



Механізація, електрифікація

УДК 631.356.2

© 2020

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ УДАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ВІБРАЦІЙНОГО КОПАЧА З ТІЛОМ КОРЕНЕПЛОДУ ПРИ ЙОГО ВИЛУЧЕННІ З ҐРУНТУ

В.В. Адамчук¹, В.М. Булгаков², В.П. Кувачов³, І.В. Головач⁴,
Є.І. Ігнат'єв⁵, В.В. Яременко⁶

^{1,2}доктори технічних наук, професори, академіки НААН

⁴доктор технічних наук, професор

^{3,5,6}кандидати технічних наук

¹ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»
вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Васильківського р-ну Київської обл., 08631, Україна

^{2,4,6}Національний університет біоресурсів і природокористування України
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

^{3,5}Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного
пр. Б. Хмельницького, 18, м. Мелітополь Запорізької обл., 72312, Україна

e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua, ²vvadamchuk@gmail.com, ³kuvachoff@ukr.net,

⁴holovach.iv@gmail.com, ⁵yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua

ORCID: ¹0000-0003-0358-7946, ²0000-0003-3445-3721, ⁴0000-0003-1387-4789,

⁵0000-0003-0315-1595

Надійшла 12.10.2020

Мета. Обґрунтувати раціональні конструктивні та кінематичні параметри вібраційного копача при його ударній взаємодії із коренеплодом цукрового буряку за умови його непошкодження під час викопування із ґрунту. **Методи.** Теоретичні дослідження проведено з використанням основних положень вищої математики і теоретичної механіки, зокрема теорії удару. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК на основі розроблених і стандартних програм. **Результати.** Розглянуто ударну взаємодію вібраційного викопувального робочого органа з тілом коренеплоду цукрового буряку в одній точці (асиметричний удар). На підставі розробленої еквівалентної схеми та застосування загальної теорії удару побудовано математичну модель ударної взаємодії вібраційного копача бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, що міцно зв'язаний із сухим і твердим ґрунтом. Отримано аналітичні вирази для визначення ударного імпульсу, а також максимально допустимої частоти коливань робочого органа та зведеної до точки удару його маси за умови непошкодження коренеплоду. На основі аналітичних виразів проведено розрахунки на ПК і отримано графічні залежності максимально

допустимої частоти коливань вібраційного копача та зведеної до точки удару його маси від амплітуди коливань і швидкості поступального руху для широкого діапазону значень цих параметрів. **Висновки.** При зростанні частоти коливань вібраційного копача в межах 7,5–20,3 Гц і швидкості поступального руху в межах 1,4–2,2 м/с значення зведеної до точки удару його маси має тенденцію до зменшення і змінюється у межах 1,51–0,63 кг за амплітуди коливань 0,016 м. Максимально допустима частота коливань вібраційного копача при збільшенні амплітуди його коливань різко зменшується, як і при зростанні швидкості поступального руху. Так, для зведеної маси вібраційного копача 1,5 кг і глибини його ходу в ґрунті 0,10 м за зростання амплітуди коливань у межах 0,008–0,024 м і швидкості поступального руху в межах 1,4–2,2 м/с максимально допустима частота змінюється у межах 15,7–4,0 Гц. Для глибини ходу вібраційного викопувального робочого органа 0,08 м — у межах 33,0–10,0 Гц.

Ключові слова: буряк, асиметричний удар, максимально допустима частота, амплітуда, глибина ходу, поступальна швидкість руху.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202011-06>

Необхідною умовою якісного виконання технологічного процесу вібраційного викопування коренеплодів є їх непошкодження. Очевидно, ймовірність пошкодження коренеплодів і навіть їх зламування підвищується за ударної взаємодії викопувального робочого органа з тілом коренеплоду, особливо при роботі у сухому і твердому ґрунті. Ударна взаємодія відбувається під час першого контакту робочого органа з коренеплодом, який міцно зв'язаний із оточуючим ґрунтом, за рахунок швидкостей поступального руху копача та самого робочого органа. Під час такого контакту протягом короткого проміжку часу виникає значний ударний імпульс, який може призвести до зламування коренеплоду.

