

**Козаченко О. В.,  
Волковський О. М.**  
Державний  
біотехнологічний  
університет,  
м. Харків, Україна  
**E-mail:**  
o.v.kozachenko21@gmail.com

**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ  
ДОСЛІДЖЕНЬ ПРУЖНОГО СТОЯКА  
ДИСКАТОРА З РЕГУЛЯТОРОМ  
ЖОРСТКОСТІ**

DOI: <https://doi.org/10.31359/2311-441X-2025-26-163-176>

УДК 631.313.022.2

*Козаченко О.В., Волковський О.М. Результати експериментальних досліджень пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості.*

**Анотація.** Наведено результати експериментальних випробувань пружного стояка з регулятором жорсткості в лабораторних умовах. За результатами виконаних експериментальних досліджень отримано динаміки тягового зусилля рами  $P_1$ , тягових зусиль верхньої і крайньої точок пружного стояка дискового робочого органу  $P_2$  і  $P_3$ , а також кутів орієнтації трьохосового акселерометра  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  для кожного дослідження згідно плану Бокса-Бенкіна трьох факторів (кут клиноподібної вставки пружного стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибина входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкість руху  $v$ ) на трьох рівнях варіації. За результатами обробки одержаних при випробуваннях пружного стояка з регулятором жорсткості експериментальних даних з використанням програми Wolfram Cloud отримано залежності у вигляді рівнянь регресії другого порядку середнього значення тягового зусилля рами  $P_1$ , його середньоквадратичного відхилення  $\sigma_1$ , частоти коливань робочого органу  $\omega$ , середнього значення зусилля у верхній ( $P_2$ ) і крайньої ( $P_3$ ) точок пружного стояка дискового робочого органу від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$ . Проведенням оптимізації одержаного рівняння для частоти коливань дискового робочого органу за умови мінімізації тягового зусилля рами отримано значення факторів досліджень:  $\theta = 1,81^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому мінімальна частота коливань дискового робочого органу  $\omega_{min} = 51,6$  Гц.

**Ключові слова:** дискатор, обробіток ґрунту, опір ґрунту, сферичний диск, пружний стояк, регулятор жорсткості, кут атаки диска, частота коливань диска.

*Kozachenko O.V., Volkovsky O.M. Results of experimental studies of elastic riser of discator with stiffness regulator.*

**Abstract.** The results of experimental tests of an elastic riser with a stiffness regulator in laboratory conditions are presented. According to the results of the performed experimental studies, the dynamics of the traction force of the frame  $P_1$ , the traction forces of the upper and extreme points of the elastic riser of the disk working body  $P_2$  and  $P_3$ , as well as the orientation angles of the three-axis accelerometer  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  for each experiment according to the Box-Benkin plan of three factors (the angle of the wedge-shaped insert of the elastic riser of the disk working body  $\theta$ , the depth of entry of the disk working body into the soil  $h$  and the speed of movement  $v$ ) at three levels of variation were obtained. According to the results of processing the experimental data obtained during the tests of the elastic riser

*with a stiffness regulator using the Wolfram Cloud program, the dependences in the form of second-order regression equations of the average value of the frame traction force  $P_1$ , its root-mean-square deviation  $\sigma_1$ , the frequency of oscillations of the working body  $\omega$ , the average value of the force at the upper (P2) and extreme (P3) points of the elastic riser of the disk working body from the angle of the wedge-shaped insertion of the riser of the disk working body, the depth of entry of the disk working body into the soil  $h$  and the speed of movement  $v$ . By optimizing the obtained equation for the frequency of oscillations of the disk working body under the condition of minimizing the frame traction force, the values of the research factors were obtained:  $\theta = 1.81^\circ$ ,  $h = 0.06$  m,  $v = 1$  m/s. In this case, the minimum frequency of oscillations of the disk working body  $\omega_{min} = 51.6$  Hz.*

**Key words:** disc harrow, soil cultivation, soil resistance, spherical disc, elastic riser, stiffness regulator, disc attack angle, disc oscillation frequency.

### Постановка проблеми

Обробіток ґрунту дисковими робочими органами у сучасних технологіях виробництва сільськогосподарських культур передбачає створення сприятливих умов для розвитку кореневої системи рослин при мінімізації витрат енергії на виконання роботи. При цьому вимоги агротехніки до поверхневого обробітку передбачають утворення певного гранулометричного складу ґрунтових агрегатів при роботі дискових знарядь із дотриманням заданої глибини обробітку ґрунту [1, 2].

Вирішенню означеної проблеми в значній мірі сприяло використання індивідуального кріплення дискових робочих органів на пружних стояках до рами ґрунтообробних знарядь. Це дозволило змінити характер силової взаємодії сферичного диска з ґрунтовим середовищем за рахунок його коливного руху, підвищити показники якості і знизити енергоємність процесу [3, 4, 5].

Незважаючи на широке розповсюдження у сучасних технологіях поверхневого обробітку ґрунту дискових знарядь з робочими органами на пружній підвісці, невирішеним питанням залишається нерівномірність обробітку ґрунту по глибині кожним сферичним диском, що залежить від жорсткості пружного стояка і опору ґрунту щодо заданих умов роботи, який змінюється, навіть в межах одного поля, в досить широких межах [6].

### Аналіз останніх досліджень та публікацій

Дослідженню дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь, встановлених на пружних стояках присвячена значна кількість наукових праць [7, 8, 9]. Основним їх спрямуванням є зменшення тягового опору в певних умовах ґрунту, рівномірності глибини обробітку при визначених швидкостях та забезпечення якісних показників роботи знарядь і відсутності забивання робочих органів налиплим ґрунтом і рослинними рештками.

У роботі І.А. Шевченка [7] запропоновані механіко-математичні моделі щодо взаємодії пружного робочого органу з ґрунтом та алгоритм побудови амплітудно-частотної характеристики пружного стояка при припустимому відхиленні від встановленої глибини обробітку ґрунту та умові збереження його коливальних властивостей. Дослідження автора стосуються S-подібних пружних стояків, що визначає обмеженість їх практичного використання.

