

тільки від висоти піднімання вантажу, форми траси, але й від частоти обертання спіралі, яка повинна бути більша 500 об/хв, що дасть можливість не допустити різкого збільшення невикористаних затрат.

Література

1. Кожевников С.Н. Динамика машин с упругими звеньями. -К.: Академия наук УССР, 1961.-160с.
2. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин. -М.: Машиностроение, 1969. -296с.
3. Тимошенко С.П., Янг Д.Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле /Пер. с англ. Л.Г.Корнейчука; Под ред. Э.И.Григолоука. -М.: Машиностроение, 1985. -472с.
4. Пилипець М.І., Гладь Ю.Б., Вітровий А.О. Динамічна модель процесу функціонування робочого органу з секційних елементів для гнучких гвинтових конвеєрів.

УДК 621.867

ДОСЛІДЖЕННЯ ШНЕКОВИХ ОЧИСНИКІВ КОРЕНЕПЛОДІВ ЗІ ЗМІЩЕНОЮ ВІССЮ ОБЕРТАННЯ

І.Б. Гевко, к.т.н., Вивюрка Н.Є.
(Тернопільський державний технічний університет)

В статті приведена методика розрахунку кінематичних і силових параметрів шнекових очисних пристроїв коренеплодів зі зміщеною віссю обертання. Виведені аналітичні залежності з визначення конструктивних і технологічних параметрів з умови непошкодження коренеплодів.

Виконуючі та очисні робочі органи є основними складовими технічних вузлів коренезбиральних машин. Від їх компоновальних схем, вибору конструктивних та кінематичних параметрів у відповідності до ґрунтових та кліматичних умов в значній мірі залежить якість викопування коренеплодів, їх пошкодження та втрати. Особливо великі труднощі виникають при зміщенні термінів збирання, коли через підвищену вологість 26-30% або твердість (3,0-3,5 Мпа) ґрунту знижується технологічна і технічна надійність машин, зменшується їх продуктивність. В таких умовах роботи серійні коренезбиральні машини допускають значні пошкодження коренеплодів (до 60%), а забрудненість землею складає 40% і більше.

Однією з основних технологічних вимог, що висувається до коренезбиральних машин, згідно ДСТУ №2258-93, є якість очищення коренеплодів від землі та рослинних залишків, склад яких не повинен перевищувати 9% у масі зібраних коренеплодів.

Резервом підвищення ступеня сепарації є активне очищення при їх переміщенні від копачів до бункера у технологічній схемі бурякозбиральної машини. Головним критерієм, що оцінює функціональні параметри транспортно-очисних пристроїв, є забезпечення мінімальних втрат по пошкодження коренеплодів, додаткові умови – обмеження у габаритних розмірах, стабільність транспортування вороху, мінімальна матеріалоемність робочих органів і енерговитрат на виконання технологічного процесу.

За принципом взаємодії шнекових робочих органів коренезбиральних машин з ворохом і відповідно з коренеплодами можна виділити дві групи: пасивні та активні. Пасивні – циліндричної форми з розділним напрямком переміщення вороха, характер яких визначають ліва та права спіралі.

До активних робочих органів відносять еліпсні [1, 2], кулачкові, багатогранні [3] та інші. Динамічну дію вальців можна визначити коефіцієнтом динамічності системи

$$k_d = k_\epsilon \frac{a_{\max}}{q},$$

де k_ϵ – коефіцієнт динамічності, який залежить від різниці діаметрів в поперечному січенні вальця; a_{\max} – максимальне прискорення коренеплоду при його русі по осцилюючій траєкторії.

Поряд з позитивними факторами, які дає механізм в процесі очищення коренеплодів, еліпсні і кулачкові шнекові очисники мають і недолік – складність у виготовленні необхідного профілю на значній довжині, що потребує спеціального обладнання та оснащення, формуючих інструментів і значних енергетичних витрат під час їх виготовлення.

З метою усунення цього недоліку нами запропонована оригінальна конструкція транспортно-технологічної системи циліндричних робочих органів зі зміщеною віссю обертання з ексцентриситетом [4].

Розглянемо кінематику технологічного процесу взаємодії циліндричних робочих органів очисників з ексцентричним зміщенням осей обертання з коренеплодом.

Транспортно-очисний пристрій (рис.1), який виконаний у вигляді виконуючих дисків 1, розводячих і зводячих шнеків 2, які можуть мати однакові розміри, лише напрямки їх переміщень є протилежними. Далі по лінії проходження вороху встановлено перекидний валок 3, в центральній частині якого жорстко приварено рівномірно по колу, наприклад 4 циліндричні елементи 4 паралельно осі вальця, а по краях – зводящі шнеки 5. Для кращої сепарації вісь обертання перекидного вальця відносно площини розміщення розводячих і

