

# Механізація, електрифікація

УДК 631.356.4

© 2019

## ТЕОРЕТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ КОЛИВАЛЬНИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ОЧИСНИКА КАРТОПЛІ

В.М. Булгаков<sup>1</sup>, В.В. Адамчук<sup>2</sup>, І.В. Головач<sup>3</sup>, З.В. Ружило<sup>4</sup>

<sup>1, 2</sup>доктори технічних наук, професори, академіки НААН

<sup>3</sup>доктор технічних наук, професор

<sup>4</sup>кандидат технічних наук

<sup>1, 3, 4</sup>Національний університет біоресурсів і природокористування України  
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, 03041, Україна

<sup>2</sup>Національний науковий центр «Інститут механізації  
та електрифікації сільського господарства»

вул. Вокзальна, 11, смт Глеваха Васильківського р-ну Київської обл., 08631, Україна

e-mail: <sup>1</sup>vbulgakov@meta.ua, <sup>2</sup>vvadamchuk@gmail.com,

<sup>3</sup>holovach.iv@gmail.com, <sup>4</sup>ruzhylo@nubip.edu.ua

Надійшла 10.09.2019

**Мета.** Визначення динамічних параметрів коливальних робочих органів очисника картоплі, що забезпечують підвищення якості очищення бульб від домішок. **Методи.** Теоретичної механіки, вищої математики та опору матеріалів. **Складено** програму і проведено числові розрахунки на ПК. **Результати.** Для розробленої нової конструкції очисника картоплі спірального типу на основі розгляду геометрії згину робочої спіралі при її поперечних коливаннях отримано аналітичні залежності зміни кроку навивки очисної спіралі в результаті її деформації, зокрема одночасного поздовжнього розтягу та поперечного прогину. Це дало можливість отримати обмеження на максимальну величину цієї деформації за умови невинесення бульб картоплі крізь міжвитковий простір з урахуванням конструктивних і кінематичних параметрів самої очисної спіралі, матеріалу, з якого вона виготовлена, та технологічних режимів роботи сепаратора. Виконання цих умов дає можливість значно підвищити якість очищення бульб картоплі від налиплого ґрунту і рослинних решток та істотно зменшити їх втрати. **Висновки.** Отримано нові аналітичні залежності для визначення змінного кроку зігнутої спіралі в будь-який момент часу і для будь-якого міжвиткового прогину під час коливального процесу, на основі яких проведено числові розрахунки на ПК. Як показують числові розрахунки, очисна спіраль при її кутовій швидкості обертання  $\omega = 30 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$ , густині матеріалу, з якого вона виготовлена,  $\rho = 7700 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$ , модулі пружності  $E = 2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ , радіусі прутка  $r = 8,5 \text{ мм}$  та рівномірно розподіленому навантаженні картопляного вороху,

**інтенсивність якого дорівнює  $1000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ , з початковим кроком навивки  $S=48 \text{ мм}$  при розглянутих поперечних коливаннях за рахунок деформації може змінювати крок до  $54 \text{ мм}$ , що забезпечує невинищення бульб картоплі за межі очисника.**

**Ключові слова:** бульба картоплі, викопування, ґрунтові домішки, консольна спіраль, коливання, диференціальне рівняння, числові розрахунки на ПК.

DOI: <https://doi.org/20.31073/agrovisnyk201910-09>

Очищення картоплі від ґрунтових домішок і рослинних решток після їх викопування є складним і трудомістким процесом, оскільки разом з бульбами на сепарувальні робочі органи поступають великі та дрібні грудки, каміння, частинки гички та кореневищ, а також ґрунт у стані липкої тістоподібної маси. Сепарування бульб картоплі від такої кількості різноманітних за властивостями і розмірами домішок потребує застосування таких очисних робочих органів, які були б максимально пристосовані до ефективного просіювання домішок крізь сепарувальні зазори, а також до одночасного захоплення і примусового відведення домішок.

Очисні робочі органи сучасних картоплезбиральних комбайнів не в змозі забезпечити таких умов у відносно компактному очиснику, а тому в існуючих конструкціях очисників використовують багато різноманітних робочих органів, які встановлюють послідовно один за одним і утворюють так занадто довгу очисну технологічну лінію. Це зумовлює не тільки велику складність та енергомісткість процесу очищення, а й сприяє значному пошкодженню бульб картоплі.