Залежності для визначення відхилень пружних стояків дискових робочих органів різних конфігурацій із використанням методу Мора отримані О.І. Гапоненком в [8]. В якості визначального конструктивного параметра обрано коефіцієнт жорсткості

пружного стояка знаряддя у вертикальній площині. При цьому одержані автором дані базувалися на розв'язанні плоскої задачі. Це суттєво обмежує використання розроблених математичних моделей.

К.В. Сєдих в роботі [9] обґрунтував форму пружного стояка дискового ґрунтообробного знаряддя у вигляді спіралі Архімеда. Із урахуванням параметрів геометричної форми, автором одержані відповідні вирази для коефіцієнтів жорсткості, довжини і кута відхилення пружного стояка знаряддя. При цьому, як недолік даного дослідження, слід зазначити обмеженість у регулюванні геометричних параметрів пружного стояка під час налаштування для різних типів ґрунтів дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Не можна обійти увагою сучасні підходи у вивченні процесів взаємодії дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь із ґрунтовим середовищем шляхом застосування чисельного моделювання [10, 11, 12]. Це забезпечує одержання більш точних характеристик із візуалізацією процесів напружено-деформованого стану пружних стояків з дисковими робочими органами.

Для адаптації для різних ґрунтових умов, авторами запропоновано конструкцію дискатора [13] з пружним стояком та регулятором жорсткості, виконано тривимірне моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості і обґрунтовано діапазони його раціональних конструктивних параметрів [14]. Це зумовлює доцільність проведення експериментальних досліджень пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості з метою перевірки правильності, уточнення і доповнення одержаних теоретичних висновків.

### **Формулювання мети досліджень**

Метою проведення експериментальних досліджень є перевірка правильності та доповнення одержаних теоретичних висновків процесу взаємодії дискового робочого органу на пружному стояку з регулятором жорсткості при поверхневому обробітку ґрунту.

### **Результати досліджень**

У відповідності з програмою експерименту розроблена загальна методика проведення експериментальних досліджень, що передбачала використання загальновідомих методичних підходів щодо випробування сільськогосподарської техніки [15].

Дослідження дискових робочих органів на пружному стояку та регулятором жорсткості проводили на випробувальному ґрунтовому каналі, схема та загальний вигляд якого представлена на рис. 1. Основну раму 2 експериментальної установки встановлено на напрямні ролики 3 на рейкових напрямних 1. Для встановлення досліджуваних дискових робочих органів на пружному стояку з регулятором жорсткості на основній рамі 2 встановлена начіпна рухома рама 4. Переміщення експериментальної установки здійснювався від приводної станції 9 через трос 9 з можливістю реверсування і зміни швидкості руху. Коробка передач приводної станції дозволяє одержувати потрібну швидкість переміщення лабораторної установки з досліджуваними робочими органами в інтервалі від 0,5 м/с до 2,6 м/с з можливістю реверсування при холостих проходах. Задана глибина ходу дискового робочого органу в ґрунті встановлюється за допомогою регульовального опорного колеса шляхом фіксації в заданому положенні відносно рами. Переведення рухомої рами 4 лабораторної установки з досліджуваними дисковими робочими органами в робоче і

транспортне положення (при реверсуванні) здійснюється застосуванням гідравлічної системи керування 7. Для фіксації тягового опору установки з досліджуваними дисковими робочими органами встановлений тензодатчик 10.

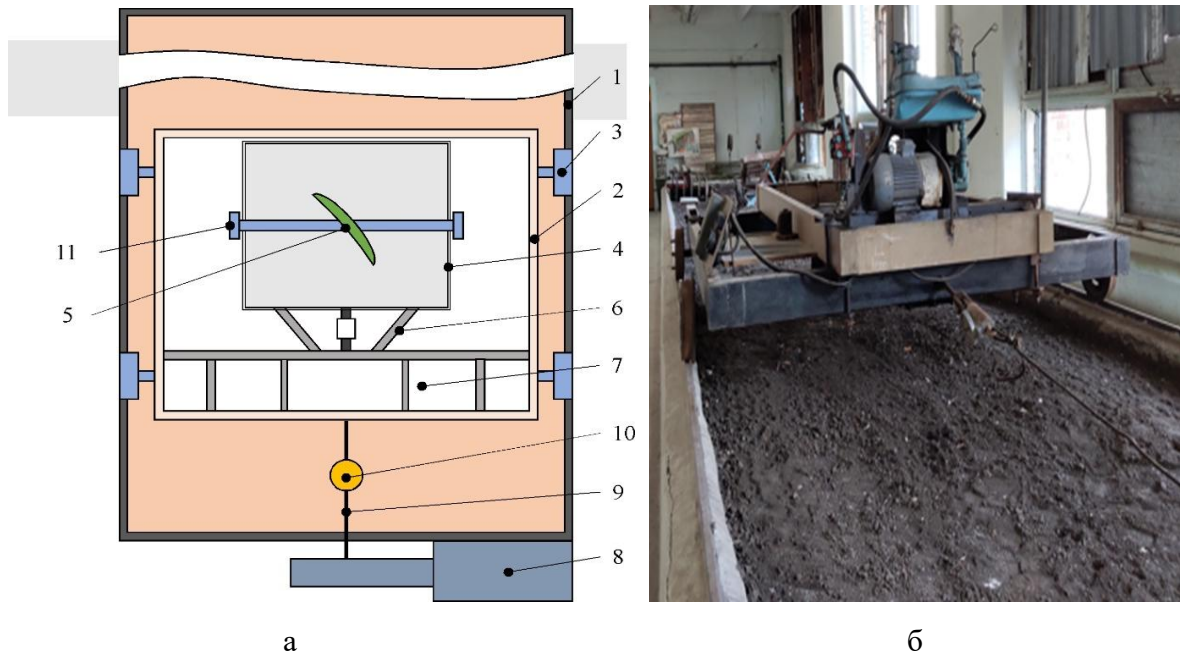


Рис. 1. Схема (а) та загальний вигляд ґрунтового каналу (б) з обладнанням для випробування робочих органів ґрунтообробних машин: 1 – напрямна поверхня; 2 – рама; 3 – ролики; 4 – націпна рухома рама; 5 – дискові робочі органи; 6 – націпна система; 7 – гідронаціпна система; 8 – привідна станція; 9 – канат; 10 – тензодатчик; 11 – опорне колесо

Перед проведенням дослідів та протягом проведення випробувань ґрунтообробних робочих органів визначали фізико-механічні властивості ґрунту в ґрунтовому каналі за допомогою вимірювального обладнання.

