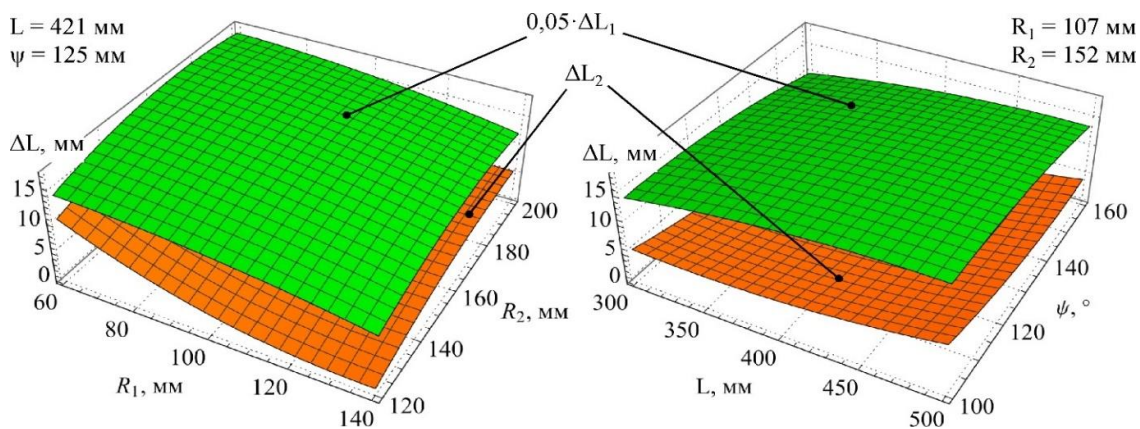


Рис. 8. Залежність максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска ΔL_1 і частини рами знаряддя ΔL_2 від факторів досліджень R_1 , R_2 , L , ψ

Для забезпечення найкращої умови роботи пружного стояка необхідно забезпечити найбільшу деформацію стояка в місці кріплення диска ΔL_1 і, при цьому, найменше значення деформації рами знаряддя ΔL_2 , тобто:

$$\begin{cases} \Delta L_1 \rightarrow \max, \\ \Delta L_2 \rightarrow \min. \end{cases} \quad (22)$$

Провівши скалярне ранжування, компромісна задача (22) може бути вирішена шляхом максимізації мультиплікативної функції:

$$\begin{aligned} M = & \frac{\Delta L_1 - \min(\Delta L_1)}{\max(\Delta L_1) - \min(\Delta L_1)} \times \\ & \times \frac{\max(\Delta L_2) - \Delta L_2}{\max(\Delta L_2) - \min(\Delta L_2)} \rightarrow \max \end{aligned} \quad (23)$$

Вирішуючи в програмному пакеті Wolfram Cloud рівняння (23) отримані

раціональні значення геометричних параметрів пружного стояка: $R_1 = 107$ мм, $R_2 = 152$ мм, $L = 421$ мм, $\psi = 125^\circ$. Виконуючи розрахунок, аналогічні до першого етапу досліджень, одержано рівняння регресії у розкодованому вигляді, відповідні закономірності представлено на рис. 9.

$$\begin{aligned} \sigma_{R1} = & -15,03 + 0,020206 L - \\ & - 0,00002384 L^2 + 0,06813 \psi - \\ & - 0,000235 \psi^2 + 0,00608089 R_1 - \\ & - 0,000114133 R_1^2 + 0,127219 R_2 - \\ & - 0,000428031 R_2^2, \end{aligned} \quad (24)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{R2} = & 1047,02 - 1,31236 L + \\ & + 0,0017029 L^2 - 7,18869 \psi + \\ & + 0,03111 \psi^2 - 6,68896 R_1 + \\ & + 0,0225747 R_1^2 + 2,77735 R_2 - \\ & - 0,0107553 R_2^2. \end{aligned} \quad (25)$$

