

УДАРНА ВЗАЄМОДІЯ ВІБРАЦІЙНОГО ВИКОПУЮЧОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З КОРЕНЕПЛОДОМ ЦУКРОВОГО БУРЯКУ

Булгаков В.М. д.т.н., ч.-кор. НААН

Національна академія аграрних наук України

Головач І.В. к. фіз.-мат. н.

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Черновол М.І. д.т.н., ч.-кор. НААН, Свірень М.О. к.т.н.

Кіровоградський національний технічний університет

Розроблена математична модель ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду закріпленим у ґрунт, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. На підставі отриманих рівнянь, що описують зазначений процес, знайдені кінематичні та конструктивні параметри викопуючого робочого органу за умов непошкодження коренеплодів цукрових буряків.

Вступ. Викопування коренеплодів цукрових буряків із застосуванням вібраційних способів набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах світу. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування коренеплодів з ґрунту. Тому саме цей технологічний процес потребує докладного аналітичного дослідження та подальшої розробки вдосконалених вібраційних викопуючих органів.

Постановка проблеми. При виконанні будь-якого технологічного процесу необхідними умовами є забезпечення продуктивності, зниження енергозатрат та підвищення якості виконання технологічного процесу.

Стосовно бурякозбиральних машин необхідною умовою забезпечення якості виконання технологічного процесу є, в першу чергу, непошкодження коренеплодів при їх викопуванні. 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 та конструктивні параметри викопуючих робочих органів за умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

Аналіз останніх досліджень. Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1] – [7].

Проте, ударна взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [8] і [9] наведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головкою коренеплоду. У даній роботі досліджена

ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу в момент його зустрічі з тілом коренеплоду, тобто в момент одночасного наїзду обома лемешами на коренеплід цукрового буряку.

Мета дослідження. Розробити основні положення теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті.

Результати досліджень. При наближенні вібраційного викопуючого робочого органу до коренеплоду розпушений ґрунт між лемешами і коренеплодом, внаслідок коливань лемешів, майже не накопичується, а тому перший контакт лемешів з поверхнею коренеплоду буде безпосереднім, або, в крайньому випадку, через досить тонкий шар ґрунту. Таким чином, при наїзді лемешів викопуючого робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. Оскільки ударний імпульс має деяке скінченне значення, а діє він на дуже короткому проміжку часу, то ударна сила при цьому буде досить великою, що значно перевищує значення всіх інших сил, які в даний момент діють на коренеплід. А оскільки коренеплід ще міцно закріплений у ґрунті, то виникає загроза його обламування або розриву. Часто вважають, що тривалість удару дорівнює нулю, і відповідно вважають, що швидкості тіл, які співударяються, змінюються миттєво на деяку скінченну величину. Положення тіл при цьому не змінюється, а тому наявність у механічній системі пружних в'язей не впливає на протікання удару. Це пояснюється тим, що деформацій у зазначених в'язях за час удару не виникає, а тому і не виникає реакцій цих в'язей. Якщо у механічній системі присутні в'язкі елементи, то у них виникають реакції за час удару, проте ці реакції мають скінченну величину (оскільки швидкості скінченні), а тому їх імпульс за час удару дорівнює нулю [10].

Звичайно подальший (післяударний) рух буде відбуватися по різному, в залежності від наявності або відсутності пружних або в'язких в'язей. Оскільки під час наїзду робочого органу на коренеплід ґрунт у його нижній частині залишається нерозпушеним (коренеплід закріплений хвостовою частиною у цьому шарі ґрунту), то цей ґрунт відіграє при ударі роль пружного або в'язкого буфера (в залежності від механічного складу та вологості ґрунту). Звичайно, чим твердіший і сухіший ґрунт, тим наведені вище уявлення є адекватнішими реальному процесу удару.

А оскільки, обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. У першу чергу складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Для цього 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 , і які встановлено таким чином один до одного, що утворюється робоче русло, задня частина якого звужується (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.