При проведенні експерименту основними контрольованими конструктивно-режимними параметрами були швидкість руху установки, глибина ходу робочого органу та конструктивні параметри регулятора жорсткості пружного стояка кріплення робочих органів, контролювалась також своєчасність включення вимірювальної і реєструючої апаратури.

За кілька днів до початку проведення експериментів ґрунт зволожували і спушували на глибину 20 см. Перед проведенням чергової серії експериментів її ущільнювали за допомогою водоналивного катку, заміряли твердість і брали вихідні проби на вологість. Вологість ґрунту під час проведення експерименту знаходилась у межах 19–21%.

Розташування датчиків на пружному стояку з регулятором жорсткості наведено на рис. 2. Використано чотири датчики: один датчик тягового зусилля рами ( $P_1$ ); два тензометричні датчики на стояку ( $P_2$ ,  $P_3$ ); один інерційний вимірювальний пристрій (трьохосьового акселерометра).

Експериментальні дослідження в ґрунтовому каналі проводились на різних швидкостях руху  $v$ : 1,0 м/с, 1,7 м/с та 2,4 м/с, глибина входження дискового робочого органу в ґрунт мала наступні значення  $h$ : 0,06 м, 0,10 м та 0,14 м. При цьому змінювали кут клиноподібної вставки  $\theta$ :  $-6^\circ$ ,  $0^\circ$ ,  $6^\circ$ .



Рис. 2. Розташування датчиків на випробувальній установці: 1 – датчик тягового зусилля рами ( $P_1$ ); 2 – тензOMETричний датчик на стояку ( $P_2$ ); 3 – тензOMETричний датчик на стояку ( $P_3$ ); 4 – інерційний вимірювальний пристрій.

В якості критеріїв обрано: середнє значення сили з датчика тягового зусилля рами  $P_1$ ; середньоквадратичне значення сили з датчика тягового зусилля рами  $\sigma_1$ ; частота коливань робочого органу  $\omega$ ; середнє значення сили з датчика зусилля верхньої точки стояка  $P_2$ ; середнє значення сили з датчика зусилля крайньої точки стояка  $P_3$ ;

Для визначення оптимальних умов проведення процесу було застосовано метод математичного планування експерименту. Зокрема, використовувався план Бокса-

Бенкена, який дозволяє ефективно дослідити вплив кількох факторів одночасно при мінімальній кількості експериментів. Планування здійснювалося для трьох незалежних факторів, кожен із яких варіювався на трьох рівнях. Загальна кількість дослідів відповідно до цього плану склала 15. Такий підхід забезпечує можливість побудови адекватної математичної моделі процесу та виявлення оптимальних умов для досягнення максимального виходу та якості продукту.

При проведенні експериментальних досліджень дискових робочих органів на пружному стояку з регулятором жорсткості в лабораторних умовах використано вимірювальну систему (ВС), що розроблена професором Р.В. Антощенковим [16, 17] в Державному біотехнологічному університеті.

В результаті експериментальних досліджень отримані залежності динаміки тягового зусилля рами  $P_1$ , тягових зусиль верхньої і крайньої точок пружного стояка  $P_2$  і  $P_3$ , а також кутів орієнтації трьохосового акселерометра  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  для кожного досліду. Приклад зазначених залежностей наведено на рис. 3–4.

