

ТЕОРІЯ УДАРНОЇ ВЗАЄМОДІЇ ВІБРОКАПАЧА З КОРЕНЕПЛОДОМ БУРЯКА

Головач І.В., д.т.н., Березовий М.Г., к.т.н., Пришляк В.М., к.т.н., Андрєєв
Ю.М., д.т.н.,

*Національний університет біоресурсів і природокористування України,
Вінницький національний аграрний університет,
Національний технічний університет "ХПІ"*

Розроблена теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. Отримані залежності дають можливість аналітично визначати кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів.

Вступ. Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні. Слід зазначити, що до цього часу такої теорії не існує. Лише у роботах [4] і [5] наведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду.

Результати досліджень. При наїзді лемешів вібраційного робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. Складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$, кожний з яких у просторі має нахил під кутами α , β , γ (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямок поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Вважаємо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, з поверхнями клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відбувається відповідно у точках K_1 і K_2 . Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом.

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис.1).

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збуруюча сила $\bar{Q}_{3б.}$, що змінюється за гармонійним законом, яка прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{3б.1}$ та $\bar{Q}_{3б.2}$. Вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі Ox , тому у напрямку осі Ox діють також рушійні сили \bar{P}_1 і \bar{P}_2 , які прикладені у точках K_1 і K_2 відповідно. У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду G_k . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей Ox і Oz позначені через \bar{R}_x та \bar{R}_z відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діють ударні імпульси \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} , які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 , причому $S_{n1} = S_{n2}$. Дані ударні імпульси напрямлені вздовж нормалей до робочої поверхні лемешів, тобто площин $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$ відповідно. Крім того, по поверхні клинів діють дотичні ударні імпульси $S_{\tau 1}$ і $S_{\tau 2}$, причому, $S_{\tau 1} = S_{\tau 2}$. Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [3]:

$$S_{\tau} \leq fS_n, \quad (1)$$

де: f – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються.

Розкладемо імпульси $\bar{S}_{\tau 1}$ і $\bar{S}_{\tau 2}$ на складові \bar{F}_1 і \bar{F}_2 , перпендикулярні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно, та складові \bar{E}_1 і \bar{E}_2 , паралельні до прямих A_1C_1 та A_2C_2 відповідно (рис.1). Так представлені вектори $\bar{S}_{\tau 1}$ і $\bar{S}_{\tau 2}$ дають можливість у подальшому знайти їх проекції на осі Ox і Oy .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Нехай коливання робочого органу здійснюються за наступним гармонійним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (2)$$

де: z_k – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;
 a – амплітуда коливань робочого органу,
 ω – частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість $V_{3б.}$ коливального руху робочого органу у будь-який момент часу t буде дорівнювати:

$$V_{зб.} = a\omega \sin \omega t, \quad (3)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{зб. \max} = a\omega. \quad (4)$$

