

УДК 631.356.2

Дослідження ударної взаємодії вібраційного копача з коренеплодом

В.М.Бабка, А.С.Маліновський

*Національний університет біоресурсів і природокористування України
(Київ, Україна)*

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

Ключевые слова: коренеплод, копач, вібрація, удар, обламування, ґрунт, імпульс, частота, рівняння.

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 головою 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.). 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 конусо-подібної 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.).

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збурювача сила \bar{Q}_{36} , що змінюється за гармонійним законом, яка прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{36.1}$ та $\bar{Q}_{36.2}$.

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]:

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

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.). Так представлені вектори $\bar{S}_{\tau 1}$ і $\bar{S}_{\tau 2}$ дають можливість у подальшому знайти їх проекції на осі Ox і Oy .

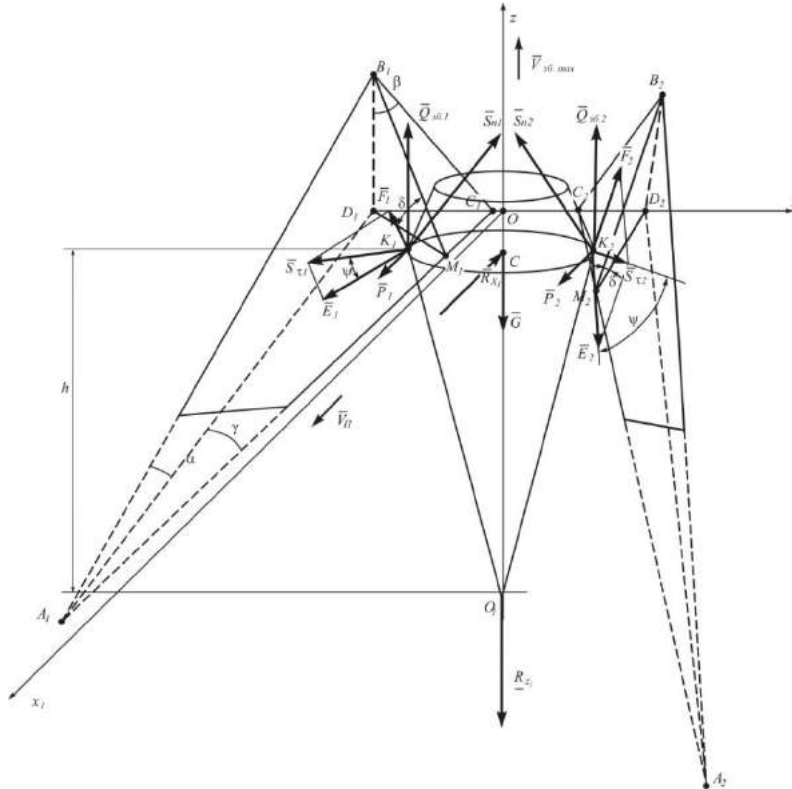


Рис. – Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті

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 $V_{зб.}$ 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:

$$V_{зб. \max} = a \omega. \quad (4)$$

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]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau 1} + \bar{S}_{\tau 2}, \quad (5)$$

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

При цьому

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

де \bar{V}_n – швидкість поступального руху копа-
ча; $\bar{V}_{зб.макс}$ – максимальна швидкість коливаль-
ного руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості \bar{V}_n копа-
ча напрямлений по осі Ox , а вектор швидкості ко-
ливального руху робочого органу $\bar{V}_{зб.макс}$ – по осі
 Oz вгору. Враховуючи (1), векторне рівняння (5)
набуває 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 піс-
ля удару на нормаль до поверхні клина, V_n –
проекція швидкості робочого органу до удару на
нормаль до поверхні клина.

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

$$U_n = (U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta) L^{-1}, \quad (9)$$

$$V_n = (V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta) L^{-1}, \quad (10)$$

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

Підставляючи вирази (9) та (10) у (8), одер-
жимо наступне рівняння:

$$\begin{aligned} U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = \\ = -\varepsilon (V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta) \end{aligned} \quad (11)$$

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

Після визначення проекцій ударних імпульс-
сів, що входять у векторне рівняння (7), та вра-
хування виразу (11) отримуємо систему трьох
рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_n) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{L} + 2fS_{n1}(Z_1 - Z_2), \\ m(U_z - V_{зб.макс}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{L} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta, \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\varepsilon (V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

$$Z_1 = \cos \psi \cos \gamma, \quad Z_2 = \sin \psi \cos \delta \sin \gamma;$$

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

$$\begin{aligned} S_{n1} &= \frac{m(1 + \varepsilon)(V_n \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta)L}{2[\operatorname{tg}^2 \beta + Z_3 + fL(Z_1 - Z_2) \operatorname{tg} \gamma]}, \quad (13) \\ Z_3 &= fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg}^2 \gamma. \end{aligned}$$

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

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

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

Враховуючи значення проєкцій ударного ім-
пульсу на осі Ox і Oz та вираз (14), зможемо за-
писати значення проєкцій сили $F_{y\delta}$ відповідно
на осі Ox і Oz :

$$F_{y\delta.x} = 4 \left[\frac{\operatorname{tg} \gamma}{L} + f(Z_1 - Z_2) \right] \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (15)$$

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

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

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

Розглянемо далі умови непошкодження ко-
ренеплоду 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 горизон-
тальної складової ударної сили відносно цієї
точки, враховуючи вираз (15), буде дорівнювати:

$$M_{o1}(F_{y\delta.x}) = hF_{y\delta.x}. \quad (17)$$

Тоді умовою незламування коренеплоду бу-
де наступна умова:

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

де $[M_{зз}]$ – 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 умов незламування коренеплоду (18) та умов нерозривання коренеплоду (19) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо наступні позначення.

$$A = \frac{[M_{зг}]t_{уд.}L}{4h[\operatorname{tg}\gamma + fL(Z_1 - Z_2)]}, \quad (20)$$

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

$$C = \frac{m(1 + \varepsilon)L}{2[(\operatorname{tg}^2\beta + Z_3) + fL(Z_1 - Z_2)]}. \quad (22)$$

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 (23) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{зб. \max}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

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

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.

Литература

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том I. – 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. – 287 с.
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.

Анотація

Исследования ударного взаимодействия вибрационного копача с коренеплодом

В.М.Бабка, А.С.Малиновский

Разработана теория ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с коренеплодом, 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 коренеплодов.

Ключові слова: коренеплод, копач, вібрація, удар, обламывание, почва, импульс, частота, уравнение.

Abstract

**Research of interaction of shock vibrating digger
with root vegetables**

V.Babka, A.Malinovskiy

The theory of shock interaction of a vibrating digging apparatus with a root crop fixed in soil at vibrating digging of sugar beet is developed. The received dependences afford an opportunity to define analytically kinematic and constructional parameters of a vibrating digger provided that the root crops remain undamaged.

Keywords: *root vegetable, digger, vibration, shock, breaking, soil, momentum, frequency, equation.*

Представлено: М.В.Бакум / Presented by: M.Bakum

Рецензент: А.І.Дзюба / Reviewer: A.Dzuba

Подано до редакції / Received: 25.08.2013