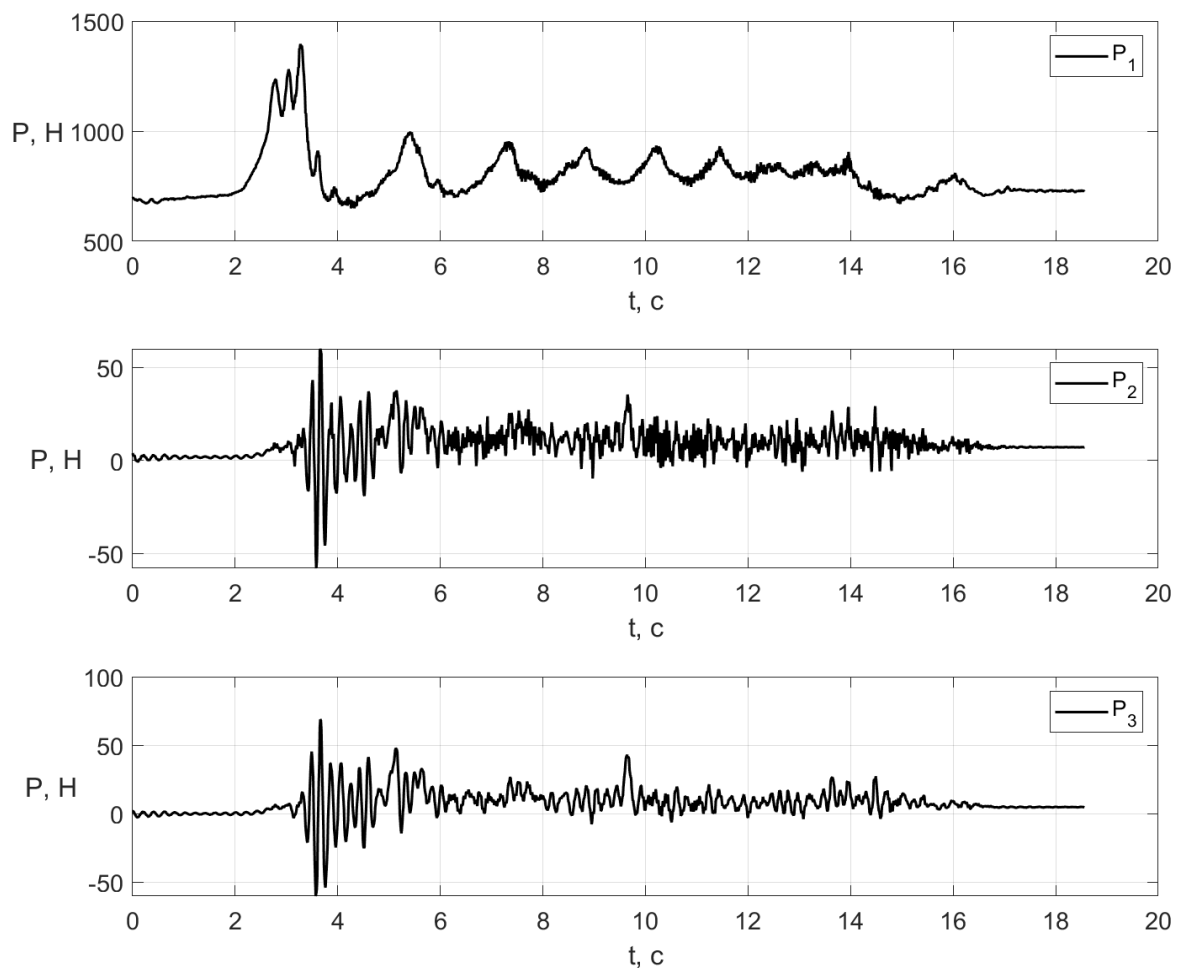


Рис. 3. Залежності динаміки тягових зусиль  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $P_3$  при  $v = 1,0$  м/с,  $h = 0,06$  м,  $\theta = 0^\circ$

З графіків 3–4 видно флуктуацію тягових зусиль, що підтверджує коливання дискового робочого органу на пружному стояку. Провівши розрахунок середніх значень, середньоквадратичних відхилень та частот коливань складено масив узагальнених даних.

Згідно обраної методики у програмі Wolfram Cloud визначено рівняння регресії середнього значення сили з датчика тягового зусилля рами:

$$P_1 = 1179,57 - 250,437 x_1 - 372,646 x_{12} + 170,263 x_2 - 39,875 x_1 x_2 - 63,3958 x_{22} + 160,1 x_3 + 13,95 x_1 x_3 + 17,9 x_2 x_3 - 89,4208 x_{32}, \quad (1)$$

де  $x_1, x_2, x_3$  – заковдані значення факторів: кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$ , швидкості руху  $v$  відповідно.

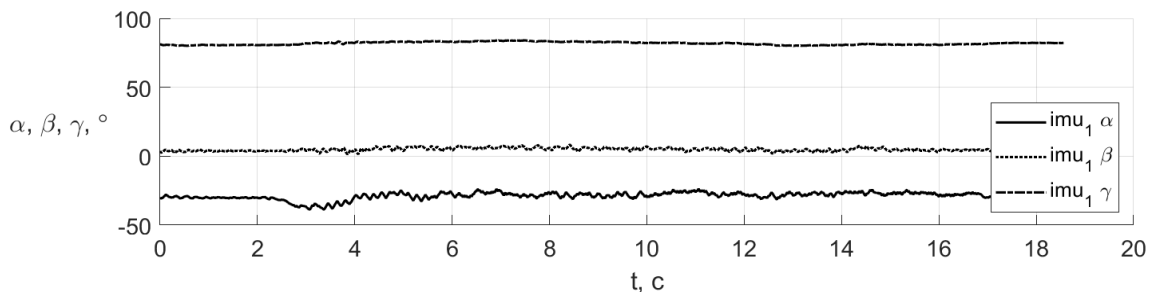


Рис. 4. Залежності кутів орієнтації трьохосового акселерометра  $\alpha, \beta, \gamma$  при  $v = 1,0$  м/с,  $h = 0,06$  м,  $\theta = 0^\circ$

Провівши відхилення незначущих коефіцієнтів регресії за критерієм Стюдента (t-Statistic) і перетворюючи заковдані у реальні значення факторів отримуємо:

$$P_1 = -558,528 + 12181,0 h - 39622,4 h^2 + 849,185 V - 182,491 V^2 - 41,7396 \theta - 10,3513 \theta^2. \quad (2)$$

Графічна інтерпретація залежності (2) у вигляді поверхонь відгуків наведено на рис. 5.