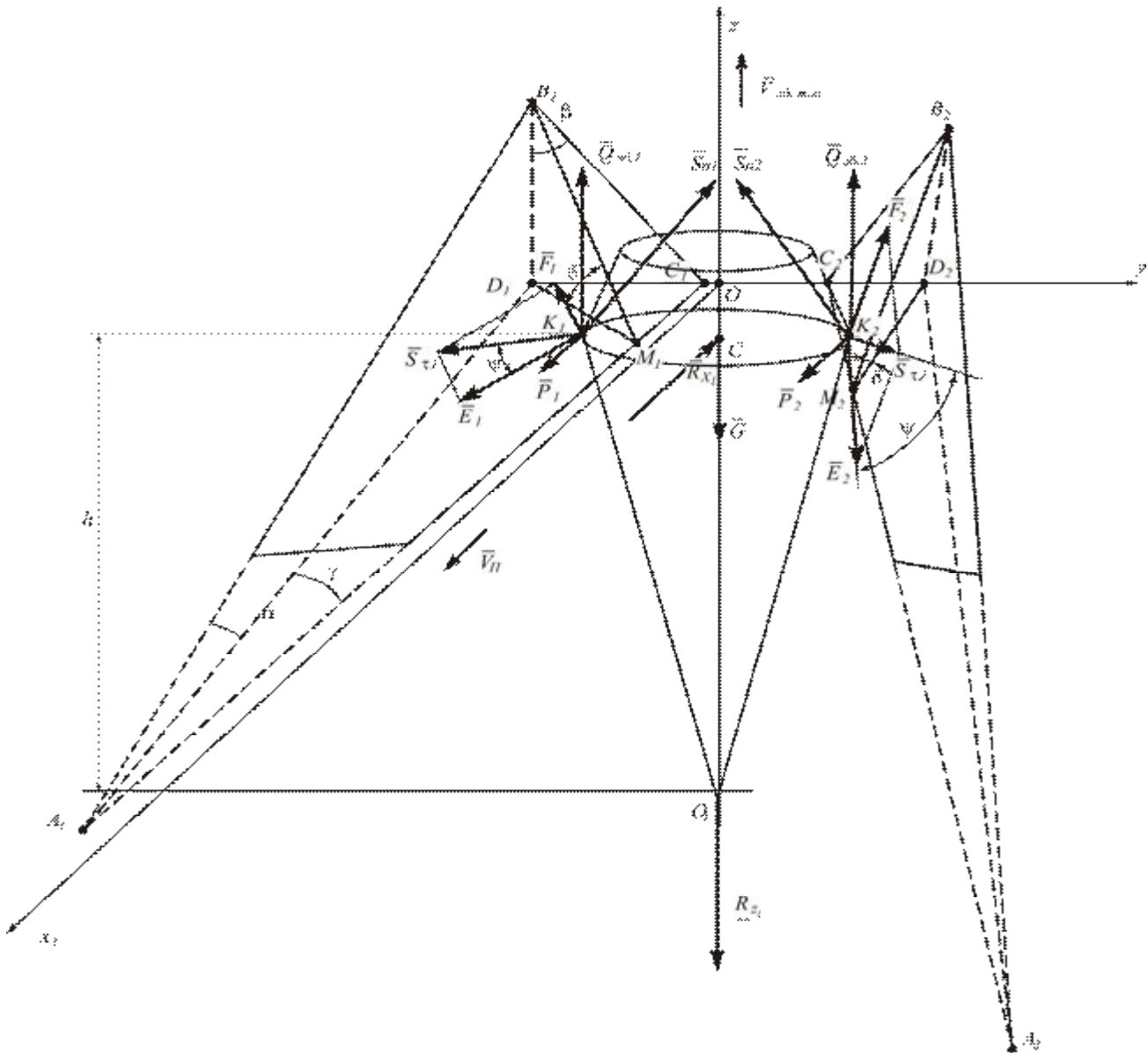


Рис. 1 – Еквівалентна схема ударної взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом

Для опису ударного процесу необхідно обрати систему координат. Зв'яжемо з вібраційним викопуючим органом прямокутну декартову систему координат $Oxyz$, центр O якої знаходиться посередині звуженого русла копача, вісь Ox співпадає з напрямком поступального руху копача, вісь Oz має напрямок вгору, а вісь Oy спрямована у правий бік копача (рис. 1). Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (див. рис. 1).

Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збуруюча сила \bar{Q}_{36} , яка змінюється за гармонійним законом такого вигляду:

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

де H – амплітуда збуруючої сили; ω – частота збуруючої сили.

Зазначена збуруюча сила прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими $\bar{Q}_{36.1}$ та $\bar{Q}_{36.2}$, які прикладені відповідно у точках K_1 і K_2 на відстані h від умовної точки закріплення O_1 коренеплоду у ґрунті.

