ISSN 3154-8059

УДК 631.311 https://doi.org/10.31713/vs3202616

Пономаренко Н. О. [1; ORCID ID: 0000-0001-8263-2914],
к.т.н., доцент,
Часов Д. П. [2; ORCID ID: 0000-0003-3830-693X],
к.т.н., доцент,
Середа Д. Б. [2; ORCID ID: 0000-0003-4353-1365],
д.т.н., доцент,
Бейгул В. О. [2; ORCID ID: 0000-0002-7320-0156],
к.т.н., доцент

[1]Дніпровський державний аграрно-економічний університет, м. Дніпро
[2] Дніпровський державний технічний університет, м. Кам'янське

МОДЕЛЮВАННЯ СИЛОВОЇ ВЗАЄМОДІЇ СФЕРИЧНОГО ДИСКА ДИСКАТОРА НА ПРУЖНОМУ КРІПЛЕННІ

У статті представлено результати аналітичного та експериментального дослідження взаємодії сферичного диска дискатора з ґрунтом за умови його встановлення на пружному стояку. Запропоновано модель, що ґрунтується на диференційованому врахуванні поздовжньої, поперечної та вертикальної складових тягового опору, які сприймаються окремими ділянками пружного стояка з урахуванням напрямку дії сил, умов деформування та обертання робочого вузла. Конструктивно стояк розглядається як сталева смуга постійного поперечного перерізу, жорсткісні характеристики якої визначаються довжиною окремих ділянок, а загальний прогин формується як геометрична сума прогинів цих ділянок. Розглянуто постійну, варіаційну та випадкову імпульсну складові навантаження, що визначають характер пружного деформування та формування коливального і віброударного режимів роботи системи «пружний стояк – диск». Постійна складова компенсується початковим номінальним прогином стояка, варіаційна зумовлює циклічну зміну величини прогину, а випадкова імпульсна складова надає діаграмі навантаження-розвантаження зубчастого характеру, що відповідає ознакам конструкції віброударної дії. Теоретичні розрахунки та експериментальні випробування підтвердили доцільність узгодження площини коливань із напрямом руху робочого вузла. Встановлено, що блокування обертання диска спричиняє збільшення його тягового опору в середньому на 27%, що свідчить про критичну важливість забезпечення вільного обертання диска. Визначено, що найефективніше віброударний режим реалізується за питомого зчеплення часток ґрунту 4,5–5,8 кН/м^2. За вищої твердості ґрунту доцільним є застосування жорсткого стояка, який

є економічно вигіднішим у виготовленні. Встановлено, що використання віброударного режиму забезпечує зниження тягового опору дискатора в 1,1–1,2 раза в дослідженому діапазоні ґрунтових умов. Польові випробування засвідчили працездатність дискатора в складних умовах, зокрема за підвищеної вологості та наявності високостеблової рослинності. Отримані результати можуть бути використані для обґрунтування конструктивних параметрів пружних кріплень дискових робочих вузлів та вдосконалення їхніх режимів роботи.

Ключові слова: дискатор; сферичний диск; пружний стояк; тяговий опір; жорсткість; віброударний режим; коливання.

Вступ. Дискатор належить до найпоширеніших знарядь для обробітку ґрунту, а його основними робочими вузлом виступають сферичні диски, закріплені на жорсткому або пружному стояку. Практика свідчить, що пружне кріплення диска має переваги порівняно з жорстким: знижується тяговий опір, покращується якість подрібнення ґрунту, зменшується ймовірність забивання робочого вузла рослинними рештками. Водночас більшість серійних стояків дискаторів мають уніфіковану конструкцію, яка не дозволяє повною мірою реалізувати потенціал пружного кріплення. Це зумовлено тим, що жорсткісні характеристики стояка не узгоджені з реальною структурою тягового опору, який діє на диск у процесі роботи. Як наслідок, пружний стояк працює в режимі, далекому від раціонального, а його переваги реалізуються лише частково. У зв'язку з цим актуальним є аналітичне визначення оптимальних параметрів пружного стояка, які б враховували диференційований характер складових тягового опору та забезпечували ефективний віброударний режим роботи диска.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання взаємодії дискових робочих вузлів із ґрунтом, визначення тягового опору та дослідження коливальних процесів розглянуто в роботах [1–6]. Особливий інтерес для досліджуваної проблематики становлять праці, присвячені експериментальному вивченню сферичних дисків на пружних кріпленнях та обґрунтуванню їхніх конструктивних і режимних параметрів [2; 3; 6].