А тому постає актуальна науково-технічна проблема теоретично дослідити ударну взаємодію, що дасть можливість визначити раціональні конструктивні та кінематичні параметри викопувального робочого органа за умов непошкодження (незламування) коренеплодів під час їх вібраційного викопування.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснено у працях [1–3]. Деякі експериментальні дослідження зазначеного процесу коротко розглянуті в

монографіях [4, 5]. У працях [6–9] висвітлено загальні питання механізованого збирання коренебульбоплодів, наведено конструкції викопувальних робочих органів, результати теоретичних та експериментальних досліджень процесів викопування коренебульбоплодів.

Проте ударна взаємодія вібраційного викопувального робочого органа з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, у цих роботах не розглядається. Лише в роботах [4, 5] наведено деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головою коренеплоду. У цій роботі досліджено ударну взаємодію вібраційного викопувального органа в момент його першого контакту з тілом коренеплоду, тобто в момент удару одним із лемешів.

Мета досліджень — обґрунтувати раціональні конструктивні та кінематичні параметри вібраційного копача при його ударній взаємодії із коренеплодом буряку цукрового за умови його непошкодження під час викопування із ґрунту.

Матеріали та методи. Теоретичні дослідження проводили з використанням основних положень вищої математики і теоретичної механіки, зокрема теорії удару. Числові розрахунки та графічні залежності отримано із застосуванням ПК на підставі розроблених і стандартних програм.

Результати досліджень та їх обговорення. Очевидно, що за поступального руху вібраційного копача вздовж рядка коренеплодів перший ударний контакт викопувального робочого органа з тілом коренеплоду може відбуватися як з двома викопувальними лемешами одночасно, так і лише з одним. У першому випадку буде симетричний удар по коренеплоду збоку робочого органа (удар у двох точках), у другому випадку — асиметричний удар (удар в одній точці). Оскільки коренеплоди відносно осі рядка розташовані досить часто з деяким відхиленням, то більш ймовірна ударна взаємодія коренеплоду з робочим органом в одній точці, тобто з одним із лемешів. Саме такий випадок і розглянуто у статті.

Оскільки у результаті коливань лемешів розпушений ґрунт між лемешами і коренеплодом майже не накопичується, внаслідок поступального руху копача і коливального руху робочого органа перший контакт коренеплоду з робочим органом матиме ударний характер, причому удар може відбуватися або безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту. Як відомо, удар характеризується значним ударним імпульсом. Ударний імпульс має деяке скінченне значення, а діє на дуже короткому проміжку часу, тому ударна сила при цьому буде великою, що значно перевищує значення усіх інших сил, які діють на коренеплід на цьому проміжку часу. Оскільки коренеплід ще міцно закріплений у ґрунті, особливо сухому і твердому, виникає загроза його зламування або розривання при вібраційному викопуванні. Звичайно, чим твердішим і сухішим є ґрунт, тим більше такі тези відповідають реальному процесу ударної взаємодії.

Для аналітичного дослідження процесу удару складемо насамперед еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органа з тілом коренеплоду при першому їх контакті (рис. 1). Для цього представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$, кожний із яких у просторі має нахил під кутами α , β , γ , і які встановлені один до одного так, щоб утворилося робоче русло, задня частина якого звужується (рис. 1). Кліни здійснюють коливальні

рухи у поздовжньо-вертикальній площині, напрямком поступального руху вібраційного викопувального робочого органа показано стрілкою.

Вважатимемо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, відбувається лише з поверхнею клина $A_1B_1C_1$ у точці K_1 (рис. 1).

Причому ударний контакт може здійснюватись або безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту між поверхнею клина і коренеплодом.

Для дослідження ударної взаємодії введемо прямокутну декартову систему координат $Oxuz$, центр O якої знаходиться посередині звуженого русла копача, вісь Ox збігається з напрямком поступального руху копача, вісь Oz має напрямком вгору, а вісь Oy спрямована у правий бік копача (рис. 1). Покажемо сили, які виникають при ударній взаємодії вібраційного робочого органа з тілом коренеплоду (рис. 1).

Нехай від вібраційного робочого органа діє вертикальна збурювальна сила \bar{Q}_{36} , яка змінюється за таким гармонічним законом:

$$Q_{36} = H \cdot \sin \omega t, \quad (1)$$

де H — амплітуда збурювальної сили, H ; ω — колова частота збурювальної сили, s^{-1} ; t — поточний час, s .