Оскільки захват коренеплоду лемешами здійснюється з обох боків (у точках K_1 і K_2), то має місце наступне співвідношення:

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

Крім того, 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.

Крім того, у точках контакту K_1 і K_2 діють також сили тертя \bar{F}_{K1} та \bar{F}_{K2} , які протидіють проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клинів $A_1B_1C_1$ і $A_2B_2C_2$. 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 [11]:

$$S_{\tau} \leq f S_n, \quad (3)$$

де: f – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються. В загальному випадку цей коефіцієнт може не співпадати з коефіцієнтом тертя при безвідривному відносному проковзуванні тіл.

Знак нерівності відноситься до випадку, коли дотичний імпульс настільки малий, що проковзування тіл не відбувається. І лише при наявності проковзування потрібно приймати знак рівності.

Оскільки вібраційний робочий орган одночасно здійснює поступальний рух у напрямку осі Ox і коливальний рух у напрямку осі Oz , то цілком

очевидно, що ударні імпульси \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} завжди можна розкласти на складові по осях Ox і Oz . Також цілком очевидно, що складова по осі Ox при ударному контакті для будь-якого коренеплоду буде однаковою, оскільки швидкість поступального руху копача вважається постійною.

Складова ударного імпульсу по осі Oz 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.

Дослідимо більш детально коливальний рух вібраційного викопуючого органу. Нехай робочий орган рухається вгору від свого найнижчого положення $-a$ до найвищого положення a , де a – амплітуда коливань робочого органу, а потім униз – від найвищого положення a до найнижчого положення $-a$. Таким чином, коливання робочого органу повинні здійснюватись за наступним гармонійним законом:

$$z_k = -\alpha \cos \omega t, \quad (4)$$

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

Тоді швидкість $V_{зб.}$ коливального руху робочого органу у будь-який момент часу t дорівнюватиме:

$$V_{зб.} = a\omega \sin \omega t, \quad (5)$$

а максимальне значення даної швидкості дорівнюватиме:

$$V_{зб. \max} = a\omega. \quad (6)$$

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. 1, 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 [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (7)$$

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

При цьому:

$$\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx} , \quad (8)$$

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 (3), векторне рівняння (7) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + f\bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n2} . \quad (9)$$

Запишемо векторне рівняння (9) у проекціях на осі декартової системи координат $xOyz$.

Оскільки удар симетричний відносно площини xOz , то векторне рівняння (9) зводиться до системи двох рівнянь – у проекціях на осі Ox і Oz .

Визначимо необхідні проекції векторів, що входять у рівняння (9).

Очевидно, що:

$$V_x = V_{\Pi} . \quad (10)$$

Оскільки вектори \bar{S}_{n1} і \bar{S}_{n2} спрямовані вздовж нормалей до поверхонь клинів, то згідно [13] отримуємо:

$$S_{n1x} = S_{n2x} = \frac{S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} , \quad (11)$$

$$S_{\tau 1x} = S_{\tau 2x} = S_{\tau 1} \cos \gamma = f S_{n1} \cos \gamma . \quad (12)$$

Також очевидно, що:

$$V_z = V_{зб.маx} . \quad (13)$$

Згідно [13] маємо:

$$S_{n1z} = S_{n2z} = \frac{S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} . \quad (14)$$

Крім того,

$$S_{\tau 1z} = S_{\tau 2z} = 0 . \quad (15)$$

Враховуючи вирази (10) – (15), векторне рівняння (9) зводиться до наступної системи рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{\Pi}) &= \frac{2S_{n1}tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2fS_{n1} \cos \gamma, \\ m(U_z - V_{зб.маx}) &= \frac{2S_{n1}tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} . \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Таким чином, отримана система двох рівнянь з трьома невідомими S_{n1} , U_x і U_z . Необхідне для розв'язування третє рівняння можна отримати, використовуючи гіпотезу Ньютона про співударяння двох тіл [12].

