

Аналіз процесу взаємодії коренеплоду з витком шнека / Барановський В., Онищенко В., Дубчак Н., Довбуш Т. // Вісник ТНТУ. — 2011. — Том 17. — № 2. — С.109-118. — (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).

УДК 631.356.2

**В. Барановський¹, канд. техн. наук; В. Онищенко³, докт. техн. наук;
Н. Дубчак²; Т. Довбуш¹**

¹Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

²Бережанський агротехнічний інститут

³Національний університет біоресурсів і природокористування України

АНАЛІЗ ПРОЦЕСУ ВЗАЄМОДІЇ КОРЕНЕПЛОДУ З ВИТКОМ ШНЕКА

Резюме. Проведено дослідження технологічного процесу функціонування комбінованої очисної системи (КОС) на основі аналізу руху кормових буряків робочими поверхнями подавального транспортера та встановленого над ним шнека. Отримано аналітичні та емпіричні моделі процесу косоного співудару кормових буряків з витком шнека, які характеризують залежність зміни сумарної швидкості співудару й коефіцієнта технологічної взаємодії коренеплодів від основних параметрів КОС. Визначено раціональні межі основних конструктивно-кінематичних параметрів КОС з умови забезпечення мінімізації пошкодження кормових буряків.

Ключові слова: комбінована очисна система, коренеплоди, подавальний транспортер, шнек, сумарна швидкість співудару, коефіцієнт технологічної взаємодії, частота обертання шнека, діаметр шнека, пошкодження кормових буряків.

V. Baranovsky, M. Pidgursky, N. Dubchak, T. Dovbush

ANALYSIS OF PROCESS OF COOPERATION OF BEET ROOT CROP WITH THE COIL OF SCREW

The summary. The research of technological process of functioning of the Combined Clearing System (CCS) basing on the analysis of motion of fodder beets on the workings surfaces of conveyer and screw above it has been conducted. The analytical and empiric models of process of the slanting collision of fodder beets with the coil of screw, which characterize the dependence of total speed alteration of collision and the coefficient of technological cooperation of beet rods from the basic parameters of the CCS have been received. The rational limits of basic constructional and kinematics parameters of the CCS under the condition of providing the minimization of fodder beets damage have been defined.

Key words: combined cleansing system, beet roots, conveyer, screw, total speed of collision, coefficient of technological cooperation, frequency of screw rotation, diameter of screw, fodder beets damage.

Умовні позначення

КОС – комбінована очисна система;

КМ – коренезбиральна машина;

ТТС – транспортно-технологічна система;

K_T – коефіцієнт технологічної взаємодії коренеплоду;

$[V_{max}]$ – максимально допустима швидкість удару коренеплоду з витком шнека, м/с;

V_{ck} – сумарна швидкість удару коренеплоду, м/с;

\vec{V}_k , – вектор колової швидкості шнека;

\vec{V}_e – вектор поступальної швидкості руху пруткового елеватора;

φ – кут між вектором \vec{V}_k і віссю OX , рад;

\vec{V}_n – вектор швидкості переміщення коренеплоду вздовж осі обертання шнека;

\vec{V}_{Xk} – проекція вектора колової швидкості шнека на вісь OX ;

\vec{V}_p – вектор результуючої швидкості шнека;

$\vec{\omega}$, ω – вектор кутової швидкості та кутова швидкість витка шнека, рад/с;

\vec{R}_y , \vec{r} – відповідно радіус-вектор точки удару та зірочки приводного вала елеватора;

V_n , V_{nT} – швидкість переміщення коренеплоду й теоретична швидкість переміщення витків шнека відповідно, м/с;

K_{Vn} – коефіцієнт, який враховує зниження V_n у порівнянні з V_{nT} ;

T – крок гвинтової лінії витка, м;

n , n_e – частота обертання шнека та приводного вала пруткового елеватора, відповідно, об/с.;

β – кут підйому гвинтової лінії в точці удару коренеплоду, град.;

$\vec{\omega}_e$, ω_e – вектор кутової швидкості та кутова швидкість приводного вала елеватора відповідно, рад/с;

D , D_e – діаметр шнека та ведучої зірочки елеватора відповідно, м;

ψ – кут між проекцією вектора \vec{V}_{ck} на горизонтальну площину OXY та вектором \vec{V}_n , град;

φ_k – кут тертя ковзання матеріалу по гвинтовій поверхні, град.

Актуальність питання. Особливе значення для удосконалення конструктивно-технологічного рівня й окремих робочих органів КМ необхідно надавати питанням загальних інженерно-технічних проблем конструювання машин: удосконалення робочих органів та інших конструктивних елементів КМ на основі глибшого аналізу врахування фізико-механічних властивостей коренеплодів [1]. Характеристики кормових буряків, як елемента системи „машина-робочий орган-коренеплід”, необхідно враховувати у вигляді сукупності різних механічних якостей і параметрів, які є визначальними при сумарних механічних діях на об’єкт обробки, їх допустимий рівень і діапазон конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів [2].

Під час оптимізації параметрів ТТС КМ, які мають робочі органи гвинтових механізмів, на стадії їх проектування доцільно спочатку побудувати математичну модель технологічного процесу роботи КОС [3] з метою отримання закономірностей процесу її функціонування залежно від основних конструктивно-кінематичних параметрів.