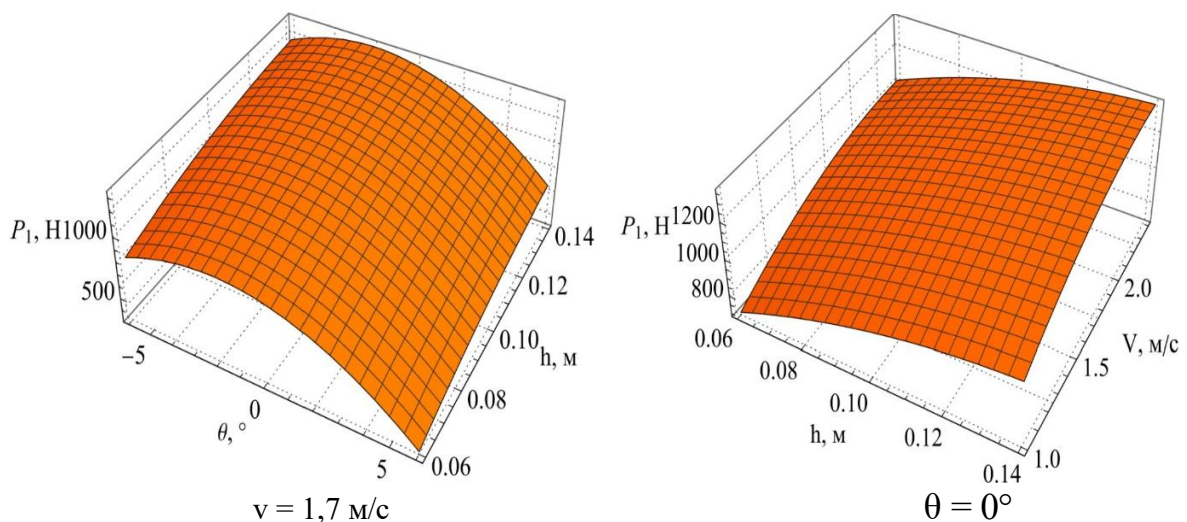


Рис. 5. Залежність середнього значення сили з датчика тягового зусилля рами  $P_1$  від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Члени рівняння, що містять змінну  $h$ , описують залежність тягового зусилля від глибини входження диска в ґрунт. Спостерігається квадратична залежність: перший член  $12181,0 \cdot h$  вказує на лінійне збільшення тягового зусилля з ростом глибини, тоді як другий член  $-39622,4 \cdot h^2$  зменшує тягове зусилля при збільшенні глибини. З фізичної точки зору, це може означати, що на в діапазоні глибини від 0,06 м до 0,14 м, коли диск лише входить у ґрунт, сила опору росте лінійно, оскільки більше ґрунту контактує з робочою поверхнею.

Другі два члени рівняння, що містять  $V$ , характеризують вплив швидкості руху диска і показують квадратичне збільшення тягового зусилля із збільшенням швидкості, що вказує на збільшення сили опору через більший контакт з ґрунтом при більш швидкому русі.

Члени рівняння, що включають кут нахилу  $\theta$ , мають негативні коефіцієнти:  $-41,7396 \cdot \theta$  та  $-10,3513 \cdot \theta^2$ . Це означає, що зростання кута нахилу клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу в обидві сторони зменшує тягове зусилля. З фізичного боку це можна пояснити тим, що при більших кутах нахилу диск менш ефективно проникає в ґрунт, що знижує його здатність рухати ґрунт вперед, оскільки сила тертя та опору стає меншою.

Провівши оптимізацію рівняння (2) за умови мінімізації тягового зусилля рами отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = 6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $P_{1\min} = 73,3$  Н.

Відповідно до описаної методики, у програмному середовищі Wolfram Cloud побудовано рівняння регресії середньоквадратичного відхилення сили, зафіксованої датчиком тягового зусилля рами

$$\sigma_1 = 93,5333 - 17,175 x_1 - 20,1667 x_1^2 + 16,0 x_2 - 1,25 x_1 x_2 + 3,68333 x_2^2 + 13,825 x_3 - 0,5 x_1 x_3 + 1,35 x_2 x_3 - 5,06667 x_3^2. \quad (3)$$

Після виключення незначущих коефіцієнтів регресії згідно з критерієм Стюдента (t-Statistic) та перетворення закодованих значень факторів у реальні одержуємо:

$\sigma_1 = 19,9583 + 400,1 h + 19,75 V - 2,8625 \theta - 0,560185 \theta^2.$	(4)
---	-----

Графічне представлення залежності (4) у формі поверхонь відгуку подано на рис. 6.

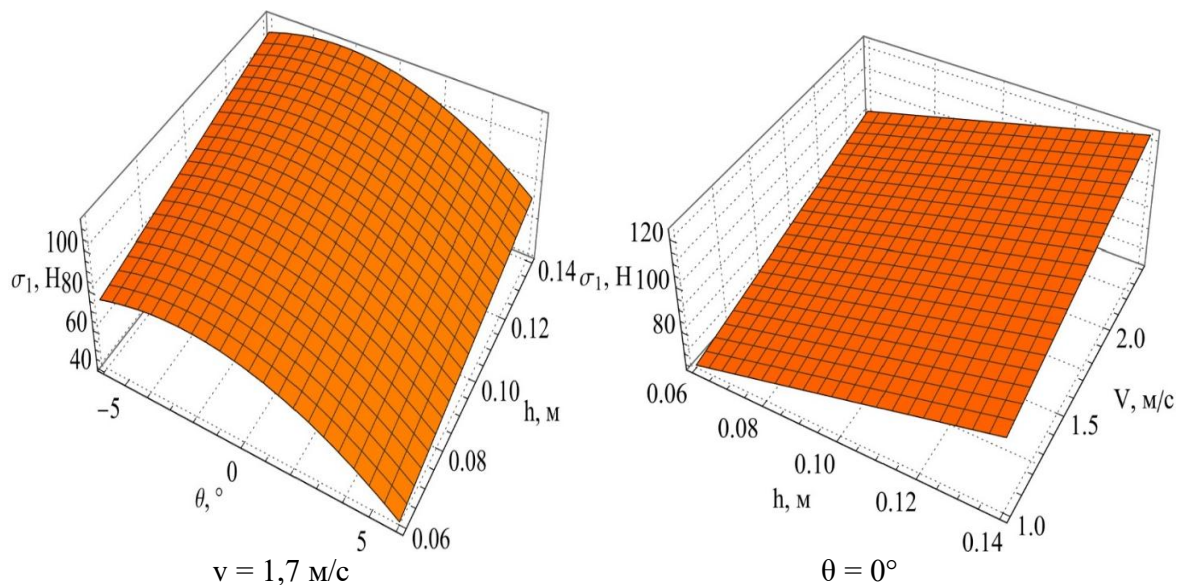


Рис. 6. Залежність середньоквадратичного значення сили, зафіксованої датчиком тягового зусилля рами  $\sigma_1$  від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Залежність (4) має змішаний характер: вона включає як лінійні члени (по  $h$ ,  $V$ ,  $\theta$ ), так і квадратичний член по куту  $\theta$ , що дозволяє відобразити нелінійний вплив цього параметра на силу опору.