У роботі [1] досліджено вібраційні процеси під час основного обробітку ґрунту, що обґрунтовує актуальність аналізу коливальних явищ у системах ґрунтообробних машин. Експериментальні дослідження дискатора з пружними стояками [3] та польові випробування сферичного диска на пружному кріпленні [6]

ISSN 3154-8059

спрямовані на встановлення особливостей функціонування дискових робочих вузлів за змінних умов взаємодії з ґрунтом.

Окремим напрямом є обґрунтування раціональної жорсткості пружного стояка, якому присвячено роботу [2]. Водночас результати наведених досліджень не усувають необхідності подальшого аналітичного обґрунтування жорсткісних параметрів стояка з урахуванням просторового характеру навантаження на сферичний диск. Оскільки робочий вузол встановлюється під певними кутами до напрямку руху та вертикалі, реакція ґрунту має поздовжню, поперечну та вертикальну складові, які повинні бути враховані під час розрахунку пружної конструкції. Додаткового дослідження потребує питання взаємозв'язку між складовими тягового опору, величинами прогинів окремих ділянок стояка та його загальною жорсткістю. Перспективним є також урахування змінної складової навантаження, яка може зумовлювати коливальний характер руху диска та впливати на ефективність взаємодії робочого вузла з ґрунтом. Таким чином, актуальним напрямом подальших досліджень є розроблення аналітичного підходу до визначення складових тягового опору сферичного диска та диференційованого обґрунтування жорсткості окремих ділянок пружного стояка з урахуванням напрямків дії сил і умов роботи дискатора.

Мета і завдання дослідження. Метою дослідження є аналітичне обґрунтування раціональних значень жорсткості пружного стояка дискатора. Для досягнення поставленої мети необхідно розробити аналітичну модель взаємодії сферичного диска з ґрунтом за умови його закріплення на пружному стояку, деталізувати складові тягового опору диска – повздовжню, вертикальну та поперечну – і визначити їхні розрахункові значення, встановити залежність жорсткості окремих ділянок стояка від напрямку прикладених сил, а також визначити раціональні режими коливань та умови ефективного застосування віброударного режиму з урахуванням впливу обертання диска на величину тягового опору.

Результати та їх обговорення. Робоча гіпотеза дослідження ґрунтується на припущенні, що коливання системи «пружний стояк – диск» зумовлені періодичною зміною складових тягового опору. У загальному випадку тягове навантаження представлено постійною та змінною складовими. Постійна складова визначається стабільними механіко-технологічними властивостями ґрунту та умовами роботи робочого механізму. Змінна складова формується внаслідок циклічних або випадкових змін параметрів оброблюваного

середовища та розглядається як сукупність варіаційної і випадкової імпульсної складових (рис. 1).

Постійна складова тягового опору компенсується початковим прогином пружного стояка, формуючи його вихідний напружено-деформований стан. Варіаційна складова характеризується циклічною зміною навантаження, що спричиняє відповідну зміну прогину стояка. Зворотна деформація пружного елемента забезпечує періодичне переміщення диска та формування вібраційної складової робочого процесу. Випадкова імпульсна складова виникає за різкої зміни сили опору. Її дія супроводжується додатковим пружним деформуванням стояка з подальшим поверненням системи до вихідного положення за рахунок вивільнення накопиченої енергії деформації.