Аналіз відомих досліджень. Оpubліковані результати теоретичних дослідження гвинтових механізмів ТТС КМ відносяться, як правило, до побудови математичних моделей процесу роботи безпосередньо шнекових конвеєрів як окремих робочих органів відносно невеликого діаметра (у межах 0,1...0,25 м). Запропонована конструкція КОС [3, 4], яка, окрім шнекового робочого органу, містить комбінацію інших конструктивних елементів і має власні специфічні властивості, й зумовила проведення даних досліджень.

Метою дослідження є подальший розвиток методології та методів оптимізації параметрів комбінованих очисників вороху коренеплодів ТТС КМ.

Результати дослідження. Головними критеріями, які характеризують технологічний процес сепарації викопаного вороху, є ступінь відокремлення домішок від коренеплодів і показник ступеня пошкодження коренеплодів у процесі їх взаємодії з робочими поверхнями КОС. Для оцінювання ступеня пошкодження коренеплодів, максимальні значення яких виникають у процесі їх взаємодії з витком 3 шнека 2 КОС (рис. 1), введемо коефіцієнт технологічної взаємодії коренеплоду, який виразимо як відношення $K_T = [V_{max}] / V_{ck} \geq 1$.

Максимально допустима швидкість $[V_{max}]$ удару кормових буряків з робочими поверхнями обмежена допустимими значеннями [5], при перевищенні яких

коренеплоди отримують пошкодження, що не перевищують межі слабо- та сильнопошкоджених коренеплодів згідно з агротехнічними вимогами [6].

Для визначення сумарної швидкості V_{ck} наведено розрахункову схему, (рис. 1а). У нашому випадку процес взаємодії коренеплоду з витком 3 шнека 2 розглянемо в аспекті дії ударної сили на матеріальне тіло. При цьому коренеплід взаємодіє з поверхнею витка шнека у точці O , який обертається з частотою n . Початкову швидкість удару коренеплоду позначимо через V_e , значення якої відповідає швидкості руху пруткового елеватора 1. Точка удару O знаходиться на відстані R_y від осі обертання шнека O_1 . Після удару коренеплід відбивається від поверхні витка шнека з кінцевою сумарною швидкістю V_{ck} та рухається в її напрямку під кутом ψ .

Загальний випадок ударної взаємодії двох тіл характеризується зміною кутових і поступальних швидкостей руху відносно координатних осей просторової системи $OXYZ$. При косому ударі виникають різні види фрикційної взаємодії та деформація стиснення тіла коренеплодів, відповідно, тангенціального (дотичного) та нормального ударного імпульсу. При цьому результатом деформації стиснення є поява тріщин у тілі коренеплоду або його розколювання. Зменшення нормального ударного імпульсу можливе за рахунок зменшення сумарної V_{ck} , реалізація якого досягається за рахунок зменшення нормальної складової V_{ckn} , або за рахунок зменшення кута нахилу поверхні співудару β .

У зв'язку з цим розглянемо план швидкостей косого удару коренеплоду та витка шнека в горизонтальній площині OXY (рис. 1б), вважаючи при цьому, що швидкість руху до і після співудару змінюється тільки у коренеплода.

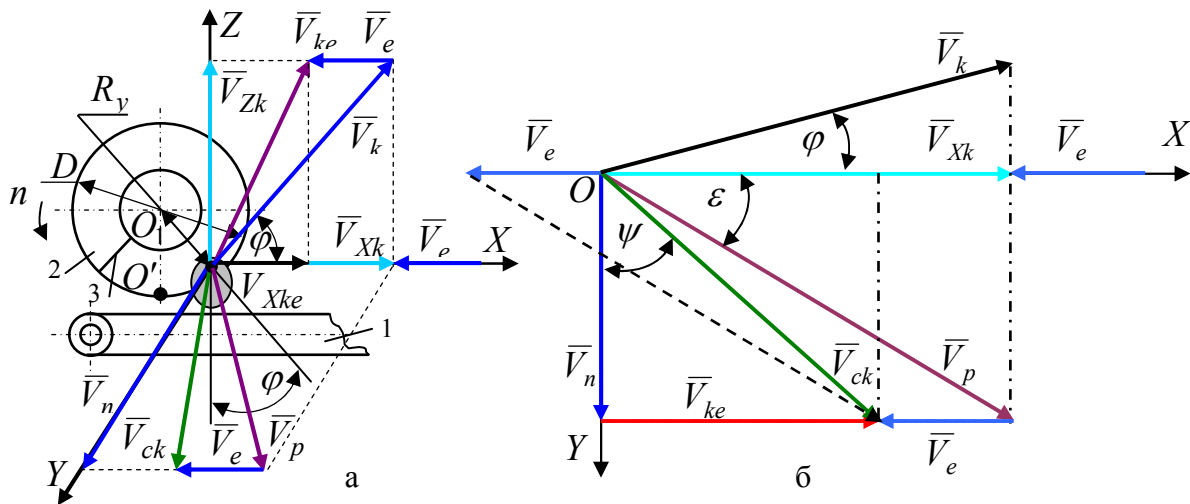


Рисунок 1. Розрахункова схема (а) та план швидкостей (б) косого співудару коренеплоду з робочими поверхнями КОС: 1 – елеватор; 2 – шнек; 3 – виток шнека

