

В.М. Булгаков, д-р техн.наук, член-кореспондент УААН

Українська академія аграрних наук

М.І. Черновол, проф., д-р.техн.наук, член-кореспондент УААН, М.О. Свірень, проф., канд.техн.наук

Кіровоградський національний технічний університет

І.В. Головач, канд.фіз.-мат.наук

Національний аграрний університет

Диференціальні рівняння ударної взаємодії викопуючого органу з коренеплодом буряку

Розроблена математична модель ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрового буряку. На підставі отриманих рівнянь, що описують зазначений процес, знайдені кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов не зламування коренеплодів
коренеплод, вібраційне викопування, ударний імпульс, копач

Вступ

Вібраційне викопування коренеплодів цукрового буряку набуло широкого розповсюдження у багатьох бурякосіючих країнах. Воно має ряд переваг у порівнянні з іншими способами викопування. 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, у 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, закріпленого у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструктивні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

Аналіз досліджень і публікацій

Фундаментальні теоретичні дослідження процесу вібраційного викопування коренеплодів здійснені у працях [1]-[7].

Проте ударна взаємодія вібраційного викопуючого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, тут не розглядається. Лише в роботах [8] і [9] приведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятникового копіра з головою

коренеплоду. Тому у даній роботі досліджена ударна взаємодія вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду в момент його наїзду на коренеплід.

Оскільки коренеплоди відносно осі рядка досить часто розташовані з деяким відхиленням, то нерідко може мати місце ударна взаємодія коренеплоду з робочим органом в одній точці, тобто з одним із клинів. Саме такий випадок розглянутий у даній роботі.

Мета дослідження

Розробити основні положення теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду, закріпленого у ґрунті, і на основі отриманих результатів обґрунтувати раціональні конструкційні і кінематичні параметри викопуючих робочих органів та виконання технологічного процесу викопування коренеплодів цукрового буряку з умов їхнього не зламування.

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 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.

Очевидно, що обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, тому 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 чого 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, напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Будемо вважати, 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 відбуватися або безпосередньо або через тонкий шар ґрунту між поверхнею клина і коренеплодом.

Для опису ударного процесу необхідно вибрати систему координат. Зв'яжемо з вібраційним викопуючим органом прямокутну декартову систему координат $Oxuz$, 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 (рис. 1).

Крім того, у точці контакту K_1 діє також сила тертя, яка протидіє проковзуванню коренеплоду по робочій поверхні клина $A_1B_1C_1$. У центрі ваги коренеплоду (точка C) діє сила ваги коренеплоду G_k . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей Ox , Oy і Oz позначені через \bar{R}_x , \bar{R}_y та \bar{R}_z відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діє ударний імпульс \bar{S}_{n1} , який прикладений у точці K_1 . Даний ударний імпульс напрямлений вздовж нормалі до робочої поверхні лемеша, тобто площини $A_1B_1C_1$.

Крім того, по поверхні клина діє дотичний ударний імпульс \bar{S}_τ . Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюються подібно закону Кулона для тертя, а саме [11]:

$$S_\tau \leq fS_n, \quad (3)$$

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.

Розкладемо імпульс \bar{S}_τ на складову \bar{F}_1 , перпендикулярну до прямої A_1C_1 , та складову \bar{E}_1 , паралельну до прямої A_1C_1 (рис. 1).

Таким чином отримаємо:

$$\bar{S}_{\tau 1} = \bar{F}_1 + \bar{E}_1. \quad (4)$$

Очевидно, що кут ψ між складовою \bar{E}_1 та вектором \bar{S}_τ у першому наближенні залежить від відношення $\frac{V_{зб.макс}}{V_n}$.

Так представлений вектор $\bar{S}_{\tau 1}$ дасть можливість у подальшому знайти його проекції на осі Ox , Oy і Oz .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині в момент його наїзду на коренеплід. 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 – a . Таким чином, коливання робочого органу повинні здійснюватись за наступним гармонічним законом:

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (5)$$

де z_k – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;

ω – колова частота коливань робочого органу.