До очисних робочих органів картоплезбиральних машин, у яких найбільше поєднується ефективне просіювання ґрунтових домішок і рослинних решток крізь просівальні зазори та руйнування купи вороху і примусове захоплення та відведення домішок, відносять очисники картоплі спірального типу. Саме вони мають великі площі сепарувальних зазорів, а також активні очисні поверхні.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Створенню і дослідженню очисників картопляного вороху від домішок присвячено чимало конструкторських розробок, а також наукових праць, що висвітлюють результати теоретичних і експериментальних

досліджень [1–7]. При цьому найбільш ретельно розглядаються саме або прості за конструктивними ознаками сепаратори картопляного вороху, або такі, що побудовані та засновані на принципах феромагнітних, акустичних, електромагнітних та інших властивостей, або містять електронні засоби сепарування [1].

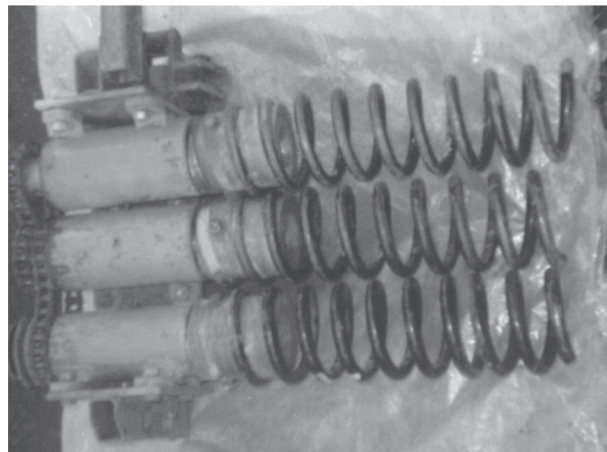
Дослідженню очисників картопляного вороху спірального типу присвячено роботи [9, 10, 13]. Але дослідження коливань робочих органів спіральних сепараторів розглядається у небагатьох роботах, зокрема в [15].

**Мета досліджень** — визначення динамічних параметрів коливальних робочих органів очисника картоплі, що забезпечують підвищення якості очищення бульб від домішок.

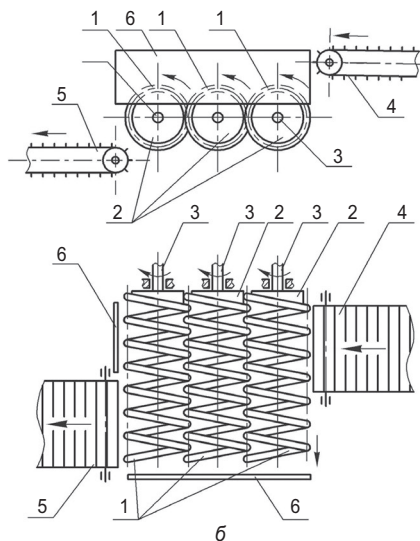
**Методи досліджень.** Дослідження проведені з використанням методів теоретичної механіки, вищої математики та опору матеріалів. Складено програму і проведено числові розрахунки на ПК.

**Результати досліджень.** Нами був розроблений удосконалений очисник картоплі спірального типу, конструкція якого підтверджується патентом України [8]. Було виготовлено дослідний зразок указанного очисника, загальний вигляд та конструктивна схема якого представлені на рис. 1.

Очисник картоплі спірального типу складається з послідовно розміщених трьох спіралей 1, які утворюють зверху рівну очисну поверхню. Спіралі 1 встановлено консольно так, що одні їх кінці закріплені на маточинах 2, пов'язаних із приводними валами 3, а інші їх кінці розташовані вільно. При цьому спіралі 1 розміщені зі взаємним перекриттям, а приводні вали 3 забезпечують їх обертання з однаковими кутовими швидкостями в одному напрямі. До одного боку очисної поверхні, утвореної спіралями 1, підведений



а



б

**Рис. 1. Очисник картоплі спірального типу: а — загальний вигляд; б — конструктивна схема (вид збоку та зверху): 1 — консольні очисні спіралі; 2 — маточини; 3 — приводні вали; 4 — подавальний транспортер; 5 — вивантажувальний транспортер; 6 — захисні екрани**

подавальний транспортер 4, а з протилежного боку розташований вивантажний транспортер 5. Бічні сторони навколо очисних консольних спіралей 1 закриті захисними екранами 6.