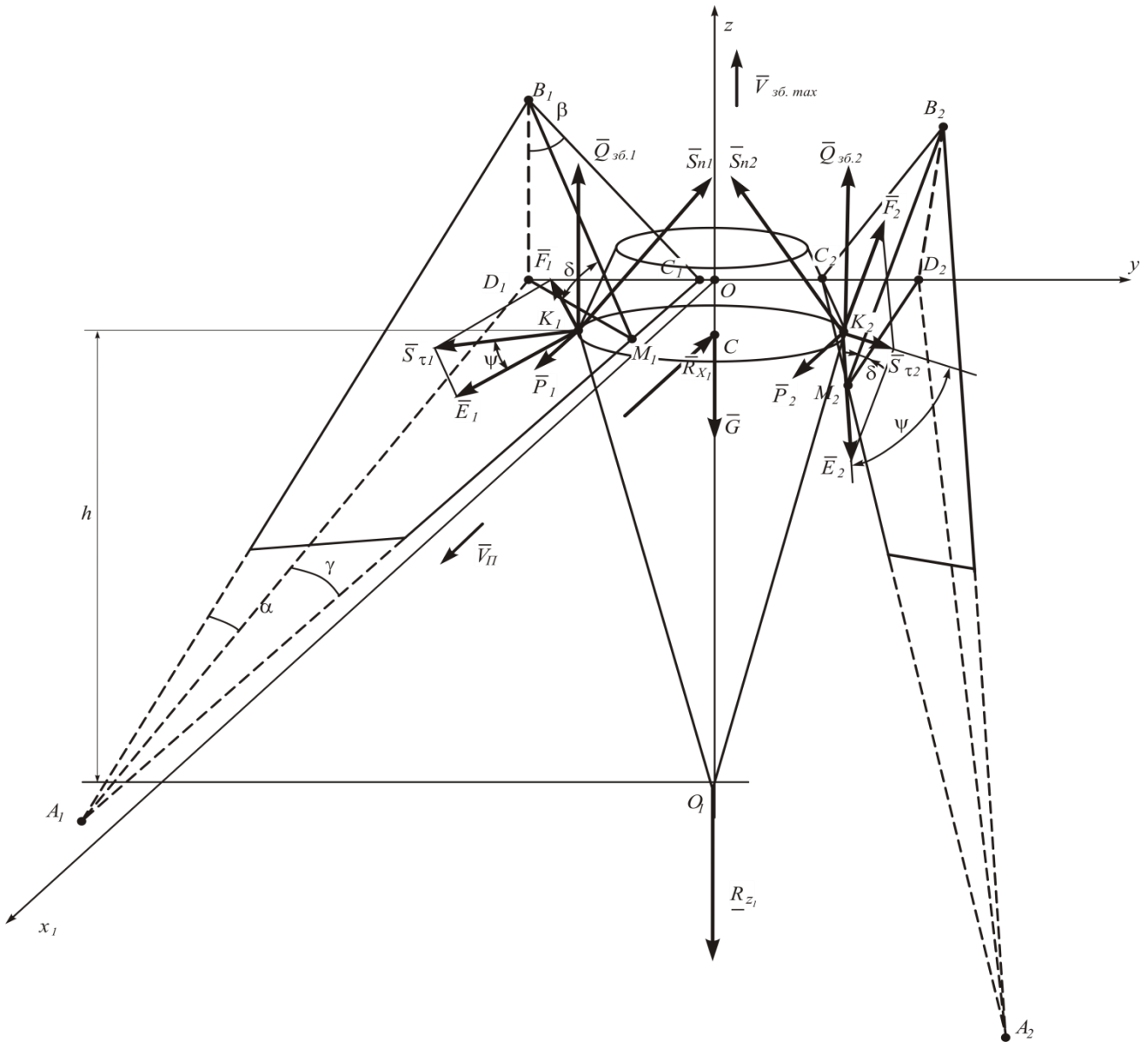


Рис. 1 – Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплідом, закріпленим у ґрунті

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю $V_{зб. \max}$.

Оскільки усі сили, зображені на рис., мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси S_{n1} і S_{n2} мають не нульове значення, причому очевидно, що $S_{n1} = S_{n2}$ (удар симетричний).

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [2]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (5)$$

де: \bar{V} – швидкість робочого органу до удару; \bar{U} – швидкість робочого органу після удару; m – маса робочого органу.

При цьому

$$\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}, \quad (6)$$

де \bar{V}_{Π} – швидкість поступального руху копача; $\bar{V}_{зб.маx}$ – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості \bar{V}_{Π} копача напрямлений по осі Ox , а вектор швидкості коливального руху робочого органу $\bar{V}_{зб.маx}$ – по осі Oz вгору. Враховуючи (1), векторне рівняння (5) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + f\bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n2}. \quad (7)$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ε [2], а саме:

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (8)$$

де: U_n – проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина,
 V_n – проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Оскільки $\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z$, $\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}$, то, враховуючи [1], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (9)$$

$$V_n = \frac{V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (10)$$

де: $L = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}$.

Підставляючи вирази (9) та (10) у (8), одержимо наступне рівняння:

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta). \quad (11)$$

Оскільки удар симетричний відносно площини xOz , то векторне рівняння (7) зводиться до системи двох рівнянь – у проекціях на осі Ox і Oz .

