

УДК 621.87

ДО ВИЗНАЧЕННЯ РЕЖИМІВ РОБОТИ ЦИЛІНДРИЧНОГО ШНЕКОВОГО ОЧИСНИКА ЗІ ЗМІЩЕНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ

Гевко І.Б., Вивіорка Н.Є.

Тернопільський державний технічний університет ім. Івана Пулюя

Запропоновано конструкцію пристрою для покращення очистки коренеплодів від ґрунту та рослинних залишків, що може застосовуватися в серійних та перспективних бурякозбиральних машинах.

При збиранні цукрових буряків однією з найважливіших економіко-екологічних проблем є мінімізація ґрунтових та інших домішок, що вивозяться із поля разом з цукровою сировиною, а отже підвищення ступеня очищення коренеплодів в технологічному просторі бурякозбиральної машини і, зокрема, на її очисних пристроях.

Одним із найнефективніших очисних пристроїв для умов України є шнекові очисники, які використовуються на бурякозбиральних машинах КС6, РКС6 та інших [1, 2]. Очищення буряків досягається проходженням вороху через шнекову просівну поверхню з розведенням та наступним звуженням потоків, що збільшує тривалість контакту буряків із просівною поверхнею та, відповідно, ступінь очищення. Проте інтенсивність очищення коренеплодів можемо досягти наданням вороху коливних осцилюючих рухів, які досягаються при використанні еліпсних [3] чи кулачкових [2] шнекових вальців, додаткова динамічна дія яких оцінюється коефіцієнтом динамічності осцилюючого руху $K_q = a_{\max}/q$, де a_{\max} – максимальне прискорення коренеплоду чи виділеного елемента вороху при осцилюючому русі.

Проте такі шнекові робочі органи вимагають спеціальних технологій виготовлення вальців еліпсного профілю і відповідних гвинтових рифів, що суттєво підвищує вартість бурякозбиральних машин.

Авторами було запропоновано технічне рішення по використанню шнекових очисників коренеплодів із круглими циліндричними вальцями, встановленими на машині з певним ексцентриситетом e відносно осі обертання (рис. 1)

Згідно [4] сферичний коренеплід лежить в руслі утвореному поверхнями вальців радіусами r_1 і r_2 із ексцентриситетом встановлення відповідно e_1 і e_2 при обертанні із кутовими швидкостями ω_1 і ω_2 набуває певного осцилюючого руху, координати його центра описуються залежностями:

$$\begin{aligned} x_c &= e_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_{10}) + (r_1 + R) \cos \psi, \\ y_c &= e_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_{20}) + (r_1 + R) \sin \psi \end{aligned} \quad (1)$$

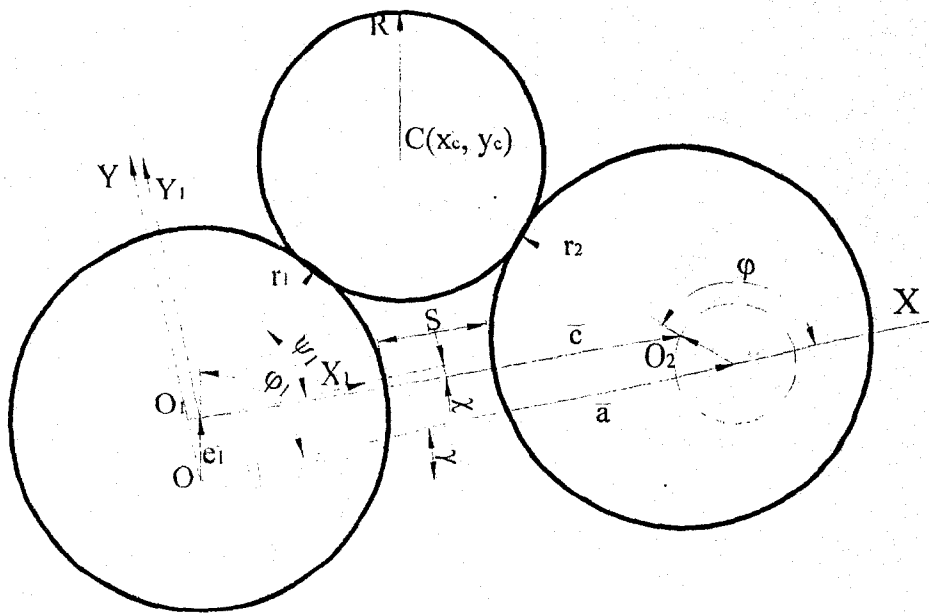


Рис. 1. – Схема взаємодії коренеплоду з циліндричними гвинтовими очисниками зі зміщеною віссю обертання