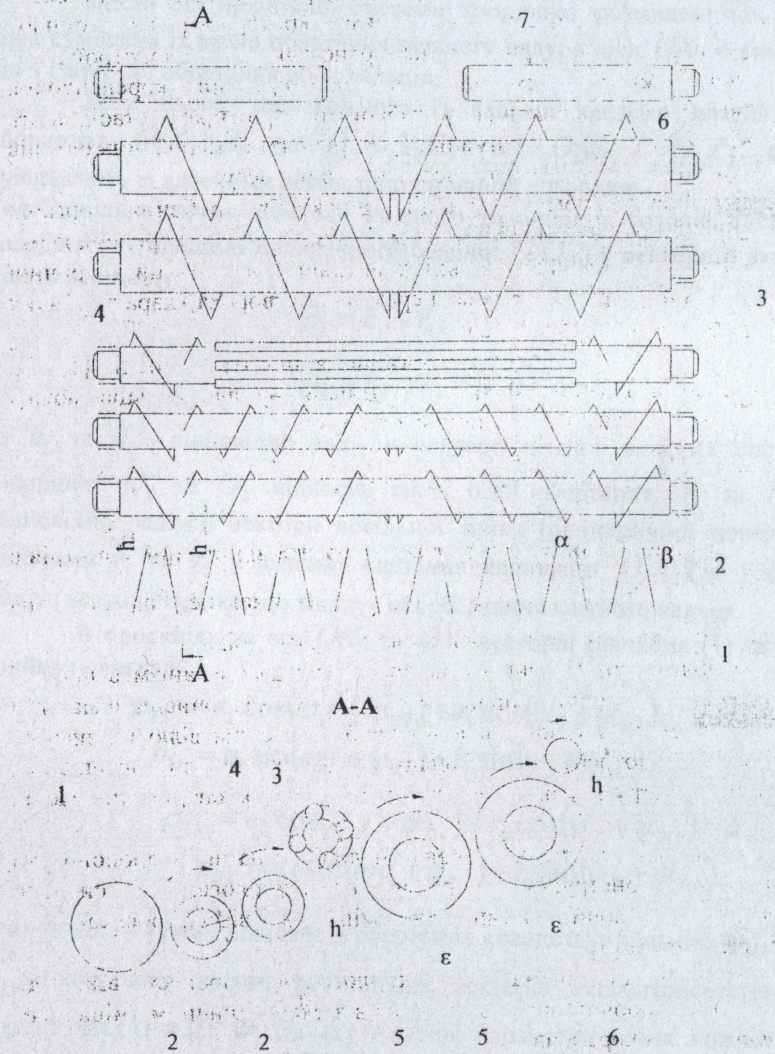


Рис. 1. Схема шнекового очисного пристрою зі зміненою віссю обертання зводячих шнеків, піднята на висоту 30-60 мм. Крім цього, вісь обертання консольних вальців, піднята відносно площини розміщення розводячих та зводячих вальців на висоту, рівну радіусу зводячих шнеків. Останніми в технологічному ланцюгу є консольні вальці 6, які направляють очищені коренешлуди в зону вивантаження по стрілці.

З метою забезпечення інтенсивності сепарації осі розводящих 2 і зводячих шнеків змінені відносно площини розміщення на величину ексцентриситету $e=2-12$ мм. Причому, ексцентриситети сусідніх валків розміщені в однакових положеннях або під кутом $90-180^\circ$ один відносно іншого, обертаються з однаковою кутковою швидкістю і нахилені до горизонту під кутом.

Робота транспортно-очисного пристрою коренеплодів здійснюється наступним чином. Дискowymi викопуючими робочими органами 1 здійснюється викопування коренеплодів і подача їх на очисні розводящі шнеки 2. Тут здійснюється процес їх переміщення в дві сторони від центру з відповідним очищенням від ґрунту.

За рахунок ексцентриситетів розводящих і зводящих шнеків ворох отримує додаткові струшуючі коливання, що забезпечує покращення процесу сепарації і зменшення кількості землі на коренеплодах, яка вивозиться на цукрові заводи.

Далі ворох з розводящих і зводящих шнеків 2 передається на перекидний валець 3 і за допомогою 4 циліндричних елементів 4 здійснює процес подальшого очищення і перекидання коренеплодів на зведені шнеки 5 і далі на консольні вальці 6 і зону розвантаження згідно стрілок.

Для виведення аналітичних залежностей для визначення кінематичних і технологічних параметрів розглянемо розрахункову схему (рис. 2) взаємодії еліптичних очисних елементів з коренеплодом.

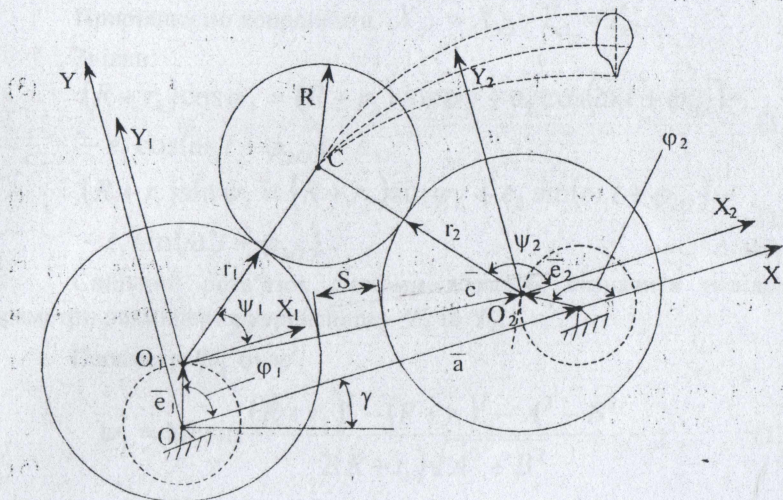


Рис. 2. Схема взаємного розміщення коренеплоду та вальців

Розглянемо обертання вальців, осі яких розміщені паралельно, при чому циліндричні робочі поверхні розміщені ексцентрично.