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

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (17)$$

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.

$$\text{Оскільки: } \bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z, \quad \bar{V} = \bar{V}_\Pi + \bar{V}_{зб.макс},$$

то, враховуючи [13], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}, \quad (18)$$

$$V_n = \frac{V_\Pi \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}. \quad (19)$$

Підставляючи вирази (18) та (19) у (17), одержимо третє рівняння:

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon (V_\Pi \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta). \quad (20)$$

Отже, маємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_\Pi) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg} \beta}} + 2fS_{n1} \cos \gamma, \\ m(U_z - V_{зб.макс}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}, \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\varepsilon (V_\Pi \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\}. \quad (21)$$

Запишемо систему рівнянь (21) у вигляді, зручному для розв'язування методом Крамера:

$$\left. \begin{aligned} mU_x + 0U_z - \left(\frac{2\operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2f \cos \gamma \right) S_{n1} &= mV_\Pi, \\ 0U_x + mU_z - \frac{2\operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} S_{n1} &= mV_{зб.макс}, \\ \operatorname{tg} \gamma U_x + \operatorname{tg} \beta U_z + 0S_{n1} &= -\varepsilon (V_\Pi \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.макс} \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\} \quad (22)$$

Запишемо основний визначник системи рівнянь (22) і обчислимо його значення:

$$\Delta = \begin{vmatrix} m & 0 & -\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos\gamma\right) \\ 0 & m & -\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \\ tg\gamma & tg\beta & 0 \end{vmatrix} =$$

$$= \frac{2m(tg^2\beta + tg^2\gamma)}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2mf \sin\gamma.$$
(23)

Запишемо визначник для знаходження невідомого S_{n1} :

$$\Delta_{S_{n1}} = \begin{vmatrix} m & 0 & mV_{\Pi} \\ 0 & m & mV_{зб. \max} \\ tg\gamma & tg\beta & -\varepsilon(V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta) \end{vmatrix} =$$

$$= -\left[m^2 \varepsilon \left(V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta \right) + m^2 tg\beta V_{зб. \max} \right] - m^2 V_{\Pi}tg\gamma.$$
(24)

Тоді, згідно методу Крамера:

$$S_{n1} = \frac{\Delta_{S_{n1}}}{\Delta}.$$
(25)

Після підстановки (23) і (24) у вираз (25) і деяких перетворень, отримаємо:

$$S_{n1} = -\frac{m(1 + \varepsilon) \left(V_{\Pi}tg\gamma + V_{зб. \max}tg\beta \right) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{2(tg^2\beta + tg^2\gamma) + 2f \sin\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}.$$
(26)

Таким чином, визначена нормальна складова ударного імпульсу, яка виникає при ударній взаємодії одного із клинів вібраційного робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті. Вираз (26) описує функціональну залежність нормальної складової S_{n1} ударного імпульсу від конструктивних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу бурякозбиральної машини.

Знак “-” у виразі (26) означає, що ударний імпульс S_{n1} діє з боку коренеплоду на робочий орган. Ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід, має додатній знак і ту ж саму величину.

Якщо позначити сумарний ударний імпульс, що діє з боку робочого органу на коренеплід (від обох клинів одночасно) через \bar{S} , тобто:

$$\bar{S} = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (27)$$

то, як видно з рівнянь системи (16), його проекції на осі Ox і Oz відповідно дорівнюють:

$$S_x = \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + 2f S_{n1} \cos \gamma, \quad (28)$$

$$S_z = \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}}, \quad (29)$$

де: S_{n1} визначається згідно виразу (26), проте з додатнім знаком.

Таким чином, на основі виразів (28), (29) і (26) можна визначити сумарний ударний імпульс, що діє на коренеплід з боку робочого органу:

$$S = \sqrt{S_x^2 + S_z^2}. \quad (30)$$

Очевидно, що вектор \bar{S} лежить у площині xOz , у цій же площині лежать і його проекції S_x і S_z .

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме із зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Як правило, ми не знаємо закону зміни ударної сили, проте ми знаємо, що ця сила за дуже короткий проміжок часу t_{yd} зростає від нуля до дуже великої величини, а потім знову спадає до нуля. Отже її максимальне значення буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу t_{yd} . [12].

Оскільки:

$$S = F_{yd.cp} \cdot t_{yd},$$

де: S – ударний імпульс;
 $F_{yd.cp}$ – середнє значення ударної сили,
 t_{yd} – тривалість удару, то:

$$F_{yd.cp} = \frac{S}{t_{yd}}.$$

Отже,

$$F_{yd} = 2F_{yd.cp} = \frac{2S}{t_{yd}}, \quad (31)$$

де F_{yd} – максимальне значення ударної сили.