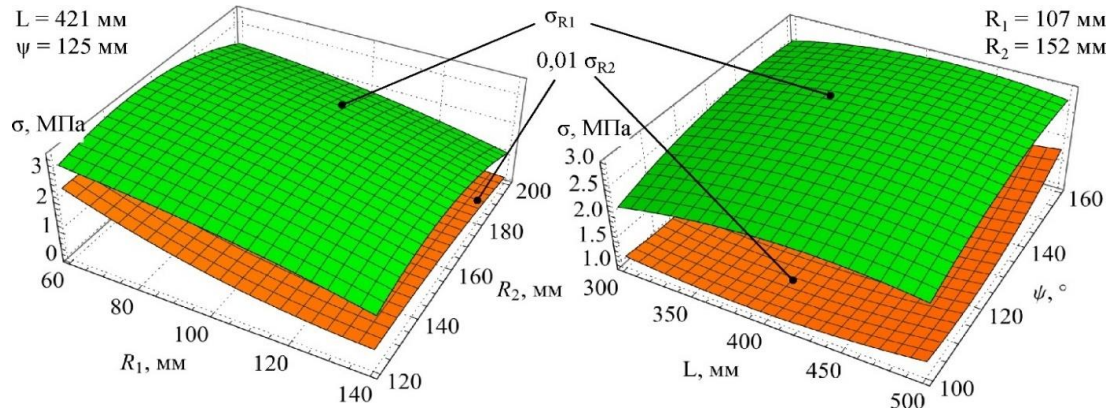
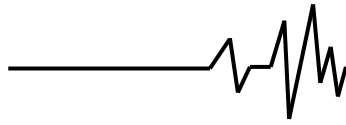


Рис. 9. Залежність максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості σ_{R2} , σ_{R1} від факторів досліджень R_1 , R_2 , L , ψ

Для раціональних значень геометричних параметрів стояка $\sigma_{R1} = 2,88$ МПа, $\sigma_{R2} = 99,95$ МПа.

При першому етапі досліджень частоти власних коливань стояка в трьох напрямках складали $\omega_x = 4,61 \pm 0,21$ Гц, $\omega_y = 62,68 \pm 1,98$ Гц, $\omega_z = 6,65 \pm 0,28$ Гц.

Для другого етапу були прийняті наступні параметри $R_1 = 107$ мм, $R_2 = 152$ мм, $L = 421$ мм, $\psi = 125^\circ$, $\alpha = 15^\circ$, $\gamma = 15^\circ$, $\beta = 40^\circ$, θ

$= -5^\circ$. Використовуючи програмний пакет Wolfram Cloud для другого етапу моделювання отримані коефіцієнти рівняння регресії ΔL_1 , ΔL_2 , σ_{R1} , σ_{R2} і статистичні критерії та відповідні закономірності (рис. 10):

$$\Delta L_1 = -175,64 - 0,02148 b^2 + b(2,295 - 0,0196 \delta) + 43,802 \delta - 1,565 \delta^2, \quad (26)$$

$$\Delta L_2 = 35,4949 - 0,02487 b - 0,002217 b^2 + 0,9307 \delta - 0,0387 \delta^2. \quad (27)$$

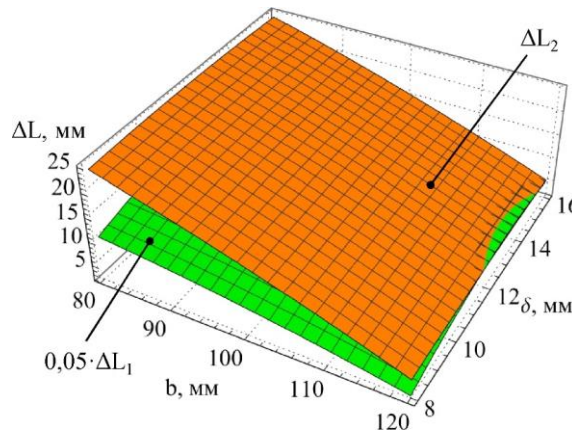


Рис. 10. Залежність максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска ΔL_1 і частини рами ΔL_2 від факторів досліджень b , δ