Із аналізу схеми плану швидкостей отримаємо

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_{ke} &= \sqrt{\bar{V}_k^2 - \bar{V}_e^2}; \\ \bar{V}_p &= \sqrt{\bar{V}_{Xk}^2 + \bar{V}_n^2} = \sqrt{\bar{V}_k^2 \cos^2 \varphi + \bar{V}_n^2}; \\ \bar{V}_{ck} &= \sqrt{\bar{V}_{ke}^2 + \bar{V}_n^2} = \sqrt{(\bar{V}_k - \bar{V}_e)^2 + \bar{V}_n^2} \end{aligned} \right\}; \left. \begin{aligned} \bar{V}_k &= \frac{d\bar{R}_y}{dt} = \bar{\omega} \times \bar{R}_y; \quad \omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} = 2\pi n; \\ V_n &= V_{nT} K_{Vn} = TnK_{Vn} = \frac{TK_{Vn}\omega}{2\pi}; \quad T = \pi D_y \operatorname{tg} \beta; \\ \bar{V}_e &= \frac{d\bar{r}_e}{dt} = \bar{\omega}_e \times \bar{r}_e; \quad \omega_e = \frac{d\varphi_e}{dt} = \dot{\varphi}_e = 2\pi n_e \end{aligned} \right\}. \quad (1)$$

З рівнянь (1) отримано диференціальне рівняння скалярної сумарної швидкості V_{ck}

$$V_{ck} = \frac{dl_k}{dt} = \sqrt{\left[\left(\frac{D \cos \varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2 + \left(\frac{DK_{vn} \operatorname{tg} \beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2}, \quad (2)$$

або після спрощення залежності (2) та умови $K_T = [V_{max}] / V_{ck} \geq 1$

$$V_{ck} = \frac{1}{2} \sqrt{D^2 (\cos^2 \varphi + K_{vn}^2 \operatorname{tg}^2 \beta) \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + D_e \frac{d\varphi_e}{dt} \left(D_e \frac{d\varphi_e}{dt} - 2D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}\right)}; \quad (3)$$

$$K_T = \frac{2[V_{max}]}{\sqrt{D^2 (\cos^2 \varphi + K_{vn}^2 \operatorname{tg}^2 \beta) \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2 + D_e \frac{d\varphi_e}{dt} \left(D_e \frac{d\varphi_e}{dt} - 2D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}\right)}} \geq 1. \quad (4)$$

Отримане диференціальне рівняння (4) характеризує технологічність роботи КОС або залежність зміни коефіцієнта технологічної взаємодії коренеплоду K_T з витком шнека від основних параметрів очисної системи.

Враховуючи (1), залежність (4) матиме вигляд

$$K_T = \frac{[V_{max}]}{\pi \sqrt{D^2 n^2 (\cos^2 \varphi + K_{vn}^2 \operatorname{tg}^2 \beta) + D_e n_e (D_e n_e - D n \cos \varphi)}} \geq 1. \quad (5)$$

Аналіз рис. 1а показує, що після удару коренеплід відбивається від поверхні витка шнека з кінцевою сумарною швидкістю V_{ck} та рухається в напрямку її вектора \bar{V}_{ck} , проекція якої на горизонтальну площину OXY з вектором швидкості осьового переміщення витків шнека \bar{V}_n утворює кут ψ . При досягненні швидкості $V_{ck} = dl_k / dt = 0$ коренеплід подавальним транспортером знову рухається в напрямку шнека та знову зазнає ударної взаємодії з робочою поверхнею витка шнека.

У цьому випадку можна зробити висновок, що мінімальні пошкодження коренеплодів і максимальна технологічність роботи КОС будуть також за умови, коли кут $\psi \leq 0$, або коли коренеплоди рухаються вздовж осі обертання шнека.

Згідно з рис. 1а отримаємо

$$V_{ke}^2 = V_n^2 + V_{ck}^2 + 2V_n V_{ck} \cos \psi \quad (6)$$

або

$$\left(\frac{dl_k}{dt}\right)^2 + 2\left(\frac{DK_{vn} \operatorname{tg} \beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right) \left(\frac{dl_k}{dt}\right) \cos \psi + \left(\frac{DK_{vn} \operatorname{tg} \beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - \left(\frac{D \cos \varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2 = 0. \quad (7)$$

Позначивши в (7) відповідні складові через $\frac{dl_k}{dt} = x$; $DK_{vn} \operatorname{tg} \beta \cos \psi \frac{d\varphi}{dt} = p$;

$$\left(\frac{DK_{vn} \operatorname{tg} \beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - \left(\frac{D \cos \varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2 = q, \quad \text{отримаємо приведене квадратне}$$

рівняння, розв'язок якого відносно x має вигляд

$$\frac{dl_k}{dt} = -\frac{DK_{vn} \operatorname{tg} \beta}{2} \frac{d\varphi}{dt} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{DK_{vn} \operatorname{tg} \beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 (\cos^2 \psi - 1) - \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}. \quad (8)$$