Ця збурювальна сила надається одночасно від обох лемешів, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{36.1}$ та $\bar{Q}_{36.2}$, прикладеними відповідно у точках контакту K_1 і K_2 , що знаходяться на відстані h від нижньої кромки лемешів (шару нерозпушеного ґрунту).

Тому отримуємо таке співвідношення:

$$Q_{36.1} = Q_{36.2} = \frac{1}{2} H \cdot \sin \omega t. \quad (2)$$

Слід зазначити, що якраз збурювальна сила здійснює процес вібраційного викопування коренеплодів. Але, як відомо, при ударній взаємодії істотну роль відіграє лише ударний імпульс [10, 11]. Імпульси усіх інших сил, що діють на коренеплід під час удару, майже дорівнюють нулю, тобто є нескінченно малими величинами. Тому на еквівалентній схемі ударної взаємодії їх можна не показувати.

На еквівалентній схемі покажемо лише ударні імпульси — нормальний і дотичний. Нормальний ударний імпульс \bar{S}_{n1} прик-

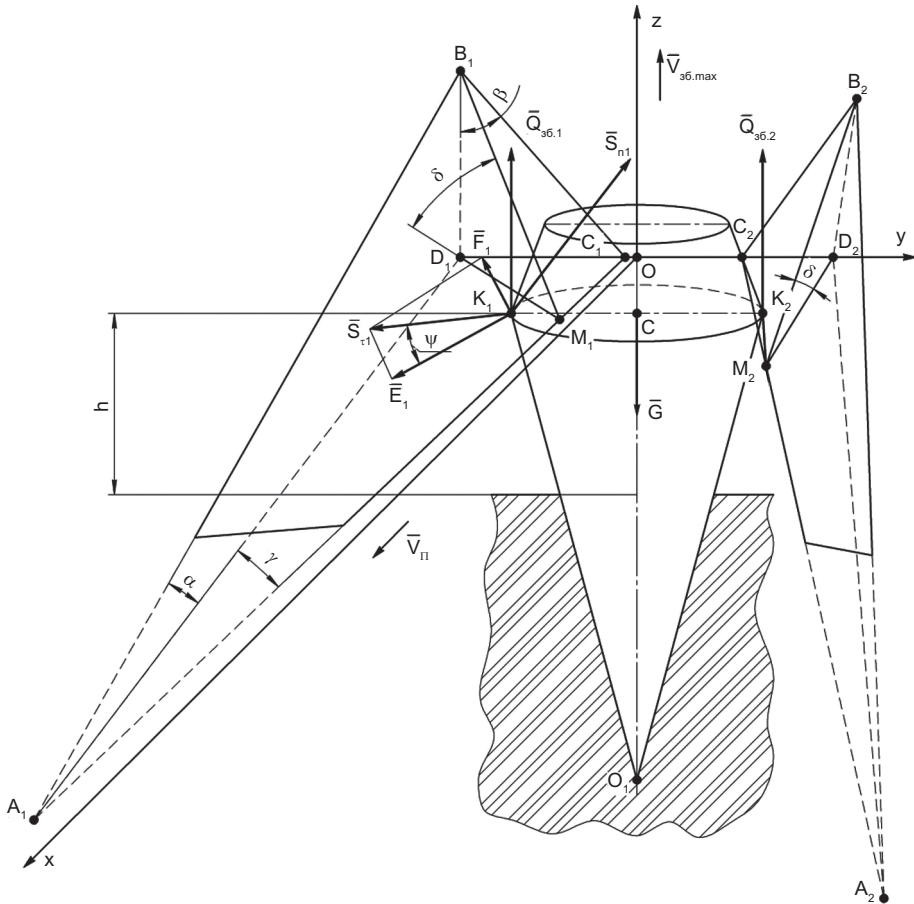


Рис. 1. Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органа з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, в одній точці

ладено у точці K_1 і спрямовано уздовж нормалі до робочій поверхні лемеша, тобто площини $A_1B_1C_1$. Дотичний ударний імпульс \bar{S}_{s1} розташований у площині (робочій поверхні) лемеша і спрямований по дотичній до бокової поверхні коренеплоду у точці контакту K_1 .