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

$$V_{зб.} = a\omega \sin \omega t, \quad (6)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати:

$$V_{зб.маx} = a\omega. \quad (7)$$

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 $V_{зб.маx}$.

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_{c1} мають не нульове значення.

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [12]:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_t, \quad (8)$$

де \bar{V} – швидкість робочого органу до удару;

\bar{U} – швидкість робочого органу після удару; m - приведена до точки удару маса робочого органу.

При цьому
$$\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}, \quad (9)$$

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 (8) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n1}. \quad (10)$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення ε при ударі [12]:

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (11)$$

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.

Виразивши проекції швидкості робочого органу після удару і до удару на нормаль через проекції цих швидкостей на осі декартової системи координат $Oxyz$ та враховуючи (11), отримаємо наступне рівняння

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_y + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta). \quad (12)$$

Запишемо векторне рівняння (10) у проекціях на осі декартової системи координат $Oxyz$, приєднуючи до отриманої системи рівнянь рівняння (12).

В результаті маємо систему чотирьох рівнянь відносно невідомих S_{n1} , U_x , U_y , U_z :

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{\Pi}) &= \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \\ mU_y &= \frac{S_{n1}}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} - fS_{n1} \cos \psi \sin \gamma - fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \\ m(U_z - V_{зб.маx}) &= \frac{S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}} + fS_{n1} \sin \psi \sin \delta \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_y + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\varepsilon (V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta) \end{aligned} \right\}. \quad (13)$$

Розв'язуючи систему рівнянь (13) методом Крамера, отримуємо:

$$S_{n1} = - \frac{m(1+\varepsilon) \times}{\begin{aligned} & \text{tg}^2\beta + f \sin \psi \sin \delta \text{tg}\beta \sqrt{\text{tg}^2\gamma + 1 + \text{tg}^2\beta} + 1 - \\ & \times (V_{II} \text{tg}\gamma + V_{зб. \max} \text{tg}\beta) \times \\ & - (f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \sqrt{\text{tg}^2\gamma + 1 + \text{tg}^2\beta} + \text{tg}^2\gamma + \\ & \times \sqrt{\text{tg}^2\gamma + 1 + \text{tg}^2\beta} \\ & + (f \cos \psi \cos \gamma - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \text{tg}\gamma \sqrt{\text{tg}^2\gamma + 1 + \text{tg}^2\beta} \end{aligned}} \quad (14)$$

Таким чином, визначена нормальна складова ударного імпульсу, яка виникає при ударній взаємодії одного із клинів вібраційного робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті. Вираз (14) описує функціональну залежність нормальної складової S_{n1} ударного імпульсу від конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу бурякозбиральної машини.

Знак "-" у виразі (14) 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.

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. 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].

Отже,

$$F_{yd} = 2F_{yd.ср} = \frac{2S}{t_{yd}}, \quad (15)$$

де F_{yd} – максимальне значення ударної сили;

S – ударний імпульс;

$F_{yd.ср}$ – середнє значення ударної сили;

t_{yd} – тривалість удару.

Враховуючи праві частини перших трьох рівнянь системи (13) та вираз (15), зможемо записати значення проєкцій сили F_{yd} відповідно на осі Ox , Oy і Oz :

$$F_{yd.x} = \left(\frac{2\text{tg}\gamma}{\sqrt{\text{tg}^2\gamma + 1 + \text{tg}^2\beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{yd}}, \quad (16)$$

$$F_{yd.y} = \left(\frac{2}{\sqrt{\text{tg}^2\gamma + 1 + \text{tg}^2\beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{yd}}, \quad (17)$$

$$F_{y\partial.z} = \left(\frac{2tg\beta}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{y\partial.}}, \quad (18)$$

де значення S_{n1} визначається згідно виразу (14), взятому з додатнім знаком.