Вирішуючи в програмному пакеті Wolfram Cloud рівняння (23) отримані раціональні значення геометричних параметрів стояка: $b = 109$ мм, $\delta = 14$ мм.

$$\sigma_{R1} = 8,59556 + b(-0,03937 - 0,0003437 \delta) + 0,030637 \delta - 0,0027543 \delta^2, \quad (28)$$

$$\sigma_{R2} = 240,765 - 1,94606 b + 0,00632531 b^2 - 1,94083 \delta. \quad (29)$$

Для раціональних значень геометричних параметрів стояка $\sigma_{R1} = 3,65$ МПа, $\sigma_{R2} = 76,96$ МПа.

При першому етапі досліджень частоти власних коливань стояка в трьох напрямках складали $\omega_x = 4,63 \pm 0,26$ Гц, $\omega_y = 60,43 \pm 1,61$ Гц, $\omega_z = 6,69 \pm 0,20$ Гц.

Для третього етапу були прийняті

наступні параметри $R_1 = 107$ мм, $R_2 = 152$ мм, $L = 421$ мм, $\psi = 125^\circ$, $b = 109$ мм, $\delta = 14$ мм. Використовуючи програмний пакет Wolfram Cloud для третього етапу моделювання, отримали залежності максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска ΔL_1 і частини рами зняряддя ΔL_2 від факторів досліджень α , β , γ , θ (рис. 12).

$$\Delta L_1 = -66,7073 - 0,0297457 \alpha^2 - 0,0598816 \beta^2 + \beta(3,19449 - 0,0395075 \theta) + \alpha(1,26804 + 0,0367459 \theta) + 1,45506 \theta - 0,060829 \theta^2, \quad (30)$$

$$\Delta L_2 = 3,75465 + 0,00544474 \alpha - 0,00440423 \beta + 0,0131269 \theta. \quad (31)$$

Вирішуючи в програмному пакеті Wolfram Cloud рівняння (23) отримані раціональні значення параметрів стояка: $\alpha = 9,7$



$\gamma = 15^\circ$, $\beta = 31,8^\circ$, $\theta = 5,2^\circ$. Отримуємо відповідні закономірності (рис. 13):
 $\sigma_{R1} = 0,8098 + 0,00659 \alpha + 0,004412 \beta -$ (32)

$$- 0,000126 \beta^2 + 0,01603 \theta + 0,000703 \theta^2, \quad \sigma_{R2} = 120,778 + 1,01483 \alpha - 0,679206 \beta + 1,71149 \theta. \quad (33)$$

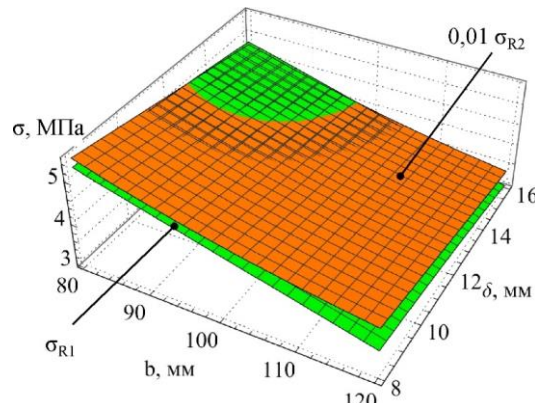


Рис. 11. Залежність максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості σ_{R2} , σ_{R1} від факторів досліджень b , δ