Враховуючи вирази (28), (29) та (31), зможемо записати значення проекцій сили $F_{y\delta}$ відповідно на осі Ox і Oz :

$$F_{y\delta.x} = \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (32)$$

$$F_{y\delta.z} = \frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}}, \quad (33)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (26), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару $t_{y\delta}$ можна визначити лише експериментально. Згідно [9] $t_{y\delta} \approx 0,6 \cdot 10^{-2} c$.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом.

Якщо розглядати закріплений у ґрунті коренеплід як консольну балку, то під дією моменту від ударної сили $\bar{F}_{y\delta.x}$ коренеплід зазнає деформації згину, а під дією ударної сили $\bar{F}_{y\delta.z}$ – деформації розтягу. Тому, при перевищенні допустимих значень згаданих сил, коренеплід може зламатися або ж зазнати розриву. Це, як зазначалось вище, найбільш ймовірно, коли ґрунт сухий і твердий. Якщо ж ґрунт вологий і м'який, то більш ймовірним є його нахил на деякий кут до горизонту під дією горизонтального зусилля і його виривання під дією вертикального зусилля. Якщо удар відбувається у точках K_1 і K_2 , які знаходяться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 , то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\delta.x}) = F_{y\delta.x} h,$$

або, враховуючи вираз (32):

$$M_{o1}(F_{y\delta.x}) = \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\delta}}. \quad (34)$$

При розгляді умов незламування коренеплоду під дією горизонтальної сили $\bar{F}_{y\delta.x}$ теоретично можливі два випадки:

$$\text{перший випадок: } [M_{3z}] < M_{on},$$

$$\text{другий випадок: } [M_{3z}] > M_{on},$$

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.

Оскільки за умови рівноваги завжди маємо рівність:

$$M_{on} = M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}),$$

то у цих і подальших нерівностях під M_{on} слід розуміти той максимальний (потенціальний) опорний момент, який може забезпечити в'язь, тобто ґрунт, у якому закріплений коренеплід, без руйнування цієї в'язі.

Перший випадок характерний для сухого і твердого ґрунту, другий випадок – для вологого і м'якого ґрунту.

У першому випадку зламування коренеплоду можливе за умови:

$$[M_{3z}] < M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) \leq M_{on},$$

або, враховуючи вираз (34):

$$[M_{3z}] < \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\partial.}} \leq M_{on}. \quad (35)$$

Умовою незламування коренеплоду у першому випадку буде:

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) \leq [M_{3z}] < M_{on},$$

або, враховуючи вираз (34):

$$\left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\partial.}} \leq [M_{3z}] < M_{on}. \quad (36)$$

У другому випадку зламування коренеплоду малоімовірне взагалі, можливий лише нахил коренеплоду на певний кут.

Очевидно, що умовою нахилу коренеплоду без зламування у цьому випадку буде наступна умова:

$$M_{on} < M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) < [M_{3z}],$$

або, враховуючи вираз (34):

$$M_{on} < \left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\partial.}} < [M_{3z}]. \quad (37)$$

І, нарешті, у другому випадку, коренеплід не матиме нахилу і зламування за умови:

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\partial.x}) \leq M_{on} < [M_{3z}],$$

або, враховуючи вираз (34):

$$\left(\frac{4tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 4f \cos\gamma \right) \frac{S_{n1}h}{t_{y\partial.}} \leq M_{on} < [M_{3z}]. \quad (38)$$

При розгляданні умов нерозривання коренеплоду під дією вертикальної ударної сили $\bar{F}_{y\delta.z}$ також теоретично можливі два випадки:

перший випадок: $[F_{розр}] < R_z$,

другий випадок: $[F_{розр}] > R_z$,

де: $[F_{розр}]$ – допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду;
 R_z – вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

Тут також під R_z слід розуміти ту максимальну (потенціальну) силу зв'язку, яку може забезпечити в'язь, без руйнування цієї в'язі.

При цьому перший випадок характерний для сухого і твердого ґрунту, другий випадок – для вологого і м'якого ґрунту.

У першому випадку розрив коренеплоду можливий за умов:

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

або, враховуючи вираз (33):

$$[F_{розр}] < \frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} \leq R_z. \quad (39)$$

Умовою нерозривання коренеплоду у першому випадку буде наступне:

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

або, враховуючи вираз (33):

$$\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} \leq [F_{розр}] < R_z. \quad (40)$$

У другому випадку розрив коренеплоду малоімовірний. Тут можливе виривання коренеплоду з ґрунту без розриву.