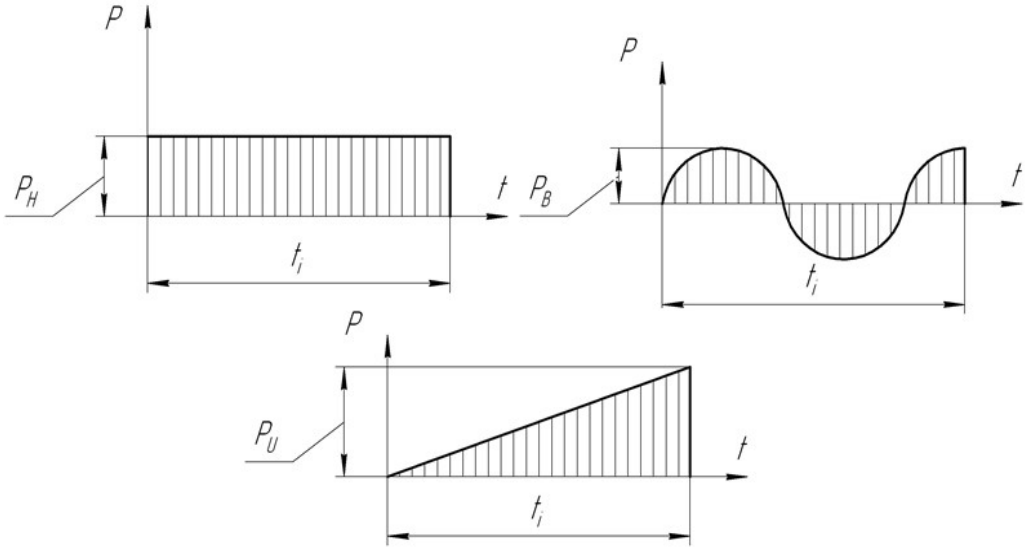


Рис. 1. Характер зміни складових тягового навантаження:
P_H – постійна складова; P_B – варіаційна складова; P_U – випадкова імпульсна складова; t – час дії

Такий характер навантаження зумовлює формування імпульсної складової циклу «навантаження–розвантаження» та визначає віброударний режим роботи системи «диск – пружний стояк». Параметри переміщення робочого механізму визначаються співвідношенням постійної, варіаційної та імпульсної складових тягового навантаження, а величина деформації пружного стояка – рівнем і напрямком діючих сил та його конструктивними параметрами.

ISSN 3154-8059

Конструкція дискатора передбачає встановлення дискових робочих механізмів під певними кутами до напрямку руху та вертикалі. Така орієнтація зумовлює просторовий характер реакції ґрунту та формування поздовжньої, поперечної і вертикальної складових тягового опору. Пружний стояк має забезпечувати сприйняття та компенсацію зазначених складових навантаження.

На рис. 2 наведено борону дискову причіпну БП-4П-01 з пружними стійками Bianchi, а на рис. 3 – загальний вид робочого механізму дискатора. Конструкція характеризується компактним компонуванням, при якому стояк закріплено на тильному боці диска за межами робочої зони. Зміна кутів встановлення диска відносно напрямку руху та вертикалі конструктивно пов'язана із заміною стояка. Тому геометричні параметри його встановлення мають визначатися з урахуванням умов експлуатації та характеристик оброблюваного ґрунту.



Рис. 2. Борона дискова причіпна БП-4П-01 з пружинними стійками Bianchi



Рис. 3. Загальний вид робочого вузла дискатора

Конструктивно пружний стояк складається з трьох функціональних ділянок, призначених для сприйняття поздовжньої, поперечної та вертикальної складових реакції ґрунту на диск (рис. 4). За сталих значень величини та напрямку відповідних сил кожна ділянка стояка забезпечує їх пружну компенсацію. Таким чином, розрахункову схему стояка доцільно представляти як сукупність взаємопов'язаних ділянок, навантажених відповідними складовими реакції робочого механізму.

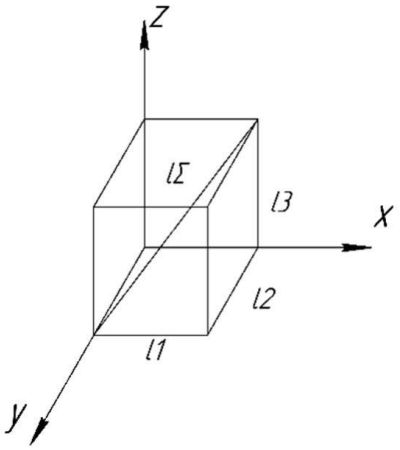


Рис. 4. Розрахункова схема до обґрунтування конструкції стояка

Визначальним параметром деформування окремої ділянки є її прогин Δ_l. ля забезпечення уніфікованої жорсткості поперечного перерізу стояк доцільно виконувати з єдиного сталевого профілю постійного перерізу, унаслідок чого момент інерції всіх ділянок залишається незмінним. Регулювання величини прогину в такому разі здійснюється зміною робочої довжини відповідної ділянки *L*. Під дією постійних складових реакції ґрунту пружний стояк деформується до положення статичної рівноваги, що відповідає встановленому просторовому положенню диска. Змінна складова тягового опору спричиняє відхилення від цього положення та формує поточну величину прогину стояка. Після зменшення або припинення дії зовнішнього навантаження пружна енергія, накопичена в деформованому стояку, реалізується у зворотному переміщенні конструкції та забезпечує повернення диска до вихідного положення.