На еквівалентній схемі дотичний ударний імпульс \bar{S}_{s1} розкладено на складову \bar{F}_1 , перпендикулярну до прямої A_1C_1 , та складову \bar{E}_1 , паралельну до прямої A_1C_1 (рис. 1).

Величина ударного імпульсу може бути різною залежно від швидкості коливального руху робочого органа у вертикальній площині в момент його ударного контакту з коренеплодом. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного

робочого органа вниз вертикальної складової ударного імпульсу майже немає. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Нехай коливальний рух вібраційного робочого органа здійснюється за таким гармонічним законом:

$$z_k = -a \cdot \cos \omega t, \quad (3)$$

де z_k — відхилення робочого органа від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання, м; ω — колова частота коливаний робочого органа, s^{-1} ; a — амплітуда коливаний робочого органа, м.

Тоді швидкість V_{s6} коливального руху робочого органа як перша похідна від функції (3) за часом у будь-який момент часу t дорівнюватиме:

$$V_{зб.} = a \cdot \omega \cdot \sin \omega t, \quad (4)$$

а максимальне значення цієї швидкості становитиме:

$$V_{зб.макс} = a \cdot \omega. \quad (5)$$

Отже, потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним — у момент ударного контакту вібраційного викопувального органа з коренеплодом робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{зб.макс}$.

Для аналітичного дослідження розглянутого ударного процесу застосовано теорему про зміну кількості руху при ударі [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{c1}, \quad (6)$$

де \bar{V} — швидкість робочого органа до удару; \bar{U} — швидкість робочого органа після удару; m — зведена до точки удару маса робочого органа.

На підставі теореми про зміну кількості руху при ударі (вираз (6)), за умов незламування тіла коренеплоду при його ударній взаємодії із вібраційним викопувальним робочим органом, отримано значення допустимої максимальної швидкості $V_{зб.макс}$ коливального руху вібраційного викопувального робочого органа:

$$V_{зб.макс} = \frac{1}{\tan \beta} \left(\frac{[M_{зр}] t_{уд.}}{A \cdot B \cdot h \cdot m(1 + \varepsilon)} - V_n \tan \gamma \right), \quad (7)$$

де $[M_{зр}]$ — допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, за якого не відбувається зламування коренеплоду,

$$\sqrt{\left(\frac{2 \tan \gamma}{\sqrt{\tan^2 \gamma + 1 + \tan^2 \beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - \right. \\ \left. - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right)^2 + \left(\frac{2}{\sqrt{\tan^2 \gamma + 1 + \tan^2 \beta}} - \right. \\ \left. - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \right)^2} = A, \\ \frac{\sqrt{\tan^2 \gamma + 1 + \tan^2 \beta}}{\tan^2 \beta + f \sin \psi \sin \delta \cdot \tan \beta \sqrt{\tan^2 \gamma + 1 + \tan^2 \beta} + 1 -} \\ - (f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \times$$

$$\times \sqrt{\tan^2 \gamma + 1 + \tan^2 \beta} + \tan^2 \gamma + (f \cos \psi \cos \gamma - \\ - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \times \tan \gamma \sqrt{\tan^2 \gamma + 1 + \tan^2 \beta} = B,$$

h — відстань від нижньої кромки клина (від зони нерозпушеного шару ґрунту) до точки контакту K_1 (рис. 1), ε — коефіцієнт відновлення швидкості після удару, $t_{уд.}$ — тривалість удару, яку можна визначити тільки експериментально.

Згідно з [5] $t_{уд.} \approx 0,6 \cdot 10^{-2}$ с,

f — динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються.

Кути α , β , γ , δ , ψ показано на рис. 1.

З виразу (5) можна визначити при заданій амплітуді потрібну колову частоту коливань робочого органа за умови незламування коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{a \cdot \tan \beta} \left(\frac{[M_{зр}] t_{уд.}}{A \cdot B \cdot h \cdot m(1 + \varepsilon)} - V_n \cdot \tan \gamma \right). \quad (8)$$

Тоді частота коливань робочого органа у герцах дорівнюватиме:

$$\nu = \frac{1}{2\pi \cdot a \cdot \tan \beta} \left(\frac{[M_{зр}] t_{уд.}}{A \cdot B \cdot h \cdot m(1 + \varepsilon)} - V_n \tan \gamma \right). \quad (9)$$

На основі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопувального робочого органа з коренеплодом можна визначити досить широкий спектр допустимих частот коливань робочого органа за умов незламування коренеплодів за різних значень конструктивних і кінематичних параметрів вібраційного викопувального робочого органа.