Умовою виривання коренеплоду з ґрунту є наступне:

$$R_z < F_{y\delta.z} < [F_{розр}],$$

або, враховуючи вираз (33):

$$R_z < \frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} < [F_{розр}]. \quad (41)$$

Коренеплід не буде вирваним з ґрунту за наступної умови:

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

або враховуючи вираз (33):

$$\frac{4tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} \frac{S_{n1}}{t_{y\delta}} \leq R_z < [F_{\text{позп}}] . \quad (42)$$

За умови незламування коренеплоду (36) та умови нерозривання коренеплоду (40) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу. З цією метою з виразу (36) знаходимо:

$$S_{n1} \leq \frac{[M_{32}]t_{y\delta} \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{h \left(4tg\gamma + 4f \cos\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \right)}, \quad (43)$$

а з виразу (40) знаходимо:

$$S_{n1} \leq \frac{[F_{\text{позп}}]t_{y\delta} \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{4tg\beta}. \quad (44)$$

Для зручності і скорочення записів подальших виразів введемо наступні позначення.

$$\frac{[M_{32}]t_{y\delta} \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{h \left(4tg\gamma + 4f \cos\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} \right)} = A, \quad (45)$$

$$\frac{[F_{\text{позп}}]t_{y\delta} \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{4tg\beta} = B, \quad (46)$$

$$\frac{m(1 + \varepsilon) \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{2(tg^2\beta + tg^2\gamma) + 2f \sin\gamma \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} = C. \quad (47)$$

Тоді вирази (26), (43) та (44) відповідно набудуть наступного вигляду:

$$S_{n1} = C(V_{II}tg\gamma + V_{3\delta.\text{max}}tg\beta), \quad (48)$$

$$S_{n1} \leq A, \quad (49)$$

$$S_{n1} \leq B, \quad (50)$$

тут вираз (26) взятий з додатнім знаком.

Очевидно, що нерівностям (49) і (50) буде одночасно задовольняти наступна нерівність:

$$S_{n1} \leq \min \{A, B\}. \quad (51)$$

З виразу (48) знаходимо:

$$V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{\text{зб. max}} \operatorname{tg} \beta = \frac{S_{nl}}{C}. \quad (52)$$

Нарешті, враховуючи (51), отримаємо наступну нерівність:

$$V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{\text{зб. max}} \operatorname{tg} \beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (53)$$

Таким чином, знайдено обмеження на швидкість викопуючого робочого органу з урахуванням його конструктивних параметрів і маси, а також міцності коренеплоду і коефіцієнта відновлення при ударі.

Оскільки, швидкість агрегату впливає на його продуктивність, то розглянемо випадок, коли у виразі (53) буде знак рівності. Якщо задатися поступальною швидкістю V_{Π} бурякозбиральної машини, то з (53) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{\text{зб. max}}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{\text{зб. max}} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (54)$$

Тоді з виразу (6) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу за умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{a \operatorname{tg} \beta} \left(\frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (55)$$

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

З виразу (55) можна визначити при заданій амплітуді потрібну колову частоту коливань робочого органу за умов непошкодження коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{a \operatorname{tg} \beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{\text{уд.}}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (56)$$

Тоді частота коливань робочого органу у герцах дорівнюватиме:

$$\nu = \frac{1}{2\pi a \operatorname{tg} \beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{\text{уд.}}}{ABhm(1 + \varepsilon)} - V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (57)$$

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряку були проведені розрахунки допустимих частот коливань вібраційного викопуючого робочого органу за умов незламування коренеплодів при різних значеннях конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу, з врахуванням значень отриманих зведених мас. Всі необхідні для

розрахунку параметри були прийняті такими як у [8, 9], зокрема $D_k = 100 \text{ мм}$, $\gamma_k = 15^\circ$. Крім того: амплітуда коливань робочого органу – $a = 8...24 \text{ мм}$; частота коливань робочого органу – $\nu = 7,5...20,3 \text{ Гц}$; швидкість поступального руху копача – $V_{II} = 1,4...2,2 \text{ м/с}$.

Інтервали зміни допустимих частот коливань представлені в таблиці.