Після визначення проекцій ударних імпульсів, що входять у векторне рівняння (7), та врахування виразу (11) отримаємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{L} + \\ &+ 2fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \\ m(U_z - V_{зб.макс}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{L} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta, \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\varepsilon(V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Застосовуючи метод Крамера до системи рівнянь (12), отримаємо:

$$S_{n1} = -\frac{m(1 + \varepsilon) \times}{2 \operatorname{tg}^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2 \operatorname{tg}^2 \gamma + \dots} \times (V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta)L \dots \frac{\dots}{+ (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L \operatorname{tg} \gamma}. \quad (13)$$

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Згідно [2] максимальне значення ударної сили буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу $t_{y\delta}$, тобто

$$F_{y\delta} = 2F_{y\delta.cp} = \frac{2S}{t_{y\delta}}, \quad (14)$$

де: $F_{y\delta}$ – максимальне значення ударної сили,
 S – ударний імпульс,
 $F_{y\delta.cp}$ – середнє значення ударної сили,
 $t_{y\delta}$ – тривалість удару.

Враховуючи значення проєкцій ударного імпульсу на осі Ox і Oz та вираз (14), зможемо записати значення проєкцій сили $F_{y\delta}$ відповідно на осі Ox і Oz :

$$F_{y\delta.x} = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (15)$$

$$F_{y\delta.z} = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \beta}{L} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (16)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (13), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{y\delta}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [4] $t_{y\delta} \approx 0,6 \cdot 10^{-2}$ с.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом. Якщо удар відбувається у точках K_1 і K_2 , які знаходяться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис.), то момент

горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки, враховуючи вираз (15), буде дорівнювати:

$$M_{o1}(F_{y\delta.x}) = \left(\frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1} h}{t_{y\delta}}. \quad (17)$$

Тоді умовою незламування коренеплоду буде наступна умова:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.x}) \leq [M_{3z}] < M_{on}, \quad (18)$$

де: $[M_{3z}]$ – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;

M_{on} – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Умовою нерозривання коренеплоду буде наступна умова:

$$F_{y\delta.z} \leq [F_{розр}] < R_z, \quad (19)$$

де: $[F_{розр}]$ – допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду;

R_z – вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

З умови незламування коренеплоду (18) та умови нерозривання коренеплоду (19) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо наступні позначення.

$$\frac{[M_{3z}] t_{y\delta} L}{h[4 \operatorname{tg} \gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L]} = A, \quad (20)$$

$$\frac{[F_{розр}] t_{y\delta} L}{4 \operatorname{tg} \beta + 4fL \sin \psi \sin \delta} = B, \quad (21)$$

$$\frac{m(1 + \varepsilon)L}{2 \operatorname{tg}^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2 \operatorname{tg}^2 \gamma + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L} = C. \quad (22)$$

Тоді з виразів (13), (18) та (19) отримуємо наступні обмеження на швидкість викопуючого робочого органу:

$$V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб. \max} \operatorname{tg} \beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (23)$$

Якщо задатися поступальною швидкістю v_{II} бурякозбиральної машини, то з виразу (23) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{зб. \max}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{зб.маx} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (24)$$

Тоді з виразу (4) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{a \operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (25)$$

Задаючи різні значення поступальної швидкості v_{II} бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу ω від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

Висновок.

Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленим у ґрунті. З умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

Список літератури:

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том І. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.
2. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287с.
4. Погорелый Л.В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорелый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.

Аннотация

ТЕОРИЯ УДАРНОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ВИБРОКАПАЧА С КОРНЕПЛОДОМ СВЕКЛЫ.

Головач И.В., Березовой Н.Г., Пришляк В.Н., Андреев Ю.М.

Разработана теория ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с корнеплодом, закрепленным в почве, при вибрационном выкапывании сахарной свеклы. Полученные зависимости дают возможность аналитически определять кинематические и конструкционные параметры выкапывающего рабочего органа исходя из условий неповреждения корнеплодов.

Abstract

THE THEORY OF SHOCK INTERACTION VIBRATIONAL DIGGING WITH A BEET ROOT CROP.

Holovach I., Berezovyy M., Pruchliak V., Andreev J.

The theory of shock interaction of a vibrational digging out executive device with a root crop fixed in soil is developed, at vibrational digging up of a sugar beet. The received dependences afford an opportunity to define analytically kinematic and constructional parametres of a vibrational digging out executive device, proceeding from conditions of undamageability of root crops.