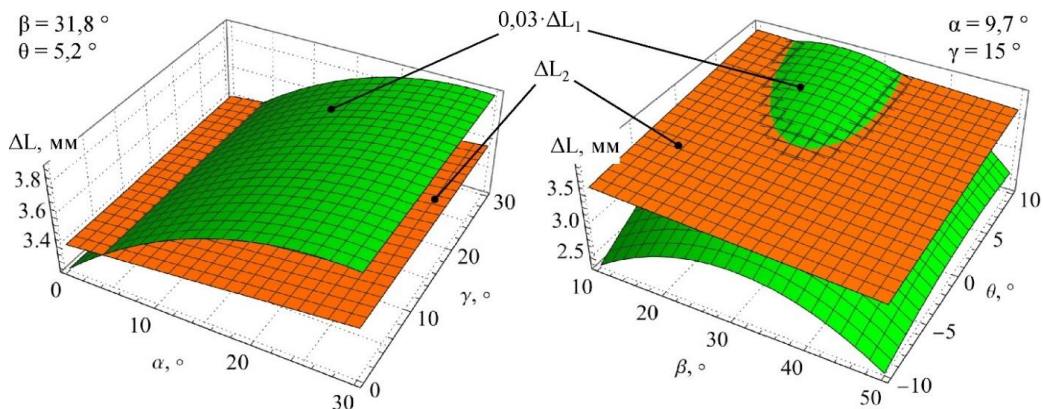


Рис. 12. Залежність максимальної абсолютної деформації стояка в місці кріплення диска ΔL_1 і частини рами зняття ΔL_2 від факторів досліджень α , β , γ , θ

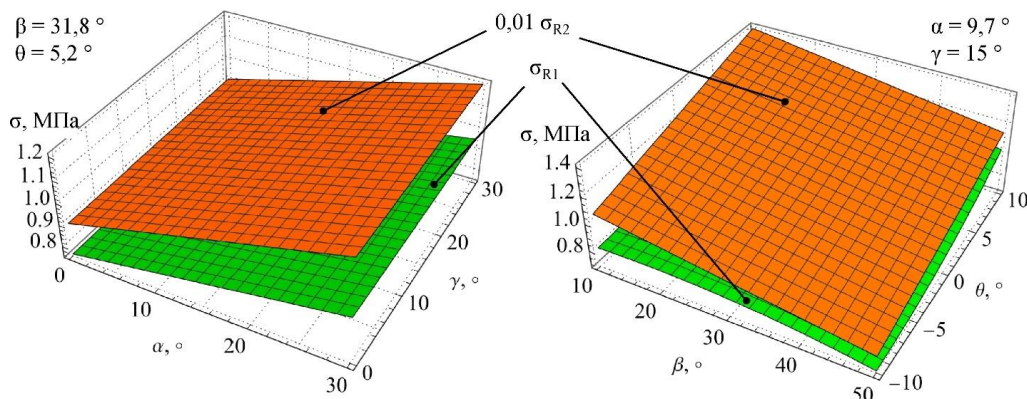


Рис. 13. Залежність максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості σ_{R2} , σ_{R1} від факторів досліджень α , β , γ , θ

Для раціональних значень параметрів стояка $\sigma_{R1} = 0,82$ МПа, $\sigma_{R2} = 100,28$ МПа.

При третьому етапі досліджень частоти власних коливань стояка в трьох напрямках складали $\omega_x = 4,25 \pm 0,21$ Гц, $\omega_y = 61,29 \pm 2,57$ Гц, $\omega_z = 6,66 \pm 0,11$ Гц.

Висновки та перспективи подальших досліджень. 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 гармонійній навантаженні.

За результатами чисельного



моделювання в програмному пакеті SOLIDWORKS Simulation отримано візуалізацію зміни розподілу абсолютної деформації і напруженості пружного стояка з часом та його амплітудно-частотну характеристику коливання.

В результаті обробки отриманих даних отримано залежності зміни значень максимальної абсолютної деформації пружного стояка в місці кріплення диска ΔL_1 і частини рами знаряддя ΔL_2 та максимальних напруженостей на вигинах стояка і регулятора жорсткості σ_{R2} , σ_{R1} від геометричних розмірів стояка R_1 , R_2 , L , ψ , b , δ (рис. 1), кутів атаки і укоса диска α , γ , кута встановлення регульовальної пластина жорсткості θ та кута другого згину стояка φ .