Працює очисник картоплі спірального типу так. Транспортер 4 безперервно подає викопаний з ґрунту картопляний пласт на очисну поверхню, яка утворена трьома очисними консольними спіралями 1. В результаті падіння з невеликої висоти пласт ґрунту з бульбами картоплі частково руйнується і розосереджується на окремі компоненти спочатку на найближчій спіралі 1, а потім далі переходить на інші спіралі 1. Оскільки спіралі 1 через маточини 2 пов'язані з приводними валами 3, то, здійснюючи обертальні рухи, спіралі 1 захоплюють своїми витками бульби картоплі і грудки ґрунту і починають їх транспортування як в осьовому напрямку, так і в радіальному. Але завдяки значним просвітам (між витками кожної спіралі 1 і простору між спіралями 1) дрібні частинки ґрунту відразу в значній кількості просіваються униз за межі очисника.

Основною перевагою такої конструкції очисника картоплі спірального типу є те, що в процесі роботи його очисні органи, встановлені консольно спіралі, здійснюють під

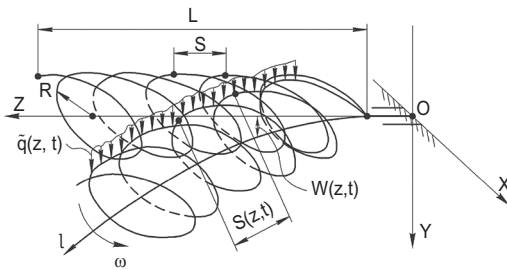
дією змінного навантаження примусові коливання. Ці коливання викликають періодичні деформування спіралей, які сприяють не тільки зміні величин їхнього кроку (тобто відстаней між сусідніми витками), що приводить до збільшення просвітних зазорів, а й поперечним згинам у напрямі донизу і поздовжнім розтягам. Відбувається інтенсифікація рухів бульб картоплі по очисній поверхні під дією сил тяжіння. Отже, постійні періодичні зміни кроку спіралей створюють умови для примусового захоплення ґрунтових домішок і рослинних решток зверху очисної поверхні та транспортування їх донизу за межі очисника. Відбувається також ефективне самоочищення спіралей, що загалом підвищує якість очистки бульб картоплі від домішок. Поперечні згини спіралей при одночасному їх обертальному русі змінюють горизонтальне розташування очисної поверхні, що також сприяє ефективному очищенню бульб картоплі від налиплиго ґрунту.

Для визначення динамічних параметрів коливального процесу, який відбувається під час очищення бульб картоплі від домішок, тобто примусових коливань консольних спіралей, треба побудувати еквівалентну схему. На рис. 2 представлена еквівалентна схема коливань одиничної

спіралі, встановленої консольно на привідному валу, який забезпечує їй обертальний рух. При цьому спіраль радіуса  $R$  показана у двох положеннях: горизонтальному (тобто у недеформованому) і відхиленому донизу під дією змінного навантаження (купи картопляного вороху, що припадає на одну спіраль), яке апроксимоване розподіленням навантаженням з інтенсивністю  $\tilde{q}(z, t)$ .

Оберемо просторову декартову систему координат  $OXYZ$ , в якій центр  $O$  розташований на осі привідного вала спіралі, вісь  $OZ$  проходить крізь повздовжню вісь спіралі, що знаходиться у недеформованому стані, вісь  $OY$  спрямована донизу, а вісь  $OX$  розташована перпендикулярно до площини  $OYZ$ . У деформованому стані, тобто у зігнутому положенні, вісь самої спіралі позначена через  $Ol$ . Довжина спіралі у недеформованому стані позначена через  $L$ . Позначимо крок спіралі у недеформованому стані через  $S$ , а через  $S(z, t)$  — крок спіралі у разі її деформування. Крок  $S(z, t)$  є змінним по поточній довжині  $z$  спіралі, а також часу  $t$ . Позначений на еквівалентній схемі прогин спіралі  $W(z, t)$  також має функціональну залежність від поточної довжини  $z$  спіралі та часу  $t$ . Напрямок обертального руху спіралі з кутовою швидкістю  $\omega$  показаний стрілкою.