Глибина ходу робочого органу, m	Інтервал зміни допустимої частоти коливань робочого органу, $Гц$		
	$m = 0,8 \text{ кг}$	$m = 1,0 \text{ кг}$	$m = 1,5 \text{ кг}$
0,08	42,77...13,20	33,11...9,98	13,79...3,54
0,10	20,37...5,73	15,18...4,01	8,28...1,71
0,12	6,25...1,03	3,895...0,25	–

На підставі розробленої програми та чисельних розрахунків на ПЕОМ отримано графік і контурний графік $\nu = \nu(V_{II}, a)$ для зведеної маси $m = 1,0 \text{ кг}$ і глибини ходу робочого органу $z = 0,10 \text{ м}$ (рис. 2).

Як видно з наведеного графіка, зі збільшенням швидкості поступального руху та амплітуди коливань робочого органу значення допустимої частоти коливань зменшується. Тенденція до зменшення допустимої частоти також спостерігається при збільшенні глибини ходу в ґрунті вібраційного викопуючого робочого органу.

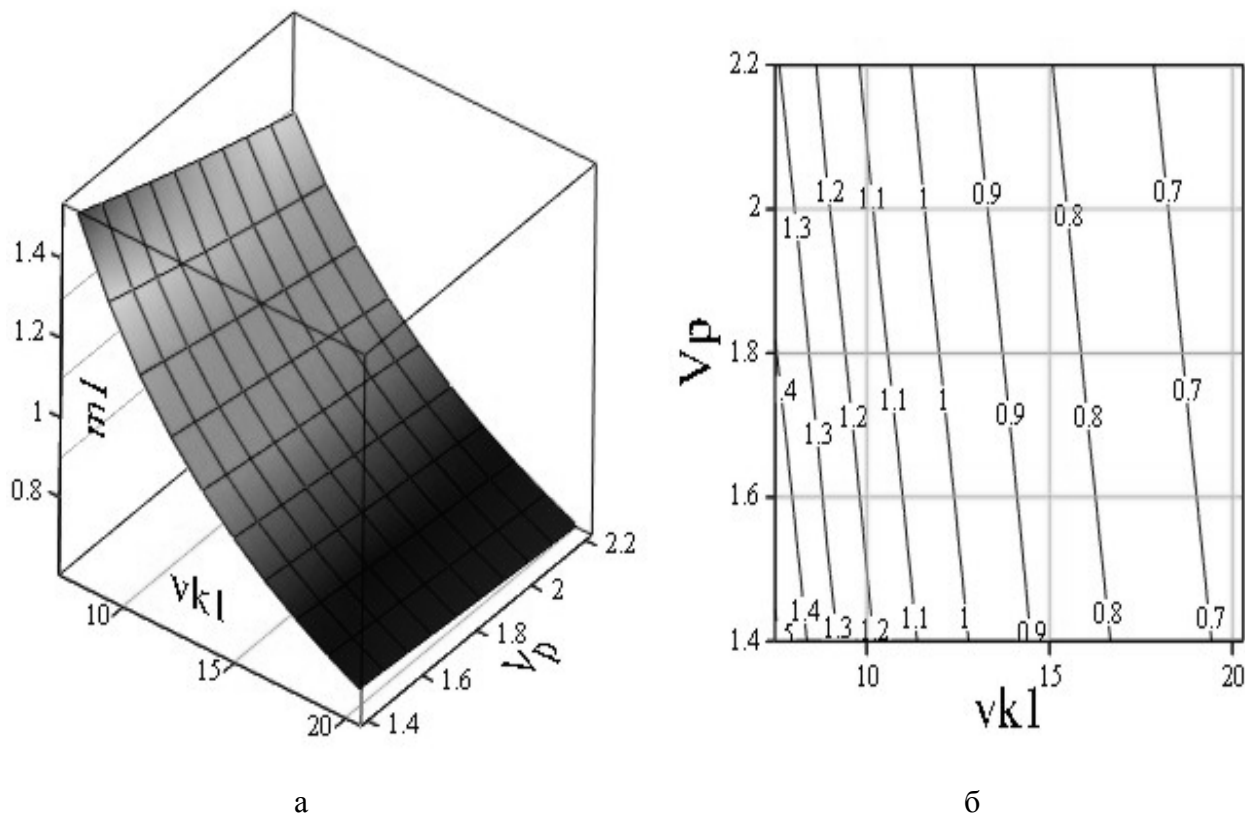


Рис. 2 – Поверхня (а) та контурний графік (б) значень зведеної до точки удару маси робочого органу $m(\nu, V_{II})$, кг (глибина ходу робочого органу $z = 0,10 \text{ м}$; амплітуда коливань $a = 0,016 \text{ м}$)

Висновки

1. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка.