Обґрунтовані раціональні параметри геометричних розмірів пружного стояка $R_1 = 107$ мм, $R_2 = 152$ мм, $L = 421$ мм, $\psi = 125^\circ$, $b = 109$ мм, $\delta = 14$ мм та конструктивні параметри його розміщення у просторі $\alpha = 9,7^\circ$, $\gamma = 15^\circ$, $\beta = 31,8^\circ$, $\theta = 5,2^\circ$.

Для кожного напрямку спостерігається максимальне значення амплітуд. Так для напрямку Ox відповідає перший режим із частотою $\omega_x = 4,25 \pm 0,21$ Гц, для напрямку Oy відповідає другий режим ($\omega_y = 61,29 \pm 2,57$ Гц), а для напрямку Oz відповідає третій режим ($\omega_z = 6,66 \pm 0,11$ Гц). Змінюючи конструктивні параметри для всіх напрямків режими і частоти зберігаються в межах статистичної похибки.

Список використаних джерел

1. Сєдих К. В. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів дискатора з пружними стійками [Текст]: дис... канд. техн. наук 05.05.11 / Сєдих Костянтин Володимирович; Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2021. - 248 с.

2. Пащенко В. Ф., Онишко М. І., Дорожко І. М., Сєдих К. В. Визначення якісних показників роботи експериментального дискового луцильника. // Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Механізація с.-г. виробництва. – Харків, 2011. Вип. 107 (1. X). – С. 195–198.

3. Сєдих К. В. Оцінка структурного складу ґрунту після обробітку експериментальним дисковим луцильником // Загальнодержавний збірник. Механізація та електрифікація сільського господарства: 2017. Вип. 6 (105). – С. 44–49.

4. Теорія стійкого руху дискової борони / В. В. Адамчук та ін. Механізація та електрифікація сільського господарства / ННЦ «ІМЕСГ». Глеваха, 2021. - Вип. №14 (113). – С. 10-22. DOI: <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2021-14-1>

5. Шевченко І. А. Керування агрофізичним станом ґрунтового середовища. К.: Видавничий дім «Вініченко». 2016. - 320 с.

6. Ґрунтообробні агрегати на основі дискових робочих органів: Монографія / [Г.В.Теслюк, Б.А. Волик, С.П. Сокол, О.М. Кобець, А.М. Семенюта]. – Дніпропетровськ: ТОВ «Акцент ПП», 2016. - 144 с.

7. Гапоненко О. І. Обґрунтування параметрів пружних стояків дискових ґрунтообробних агрегатів [Текст]: дис... канд. техн. наук за спеціальністю 05.05.11 Гапоненко Олександр Іванович; Державна наукова установа «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого». - дослідницьке, 2016. - 228 с.

8. Сімсон Е. А., Хавин В. Л., Ягудин Д. С. Оптимізація індивідуальної пружинної стійки дискової борони.. *Інженерія природокористування*, 2 (6). 2016. - С. 81–84.

9. 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.

10. Алієв Е. Б., Теслюк Г. В. Перспективи чисельного моделювання взаємодії ґрунтообробних робочих органів із ґрунтом у Simcenter STAR-CCM+. Збірник тез Міжнародної наукової інтернет-конференції (21 березня 2023 р.). Олійні культури: сьогодення та перспективи. Запоріжжя. ІЮК НААН. 2023. - С. 120–121.

11. Алієв Е. Б. Чисельне моделювання процесів агропромислового виробництва: підручник. Київ: Аграрна наука, 2023. -340 с. ISBN 978-966-540-584-9. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9.

12. Shih R. H. (2023). Introduction to Finite Element Analysis Using SOLIDWORKS Simulation. Paperback. 518 p. ISBN 978-1-63057-565-6.

13. Kurowski P. (2023). Preview this book Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation. Paperback. 592 p. ISBN 978-1-63057-552-6.