Для проведення розрахунку слід задати значення деяких параметрів, що входять у вираз (9).

Вважатимемо заданими конструктивні параметри тригранних клинів викопувального робочого органа, зокрема кути γ і β (рис. 1), $\gamma = 14 - 15^\circ$, $\beta = 50 - 55^\circ$.

Динамічний коефіцієнт тертя сталі об поверхню коренеплоду приймаємо як $f = 0,45$ [4]. З деяким наближенням будемо вважати, що кут $\psi = 45^\circ$.

Відстань точки K_1 ударного контакту до нижньої кромки клина (до нерозпушеного шару ґрунту) $h = 0,05$ м.

Прийmemo коефіцієнт відновлення швидкості після удару $\varepsilon = 0,72$.

Допустимий згинальний момент $[M_{зр}]$ визначимо на підставі виразу, відомого з курсу опору матеріалів:

$$[M_{зр}] = [\sigma]_{д.} \frac{\pi(D_k - 2z \cdot \tan \gamma_k)^3}{32}, \quad (10)$$

де $[\sigma]_{д.}$ — тимчасовий опір згину коренеплоду при динамічному навантаженні, Па; D_k — діаметр коренеплоду, м, γ_k — кут конусності коренеплоду, град., z — глибина ходу робочого органа у ґрунті, м.

Згідно з [4], $D_k = 67 - 122$ мм, $\gamma_k = 9 - 18^\circ$, $[\sigma]_{д.} = 1,15 \cdot 10^6$ Па. Приймаємо для розрахунку $D_k = 100$ мм, $\gamma_k = 15^\circ$.

Важливим конструктивним параметром при визначенні ударної взаємодії є маса робочого органа, зведена до точки удару. Це частина маси робочого органа, яка безпосередньо бере участь в ударному процесі. Орієнтовний набір значень зведених мас отримано при заданих діапазонах амплітуд і частот коливань робочих органів, а також швидкостей поступального руху, які будуть використані при проведенні експериментальних досліджень. Це такі діапазони значень згаданих параметрів: амплітуда коливань робочого органа $a = 8 - 24$ мм; частота коливань робочого органа $\nu = 7,5 - 20,3$ Гц; швидкість поступального руху копача $V_{п.} = 1,4 - 2,2$ м/с.

З виразу (9) отримуємо вираз для підрахунку зведеної маси:

$$m = \frac{[M_{зр}] t_{уд}}{A \cdot B \cdot h (1 + \varepsilon) (2\nu \cdot \pi \cdot a \cdot \tan \beta + V_{п.} \cdot \tan \gamma)} \quad (11)$$

Значення зведеної маси отримуємо як функцію від частоти ν коливань робочого органа і швидкості $V_{п.}$ поступального руху копача, тобто $m = m(\nu, V_{п.})$.

Отже, розраховані значення зведених мас забезпечать незламування коренеплоду при ударній взаємодії для конкретних значень глибини ходу, амплітуд і частот коливань робочого органа, а також конкретних значень поступальної швидкості копача.

При цьому, окрім набору значень зведених мас, отримуємо графіки функції $m = m(\nu, V_{п.})$ для різних варіантів значень глибини ходу і амплітуди коливань вібраційного робочого органа та відповідні контурні графіки.

Оскільки робоча глибина ходу викопувальних робочих органів у більшості випадків не перевищує 0,10 м [9], наведемо приклад варіанта розрахунку для $z = 0,10$ м і амплітуди $a = 0,016$ м. Для цього випадку графік функції $m = m(\nu, V_{п.})$ і відповідний контурний графік наведено на рис. 2.

При цьому частоти змінюються у межах $\nu = 7,5 - 20,3$ Гц, а швидкості поступального руху копача — у межах $V_{п.} = 1,4 - 2,2$ м/с.