На підставі складеної еквівалентної схеми виконаємо теоретичні дослідження динамічних параметрів коливального процесу. Важливою характеристикою пружної консолі (спіралі) є її приведений осьовий момент інерції перерізу  $I_R$ , який буде величиною змінною по довжині спіралі, оскільки залежить від кутового параметра  $\psi$ , що



**Рис. 2.** Еквівалентна схема коливання спіральної пружини під дією зовнішнього змінного навантаження від купи картопляного вороху

визначає поточну довжину спіралі вздовж її поздовжньої осі  $z$ . Для його знаходження можна використати такий вираз [15]:

$$l_R = \frac{\pi r^4}{4} \left[ \frac{\sin \gamma}{1 + (1 + 2\nu) \sin^2 \psi \cos^2 \gamma} \right], \quad (1)$$

де  $r$  — радіус прутка навивки спіралі;  $\nu$  — коефіцієнт Пуассона матеріалу, з якого виготовлена спіраль;  $\gamma$  — кут підйому гвинтової лінії.

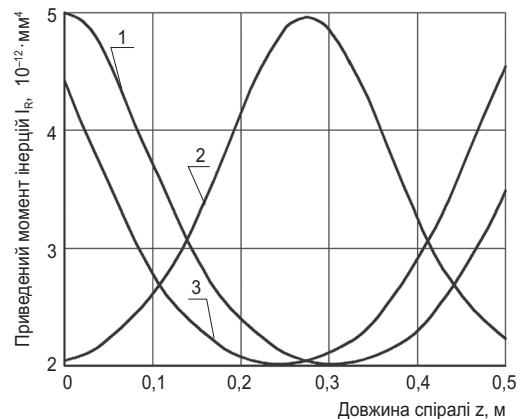
Якщо кутовий параметр спіралі представити таким виразом:

$$\psi = \psi_0 + \omega t = \frac{2\pi \cdot z}{S} + \omega t, \quad (2)$$

де  $\omega$  — кутова швидкість обертального руху спіралі, то отримаємо залежність приведенного моменту інерції перерізу  $I_R$  спіральної консолі від довжини (координати  $z$ ) і часу  $t$ , при постійних значеннях кроку навивки  $S = \text{const}$  і кутової швидкості  $\omega = \text{const}$ , тобто

$$I_R = \frac{\pi \cdot r^4}{4} \left[ \frac{\sin \gamma}{1 + (1 + 2\nu) \sin^2 \left( \frac{2\pi \cdot z}{S} + \omega t \right) \cos^2 \gamma} \right]. \quad (3)$$

Провівши числові розрахунки на ПК за виразом (3), отримуємо графічні залежності приведенного моменту інерції перерізу  $I_R$  спіралі від її поздовжньої координати  $z$  (рис. 3).



**Рис. 3.** Зміна по довжині спіралі приведенного моменту інерції  $I_R$  перерізу консолі з діаметром пружини  $d = 17$  мм, кроком навивки  $S = 48$  мм, кутом підйому витка  $\gamma = 7^\circ$  і кутовою швидкістю обертання  $\omega = 30$  рад.  $\cdot$  с $^{-1}$  в моменти часу: 1 —  $t = 0$  с; 2 —  $t = 1$  с; 3 —  $t = 2$  с

Для визначення зміни кроку  $S$  навивки в процесі деформації спіралі при її коливаннях спочатку розглянемо геометрію згину спіралі. Для цього побудуємо розрахункову схему згину осі спіралі (рис. 4). Вважаємо, що згин спіралі умовно може відбуватися дугою відповідної кривизни.

Для опису поздовжньої і поперечної деформацій спіралі введемо плоску декартову систему координат  $OZY$ , початок якої (точка  $O$ ) знаходиться у точці закріплення консольної спіралі, вісь  $OZ$  спрямована горизонтально вправо, вісь  $OY$  — донизу. При цьому вважатимемо, що поздовжня вісь нездеформованої (незігнутої) спіралі розташована вздовж осі  $OZ$ , а поздовжня вісь зігнутої спіралі — вздовж кривої  $Ol$ . Для вивчення поздовжньої (розтягу) і поперечної (згину) деформації осі спіралі розглянемо два довільних сусідніх витки незігнутої спіралі. Нехай лівий виток буде під номером  $i$ , правий виток — під номером  $i+1$ , причому центром  $i$ -го витка буде точка  $A_0$ , центром  $i+1$ -го витка — точка  $B_0$ , які розташовані на осі  $OZ$  і мають координати  $A_0(z_i; 0)$  та  $B_0(z_{i+1}; 0)$  відповідно. Очевидно, що відстань між точками  $A_0$  і  $B_0$  дорівнюватиме  $A_0B_0 = z_{i+1} - z_i = S$ , де  $S$  — крок навивки незігнутої спіралі,  $S = \text{const}$ .