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

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

Якщо розглядати закріпленій у ґрунті коренеплід як консольну балку, то під дією моменту від горизонтальної ударної сили $\bar{F}_{y\partial.xy} = \bar{F}_{y\partial.x} + \bar{F}_{y\partial.y}$ коренеплід зазнає деформації згину. Тому, при перевищенні допустимих значень згаданого моменту, коренеплід може зламатися. 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. Якщо удар відбувається у точці K_1 , яка знаходиться на відстані h від умовної точки закріплення O_1 (рис. 1), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки буде дорівнювати:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}) = F_{y\partial.xy} h.$$

Оскільки $F_{y\partial.xy} = \sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2}$,

де $F_{y\partial.x}$ і $F_{y\partial.y}$ визначають згідно виразів (16) і (17), то згаданий момент буде дорівнювати:

$$M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}) = \sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h. \quad (19)$$

Умовою не зламування коренеплоду у першому випадку буде наступна умова:

$$\sqrt{F_{y\partial.x}^2 + F_{y\partial.y}^2} h \leq [M_{зг}] < M_{on}. \quad (20)$$

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

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

Оскільки з умов рівноваги завжди маємо рівність

$$M_{on} = M_{o1}(\bar{F}_{y\partial.xy}),$$

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 закріпленій коренеплід, без руйнування цієї в'язі.

З умови не зламування коренеплоду (20) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо позначення:

$$\sqrt{\left(\frac{2tg\gamma}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} + 2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right)^2 + \left(\frac{2}{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}} - 2f \cos \psi \sin \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma \right)^2} = A, \quad (21)$$

$$\frac{\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta}}{tg^2\beta + f \sin \psi \sin \delta \quad tg\beta\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + 1 -} \\ - (f \cos \psi \sin \gamma + f \sin \psi \cos \delta \cos \gamma) \times \\ \times \sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} + tg^2\gamma + (f \cos \psi \cos \gamma - f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) \times \\ \times tg\gamma\sqrt{tg^2\gamma + 1 + tg^2\beta} = B . \quad (22)$$

З урахуванням (16), (17,) та (21) вираз (20) набуде наступного вигляду:

$$\frac{AS_{n1}h}{t_{y\delta}} \leq [M_{32}] , \quad (23)$$

звідки знаходимо

$$S_{n1} \leq \frac{[M_{32}] t_{y\delta}}{Ah} . \quad (24)$$

З урахуванням (14) і (22) вираз (24) набуде наступного вигляду:

$$Bm(1+\varepsilon)(V_{\pi}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta) \leq \frac{[M_{32}] t_{y\delta}}{Ah} . \quad (25)$$

Нарешті, з виразу (25) знаходимо:

$$V_{\pi}tg\gamma + V_{зб.макс}tg\beta \leq \frac{[M_{32}] t_{y\delta}}{ABhm(1+\varepsilon)} . \quad (26)$$

Таким чином, знайдені обмеження на швидкість викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних 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 (26) буде знак рівності. Якщо задатися поступальною швидкістю V_{π} бурякозбиральної машини, то з (26) знаходимо значення максимальної швидкості $V_{зб.макс}$ коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу:

$$V_{зб.макс} = \frac{1}{tg\beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{y\delta}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_{\pi}tg\gamma \right) . \quad (27)$$

З виразу (7) можна визначити при заданій амплітуді потрібну колову частоту коливань робочого органу з умов не зламування коренеплоду:

$$\omega = \frac{1}{atg\beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{y\delta}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_{\pi}tg\gamma \right) . \quad (28)$$

Тоді частота коливань робочого органу у герцах буде дорівнювати:

$$\nu = \frac{1}{2\pi a \quad tg\beta} \left(\frac{[M_{32}] t_{y\delta}}{ABhm(1+\varepsilon)} - V_{\pi}tg\gamma \right) . \quad (29)$$

При цьому допустимий згинальний момент $[M_{зг}]$ визначається за наступним виразом:

$$[M_{зг}] = [\sigma]_{\delta} \frac{\pi(D_k - 2z \operatorname{tg} \gamma_k)^3}{32}, \quad (30)$$

де D_k – діаметр коренеплоду;

γ_k – кут конусності коренеплоду;

z – глибина ходу робочого органу;

$[\sigma]_{\delta}$ – тимчасовий опір згину коренеплоду при динамічному навантаженні.