де ψ_1 – кутовий параметр при розміщенні коренеплоду в системі координат, що суміщена з геометричною віссю першого вальця, осі якого напрямлені паралельно базовій системі координат xoy , що суміщена з віссю обертання того ж вальця; φ_{10} та φ_{20} – відповідно початкові (монтажні) кути напрямків ексцентриситетів e_1 і e_2 відповідно першого і другого вальців.

Тут

$$\psi = \arccos \frac{(R+r_1)^2 - (R+r_2)^2 + c^2}{2(R+r_1)c} + \chi, \quad (2)$$

де c – віддаль між геометричними осями першого і другого вальців; ψ – кут нахилу вектора \bar{c} відносно осі ox .

Згідно [2]

$$\bar{c} = \bar{a} + \bar{e}_2 - \bar{e}_1; \quad (3)$$

$$c_x = a + e_2 \cos(\omega_2 t + \varphi_{20}) - e_1 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20}); \quad (4)$$

$$c_y = e_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20}) - e_1 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20}); \quad (5)$$

$$\chi = \arctg(c_y/c_x), \quad (6)$$

де a – віддаль між осями обертання вальців, що є постійною.

Подальші дослідження показали, що ефективність використання таких очисників суттєво залежить від вибраних режимів роботи. Розглянемо можливі випадки вибору параметрів очисника.

1. Випадок із різними коловими швидкостями ($\omega_1 \neq \omega_2$), ексцентриситетами та радіусами вальців розглянуто в [5]. Для нього характерним є те, що зазор

$S = c - (r_1 - r_2)$ між вальцями в загальному випадку може змінюватись від максимально можливого до мінімального. Такі режими не рекомендуються тому, що згідно конструктивних вимог максимальний зазор перевищуватиме допустимий із умови непроходження кондиційних коренеплодів. Крім цього при $\omega_1 \neq \omega_2$, режими осцилюючого руху в часі можуть суттєво змінюватися.

2. Вальці однакових радіусів з однаковими ексцентриситетами обертання і однаковими швидкостями (по ходу переміщення вороху), причому монтажні кути встановлення обох ексцентричних шнекових вальців однакові, тобто $r_1 = r_2 = r$; $e_1 = e_2 = e$; $\omega_1 = \omega_2 = \omega$; $\varphi_{10} = \varphi_{20} = 0$. Тоді зазор між шнеками буде постійний і рівний номінальному:

$$S = S_{ном} = a - (r_1 - r_2) \quad (7)$$

Постійною буде і віддаль між геометричними центрами вальців $c = a$; $c_x = a$; $c_y = a$; $\chi = a$. Траєкторія коренеплоду в параметричному вигляді буде:

$$\begin{aligned} x_c &= e \cos \varphi + a/2; \\ y_c &= e \sin \varphi + \sqrt{(R+r)^2 - a^2/4}, \end{aligned} \quad (8)$$

це буде коло радіусом $\rho = e$ із центром траєкторії в точці C_m ($a/2$; $(R+r)^2 - a^2/4$) на ворох ділянки додаткове прискорення від осцилюючого руху, складові якого

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= -\omega^2 e \cos(\omega t), \\ \ddot{y} &= -\omega^2 e \sin(\omega t). \end{aligned} \quad (9)$$

Відповідно коефіцієнт динамічності осцилюючого руху

$$K_q = \frac{a}{q} = \frac{\omega^2 e}{q} \quad (10)$$

при $K_q > 1$ коренеплоди будуть транспортуватись у відривному режимі. Згідно (3)

$$S_{max} = S_{ном} + e_1 + e_2; S_{min} = S_{ном} - e_1 - e_2,$$

де $S_{ном}$ - номінальний зазор, $S_{ном} = (r_1 + r_2)$.