Розглянемо послідовно поздовжню і поперечну деформації спіралі. При поздовжній деформації спіралі точка  $A_0$  переміститься уздовж осі  $OZ$  у деяку точку  $A_1$ , точка  $B_0$  — в деяку точку  $B_1$  з координатами  $A_1(z_i + \Delta_i; 0)$  та  $B_1(z_{i+1} + \Delta_{i+1}; 0)$  відповідно, де  $\Delta_i$  та  $\Delta_{i+1}$  — переміщення точок  $A_0$  і  $B_0$  відповідно за рахунок поздовжньої деформації спіралі. При поперечній деформації спіралі точка  $A_1$  за рахунок прогину переміститься у точку  $A$ , точка  $B_1$  — у точку  $B$ . Ці точки розташовані на зігнутій осі  $Ol$ , причому точка  $A_1$  переміститься по осі  $OY$  на величину прогину  $W_A$ , точка  $B_1$  — на величину прогину  $W_B$ .

Отже, точки  $A$  і  $B$  будуть центрами витків із номерами  $i$  та  $i+1$  відповідно після поздовжньої і деформацій одночасно і їх координати будуть  $A(z_i + \Delta_i; W_A)$  та  $B(z_{i+1} + \Delta_{i+1}; W_B)$ .

Відстань між точками  $A$  і  $B$  визначатиметься так:

$$AB = \sqrt{(Y_B - Y_A)^2 + (Z_B - Z_A)^2} = \sqrt{(W_B - W_A)^2 + (S + \Delta_{i+1} - \Delta_i)^2}. \quad (4)$$

Крива, яка проходить крізь точки  $A$  і  $B$ , описує прогин поздовжньої осі спіралі. Проведемо дотичну до кривої у цих точках, тоді кут між дотичною і горизонталлю буде  $\varphi_i$  і  $\varphi_{i+1}$  відповідно, що визначає кут повороту перерізу відносно початкового положення. Кут повороту перерізу визначається із таких виразів [20]:

$$\begin{aligned} \varphi_i &= \arctan \frac{dW}{dz} \text{ при } z = Z_A; \\ \varphi_{i+1} &= \arctan \frac{dW}{dz} \text{ при } z = Z_B. \end{aligned} \quad (5)$$

Припустимо, що нормалі, проведені через точки  $A$  і  $B$ , перетинаються в точці  $O_i$ , тоді відстані від цієї точки до точок  $A$  і  $B$  — це радіуси кривизни кривої  $AB$  в точках  $A$  і  $B$  відповідно.

Позначимо  $O_iA = \rho_i$ ,  $O_iB = \rho_{i+1}$ . Тоді, згідно з [20], матимемо:

$$\begin{aligned} \rho_i &= \frac{1}{\frac{d^2W}{dz^2}} \text{ при } z = Z_A, \\ \rho_{i+1} &= \frac{1}{\frac{d^2W}{dz^2}} \text{ при } z = Z_B. \end{aligned} \quad (6)$$

Як видно з рис. 4, кут між зазначеними радіусами кривизни дорівнює  $\varphi_{i+1} - \varphi_i$ .

Якщо продовжити нормалі  $O_iA$  та  $O_iB$  на величину радіуса спіралі  $R = AC = BD$ , то отримаємо кінцеві (верхні) точки  $C$  і  $D$  деформованого  $i$ -го та  $i+1$ -го витків робочої (сепаруючої) поверхні відповідно, на якій знаходиться технологічна маса. З рис. 4 видно, що координати точок  $C$  і  $D$  у прийнятій системі координат дорівнюють:

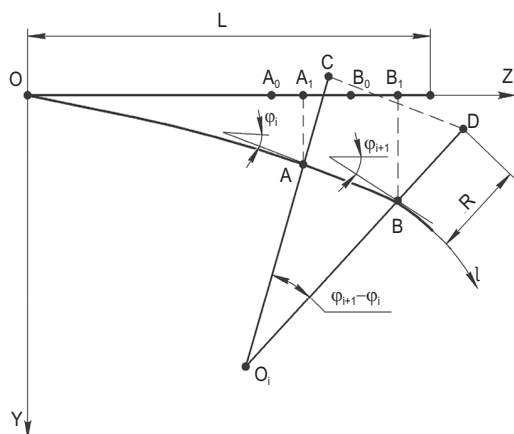
$$\begin{aligned} Y_D &= W_B - R \cos \varphi_{i+1}, & Y_C &= W_A - R \cos \varphi_i, \\ Z_D &= Z_B + R \sin \varphi_{i+1}, & Z_C &= Z_A + R \sin \varphi_i. \end{aligned} \quad (7)$$

Відстань між точками  $C$  і  $D$  визначає відстань між сусідніми витками, тобто крок між витками у верхній частині спіралі після деформації пружини.