На базі розробленої теорії ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом можна визначити досить широкий спектр допустимих частот коливань робочого органу з умов не зламування коренеплодів при різних значеннях конструкційних і кінематичних параметрів вібраційного викопуючого робочого органу.

Розрахунок проведемо при наступних заданих параметрах [8, 9]:

$\gamma = 15^{\circ}$; $\beta = 52^{\circ}$; $f = 0,45$; $\psi = 45^{\circ}$; $h = 0,05$ м; $\varepsilon = 0,72$; $D_k = 0,1$ м; $\gamma_k = 15^{\circ}$; $[\sigma]_{\delta} = 1,15 \cdot 10^6$ Па; $m = 1,5$ кг для трьох значень глибини ходу робочого органу, а саме $z = 0,08$ м; $0,10$ м; $0,12$ м.

За виразом (29) розраховуємо допустиму частоту коливань робочого органу як функцію від швидкості поступального руху копача і амплітуди коливань робочого органу, тобто $\nu = \nu(V_{п}, a)$. При цьому швидкість поступального руху копача змінюється у межах $1,4 \dots 2,2$ м/с, а амплітуда – у межах $0,008 \dots 0,024$ м.

Результати розрахунків наведено у таблиці 1.

Таблиця 1 – Допустимі частоти коливань робочого органу

Глибина ходу робочого органу, м	Інтервал зміни частоти коливань робочого органу, Гц
0,08	9,97...33,08
0,10	4,01...15,17
0,12	0,243...3,89

Як видно з таблиці 1, діапазон частот $\nu = 0,243 \dots 3,89$ Гц забезпечує не зламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу $0,12$ м і менше, діапазон частот $\nu = 4,01 \dots 15,17$ Гц забезпечує не зламування коренеплодів на глибині ходу робочого органу $0,10$ м і менше, а діапазон частот $\nu = 9,97 \dots 33,08$ Гц – на глибині ходу робочого органу $0,08$ м і менше. Таким чином, теоретично можна розрахувати значення частот коливань робочого органу з умов не зламування коренеплодів для досить широкого спектру кінематичних режимів роботи вібраційного викопуючого органу.

Нижче наведено графік функції $\nu = \nu(V_{п}, a)$ та контурний графік для приведеної маси робочого органу $m = 1,5$ кг та глибини ходу $z = 0,10$ м (рис.2).