Збільшення глибини обробки  $h$  і швидкості руху агрегату  $V$  призводить до збільшення середньоквадратичного відхилення сили  $\sigma_1$ , що пояснюється підвищенням

інтенсивності деблокованого зминання ґрунту, зростанням сили тертя та збільшенням об'єму ґрунту, що підлягає деформації під дією робочого органу.

Для кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$  спостерігається оптимум (найбільше значення) в середині діапазону варіювання ( $\theta = -2,55^\circ$ ). Таку залежність можна пояснити наявністю повороту дискового робочого органу (тобто кутом атаки) вздовж лінії його руху, що істотно впливає на характер взаємодії з ґрунтом. При зміні кута  $\theta$  змінюється положення площини різання та напрям вектора реакції ґрунту, що, своєю чергою, впливає на ефективність проникнення диска та опір, який виникає. У певному діапазоні значення  $\theta$  забезпечується оптимальне поєднання глибини проникнення, сили розпушування та мінімального опору, тоді як відхилення від цього діапазону призводить до зростання сили опору через погіршення умов різання або зростання фронтального тиску ґрунту на диск. Провівши оптимізацію рівняння (4) за умови мінімізації середньоквадратичного відхилення тягового зусилля рами отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = 6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $\sigma_{1\min} = 26,4$  Н.

У програмному середовищі Wolfram Cloud отримано рівняння регресії для середніх значень сил, зафіксованих датчиками тягового зусилля у верхній ( $P_2$ ) та крайній ( $P_3$ ) точках стояка

$$P_2 = 74,2 - 11,175 x_1 - 8,025 x_{12} + 24,7 x_2 - 0,35 x_1 x_2 - 1,125 x_{22} + 11,35 x_3 - 2,55 x_1 x_3 - 2,6 x_2 x_3 - 0,625 x_{32}, \quad (5)$$

$$P_3 = 37,5333 - 5,6 x_1 - 3,40417 x_{12} + 14,0125 x_2 + 0,1 x_1 x_2 + 1,52083 x_{22} + 6,1875 x_3 - 1,65 x_1 x_3 - 1,125 x_2 x_3 + 0,570833 x_{32}. \quad (6)$$

За результатами статистичного аналізу рівнянь (5) і (4.6), після вилучення статистично незначущих коефіцієнтів регресії на основі критерію Стьюдента (t-Statistic) та перетворення закодованих факторів у їхні реальні значення, отримано наступне:

$$P_2 = -15,1143 + 617,5 h + 16,2143 V - 1,8625 \theta - 0,222917 \theta^2. \quad (7)$$

$$P_3 = -12,5247 + 350,313 h + 8,83929 V - 0,933333 \theta - 0,0945602 \theta^2. \quad (8)$$

Графічне представлення залежностей у вигляді поверхонь відгуку подано на рис. 7.

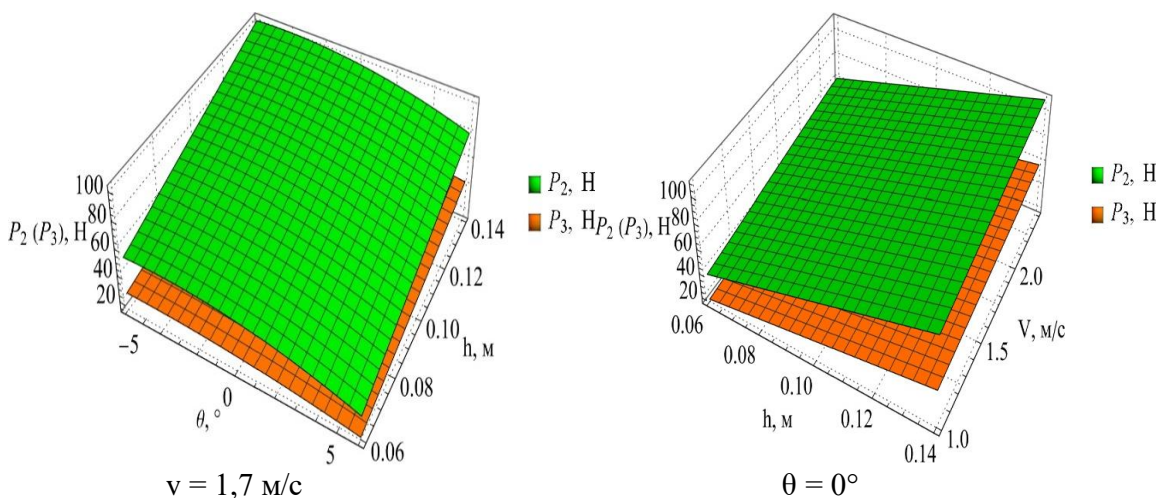


Рис. 7. Залежність середніх значень сил, зафіксованих датчиками тягового зусилля у верхній ( $P_2$ ) та крайній ( $P_3$ ) точках стояка від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Як для  $P_2$ , так і для  $P_3$ , глибина входження дискового робочого органу в ґрунт ( $h$ ) має позитивний вплив на величину тягового зусилля. Це проявляється в наявності позитивних коефіцієнтів при  $h$  (617,5 для  $P_2$  та 350,313 для  $P_3$ ). Фізично це можна пояснити тим, що при збільшенні глибини обробітку збільшується об'єм ґрунту, який обробляється, що потребує більшого зусилля для його переміщення. Тобто, диск вступає в більший об'єм ґрунту, що збільшує сумарний опір, який необхідно подолати для руху агрегату.

Швидкість руху агрегату ( $V$ ) також позитивно впливає на величину тягового зусилля в обох точках. Коефіцієнти при  $V$  складають 16,2143 для  $P_2$  і 8,83929 для  $P_3$ . Це пояснюється тим, що зі збільшенням швидкості збільшується інерційний опір і тертя між робочим органом і ґрунтом. При більшій швидкості руху зростає енергія, яку потрібно затратити для переміщення диска по ґрунту, оскільки тертя та інші механізми опору, як правило, зростають з підвищенням швидкості.