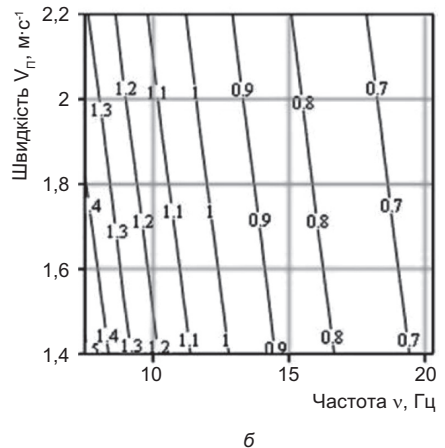
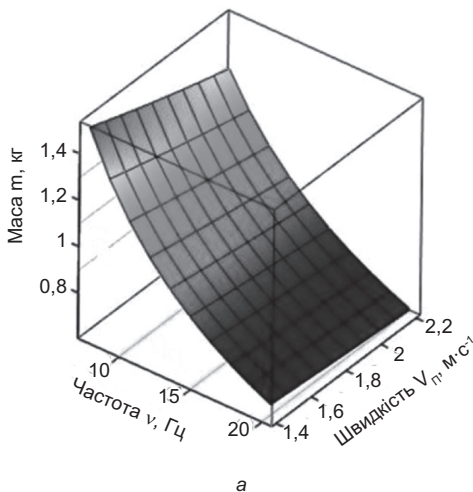


Рис. 2. Поверхня (а) та контурний графік (б) значень зведеної до точки удару маси робочого органа $m(\nu, V_{п.})$, кг (глибина ходу робочого органа $z=0,10$ м; амплітуда коливань $a=0,016$ м)

Отриманий графік чітко відображає тенденцію зменшення зведеної маси робочого органа з ростом частоти коливань і швидкості поступального руху копача. Так, у межах зміни частоти коливань і швидкості поступального руху копача, представлених на графіку, зведена маса робочого органа змінюється у межах 1,51–0,63 кг.

Ці розрахунки дали можливість отримати досить широкий спектр значень зведених мас робочого органа. Звичайно, при розробці конкретного вібраційного викопувального робочого органа працюють із конкретним значенням зведеної маси. Але, використовуючи результати наведених розрахунків, завжди можна сказати, який кінематичний режим руху робочого органа забезпечує зведена маса за умов незламування коренеплодів. Більше того, вибравши конкретне значення зведеної маси із отриманого спектра значень зведених мас (або близьке до нього), можна розрахувати значення допустимих частот для ширшого спектра амплітуд, глибин ходу робочого органа, швидкостей поступального руху копача.

За виразом (9) розраховуємо допустиму частоту коливань робочого органа як функцію від швидкості поступального руху копача й амплітуди коливань робочого органа, тобто $v = v(V_{\text{п}}, a)$. При цьому швидкість поступального руху копача змінюється

у межах 1,4–2,2 м/с, а амплітуда — у межах 0,008–0,024 м.

Наводимо графік функції $v = v(V_{\text{п}}, a)$ і контурний графік для зведеної маси робочого органа $m=1,5$ кг та глибини його ходу у ґрунті $z=0,10$ м (рис. 3).

Як видно з графіка, допустима частота досить істотно залежить від амплітуди коливань робочого органа: з її зростанням допустима частота різко зменшується. Також вона зменшується зі зростанням швидкості поступального руху копача.

Так, при зростанні амплітуди коливань робочого органа в межах 0,008–0,024 м і швидкості поступального руху копача в межах 1,4–2,2 м/с максимально допустима частота змінюється у межах 15,7–4,0 Гц.

Наведені значення частот коливань вібраційного органа — це максимально допустимі значення частот за умов незламування хвостової частини коренеплодів при ударній взаємодії. Менші значення частот коливань тим паче забезпечать незламування хвостової частини коренеплодів.