При цьому два дійсні значення dl_k / dt будуть за умови

$$-\left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2 \leq 0. \quad (9)$$

Таким чином, теоретична залежність, яка характеризує взаємозв'язок коефіцієнта K_T та основні параметри очисної системи, має вигляд

$$K_T = \frac{2[V_{max}]}{-DK_{v_n}tg\beta \frac{d\varphi}{dt} \pm \sqrt{\left(DK_{v_n}tg\beta \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 (\cos^2 \psi - 1) - \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}} \geq 1. \quad (10)$$

Враховуючи (1), для практичного використання залежностей (7), (10) запишемо

$$\left. \begin{aligned} V_{ck} &= -\pi DnK_{v_n}tg\beta \pm \pi \sqrt{\left(DnK_{v_n}tg\beta\right)^2 (\cos^2 \psi - 1) - \left(Dn \cos \varphi - D_e n_e\right)^2}; \\ K_T &= \frac{[V_{max}]}{-DnK_{v_n}tg\beta \pm \pi \sqrt{\left(DnK_{v_n}tg\beta\right)^2 (\cos^2 \psi - 1) - \left(Dn \cos \varphi - D_e n_e\right)^2}} \geq 1 \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Залежність кута ψ між проекцією вектора \bar{V}_{ck} на горизонтальну площину OXY з вектором швидкості осевого переміщення витків шнека \bar{V}_n від основних параметрів КОС можна представити у вигляді [7]

$$\psi = \arcsin \left(\sqrt{1 + \frac{D^2 tg^2 \beta \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}{\pi \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}} \right)^{-1}. \quad (12)$$

Крок гвинтової лінії T і кут підймання гвинтової лінії β по зовнішньому діаметру в процесі проектування шнекових робочих органів вибирають з умови забезпечення вільного проходження кормових буряків (за їх загальною довжиною) і максимальної швидкості їх переміщення вздовж осевої лінії обертання шнека, при цьому $\beta = 45^\circ - 0,5\varphi_k$, де $\varphi_k = 35^\circ$ [7], тоді $\beta = 27,5$ град.

Підставивши значення (12) у залежність (8), отримаємо математичну модель, яка характеризує кінематичний процес технологічної взаємодії кормових буряків з витком шнека та функціонально пов'язує величину й напрямок сумарної швидкості співудару коренеплоду V_{ck} з параметрами КОС,

$$\begin{aligned} &2 \frac{dl_k}{dt} + DK_{v_n}tg \left(45 - \frac{\varphi_k}{2}\right) \frac{d\varphi}{dt} = \\ &= \sqrt{\left(DK_{v_n}tg \left(45 - \frac{\varphi_k}{2}\right) \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 \left\{ \cos^2 \left[\arcsin \left(\frac{1}{2} \sqrt{1 + \frac{D^2 tg^2 \left(45 - \frac{\varphi_k}{2}\right) \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}{\pi \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}} \right) \right] - 1 \right\} - \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2} \end{aligned} \quad (13)$$

або коефіцієнта K_T

$$K_T = \frac{2[V_{max}]}{-DK_{v_n} \operatorname{tg}\left(45 - \frac{\varphi_k}{2}\right) \frac{d\varphi}{dt} \pm \left[\left(DK_{v_n} \operatorname{tg}\left(45 - \frac{\varphi_k}{2}\right) \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt} \right)^2 \right]^{1/2}} \geq 1$$

$$\pm \left[\left(DK_{v_n} \operatorname{tg}\left(45 - \frac{\varphi_k}{2}\right) \frac{d\varphi}{dt} \right)^2 - \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt} \right)^2 \right]^{1/2} \cos^2 \arcsin \left[\frac{1}{2} \sqrt{1 + \frac{D^2 \operatorname{tg}^2\left(45 - \frac{\varphi_k}{2}\right) \left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}{\pi \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt} \right)^2}} \right] - 1$$

(14)