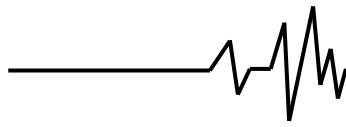
14. Патент України на корисну модель 153663, МПК А01В 23/06. Дискатор / Козаченко О. В., Бакум М. В., Волковський О. М., Крєкот М. М. (Україна). - № у 2023 00183; Заявл. 19.01.2023. Опубл. 09.08.2023. Бюл. № 32.

15. Лабатюк Ю., Алієв Е. Розрахунок сили опору деформації ґрунту під дією робочого органа глибокорозпушувача. Вісник Львівського національного аграрного університету: агроінженерні дослідження, 18. 2014. С. 46–52.

16. Лабатюк Ю. М. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів ярусного глибокорозпушувача для зрошуваних ґрунтів [Текст]: дис... канд. техн. наук 05.05.11 / Лабатюк Юрій Михайлович; Інститут олійних культур Національної академії аграрних наук України. – Запоріжжя. - 150 с.

17. Гуков Я. С. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігальних засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України [Текст]: автореф. дис... докт. техн. наук 05.20.01. Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства». – Глеваха, 1998. - 32 с.

18. Шевченко І. А. Обґрунтування технологій та технічних засобів для обробітку ґрунтів на базі їх агрофізичних показників [Текст]: дис... докт. техн. наук: 05.05.11 / Шевченко Ігор Аркадійович; Таврійський державний агротехнологічний університет. – Мелітопіль, 2003. - 403 с.



19. Козаченко О. В., Сєдих К. В., Волковський О. М. Фізико-математична модель взаємодії диска з ґрунтом. *Інженерія природокористування*, 2 (16): 2020. С. 69–77. DOI: 10.37700/enm.2020.2(16). С. 69-77.
20. Пічкур В. В., Капустян О. В., Собчук В. В. *Теорія динамічних систем навч. посіб. Луцьк : Вежа-Друк. 2020. -348 с. ISBN 978-966-940-301-8.*
21. Бабенко А. Є., Боронко О. О., Лавренко Я. І., Трубачев С. І. Коливання стержнів, пластин та оболонки [Електронний ресурс]: підручн. для студ. спец. 131 «Прикладна механіка». КПІ ім. Ігоря Сікорського. Електронні текстові дані (1 файл: 10,28 Мбайт). Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського. 2022. - 252 с.
22. Soroushian A., Farjoodi J., Bargi, K., Rajabi M., Saaed A., Arghavani M., Sharifpour M. M. (2011). Two Versions of the Wilson- θ Time Integration Method. Conference: International Conference on Vibration Problems (ICoVP)At: Prague, Czech Republic. DOI: 10.13140/2.1.4385.4409
23. 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. DOI: 10.26708/IJMSc.2014.1.4.02
24. Wolfram S. (2022). *Metamathematics: Foundations & Physicalization*. Wolfram Media. 456 p. ISBN: 9781579550769.
- 05.05.11. State scientific institution "Ukrainian Research Institute of Forecasting and Testing of Equipment and Technologies for Agricultural Production named after Leonid Pohorily". 228 с. [in Ukrainian].
8. Simson E. A., Khavin V. L., Yagudin D. S. (2016). Optimization of the generatrix of the individual spring strut of a disc harrow. *Environmental Engineering*, 2 (6): pp. 81–84. [in Ukrainian].
9. 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. [in English].
10. Aliiev E. B., Teslyuk G. V. (2023). Perspectives of numerical modeling of the interaction of tillage working bodies with the soil in Simcenter STAR-CCM+. Collection of theses of the International Scientific Internet Conference (March 21, 2023). Oil crops: present and prospects. Zaporizhzhia. IOK NAAS: pp. 120–121. [in Ukrainian].
11. Aliiev E. B. (2023). Numerical modeling of agro-industrial production processes: a textbook. Kyiv: Agrarian Science, 340 p. ISBN 978-966-540-584-9. DOI: 10.31073/978-966-540-584-9. [in Ukrainian].
12. Shih R. H. (2023). Introduction to Finite Element Analysis Using SOLIDWORKS Simulation. Paperback. 518 p. ISBN 978-1-63057-565-6. [in English].
13. Kurowski P. (2023). Preview this book Engineering Analysis with SOLIDWORKS Simulation. Paperback. 592 p. ISBN 978-1-63057-552-6. [in English].
14. Kozachenko O. V., Bakum M. V., Volkovskiy O. M., Krekot M. M. (2023). Patent of Ukraine for utility model 153663. Diskator. IPC (2023.01) A01B 23/00, A01B 23/06 (2006.01). Applicant: State Biotechnological University, No. u 2023 00183. Application. 19.01.2023. Publ. 09.08.2023, Bull. No. 32. [in Ukrainian].
15. Labatiuk Y., Aliiev E. (2014). Calculation of the resistance force of soil deformation under the action of the working body of the deep loosener. *Bulletin of the Lviv National Agrarian University: Agricultural Engineering Research*, 18: P. 46–52. [in Ukrainian].
16. Labatiuk Y. M. (2014). Justification of the structural and technological parameters of the tiered deep loosener for irrigated soils. Diss... candidate technical of Sciences by specialty 05.05.11. Institute of Oil Crops of the National Academy of Agrarian Sciences of Ukraine. 150 с. [in Ukrainian].
17. Gukov Y. S. (1998). Mechanical and technological substantiation of energy-saving means for the mechanization of soil cultivation in the conditions of Ukraine: Abstract. dis... doc. technical Sciences 05.20.01. National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture". 32 p. [in Ukrainian].