Тоді цей крок дорівнюватиме:

$$CD = \sqrt{(Y_D - Y_C)^2 + (Z_D - Z_C)^2}, \quad (8)$$





**Рис. 4. Розрахункова схема згину консольної пружної спіралі**

або, враховуючи вираз (7), матимемо:

$$CD = \sqrt{\left[ W_B - W_A - R(\cos \varphi_{i+1} - \cos \varphi_i) \right]^2 + \left[ S + \Delta_{i+1} - \Delta_i + R(\sin \varphi_{i+1} - \sin \varphi_i) \right]^2} \quad (9)$$

Задамо умову допустимого значення кроку навивки — неவிபадання бульб картоплі в міжвитковий просвіт. Тому потрібно, щоб  $CD \leq [S_{\max}]$ , де  $[S_{\max}]$  — максимальне допустиме значення кроку навивки після деформації, яке визначається геометричними параметрами бульб картоплі.

Враховуючи зазначену нерівність та вираз (9), отримуємо умову неவிபадання бульб картоплі у міжвитковий просвіт з урахуванням конструктивних і кінематичних параметрів очисної спіралі, матеріалу, з якого вона виготовлена, та технологічних режимів роботи очисника картопляного вороху.

Скориставшись теоремою косинусів, з трикутника  $O_1CD$  (рис. 4), запишемо еквівалентний вираз, який визначає крок навивки спіралі під час її деформації згину з одночасним розтягом і з урахуванням цієї нерівності отримаємо еквівалентну умову неவிபадання бульб картоплі у міжвитковий просвіт:

$$CD = \sqrt{(p_i + R)^2 + (p_{i+1} + R)^2 - 2(p_i + R)(p_{i+1} + R)\cos(\varphi_{i+1} - \varphi_i)} \leq [S_{\max}] \quad (10)$$

Отже, отримані аналітичні залежності дають можливість моделювати динаміку консольного робочого елемента (очисної спіралі) при виконанні технологічного процесу за вибраних конструктивних параметрів і режимів роботи, виходячи з умов неவிபадання бульб картоплі з сепаруючої поверхні при змінному навантаженні й з урахуванням зміни моменту інерції пружної консолі в часі і по довжині.

## Висновки

На основі розгляду геометрії згину робочої спіралі очисника картопляного вороху при її поперечних коливаннях отримано аналітичні залежності для визначення змінного кроку зігнутої спіралі в будь-який момент часу і для будь-якого міжвиткового просвіту під час цього коливального процесу.

Отримано аналітичні вирази обмеження на максимальну зміну кроку очисної спіралі при її коливаннях з умови неவிபадання бульб картоплі у міжвитковий простір спіралі з урахуванням конструктивних

і кінематичних параметрів очисної спіралі, матеріалу, з якого вона виготовлена, технологічних режимів роботи та розмірів бульб.

Як показують числові розрахунки на ПК, очисна спіраль із зазначеними параметрами з початковим кроком навивки  $S = 48$  мм при розглянутих поперечних коливаннях за рахунок деформації може змінювати крок до 54 мм (без урахування товщини прутка, з якого виготовлена спіраль), що забезпечить неவிபадання бульб картоплі за межі очисника.