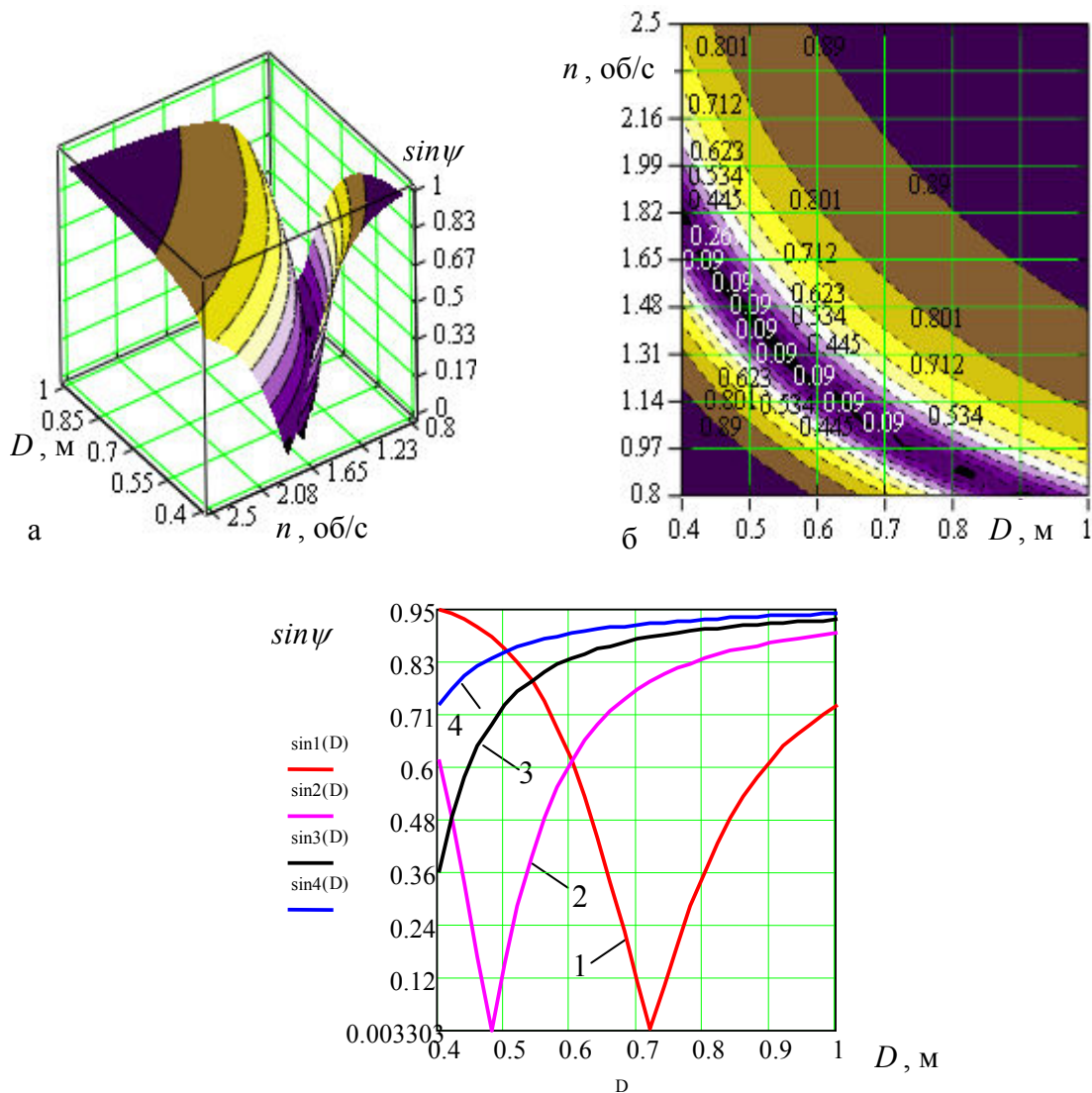


Рисунок 2. Залежність зміни кута ψ

як функціонала:

а, б – $\sin \psi = f(d, n)$; в – $\sin \psi = f(d)$; 1 – $n = 50$ об/хв; 2 – $n = 90$ об/хв;

3 – $n = 120$ об/хв; 4 – $n = 150$ об/хв

Враховуючи прийняту раніше гіпотезу, що мінімізація пошкодження кормових буряків і максимальна технологічність роботи КОС будуть за умови, коли кут $\psi = 0$ або вираз $\cos^2 \psi - 1 = 0$ (адекватність якого випливає з аналізу залежності (8)), математичні моделі (13), (14) запишемо у вигляді

$$K_T = \frac{2[V_{max}]}{\left. \begin{aligned} &2 \frac{dl_k}{dt} + DK_{vn} \operatorname{tg} \left(45 - \frac{\varphi_k}{2} \right) \frac{d\varphi}{dt} = D_e \frac{d\varphi_e}{dt} - D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt}; \\ &-DK_{vn} \operatorname{tg} \left(45 - \frac{\varphi_k}{2} \right) \frac{d\varphi}{dt} \pm D_e \frac{d\varphi_e}{dt} - D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} \end{aligned} \right\} \geq 1} \quad (15)$$

Отримані залежності (15) є математичними моделями, які функціонально регламентують кінематичний процес технологічної взаємодії кормових буряків з витком шнека з умови мінімізації їх пошкоджень.

В аспекті теоретичної реалізації даної гіпотези, з урахуванням (12) можна записати, що умова $\cos^2 \psi - 1 = 0$ буде реалізуватися, коли $\cos^2 \psi = 1$, $\cos \psi = \sqrt{1 - \sin^2 \psi} = 1$, $\sin \psi = 0$, тобто

$$\begin{aligned} \sin \psi &= \left(\frac{D^2 \operatorname{tg}^2 \beta \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2}{1 + \frac{\pi \left(D \cos \varphi \frac{d\varphi}{dt} - D_e \frac{d\varphi_e}{dt} \right)^2}{\pi \left(D n \cos \varphi - D_e n_e \right)^2}} \right)^{-1} = \\ &= \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{D^2 n^2 \operatorname{tg}^2 \left(45 - \frac{\varphi_k}{2} \right)}{\pi \left(D n \cos \varphi - D_e n_e \right)^2}}} = 0 \end{aligned} \quad (16)$$

На рис. 2 наведено залежність зміни кута $\sin \psi$ як функціонала: а, б – $\sin \psi = f(d, n)$; в – $\sin \psi = f(d)$ при $\varphi_k = 35,0$ град.; $\varphi = 45,0$ град.