Цілком очевидно, що значення максимально допустимих частот для зведеної маси робочого органа $m=1,5$ кг задовольняють умови незламування хвостової частини коренеплодів для менших значень зведених мас робочого органа. Насправді значення максимально допустимих частот

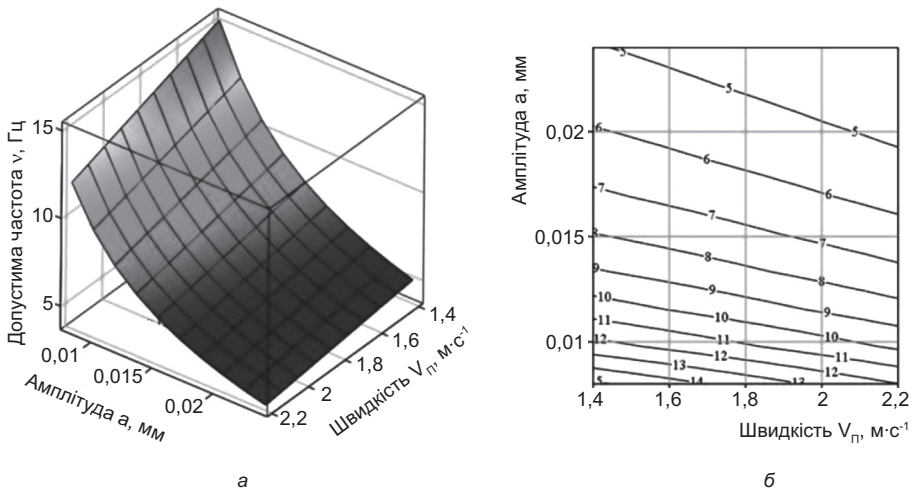


Рис. 3. Поверхня (а) і контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань робочого органа $v = v(V_{\text{п}}, a)$, Гц, за умов незламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органа $z=0,10$ м; зведена маса робочого органа $m=1,5$ кг)

для менших значень зведених мас робочого органа при відповідних амплітудах і глибинах ходу робочого органа будуть ще вищі.

Звичайно, наведені значення допустимих частот за умов незламування хвостової частини коренеплодів при ударній взаємодії мають бути обмежені знизу умовами обов'язкового захвату кожного коренеплоду викопувальними лемешами робочого органа.

Розроблена теорія ударної взаємодії робочого органа з закріпленим у ґрунті коренеплодом дає можливість за допомогою ПК розрахувати досить широкий спектр кінематичних режимів роботи вібраційного викопувального робочого органа з урахуванням його конструктивних і технологічних параметрів за умов незламування коренеплодів.

Висновки

За розробленою еквівалентною схемою і з застосуванням загальної теорії удару побудовано математичну модель ударної взаємодії робочого органа з тілом коренеплоду в одній точці (асиметричний удар), на підставі якої отримано аналітичні вирази для визначення максимально допустимої частоти коливань робочого органа та зведеної до точки удару його маси за умови незламування хвостової частини коренеплодів при такій взаємодії.

Визначено спектри допустимих зведених до точки удару мас робочого органа, допустимих частот коливань робочого органа та допустимих швидкостей поступального руху копача за умов незламування коренеплодів при ударі з урахуванням конструктивних параметрів вібраційного викопувального робочого органа та фізико-механічних властивостей коренеплодів буряку цукрового.

При зростанні частоти коливань робочого органа в межах 7,5–20,3 Гц та швидкості поступального руху копача в межах 1,4–2,2 м/с значення зведеної до точки удару його маси має тенденцію до зменшення і змінюється у межах 1,51–0,63 кг за амплітуди коливань 0,016 м.

Максимально допустима частота коливань робочого органа при збільшенні їх амплітуди різко зменшується. Також вона зменшується при зростанні швидкості поступального руху копача. Так, для зведеної маси робочого органа 1,5 кг і глибини його ходу у ґрунті 0,10 м при зростанні амплітуди коливань робочого органа в межах 0,008–0,024 м та швидкості поступального руху копача в межах 1,4–2,2 м/с максимально допустима частота змінюється у межах 15,7–4,0 Гц. Для глибини ходу робочого органа 0,08 м — у межах 33,0–10,0 Гц.