Булгаков В.М.<sup>1</sup>, Адамчук В.В.<sup>2</sup>, Головач І.В.<sup>3</sup>, Ружи́ло З.В.<sup>4</sup>

<sup>1, 3, 4</sup>Національний університет біоресурсів і природопольовання України, ул. Героев

Обороны, 15, г. Киев, 03041, Україна, <sup>2</sup>ННЦ «Інститут механізації і електрифікації сільського господарства», ул. Вокзальная, 11, пгт Глеваха Васильковского р-на Киевской обл.,

08631, Україна; e-mail: <sup>1</sup>vbulgakov@meta.ua, <sup>2</sup>vvadamchuk@gmail.com, <sup>3</sup>holovach.iv@gmail.com, <sup>4</sup>ruzhylo@nubip.edu.ua

**Теоретическое исследование динамических параметров колебательных рабочих органов очистителя картофеля**

**Цель.** Определение динамических параметров колебательных рабочих органов очистителя картофеля, обеспечивающих повышение качества очистки клубней от примесей. **Методы.** Теоретической механики, высшей математики и сопротивления материалов. Составлена программа и проведены численные расчеты на компьютере. **Результаты.** Для разработанной новой конструкции очистителя картофеля спирального типа на основе рассмотрения геометрии изгиба рабочей спирали при ее поперечных колебаниях получены аналитические зависимости изменения шага навитки очистительной спирали в результате ее деформации, в частности одновременного продольного растяжения и поперечного прогиба. Это дало возможность получить ограничения на максимальную величину этой деформации при условии невыпадения клубней картофеля сквозь межвитковое пространство с учетом конструктивных и кинематических параметров самой очистительной спирали, материала, из которого она изготовлена, и технологических режимов работы сепаратора. Выполнение этих условий дает возможность значительно повысить качество очистки клубней картофеля от налипшей почвы и растительных остатков и существенно уменьшить их потери. **Выводы.** Получены новые аналитические зависимости для определения изменяемого шага изогнутой спирали в любой момент времени и для любого межвиткового просвета во время данного колебательного процесса, на базе которых были проведены числовые расчеты на ПК. Как показывают числовые расчеты, очистительная спираль при ее угловой скорости вращения  $\omega=30 \text{ рад} \cdot \text{с}^{-1}$ , плотности материала, из которого она изготовлена,  $\rho=7700 \text{ кг} \cdot \text{м}^{-3}$ , модуля упругости  $E=2 \cdot 10^{11} \text{ Па}$ , радиусе прутка  $r=8,5 \text{ мм}$  и равномерно распределенной нагрузке картофельного вороха, интенсивность которой равна  $1000 \text{ Н} \cdot \text{м}^{-1}$ , с начальным шагом навитки  $S=48 \text{ мм}$  при рассматриваемых поперечных колебаниях за счет деформации может изменять шаг до  $54 \text{ мм}$ , что обеспечивает невыпадение клубней картофеля за пределы очистителя.

**Ключевые слова:** клубень картофеля, выкапывание, грунтовые примеси, консольная спираль, колебания, дифференциальное уравнение, числовые расчеты на ПК.

DOI: <https://doi.org/20.31073/agrovisnyk201910-09>

**Bulgakov V.<sup>1</sup>, Adamchuk V.<sup>2</sup>, Holovach I.<sup>3</sup>, Ruzhylo Z.<sup>4</sup>**

<sup>1, 3, 4</sup>National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, 15 Heroiv Oborony Str., Kyiv, 03041, Ukraine, <sup>2</sup>National Scientific Centre Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture, 11 Vokzalna Str., Hlevakha township, Vasylkivskyi district, Kyiv oblast, 08631, Ukraine; e-mail: <sup>1</sup>vbulgakov@meta.ua, <sup>2</sup>vvadamchuk@gmail.com, <sup>3</sup>holovach.iv@gmail.com, <sup>4</sup>ruzhylo@nubip.edu.ua

**Theoretical study of dynamic parameters of oscillating end-effectors of cleanser of a potato**

**The purpose.** To determine dynamic parameters of oscillating end-effectors of cleanser of potato, ensuring upgrading of cleanout of tubers from admixtures. **Methods.** Theoretical mechanics, higher mathematics and strength of materials. The program is made as well as numerical calculations on computer are carried out. **Results.** For the developed new construction of cleanser of potato of spiral type on the basis of consideration of geometry of curving of working spiral at its cross oscillations analytical dependences of change of walk of coiling of cleaning spiral as a result of its deformation, in particular simultaneous longitudinal tensioning and cross sag are gained. It has enabled to gain limitations on the maximum value of that deformation under condition of non-dropping out of tubers of potato through intra-coil space in view of constructive and kinematic parameters of cleaning spiral, its material, and technological operating conditions of separator. Execution of these conditions enables to considerably increase quality of cleanout of tubers of potato from the stuck soil and plant residues and is essential to diminish their losses. **Conclusions.** New analytical dependences are gained for determination of changed walk of arched spiral at any moment and for any intra-coil clearance during oscillating process, on the basis of which numerical calculations on the PC have been carried out. According to numerical calculations cleaning spiral at its angular velocity of whirl  $w=30 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ , density of its material  $\rho=7700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ , elastic modulus  $E=2 \cdot 10^{11} \text{ Pa}$ , radius of bar  $r=8,5 \text{ mm}$  and uniformly distributed load of potato heap which intensity is equal to  $1000 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$ , with initial walk of coiling  $S=48 \text{ mm}$  at considered cross oscillations due to deformation can change a walk up to  $54 \text{ mm}$  that ensures non-dropping out of tubers of potato from cleanser.