На основі аналізу рис. 2 встановлено, що умова забезпечення мінімальних пошкоджень кормових буряків ($\psi = 0$) функціонально виконується при таких співвідношеннях комбінацій діаметра D і частоти обертання шнека n : $D = 0,4$ м, $n = 1,65$ об/с (99 об/хв.); $D = 0,5$ м, $n = 1,5$ об/с (90 об/хв.); $D = 0,6$ м, $n = 1,2$ об/с (72 об/хв.); $D = 0,7$ м, $n = 1,0$ об/с (60 об/хв.); $D = 0,8$ м, $n = 0,85$ об/с (50 об/хв.).

Але ці твердження будуть цілком ймовірними (адекватність даних комбінацій параметрів шнека буде реально відповідати практичній реалізації технологічного процесу роботи КОС) при виконанні умови забезпечення необхідної розрахункової продуктивності шнека та його допустимої кутової швидкості обертання [8], яка технологічно забезпечує дану продуктивність очисної системи та умову мінімізації пошкоджень коренеплодів.

Для підтвердження теоретичних викладень зміни сумарної швидкості співудару V_{ck} та коефіцієнта технологічної взаємодії коренеплоду K_T з витком шнека проведено експериментальні дослідження процесу удару з використанням лабораторної установки згідно з положеннями [9].

У результаті опрацювання експериментального масиву даних було отримано рівняння регресії залежності зміни експериментальних значень V_{ck}^{ie} і K_T^{ie} від частоти обертання n та діаметра D шнека конкретизованої маси кормових буряків m_k^i як функціонала у вигляді полінома другої степені у кодованих і натуральних величинах $V_{ck}^{ie} = f(n, D)$, $K_T^{ie} = f(n, D)$:

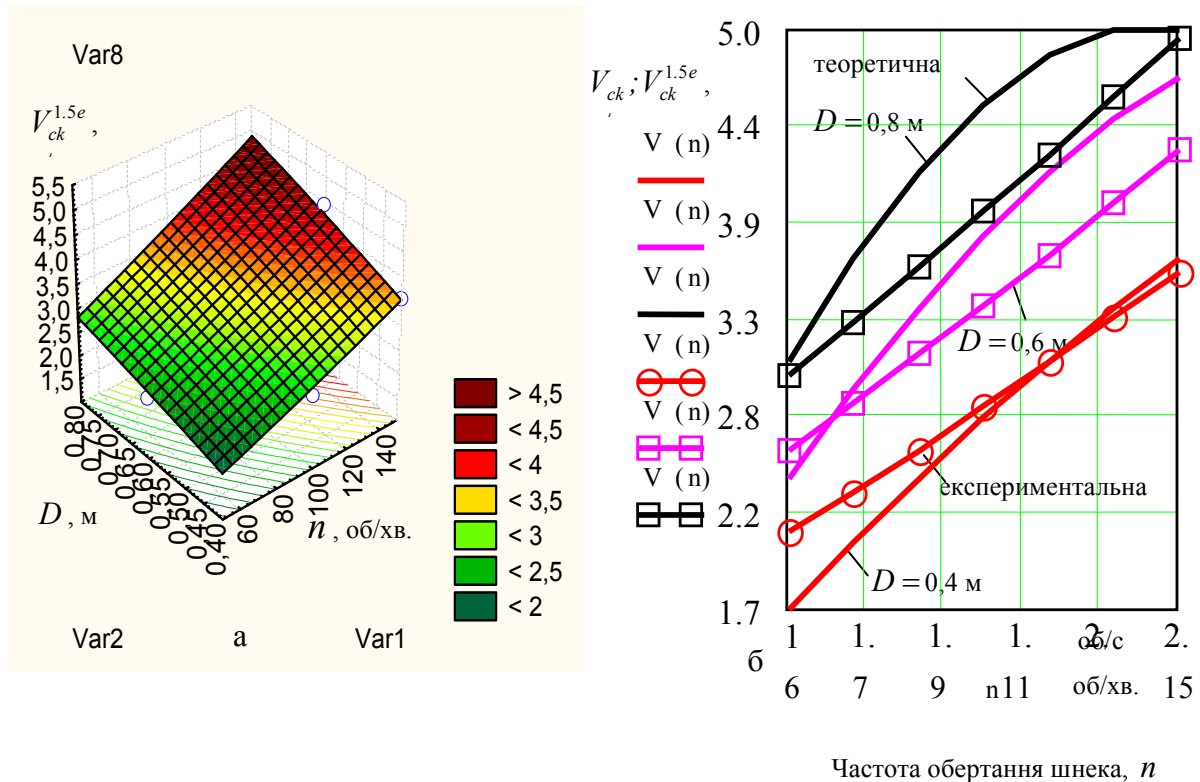


Рисунок 3. Поверхня відгуку (а) залежності $V_{ck}^{1.5e} = f(n, D)$; б – теоретичні залежності