Adamchuk V.¹, Bulgakov V.², Kuvachov V.³, Holovach I.⁴, Ihnatiev Ye.⁵, Yaremenko V.⁶

¹NSC «Institute of mechanization and electrification of agriculture», 11 Vokzalna Str., Hlevakha township, Vasylkiv district, Kyiv oblast, 08631, Ukraine, ^{2, 4, 6}National university of life and environmental sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine, ^{3, 5}Dmytro Motornyi Tavria state agrotechnological university, 18 B. Khmelnytskyi Ave., Melitopol, Zaporizhzhia oblast, 72312, Ukraine; e-mail: ¹vbulgakov@meta.ua, ²vvadamchuk@gmail.com, ³kuvachoff@ukr.net, ⁴holovach.iv@gmail.com, ⁵yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua; ORCID: ¹0000-0003-0358-7946, ²0000-0003-3445-3721, ⁴0000-0003-1387-4789, ⁵0000-0003-0315-1595

Analytical investigation in the impact interaction of a vibration digger with the body of the root during its extraction from the soil

Goal. To substantiate rational constructive and kinematic parameters of the vibrating digger at its shock interaction with the root of sugar beet under the condition of its undamaging during digging from the soil. **Methods.** Theoretical research was conducted using the basic principles of higher mathematics and theoretical mechanics, in particular the theory of impact. Numerical calculations and graphical dependencies were obtained using a PC based on the developed and standard programs. **Results.** The shock interaction of the vibrating digging working body with the body of the sugar beet root at one point (asymmetric impact) is considered. Based on the developed equivalent scheme and application of the general theory of impact, a mathematical model of the impact interaction of the vibrating digger of the beet harvester with the body of the root, which is firmly connected with dry and hard soil, is built.

Analytical expressions are obtained to determine the shock impulse, as well as the maximum allowable frequency of oscillations of the working body and reduced to the point of impact of its mass, provided that the root is not damaged. Based on analytical expressions, calculations were performed on a PC and graphical dependencies were created of the maximum allowable oscillation frequency of the vibrating digger and reduced to the point of impact of its mass on the amplitude of oscillations and translational velocity for a wide range of values of these parameters. **Conclusions.** With the increasing frequency of vibration of the vibrating digger in the range of 7.5–20.3 Hz and the speed of translational movement in the range of 1.4–2.2 m/s the value of the reduced to the point of impact of its mass tends to decrease and varies within 1.51–0.63 kg

with an amplitude of oscillations of 0.016 m. The maximum allowable frequency of oscillations of the vibrating digger with increasing amplitude of its oscillations decreases sharply, the same as with the increasing speed of translational motion. Thus, for the consolidated mass of the vibrating digger 1.5 kg and the depth of its motion in the soil 0.10 m with increasing amplitude of oscillations in the range of 0.008–0.024 m and the speed of translational movement in the range of 1.4–2.2 m/s the maximum allowable frequency varies between 15.7–4.0 Hz. For the depth of motion of the vibrating digging working body 0.08 m, it varies in the range of 33.0–10.0 Hz.

Key words: beet, asymmetric impact, maximum allowable frequency, amplitude, depth of motion, translational speed.

DOI: <https://doi.org/10.31073/agrovisnyk202011-06>

Бібліографія

1. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов. *Механизация и электрификация сельскохозяйственного хозяйства*. 1970. № 2. С. 9–13.
2. Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. *Зб. наук. пр. Національного аграрного університету «Механізація сільськогосподарського виробництва»*. 2003. Т. XIV. С. 34–86.
3. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*: зб. наук. пр. 2006. Вип. 44, Т. 2. Харків: ХНТУСГ, С. 77–100.
4. Погорельий Л.В., Татьяна Н.В., Брей В.В. и др. Свеклоубочные машины (конструирование и расчет); под общ. ред. Л.В. Погорелого. Киев: Техніка, 1983. 168 с.
5. Погорельий Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). Киев: Феникс, 2004. 232 с.
6. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики. Киев: УСХА, 1992. 512 с.
7. Zaltzman A., Schmilovitch Z. Evolution of the potato fluidized bed medium separator. (*Conference Paper*) *American Society of Agricultural Engineers*. 1985. 27 p.
8. Karwowski T. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. Т. 3. Warszawa: PWRiL, 1982. 429 p.
9. Ichiki H., Nguyen Van N., Yoshinaga K. Stone-clod separation and its application to potato cultivation in Hokkaido. *Biooriented Technology Research Advancement Institution, Engineering in Agriculture, Environment and Food*. 2013. V. 6. Is. 2. P. 77–85.
10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. Ленинград: Политехника, 1990. 272 с.
11. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. Москва: Наука, 1985. 287 с.
12. Бутенин Н.В., Луц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. Москва: Наука, 1985. 496 с.