Вплив кута  $\theta$  на тягове зусилля має складну природу. Для обох рівнянь спостерігається негативний лінійний ефект (коефіцієнти  $-1,8625$  для  $P_2$  і  $-0,933333$  для  $P_3$ ), що означає, що з ростом кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу тягове зусилля зменшується. Це може бути пов'язано з тим, що зі збільшенням кута зменшується опір ґрунту до руху робочого органу, оскільки диск з більшим кутом вставки може "легше" розрізати ґрунт, забезпечуючи більш ефективне проникнення. Однак, одночасно з цим у рівнянні спостерігається також квадратичний термін ( $-0,222917 \theta_2$  для  $P_2$  і  $-0,0945602 \theta_2$  для  $P_3$ ), який вказує на наявність оптимуму для кута  $\theta$ . Тобто, після досягнення певного кута, подальше збільшення кута вставки може привести до зростання тягового зусилля через збільшення фронтального опору та зміну характеру взаємодії диска з ґрунтом, що веде до неефективного розрізання і підвищення опору.

Провівши оптимізацію рівнянь (7) і (8) за умови мінімізації тягового зусилля рами отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = 6^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $P_{2\min} = 18,95$  Н і  $P_{3\min} = 8,32$  Н.

Відповідно до обраної методики, у середовищі Wolfram Cloud побудовано рівняння регресії для частоти коливань робочого органу

$$\omega = 57,2667 - 1,475 x_1 + 2,44167 x_1^2 + 3,075 x_2 - 0,8 x_1 x_2 - 0,758333 x_2^2 + 1,15 x_3 + 0,6 x_1 x_3 + 0,35 x_2 x_3 - 1,25833 x_3^2. \quad (9)$$

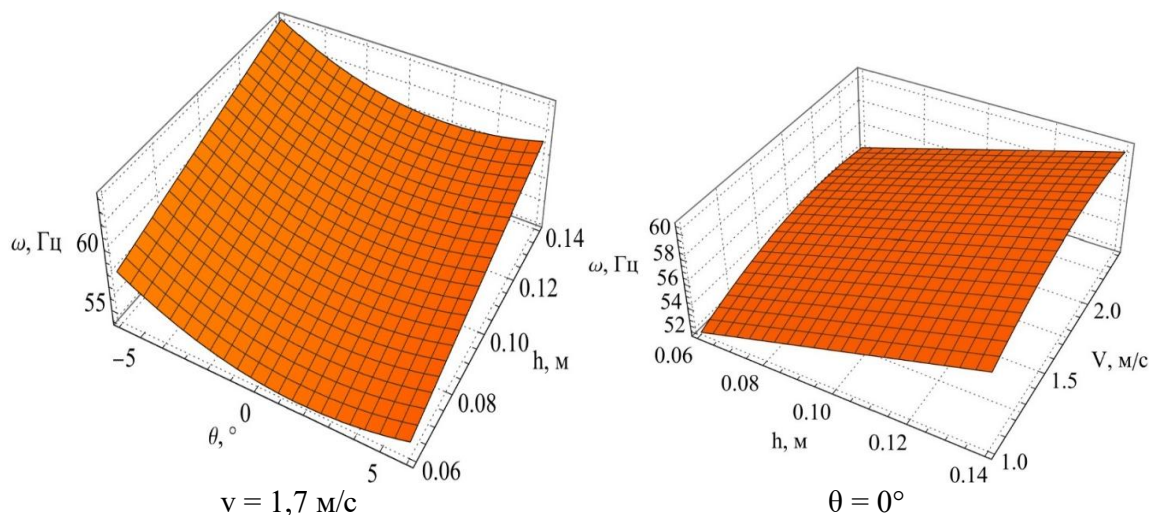


Рис. 8. Залежність частоти коливань робочого органу  $\omega$  від кута клиноподібної вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$

Після вилучення статистично незначущих коефіцієнтів згідно з критерієм Стьюдента (t-Statistic) та перетворення закодованих факторів у їхні реальні значення отримано:

$$\omega = 39,3647 + 76,875 h + 10,3741 V - 2,56803 V^2 - 0,245833 \theta + 0,0678241 \theta_2. \quad (10)$$

Графічна інтерпретація залежності (10) у вигляді поверхонь відгуків наведено на рис. 8. Перш за все, значний позитивний коефіцієнт при глибині входження  $h$  (76,875) свідчить про сильний вплив цього параметра на зростання частоти коливань. Це пояснюється тим, що при більшій глибині обробітку збільшується опір ґрунту, що призводить до зростання коливальних процесів у робочому органі внаслідок перерозподілу зусиль і реакцій ґрунтового середовища. Робочий орган, занурюючись глибше, стикається з більшим об'ємом ґрунту, який чинить опір нерівномірно, що й спричиняє активніші коливання.

### Обговорення

Швидкість руху  $V$  має змішаний вплив, що проявляється в наявності як лінійного додатного члена (10,3741  $V$ ), так і квадратичного від'ємного ( $-2,56803 V^2$ ). Така форма залежності свідчить про існування оптимальної швидкості, при якій частота коливань досягає максимального значення, після чого починає зменшуватись. На початку зростання швидкості збільшується динамічний вплив ґрунту на робочий орган – зростає інерція, сили взаємодії і, як наслідок, коливальні процеси. Проте при надмірно високих швидкостях робочий орган частково втрачає контакт із ґрунтом через ефект розпушення, що знижує амплітуду та частоту збурень, а також може спрацювати демпфування конструкцією стояка або навіски.