$V_{ck} = f(n)$; експериментальні залежності $V_{ck}^{1.5e} = f(n)$

$$\left. \begin{aligned} V_{ck}^{1.0e} &= 0,48 + 0,009x_1 + 2,43x_2 + 0,012x_1x_2 + 1,33 \cdot 10^{-5}x_1^2 - 0,67x_2^2; \\ V_{ck}^{1.0e} &= -10,3 - 4,21 \cdot 10^{-4}n + 31,03D + 1,2 \cdot 10^{-3}nD + 5,32 \cdot 10^{-9}n^2 - 19,0D^2; \\ V_{ck}^{1.5e} &= 0,44 + 0,009x_1 + 2,33x_2 + 0,012x_1x_2 + 1,33 \cdot 10^{-5}x_1^2 - 0,67x_2^2; \\ V_{ck}^{1.5e} &= -10,09 - 4,21 \cdot 10^{-4}n + 30,53D + 1,2 \cdot 10^{-3}nD + 5,32 \cdot 10^{-9}n^2 - 19,0D^2; \\ V_{ck}^{2.0e} &= 0,46 + 0,009x_1 + 2,38x_2 + 0,012x_1x_2 + 1,33 \cdot 10^{-5}x_1^2 - 0,67x_2^2; \\ V_{ck}^{2.0e} &= -10,2 - 4,21 \cdot 10^{-4}n + 30,78D + 1,2 \cdot 10^{-3}nD + 5,22 \cdot 10^{-9}n^2 + 19,0D^2 \end{aligned} \right\}; \quad (17)$$

$$\left. \begin{aligned} K_T^{1.0e} &= 2,37 - 0,01x_1 - 1,38x_2 + 0,003x_1x_2 + 1,6 \cdot 10^{-5}x_1^2 + 0,25x_2^2; \\ K_T^{1.0e} &= 7,42 - 3,51 \cdot 10^{-4}n - 13,18D + 3,0 \cdot 10^{-4}nD + 6,4 \cdot 10^{-9}n^2 + 6,25D^2; \\ K_T^{1.5e} &= 2,45 + 0,01x_1 - 1,35x_2 + 0,003x_1x_2 + 1,67 \cdot 10^{-5}x_1^2 + 0,17x_2^2; \\ K_T^{1.5e} &= 6,92 - 3,51 \cdot 10^{-4}n - 11,03D + 3,0 \cdot 10^{-4}nD + 6,7 \cdot 10^{-9}n^2 + 4,25D^2; \\ K_T^{2.0e} &= 2,4 - 0,01x_1 - 1,32x_2 + 0,003x_1x_2 + 1,67 \cdot 10^{-5}x_1^2 + 0,17x_2^2; \\ V_{ck}^{2.0e} &= 6,8 - 3,51 \cdot 10^{-4}n - 10,88D + 3,0 \cdot 10^{-4}nD + 6,7 \cdot 10^{-9}n^2 + 4,25D^2 \end{aligned} \right\}. \quad (18)$$

Аналіз наведених рівнянь регресії (17), (18) та побудованих згідно з ними поверхонь відгуку залежностей $V_{ck}^{ie} = f(n, D)$, $K_T^{ie} = f(n, D)$, які наведено на рис. За та 4а показує, що зміна V_{ck}^{ie} і K_T^{ie} залежно від маси коренеплодів, які співударяються з витком шнека у межах зміни $1,0 \leq m_k \leq 2,0$ (кг) має несуттєвий характер – відповідний приріст сумарної швидкості співудару становить $\Delta V_{ck} \approx 0,2 \dots 0,4$ м/с, а зменшення $\Delta K_K^e \approx 0,06 \dots 0,13$. Тому для практичних розрахунків V_{ck}^e і K_T^e рекомендується використовувати відповідні регресійні залежності середніх значень маси коренеплодів, тобто $V_{ck}^{1.5e}$ і $K_T^{1.5e}$ залежностей (17) і (18).

Аналіз наведених графічних залежностей, побудованих за емпіричною регресійною формулою (18) показує, що умова $K_T^{1.5e} \geq 1,0$, за якої коренеплоди отримують пошкодження, що не виходять за межі агротехнічних вимог до КМ [6], забезпечується за наступних меж співвідношень конструктивно-кінематичних параметрів КОС: $D = 0,6$ м, $n \leq 80,0$ об/хв.; $D = 0,5$ м, $n \leq 100,0$ об/хв.; $D = 0,4$ м, $n \leq 140,0$ об/хв. Для діаметра $D = 0,8$ м у межах зміни $50 \leq n \leq 150$ об/хв. умова $K_T^{1.5e} \geq 1,0$ не виконується.