References

1. Sedykh K. V. (2021). Justification of the structural and technological parameters of the diskator with elastic racks. Diss... candidate technical of Sciences by specialty 05.05.11. Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko. 248 с. [in Ukrainian].
2. Pashchenko V.F., Onyshko M.I., Dorozhko I.M., Sedykh K.V. (2011). Determination of qualitative performance indicators of an experimental disk peeler. *Mechanization of rural areas produced: Bulletin of Petro Vasylenko KhNTUSG*, 107 (1. X): 195–198. [in Ukrainian].
3. Sedykh K. V. (2017). Evaluation of the structural composition of the soil after processing with an experimental disc harrow. *Mechanization and electrification of agriculture: [national collection]*, 6 (105): 44–49. [in Ukrainian].
4. Kushnarev A. S. (2010). The diskator is a new tillage tool that ensures a transition from traditional technology for the production of agricultural products to energy-saving No-till technology. 60 p. [in Russian].
5. Shevchenko I. A. (2016) Management of the agrophysical state of the soil environment. K.: Vinichenko Publishing House. 320 p. [in Ukrainian].
6. Teslyuk G. V., Volyk B. A., Sokol S. P., Kobets O. M., Semenyuta A. M. (2016). Soil tillage units based on disc working bodies: monograph. DDAEU 144 p. [in Ukrainian].
7. Gaponenko O. I. (2016). Justification of the parameters of the elastic risers of disk tillage units. Diss... candidate technical of Sciences by specialty



18. Shevchenko I. A. (2003). Justification of technologies and technical means for soil cultivation based on their agrophysical indicators. Dis... Dr. technical Sciences: 05.05.11. Tavria State Agro-Technological University. 403 p. [in Ukrainian].

19. Kozachenko O. V., Sedykh K. V., Volkovskiy O. M. (2020). Physico-mathematical model of disk-soil interaction. Environmental Engineering, 2 (16): 69–77. DOI: 10.37700/enm.2020.2(16). P. 69–77. [in Ukrainian].

20. Pichkur V. V., Kapustyan O. V., Sobchuk V. V. (2020). Theory of dynamic systems of education. manual Lutsk: Vezha-Druk. 348 p. ISBN 978-966-940-301-8. [in Ukrainian].

21. Babenko A. E., Boronko O. O., Lavrenko Y. I., Trubachev S. I. (2022). Oscillations of rods, plates and shells [Electronic resource]: manual. for students special 131 "Applied mechanics". KPI named after Igor Sikorsky. Electronic text data (1 file: 10.28 MB). Kyiv: KPI named after Igor Sikorsky. 252 p. [in Ukrainian].