3. Випадок коли $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, $\varphi_{10} = \varphi_{20} = 0$, $e_1 \neq e_2$, тобто коли валки мають різний ексцентриситет.

Згідно (4) і (5)

$$\begin{aligned} C_x &= (e_2 - e_1) \cos \omega t + a; C_y = (e_2 - e_1) \sin \omega t; \\ C &= \sqrt{(e_2 - e_1)^2 + a^2 + 2(e_2 - e_1)a \cos \omega t} \end{aligned} \quad (12)$$

Відповідно максимальний і мінімальний зазори між поверхнями вальця

$$S_{max} = S_{ном} + (e_2 - e_1); S_{min} = S_{ном} - (e_2 - e_1) \quad (13)$$

Траєкторія коренеплоду (для $r_1=r_2$), радіусом R при цьому буде близькою до круга радіусом ρ :

$$\rho = \frac{e_2 + e_1}{2}. \quad (14)$$

Перевага такого режиму буде в тому, що невеликою зміною різниці ексцентриситетів вальців ми можемо досягнути певної деформації ворсху в міжвалковому просторі причому величина відповідної деформації буде тим більша чим менший радіус об'єкту, що лежить на валках. Отже можна підібрати різницю e_2-e_1 такою, що величина стиснення не буде пошкоджувати коренеплід, проте буде достатньою для роздавнення комків ґрунту, меншої величини.

Для комка діаметром d відносна деформація визначиться за залежністю:

$$\varepsilon = \frac{dS}{Sd} = \frac{(e_2 - e_1)d}{(a + e_2 - e_1)(r + \frac{d}{2})}. \quad (15)$$

Отже рекомендована різниця ексцентриситетів вальців:

$$e_2 - e_1 = \frac{\varepsilon_{\text{дон}} a (r + d_k / 2)}{d_n - \varepsilon_{\text{дон}} (r + d_k / 2)}, \quad (16)$$

де d_k – діаметр найменшого коренеплоду; $\varepsilon_{\text{дон}}$ – допустима відносна деформація для цього коренеплоду.

Радіус вальців при цьому вибираємо із умови незащемлення коренеплоду.

Розглянуті випадки характеризуються практично коловою траєкторією руху вороху, а отже суттєвим його підйомом на величину 2ε на протязі згину, що веде до додаткових втрат енергії. Такі недоліки дещо компенсуються вибором режимів із зміщенням встановлення валків.

4. Випадок коли $r_1 = r_2 = r$, $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, $\varphi_{20} = 0$, $\varphi_{10} = \frac{\pi}{2}$.

Згідно (3), (4) і (5):

$$C_x = e_2 \cos \omega t - e_1 \cos(\omega t + \frac{\pi}{2}) + a; \quad (17)$$

$$C_y = e_2 \sin \omega t - e_1 \sin(\omega t + \frac{\pi}{2});$$

$$C = \sqrt{a^2 + e_1^2 + e_2^2 + 2a(e_2 \cos \omega t + e_1 \sin \omega t)} \quad (18)$$

Екстремальні значення зазор набуває при $dc/d\varphi = 0$, де $\varphi = \omega t$.

$$\frac{dc}{d\varphi} = \frac{2a(e_1 \cos \varphi - e_2 \sin \varphi)}{C} \quad (19)$$

Звідки $\text{tg} \varphi = e_1 / e_2$.

В цьому випадку максимальний і мінімальний зазор при $e_1 = e_2 = e$:

$$S_{\text{max}} = S_{\text{ном}} + \sqrt{2}e; \quad S_{\text{min}} = S_{\text{ном}} - \sqrt{2}e; \quad (20)$$

А величина зміни зазорів: $\Delta S = 2\sqrt{2}e$, що є досить суттєво і не набагато менше максимально можливої ($\Delta S_{\max} = 4e$).