Загальний прогин пружного стояка визначається сумарною деформацією його ділянок за напрямками складових тягового опору (рис. 5). Це забезпечує встановлення залежності між силами,

 ISSN 3154-8059

довжинами ділянок і деформаційними характеристиками та подальше визначення раціональних параметрів кріплення.

Для проєктних розрахунків необхідна аналітична модель взаємодії диска з ґрунтом, що дає номінальні значення та діапазони зміни повздовжньої, поперечної й вертикальної складових тягового опору. Конструктивне об'єднання ділянок утворює загальну схему (див. рис. 4), де ділянка 1' є аналогом ділянки 1, 2' – відповідно 2 і 3' – 3.

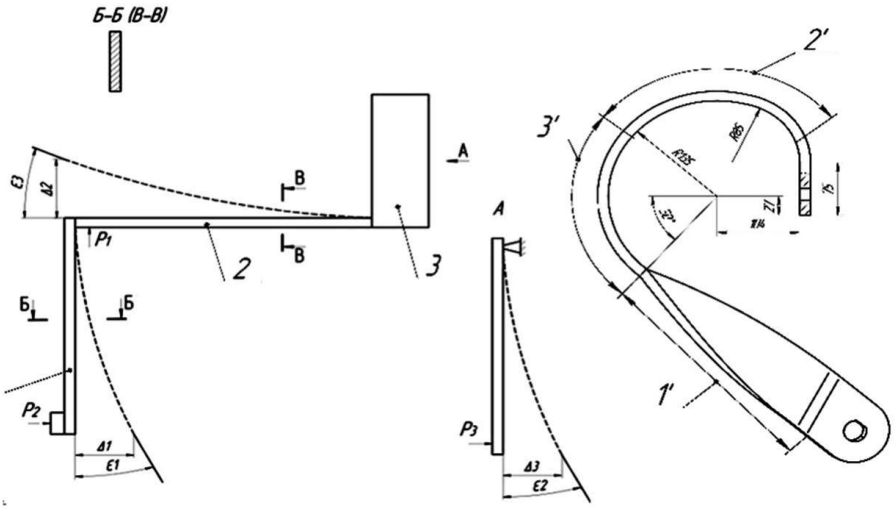


Рис. 5. Розрахункова схема загального прогину

Загальний прогин Δ_Σ – становить геометричну суму прогинів окремих ділянок. Прогин окремо взятої ділянки:

$$\Delta_i = \frac{P_I}{E \cdot I} \cdot \frac{l^3}{3},$$

де E – модуль пружності; I – момент інерції; P – сила, прикладена до ділянки.

Таким чином, розрахункова робоча довжина ділянки:

$$L_i = \sqrt[3]{\frac{3 \cdot \Delta_I \cdot E \cdot I}{P_I}}.$$

Відповідно до розрахункової схеми загальна жорсткість стояка визначається сукупністю її повздовжньої $C_{жп} = P_п/a_п$, вертикальної $C_{жв} = P_в/a_в$ та поперечної $C_{жпп} = P_{пп}/a_{пп}$ складових, де $a_п$, $a_в$, $a_{пп}$ – відповідні амплітуди прогину. Допустима величина прогину окремих ділянок обмежується умовою забезпечення коливань у площині, максимально наближеній до площини обертання диска. Загальна жорсткість:

$$С_Ж = C_Ж = \sqrt{C_{ЖП}^2 + C_{ЖВ}^2 + C_{ЖПП}^2} .$$

Конструкція являє собою суцільну полосу постійного поперечного перерізу, особливість якої полягає в наявності трьох ділянок, що сприймають відповідно повздовжню, поперечну та вертикальну складові реакції взаємодії диска з оброблюваним середовищем. При постійному характері складових сил їх дія компенсується прогином відповідних ділянок, унаслідок чого диск займає стабільне положення, відмінне від вихідного. Змінна складова тягового опору визначає миттєве значення прогину, а при знятті навантаження накопичена енергія повертає диск у вихідне положення. Для проєктних розрахунків необхідна аналітична модель взаємодії диска з ґрунтом, що забезпечує отримання номінальних значень і діапазонів зміни повздовжньої, поперечної та вертикальної складових тягового опору. Подальший аналіз взаємодії конструкції з ґрунтом потребує деталізації складових тягового опору, які відповідно до наведеної моделі мають вигляд такий вигляд: повздовжня $Р_П = Р_{мк(п)} + Р_{тп} + Р_{дп,}$ вертикальна $Р_В = Р_{ск(в)} + Р_{тв} + Р_{дв}$ та поперечна $Р_{ПП} = Р_{ск(пп)} + Р_{тпп} + Р_{дпп}$, де $Р_{ск}$ – складова сил сколу призми; $Р_т$ – складова сил тиску; $Р_д$ – динамічна складова опору, , а індекс у дужках позначає напрямок дії сили. Загальний тяговий опір визначається залежністю:

$$Р_Σ = \sqrt{P_П^2 + P_В^2 + P_{ПП}^2} .$$

Розрахунки складових тягового опору виконано за математичною моделлю [7] в умовах, максимально наближених до польових досліджень, при вихідних даних: робоча швидкість 2,4 м/с, глибина занурення диска 12 см, діаметр диска 560 мм (радіус 280 мм), кут постановки до напрямку руху 25°, кут до вертикалі 25°, кількість ударів твердоміра ДорНДІ 23. Загальний розрахунковий тяговий опір диска за цих умов становить 0,784 кН, а результати розрахунків складових та відповідних жорсткостей ділянок стояка наведено в табл. 1 і 2.

Уточнене значення загального розрахункового тягового опору становить Р= 654 кН, що на 13% менше експериментально заміряного (0,75 кН); розбіжність пояснюється прийнятими в моделі припущеннями та неповним збігом вихідних даних. Зі збільшенням питомого зчеплення часток ґрунту (кількості ударів твердоміра) змінюються переважно складові сили сколу, тоді як інші складові зростають незначно внаслідок підвищення кута внутрішнього тертя.

 ISSN 3154-8059

Розбіжність розрахункових і експериментальних даних становить близько 15% і перебуває у допустимих межах.

Таблиця 1

Розрахункові значення складових опору і жорсткісні параметри ділянок конструкції

Складові тягового опору			Жорсткість ділянки стояка Н/см	Загальна жорсткість, Н/см
Повздовжня складова	Позначення	Розрахункове значення, кН		
	$P_{СК(П)}$	0,146	456	1257
	$P_{ТП}$	0,174		
	$P_{ДП}$	0,136		
	$P_{П}$	0,456		
Вертикальна складова	$P_{СК(В)}$	0,106	875	
	$P_{ТВ}$	0,113		
	$P_{ДВ}$	0,131		
	$P_{В}$	0,350		
Поперечна складова	$P_{СК(ПП)}$	0,09	780	
	$P_{ТПП}$	0,102		
	$P_{ДПП}$	0,120		
	$P_{ПП}$	0,312		

Таблиця 2

Розрахункові дані щодо складових опору та сумарної жорсткості стояка

Складові тягового опору			Жорсткість ділянки стояка Н/см	Загальна жорсткість, Н/см
Повздовжня складова	Позначення	Розраховане значення, кН		
	$P_{СК(П)}$	0,271	594	1411
	$P_{ТП}$	0,181		
	$P_{ДП}$	0,142		
	$P_{П}$	0,594		
Вертикальна складова	$P_{СК(В)}$	0,132	895	
	$P_{ТВ}$	0,092		
	$P_{ДВ}$	0,134		
	$P_{В}$	0,358		
Поперечна складова	$P_{СК(ПП)}$	0,121	915	
	$P_{ТПП}$	0,111		
	$P_{ДПП}$	0,143		
	$P_{ПП}$	0,366		