**Key words:** tuber of potato, digging up, soil admixtures, cantilever spiral, oscillations, differential equation, numerical calculations on the PC.

DOI: <https://doi.org/20.31073/agrovisnyk201910-09>

## Бібліографія

1. Заика П.М. Избранные задачи земледельческой механики. Киев: УСХА, 1992. 512 с.
2. Петров Г.Д. Картофелеуборочные машины; 2-е изд., перераб. и доп. Москва: Машиностроение, 1984. 320 с.
3. Zaltzman A., Schmilovitch Z. Evolution of the potato fluidized bed medium separator (Conference Paper). *American Society of Agricultural Engineers*. 1985. 27 p. <https://doi.org/10.13031/2013.30338>
4. Kanafojski Cz. Halmfruchterntemaschinen. VEB Verlag Technik, Berlin, 1974. 238 p.
5. Надикто В.Т. Основы научных исследований. Херсон, 2017. 268 с.
6. Зажигаев Л.С., Кишьян А.А. Методы планирования и обработки результатов физического эксперимента. Москва: Атомиздат, 1978. 154 с.
7. Karwowski T. Teoria i konstrukcja maszyn rolniczych. Т. 3. Warszawa: PWRiL, 1982. 429 p.
8. Патент України № 43907, А 01 D 33/08. Очисник вороху коренебульбоплодів від домішок. В.М. Булгаков, П.Ю. Зиков та ін. Опубл. 15.01.2002 р. Бюл. № 1.
9. Bulgakov V., Ivanovs S., Adamchuk V., Ihnatiev Y. Investigation of the influence of the parameters of the experimental spiral potato heap separator on the quality of work. *Agronomy Research*. 2017. V. 15, № 1. P. 44–54.
10. Bulgakov V., Smolinskiy S., Frančák J., Jech J. Optimalizovanie konstrukcie rozduzovaca zemiakov. GRONECH NITRA 2001. Poľnohospodarska technika na ziaciatku 21 storocia: Zbornik z medzinarodnej vedeckej konferencie. Slovenska republika, 2001. P. 73–79.
11. Митрофанов В.С. Физико-механические свойства картофеля. В кн. «Теория, конструкция и производство сельскохозяйственных машин». Т. 5, Москва — Ленинград: Машгиз, 1940. С. 629–634.
12. Фаворин М.В. Моменты инерции тел: справочник. Москва: Машиностроение, 1977. 511 с.
13. Bulgakov V., Smolinsky S., Plizga K. Theoretical Research on Parameters of Working Bodies in the Spiral Separator of Potato Lots at Working Loading. Polish Academy of Sciences Branch in Lublin. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Lublin, Poland. 2002. V. 2. P. 31–34.
14. Шабельник Б.П. Конвейеры-очистители корнеуборочных машин. Киев: Міносвіта, 1998. 243 с.
15. Адамчук В.В., Булгаков В.М., Головач І.В., Ружило З.В. Математична модель коливального руху спірального очисника картоплі від домішок. *Вісник аграрної науки*. 2019. № 9. С. 51–57.
16. Светлицкий В.А. Механика стержней. В 2-х ч. Москва: Наука, 1967. Ч. 2. Динамика. 304 с.
17. Челомей В.Н. Избранные труды. Москва: Машиностроение, 1989. 336 с.
18. Вибрации в технике: справочник. В 6-ти т.; ред. совет: В.Н. Челомей. Москва: Машиностроение, 1981. Т. 1. 356 с.
19. Долгов Н.М. Высшая математика. Киев: Вища школа, 1988. 416 с.
20. Долгов Н.М. Элементы динамики систем на подвижных деформируемых основаниях. Киев: Техника, 1996. 92 с.