При цьому зміна висоти вороху буде меншою ніж при $\varphi_{10} = \varphi_{20}$ і становитиме:

$$\Delta Y = \sqrt{2}e - \left(\sqrt{(R+r)^2 - \left(a - \frac{\sqrt{2}e}{2}\right)^2} - \sqrt{(R+r)^2 - \left(a + \frac{\sqrt{2}e}{2}\right)^2} \right). \quad (21)$$

При $\varphi_{10} = \varphi_{20}$; $\Delta Y_{\max} = 2e$, а отже і енергетичні витрати на остаточний рух будуть в розглядуваному випадку менші.

Проте значення зміни зазору між валками не дозволяє рекомендувати режими при $\varphi_{10} = \varphi_{20} = \frac{\pi}{2}$ для впровадження, що суттєво відрізняє дані очисники від еліпсних, де такі режими є оптимальними.

5. Компромісний випадок, коли $0 < \varphi_{10} - \varphi_{20} < \pi/2$.

Наприклад $\Delta\varphi_{20} = 0$, $\Delta\varphi_{10} = \pi/4$, при $\omega_1 = \omega_2 = \omega$, $r_1 = r_2 = r$.

Тоді:

$$C_x = e_2 \cos \varphi - e_1 \cos\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right) + a;$$

$$C_y = e_2 \sin \varphi - e_1 \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right)$$

$$C = \sqrt{e_2^2 + e_1^2 + a^2 + 2a(e_2 \cos \varphi - e_1 \cos\left(\varphi + \frac{\pi}{2}\right)) - e_2 e_1 \cos \frac{\pi}{4}} \quad (22)$$

Екстремальні зазори при цьому будуть при $e_1 \sin\left(\varphi + \frac{\pi}{4}\right) = e_2 \sin \varphi$, звідки

при $e_1 = e_2$, $\varphi = \frac{5}{8}\pi$, $\varphi = -\frac{3}{8}\pi$.

Підстановкою в (22) можна пересвідчитись, що зміна C і, відповідно, зазорів S між вальцями при цьому суттєво нижча.

Аналіз можливих режимів роботи виткового очисника із зміщеною віссю обертання показав, що він має суттєво ширший діапазон регулювання режимів роботи порівняно з еліпсними очисниками і суттєво простіший від них у виготовленні.

Проте одним із недоліків такого очисника є необхідність балансування шляхом встановлення додаткових мас, щоб нейтралізувати конструктивний дисбаланс від зміщення геометричної вісі вальців відносно вісі його обертання.

При цьому цей недолік можна використати як позитивний момент вибравши величину дисбалансу таким чином що її дія нейтралізувала додаткові навантаження від динамічної дії вороху при осцилюючому його русі.

Результати досліджень можуть бути використані і при дослідженні транспортування, сортування і сепарації кускових матеріалів і заготовок в будівельній, гірничій, машинобудівній та інших галузях народного господарства.

Список літератури

1. *Погорелый Л.В. и др.* Свеклоуборочные машины. Конструирование и расчет, - К., 1983.
2. *Гевко Б.М., Рогатинский Р.М.* Винтовые подающие механизмы, - Львов: «Вища школа», 1989.
3. *Пилипець М.І., Гевко І.Б., Паньків М.Р.* Визначення кінематичних і технологічних параметрів кулачкових транспортно-технологічних систем машин // Вісник ТДТУ, Т.5, №4, - Тернопіль, 2000 р.
4. Патент України №10816А на винахід "Транспортно-очисний пристрій коренеплодів" / *Гевко І.Б., Вивюрка Н.Є.*
5. *Гевко І.Б., Вивюрка Н.Є.* Дослідження шнекових очисників коренеплодів зі зміщеною віссю обертання // Збірник наукових статей. –Випуск 8, 2001 р. ЛДТУ.

Аннотація

Предложена конструкция устройства для улучшения очистки корнеплодов от почвы и растительных остатков, которое может применяться в серийных и перспективных свеклоуборочных машинах.

Summary

The design of the devise for improved root cleaning from soil and plant remainder is offered. The devise maybeapplied in serial and perspective beetroot harvesters.