22. Soroushian¹ A., Farjoodi J., Bargi, K., Rajabi M., Saaed A., Arghavani M., Sharifpour M. M. (2011). Two Versions of the Wilson- θ Time Integration Method. Conference: International Conference on Vibration Problems (ICoVP)At: Prague, Czech Republic. DOI: 10.13140/2.1.4385.4409 [in English].

23. Titus J. O. Aminier, 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. DOI: 10.26708/IJMCS.2014.1.4.02 [in English].

24. Wolfram S. (2022). Metamathematics: Foundations & Physicalization. Wolfram Media. 456 p. ISBN: 9781579550769.

SIMULATION OF THE STRESSED-DEFORMED STATE OF THE ELASTIC DISCTOR RACK WITH A STIFFNESS REGULATOR

The paper involves the physical-mathematical modeling of the stress-strain state of an elastic stand of a developed disc harrow equipped with a stiffness regulator. The use of disc tools with individual attachment to elastic stands contributes to improving

the quality and reducing the energy consumption of soil processing. This is due to the formation of oscillatory motion of the discs caused by the uneven resistance of the soil in the direction of the unit's movement. The goal of theoretical research is three-dimensional modeling of the stress-strain state of the elastic stand of the disc harrow with a stiffness regulator and substantiation of the range of its rational design parameters.

To evaluate the interaction process between elastic working elements and the soil, a harmonic analysis was performed to determine the peak response of the system in a steady state to harmonic loads. In each step of the solution, all applied loads and base excitations have the same frequency, and the values are determined by the corresponding frequency curves. Using the SOLIDWORKS Simulation software package, the relevant physical-mathematical apparatus was compiled. On the basis of this approach, already at the stage of designing disk working bodies on elastic risers, it is possible to conclude about the possibility of them performing specific technological tasks, when by changing the parameters of the risers and conducting repeated studies, it is possible to obtain the corresponding dependencies in the form of regression equations.

The results of numerical modeling provide visualization of the change in stress distribution over time in the stand. The dynamics of the change in maximum stress, located on the bend of the stand (R_2) and the stiffness regulator (R_1), were determined as the stress changes according to the law of damped oscillation with a specified natural frequency. In order to ensure the best working conditions of the elastic riser, it is necessary to ensure the greatest deformation of the riser at the place of attachment of the disc ΔL_1 and, at the same time, the smallest value of the deformation of the tool frame ΔL_2 , by solving the trade-off problem in the Wolfram Cloud software package by maximizing the multiplicative function, the rational geometric dimensions of the diskator riser and constructive parameters of its placement in space.

Key words: *discator, disk working body, elastic riser, tension of riser, soil, angle of attack.*

ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Козаченко Олексій Васильович – доктор технічних наук, професор кафедри сільськогосподарських машин та інженерії тваринництва Державного біотехнологічного університету (63172 м. Харків, вул. Луї Пастера, 322/76, e-mail: o.v.kozachenko21@gmail.com, ORCID 0000-0003-1326-4307, тел.+380997614197).

Волковський Олександр Михайлович – здобувач освітнього ступеня доктора філософії Державного біотехнологічного університету (62418 Харківська обл., Харківський район, смт. Пісочин, вул. Квартальна, 6/74; ORCID 0009-0006-5516-0601).

Kozachenko Olexsiy – Doctor of Technical Sciences, Professor of the Department of Agricultural Machinery and Livestock Engineering of the State Biotechnology University (63172 Kharkiv, 322/76 Louis Pastera St., e-mail: o.v.kozachenko21@gmail.com, ORCID 0000-0003-1326-4307, phone +380997614197).

Volkovskii Olexsandr – Ph.D. student of State University of Biotechnology (62418 Kharkiv Region, Kharkiv District, PISOCHYN Township, KvarTalna St., 6/74; ORCID 0009-0006-5516-0601).