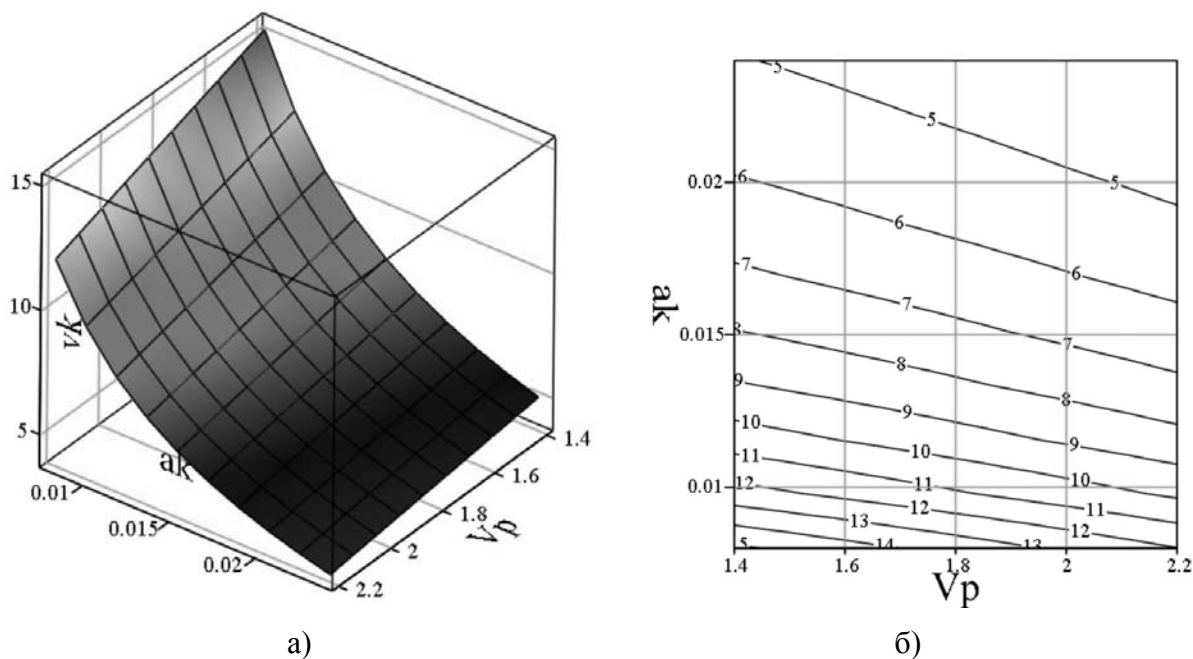


Рисунок 2 – Поверхня (а) та контурний графік (б) значень допустимої частоти коливань робочого органу $\nu = \nu(V_p, a)$, Гц, за умови не зламування коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом (глибина ходу робочого органу $z = 0,10$ м; приведена маса робочого органу $m = 1,5$ кг)

Як видно з наведеного графіка, допустима частота досить істотно залежить від амплітуди коливань робочого органу та швидкості поступального руху копача: зі збільшенням зазначених параметрів допустима частота різко зменшується.

Висновки

1. Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленого у ґрунті.
2. На основі рівняння ударної взаємодії визначено ударний імпульс та максимальна ударна сила, які виникають при зазначеній взаємодії.
3. З умов не зламування коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.
4. Як показують розрахунки, зі збільшенням амплітуди коливань та швидкості поступального руху робочого органу допустима частота коливань різко зменшується.

Список літератури

1. Василенко П.М., Погорельий Л.В., Брей В.В. Вибрационный способ уборки коренеплодов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1970, №2. – С. 9-13.
2. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія вібраційного викопування коренеплодів. – Збірник наукових праць Національного аграрного університету “Механізація сільськогосподарського виробництва”, 2003, Том XIV. – С. 34-86.
3. Булгаков В.М., Головач І.В., Войтюк Д.Г. Теорія поперечних коливань коренеплоду при вібраційному викопуванні. – Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Випуск 18. Мелітополь, 2004. – 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: Збірник наукових праць. Випуск 39. Харків: ХНТУСГ, 2005. – 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: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – 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: Збірник наукових праць. Випуск 44, том 2. Харків: ХНТУСГ, 2006. – С. 77-100.
 8. Свеклоубочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорельый, Н.В. Татьяна, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.
 9. Погорельый Л.В., Татьяна 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. – 287с.
 12. Бутенин Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т.П. 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. Спеціальний випуск 4(18). Том I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37-63.

Математическое моделирование ударного взаимодействия выкапывающего рабочего органа с корнеплодом сахарной свеклы.

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 обламывания корнеплодов.

The mathematical simulation of the impact cooperation of the digging operating unit with the root-crops of sugar beet.

The mathematical model of the impact cooperation of the vibration digging operating unit with the body of the root-crops, fixed in the soil, is developed during the vibration excavation of sugar beet. On the basis of the obtained equations, which describe the process indicated, the kinematic and construction parameters are determined for the digging operating unit, based on the obtained equations, to ensure the breaking off of root-crops is avoided.