2. На основі рівняння ударної взаємодії визначені ударний імпульс та максимальна ударна сила, які виникають при зазначеній взаємодії.

3. За умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструктивних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

4. Розрахунки, які проведені на ПЕОМ показали, що для глибини ходу викопуючого робочого органу $z = 0,10$ м значення максимально допустимих частот є досить низькими. Так, для амплітуди коливань $a = 0,008$ м максимально допустима частота коливань $\nu = 12$ Гц забезпечує незламування хвостової частини коренеплодів для діапазону швидкостей поступального руху копача $V = 1,4 \dots 2,2$ м/с; для амплітуди коливань $a = 0,010$ м – максимально допустима частота $\nu = 9,6$ Гц, для амплітуди $a = 0,012$ м – $\nu = 8$ Гц; для амплітуди $a = 0,014$ м – $\nu = 6,9$ Гц. Для більших значень амплітуд мають місце ще менші значення допустимих частот. Якщо ці значення частот будуть меншими, ніж мінімально допустимі за умов обов'язкового захвату кожного зустрічного коренеплоду викопуючими лемешами, то такі кінематичні режими необхідно не враховувати.

Список використаних джерел

1. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки корнеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970. - №2. – С. 9 – 13.
2. Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія вібраційного викопування коренеплодів // Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”. - К, 2003. - Том XIV. – С. 34 – 86.
3. Булгаков В.М., Головач І.В. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2004. - Вип. 18. – С. 8 – 24.
4. Булгаков В.М., Головач І.В. Про вимушені поперечні коливання тіла коренеплоду при вібраційному викопуванні. // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.- Харків: ХНТУСГ, 2005. - Вип. 39.– С. 23 – 39.
5. В. Булгаков, І. Головач. Розробка математичної моделі вилучення коренеплоду з ґрунту // Техніка АПК, 2006. - № 6, 7, 8. – С. 36 – 38.
6. Булгаков В.М., Головач І.В. Теоретичне дослідження повздовжніх коливань коренеплоду у ґрунті як у пружному середовищі при вібраційному викопуванні // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. - Харків: ХНТУСГ, 2006. - Том 2, Вип. 44.– С. 131 – 155.

7. Головач І.В. Теорія безпосереднього вилучення коренеплоду з ґрунту при вібраційному викопуванні // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. - Харків: ХНТУСГ, 2006. - Том 2, Вип. 44.– С. 77 – 100.
8. Свеклоубочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорельый, Н.В. Татьянако, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
9. Погорельый Л.В., Татьянако Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
10. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории колебаний и удара. – Ленинград: Политехника, 1990. – 272 с.
11. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. – М.: Наука, 1985. – 287 с.
12. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Том II. Динамика. – М.: Наука, 1985. – 496 с.
13. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Миколаїв: МДАУ, 2002. - Спеціальний випуск 4(18). Том I.– С. 37 – 63.

Аннотация

УДАРНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВИБРАЦИОННОГО ВЫКАПЫВАЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА С КОРНЕПЛОДОМ САХАРНОЙ СВЕКЛЫ

Булгаков В.М., Головач И.В., Черновол М.И., Свирень М.А.

Разработана математическая модель ударного взаимодействия вибрационного выкапывающего рабочего органа с телом корнеплода, закрепленного в почве, при вибрационном выкапывании сахарной свеклы. На основании полученных уравнений, описывающих указанный процесс, определены кинематические и конструктивные параметры выкапывающего рабочего органа из условий не повреждения корнеплодов сахарной свеклы.

Abstract

SHOCK CO-OPERATING OF OSCILLATION DIGGING UP WORKING ORGAN WITH ROOT CROP OF SUGAR BEET

V. Bulgakov, I. Golovach, M. Chernovol, M. Sviren

The mathematical model of shock interaction of the vibrating digging out worker of body with a body of the root crop fixed in soil is developed, at vibrating excavation of a sugar beet. On the basis of the received equations describing specified process, damages of root crops are defined kinematic and design data of the digging out worker of body from conditions not.