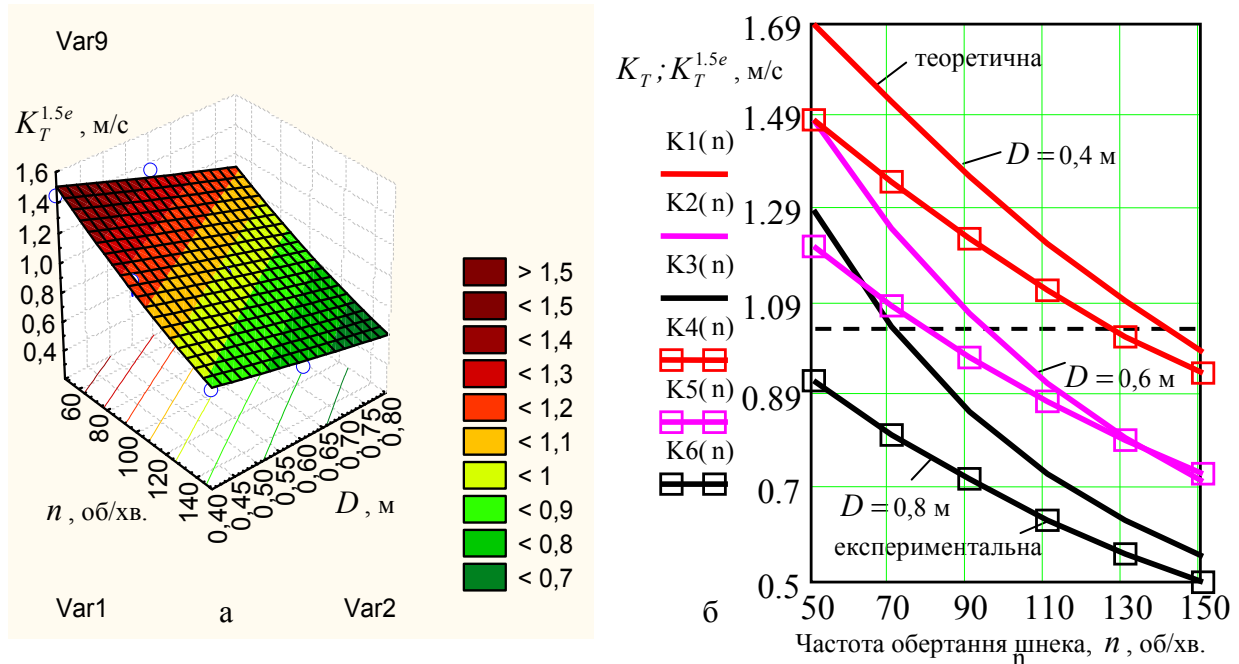


Рисунок 4. Поверхня відгуку (а) залежності $K_T^{1.5e} = f(n, D)$; б – теоретичні залежності

$$K_T = f(n); \text{ експериментальні залежності } K_T^{1.5e} = f(n)$$

Розбіжність наведених експериментальних $V_{ck}^{1.5e}$, $K_T^{1.5e}$ і теоретичних V_{ck} , K_T значень сумарної швидкості співудару та коефіцієнта технологічної взаємодії коренеплоду з витком шнека знаходиться у межах 1,3...1,5 %, тобто побудовані теоретичні математичні моделі (13), (14) адекватні реальному існуючому процесу, і, вірогідно, описують процес взаємодії коренеплодів з витком шнека з урахуванням формалізації об'єкта дослідження.

Висновки. Побудовані теоретичні детерміновані математичні моделі процесу взаємодії коренеплоду з витком шнека КОС можна, поряд з отриманими емпіричними рівняннями регресії (17), (18), використовувати для подальшого обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів ТТС очисників вороху кормових буряків КМ.

Література

1. Погорельий, Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз [Текст] / Л.В. Погорельий, М.В. Татьянако – К. : Феникс, 2004. – 232 с.
2. Погорілий, М.Л. Технологічні і технічні аспекти вдосконалення бурякозбиральної техніки [Текст] / М.Л. Погорілий // Техніка АПК. – 2000. – № 1. – С. 14–18.
3. Пат. 28465 Україна, МКІ⁵ А 01 Д 33/08. Очисна система вороху коренеплодів [Текст] / В.М. Барановський, М.Р. Паньків, Н.А. Дубчак, О.Ф. Олійник; заявник і власник патенту Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя. – № u 2007 08888; заявл. 01.12.2007; опубл. 10.12.2007; Бюл. № 20.
4. Барановський, В.М. Очисна система вороху коренеплодів [Текст] / В.М. Барановський, М.Р. Паньків, Н.А. Дубчак // Вісник ХНТУСГ “Механізація с.-г. виробництва”. – Т. 1. – Вип. 59. – Харків, 2007. – С. 33–36.
5. Барановський, В.М. Експериментальні дослідження пошкодження кормових буряків на маятниковому копрі / В.М. Барановський, Д.Г. Войтюк, А.Ю. Виговський // Сільськогосподарські машини. Зб. наук. ст. – Вип. 8. – Луцьк: Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 2001. – С. 5–10.
6. ДСТУ 2258-93. „Машини бурякозбиральні”. – Київ.: Держстандарт України, 1993. – 18 с.
7. Барановський, В.М. До питання пошкодження коренеплодів очисними робочими органами [Текст] / В.М. Барановський, В.О. Соломка, В.Б. Онищенко // Вісник ТДТУ. – 2002. – Т. 7, № 2. – С. 90–94.
8. Барановський, В.М. Основні етапи та сучасні тенденції розвитку коренезбиральних машин [Текст] / В.М. Барановський // Вісник ТДТУ. – 2006. – Т. 11, № 2. – С. 67–75.
9. Дубчак, Н.А. Результати експериментальних досліджень співудару коренеплодів / Н.А. Дубчак, В.М. Барановський, В.Б. Онищенко // Науковий вісник НУБіПУ. Зб. наук. праць. Серія «Техніка та енергетика АПК». – Вип. 144. – Ч. 4. – 2010. – С. 185–192.

Отримано 25.02.2011