Висновки. Розроблена методика забезпечує аналітичне обґрунтування жорсткостей окремих ділянок пружного стояка дискатора за умови раціонального спрямування складових тягового опору. Теоретичні розрахунки у поєднанні з експериментальними випробуваннями підтвердили, що найвищу ефективність мають коливання, площина яких збігається з напрямком руху робочого вузла, а оптимальне співвідношення складових тягового опору гарантує стабільність функціонування диска. Встановлено, що основні переваги дискового робочого вузла зумовлені його обертанням навколо осі кріплення: при загальмованому диску опір зростає в середньому на 27%, що підкреслює критичну роль забезпечення вільного обертання. Польові випробування засвідчили працездатність дискатора в складних умовах, зокрема за підвищеної вологості та у разі наявності високостеблової рослинності, а також перспективність його використання для обробки рисових чеків, літування ставків та рекультивації техногенно порушених земель. Встановлено, що віброударний режим найефективніше проявляється при питомому зчепленні часток ґрунту в межах 4,5–5,8 кН/м^2 (що відповідає 19–24 ударам твердоміра ДорНДІ), тоді як за 28–34 ударів доцільніше застосовувати жорсткий стояк, який є економічно вигіднішим у виготовленні. Застосування віброударного режиму забезпечує зниження тягового опору дискатора в 1,1–1,2 раза в усьому робочому діапазоні твердості ґрунтів сільськогосподарського призначення.

1. Булгаков В. М., Свірень М. О., Кісільов Р. В., Орищенко С. Б., Лісовий І. О. Дослідження вібраційних процесів при основному обробітку ґрунту. *Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету*. 2015. Вип. 5, Т. 1. С. 3–13. URL: https://lib.udau.edu.ua/server/api/core/bitstreams/ac1b4322-6b1e-4dff-b639-117ca5016d0b/content. (дата звернення: 10.08.2026). **2.** Волик Б. А., Брижатий І. Ю. Обґрунтування раціональної жорсткості пружного стояка диска дискатора. *Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти.* 2019. Вип. 7. С. 62–77. **3.** Гапоненко О. І. Експериментальні дослідження дискатора з пружними стояками. *Механізація і електрифікація сільського господарства*. 2014. Вип. 99(1). С. 263–271. **4.** Кобець А. С., Іщенко Т. Д., Волик Б. А., Демидов О. А. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів : навч. посіб. Дніпропетровськ : РВВ ДДАУ, 2009. 84 с. **5.** Пугач А. М. Польові дослідження сферичного диска на пружному кріпленні. *Техніка і технології АПК* : науково-виробничий журнал. 2017. № 11(98). С. 23–25. **6.** Семенюта А. М. Обґрунтування конструктивної схеми, параметрів та режимів роботи дискового плуга : автореф. дис. … канд. техн. наук. Мелітополь, 2014. 23 с. **7.** Пономаренко Н. О., Теслюк Г. В., Кобець О. М., Лепеть Є. І., Часов Д. П., Бейгул В. О. Удосконалений відцентровий диск з подвійною подачею добрив.

Збірник наукових праць Дніпровського державного технічного університету. Технічні науки. 2024. № 1 (44). С. 91–98. DOI: https://doi.org/10.31319/2519-2884.44.2024.11.

REFERENCES:

1. Bulhakov V. M., Sviren M. O., Kisilov R. V., Oryshchenko S. B., Lisovyi I. O. Doslidzhennia vibratsiinykh protsesiv pry osnovnomu obrobitku gruntu. *Naukovyi visnyk Tavriiskoho derzhavnoho ahrotekhnolohichnoho universytetu*. 2015. Vyp. 5, T. 1. S. 3–13. URL: https://lib.udau.edu.ua/server/api/core/bitstreams/ac1b4322-6b1e-4dff-b639-117ca5016d0b/content. (data zvernennia: 10.08.2026). **2.** Volyk B. A., Bryzhatyi I. Yu. Obhruntuvannia ratsionalnoi zhorstkosti pruzhnoho stoiaka dyska dyskatora. *Visnyk Ukrainskoho viddilennia Mizhnarodnoi akademii ahrarnoi osvity*. 2019. Vyp. 7. S. 62–77. **3.** Haponenko O. I. Eksperymentalni doslidzhennia dyskatora z pruzhnymy stoiakamy. *Mekhanizatsiia i elektryfikatsiia silskoho hospodarstva*. 2014. Vyp. 99(1). S. 263–271. **4.** Kobets A. S., Ishchenko T. D., Volyk B. A., Demydov O. A. Mekhaniko-tekhnolohichni vlastyvosti silskohospodarskykh materialiv : navch. posib. Dnipropetrovsk : RVV DDAU, 2009. 84 s. **5.** Puhach A. M. Polovi doslidzhennia sferychnoho dyska na pruzhnomu kriplenni. *Tekhnika i tekhnolohii APK* : naukovo-vyrobnychyi zhurnal. 2017. № 11(98). S. 23–25. **6.** Semeniuta A. M. Obgruntuvannia konstruktyvnoi skhemy, parametriv ta rezhymiv roboty dyskovoho pluha : avtoref. dys. … kand. tekhn. nauk. Melitopol, 2014. 23 s. **7.** Ponomarenko N. O., Tesliuk H. V., Kobets O. M., Lepet Ye. I., Chasov D. P., Beihul V. O. Udoskonalenyi vidtsentrovyi dysk z podviinoiu podacheiu dobryv. *Zbirnyk naukovykh prats Dniprovskoho derzhavnoho tekhnichnoho universytetu. Tekhnichni nauky*. 2024. № 1 (44). S. 91–98. DOI: https://doi.org/10.31319/2519-2884.44.2024.11.

Ponomarenko N. O. [1; ORCID ID: 0000-0001-8263-2914],
Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor,
Chasov D. P. [2; ORCID ID: 0000-0003-3830-693X],
Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor,
Sereda D. B. [2; ORCID ID: 0000-0003-4353-1365],
Doctor of Engineering, Associate Professor,
Beihul V. O. [2; ORCID ID: 0000-0002-7320-0156],
Candidate of Engineering (Ph.D.), Associate Professor

[1]Dnipro State Agrarian and Economic University, Dnipro
[2]Dnipro State Technical University, Kamianske

MODELING THE FORCE INTERACTION OF A SPHERICAL DISC OF A DISC-TYPE PILE ON AN ELASTIC FOUNDATION

This article presents the results of analytical and experimental research on the interaction between a spherical disc of a disc harrow and the soil when the disc harrow is mounted on a flexible support. A model is proposed based on a differentiated account of the longitudinal, transverse,

and vertical components of traction resistance, which are absorbed by individual sections of the elastic support rod, taking into account the direction of the forces, deformation conditions, and rotation of the working unit. Structurally, the support is considered as a steel strip with a constant cross-section, whose stiffness characteristics are determined by the length of individual sections, and the total deflection is formed as the geometric sum of the deflections of these sections. The constant, variational, and random impulse components of the load are considered, which determine the nature of elastic deformation and the formation of oscillatory and vibration-impact operating modes of the "elastic riser–disc" system. Constant components are compensated by the initial nominal deflection of the strut; the variational component causes a cyclic change in the magnitude of deflection; and the random impulse component imparts a sawtooth-like character to the load-unload diagram, which corresponds to the characteristics of a vibro-impact action. Theoretical calculations and experimental tests confirmed the advisability of aligning the plane of oscillations with the direction of motion of the working unit. It was established that locking the disk's rotation causes an increase in its drag resistance by an average of 27%, which indicates the critical importance of ensuring the disk's free rotation. It has been determined that the vibration-impact mode is most effective at a specific soil particle adhesion of 4.5–5.8 kN/m^2. For harder soils, it is advisable to use a rigid strut, which is more cost-effective to manufacture. It has been established that the use of the vibro-impact mode reduces the disc harrow's traction resistance by a factor of 1.1–1.2 within the researched range of soil conditions. Field tests confirmed the disc harrow's operational capability under challenging conditions, particularly in high-moisture conditions and in the presence of tall vegetation. The results obtained can be used to justify the design parameters of elastic mountings for disc working units and to improve their operating modes.

Keywords: disc harrow; spherical disc; elastic strut; traction resistance; stiffness; vibration-impact mode; oscillations.

Отримано / Received: 17.08.2026
Прийнято до друку / Accepted: 17.09.2026
Опубліковано / Published: 18.09.2026

© 2026 [Ponomarenko N. O., Chasov D. P., Sereda D. B., Beihul V. O.]. Licensee {NUWEE}. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution-NonCommercial (CC BY-NC) license (creativecommons.org)