Кут клиноподібної вставки  $\theta$  впливає на частоту коливань нелінійно. Лінійний член ( $-0,245833 \theta$ ) свідчить про зменшення частоти коливань зі зростанням кута, що можна пояснити більш плавною взаємодією диска з ґрунтом при збільшених кутах атаки. Проте квадратичний член ( $0,0678241\theta_2$ ) вказує на те, що після досягнення певного значення  $\theta$  зменшення частоти припиняється і починається зворотна тенденція – частота коливань знову зростає. Такий характер залежності обумовлений тим, що при невеликих кутах покращується проникнення в ґрунт, що зменшує збурення, але при занадто великих кутах зростає лобовий опір і динамічні реакції ґрунту, що знову активізує коливання.

Провівши оптимізацію рівняння (10) за умови мінімізації тягового зусилля рами отримуємо значення факторів досліджень:  $\theta = 1,81^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому  $\omega_{\min} = 51,6$  Гц.

### Висновки

1. В результаті експериментальних досліджень отримано динаміки тягового зусилля рами  $P_1$ , тягових зусиль верхньої і крайньої точок пружного стояка дискового робочого органу  $P_2$  і  $P_3$ , а також кутів орієнтації трьохосового акселерометра  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  для кожного дослідження згідно плану Бокса-Бенкіна трьох факторів (кут клиноподібної вставки пружного стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибина входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкість руху  $v$ ) на трьох рівнях варіації.

2. В результаті обробки експериментальних даних з використанням програми Wolfram Cloud отримано залежності у вигляді рівнянь регресії другого порядку середнього значення тягового зусилля рами  $P_1$ , його середньоквадратичного відхилення  $\sigma_1$ , частоти коливань робочого органу  $\omega$ , середнього значення зусилля у верхній ( $P_2$ ) і крайньої ( $P_3$ ) точок пружного стояка дискового робочого органу від кута клиноподібної

вставки стояка дискового робочого органу  $\theta$ , глибини входження дискового робочого органу в ґрунт  $h$  і швидкості руху  $v$ .

3. За результатами проведення оптимізації рівняння (10) за умови мінімізації тягового зусилля рами отримано значення факторів досліджень:  $\theta = 1,81^\circ$ ,  $h = 0,06$  м,  $v = 1$  м/с. При цьому мінімальна частота коливань дискового робочого органу  $\omega_{\min} = 51,6$  Гц.

### Список використаних джерел

1. 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.

2. 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. 403с.

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

4. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Надикто В. Т., Кувачов В. П., Ігнат'єв Є. І., Ольт Ю. Теорія стійкого руху дискової борони. Механізація та електрифікація сільського господарства Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ». 2021. Вип. 14 (113). С. 10–22.

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

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

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

8. 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.

9. 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.

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

11. 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.

12. 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.

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

14. Козаченко О.В., Волковський О.М. Моделювання напружено-деформованого стану пружного стояка дискатора з регулятором жорсткості. Вібрації в техніці та технологіях. 2024 № 1 (112). С. 11-22. DOI: 10.37128/2306-8744-2024-1-2. [in Ukrainian].

15. ДСТУ 7080:2009. Якість ґрунту. Проведення польових дослідів. Основні вимоги. [Чинний від 2010-07-01]. Київ: Держспоживстандарт України, 2010. 12 с. (Національний стандарт України).

16. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., Cherevatenko, H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 2023. 1 (7 (121)), 40–47. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>.

17. R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkova, V. Kis, D. Smitskov. Increasing accuracy of measuring functioning parameters of agricultural units. Engineering for Rural Development, 2023, 22. pp. 210–215.

## References

1. Gukov Y. S. (1998). Mekhaniko-tehnologichne obhruntuvannya enerhozberihal'nykh zasobiv dlya mekhanizatsiyi obrobittu rruntu v umovakh Ukrayiny [Mechanical-technological substantiation of energy-saving means for mechanizing soil cultivation in Ukraine]: Extended abstract of doctoral dissertation (Ph.D.) in Technical Sciences, 05.20.01. Natsional'nyy naukovyy tsestr «Instytut mekhanizatsiyi ta elektryfikatsiyi sil's'koho hospodarstva». Hlevakha. 32 p. [in Ukrainian].

2. 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].

3. Pashchenko V. F., Onyshko M. I., Dorozhko I. M., Siedykh K. V. (2011). Vyznachennya yakisnykh pokaznykiv roboty eksperymental'noho diskovoho lushchyl'nyka [Determination of qualitative indicators of the operation of an experimental disk lopper]. Visnyk KhNTUSG imeni Petra Vasylenka. Mekhanizatsiya s.-h. vyrobnytstva. Kharkiv. Vyp. 107 (1. Kh). S. 195–198. [in Ukrainian].

4. 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. Hlevakha: NNTS «IMESH». Vyp. 14 (113). S. 10–22. [in Ukrainian].

5. 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].

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. Shevchenko I. A. (2016) Management of the agrophysical state of the soil environment. K.: Vinichenko Publishing House. 320 p. [in Ukrainian].

8. Gaponenko O. I. (2016). Justification of the parameters of the elastic risers of disk tillage units. Diss... candidate technical of Sciences by specialty 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].

9. 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].

10. 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].

11. 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].

12. 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].

13. 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].

14. Kozachenko O.V., Volkovsky O.M. Modeling the stress-strain state of an elastic riser of a diskator with a stiffness regulator. *Vibrations in Engineering and Technologies*. 2024 No. 1 (112). P. 11-22. DOI: 10.37128/2306-8744-2024-1-2. [in Ukrainian].

15. DSTU 7080:2009. Soil quality. Conducting field experiments. Basic requirements. [Valid from 2010-07-01]. Kyiv: Derzhspozhyvstandart Ukrainy, 2010. 12 p. (National standard of Ukraine).

16. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., Cherevatenko, H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023. 1 (7 (121)), 40–47. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>. [in Ukrainian].

17. R. Antoshchenkov, V. Antoshchenkova, V. Kis, D. Smitskov. Increasing accuracy of measuring functioning parameters of agricultural units. *Engineering for Rural Development*, 2023, 22. pp. 210–215. [in Ukrainian].