Нехай осі інерційної системи координат розміщені так, що вона суміщена із віссю обертання першого валу, а вісь OX є лінією, що з'єднує осі обертання обох вальців.

Крім цього, для кожного із вальців введемо власні осі координат $O_1X_1Y_1Z_1$ та $O_2X_2Y_2Z_2$, осі O_1Z_1 і O_2Z_2 яких співпадають із власними осями циліндричних поверхонь. Тоді довільна точка поверхні кожного циліндра у базовій системі координат (у площині поперечного січення OXY) у векторній формі мають величину:

$$\bar{\rho}_1 = \bar{e}_1 + \bar{r}_1, \quad (1)$$

$$\bar{\rho}_2 = \bar{e}_2 + \bar{r}_2 + \bar{a}, \quad (2)$$

де \bar{e}_1 та \bar{e}_2 – відповідно радіуси вектори центрів власних систем координат O_1 та O_2 відносно своїх осей обертання; \bar{r}_1 та \bar{r}_2 – відповідно радіуси вектори довільної точки циліндричної поверхні радіусами \bar{r}_1 та \bar{r}_2 у власних системах координат $O_iX_iY_iZ_i$; \bar{a} – радіус вектор відрізка, що з'єднує осі обертання кожного вальця.

В проєкціях на осі OX та OY векторні рівняння (1) та (2) приймуть вигляд:

$$\begin{aligned} \rho_{1X} &= e_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_{10}) + r_1 \cos(\psi_1 + \psi_{10}), \\ \rho_{1Y} &= e_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_{10}) + r_1 \sin(\psi_1 + \psi_{10}), \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \rho_{2X} &= e_2 \cos(\omega_2 t + \varphi_{20}) + r_2 \cos(\psi_2 + \psi_{20}) + a, \\ \rho_{2Y} &= e_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20}) + r_2 \sin(\psi_2 + \psi_{20}). \end{aligned} \quad (4)$$

де ω_1 та ω_2 – кутові швидкості обертання кожного із вальців; φ_{10} та φ_{20} – початкове кутове розміщення векторів ексцентрисететів в момент часу $t = 0$; ψ_1 та ψ_2 – кутові параметри точок кожної із циліндричних поверхонь.

При обертанні вальців їхня міжцентрова віддаль рівна:

$$\bar{c} = \bar{a} + \bar{e}_2 - \bar{e}_1, \quad (5)$$

а саме: $c_X = a + e_2 \cos(\omega_2 t + \varphi_{20}) - e_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_{10}),$ (6)

$$c_Y = e_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20}) - e_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_{10}). \quad (7)$$

При довільних значеннях ω_i та φ_{i0} , величина зазору S між поверхнями вальців буде:

$$S = c - r_1 - r_2, \quad (8)$$

де $c = \sqrt{c_X^2 + c_Y^2}$ — абсолютна величина міжцентрової віддалі.

При розміщенні коренеплода на поверхні вальців він дотикається до кожного з них. Нехай коренеплод дотикається сферичною частиною. Тоді допустимо його моделювання сферою радіусом R . В точці контакту коренеплода і вальців нормалі до їх поверхонь співпадають. Отже у власних системах координат, координати центру коренеплода:

$$\begin{aligned} X_{ci} &= (r_i + R)\cos\psi_{ic}, \\ Y_{ci} &= (r_i + R)\sin\psi_{ic}. \end{aligned} \quad (9)$$

У базовій системі координат координати центру коренеплода будуть:

$$\begin{aligned} X_{ci} &= (r_i + R)\cos\psi_i + X_{O_i}, \\ Y_{ci} &= (r_i + R)\sin\psi_i + Y_{O_i}, \end{aligned} \quad (10)$$

де $X_{O_1} = e_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_{10})$, $X_{O_2} = e_2 \cos(\omega_2 t + \varphi_{20}) + a$,
 $Y_{O_1} = e_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_{10})$.

Привіряємо координати $X_{c1} = X_{c2}$; $Y_{c1} = Y_{c2}$.

Звідки:

$$(R + r_1)\cos\psi_1 = (R + r_2)\cos\psi_2 + e_2 \cos(\omega_1 t + \varphi_{10}) - e_1 \cos(\omega_2 t + \varphi_{20}) + a, \quad (11)$$

$$(R + r_1)\sin\psi_1 = (R + r_2)\sin\psi_2 + e_2 \sin(\omega_1 t + \varphi_{10}) - e_1 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20}). \quad (12)$$

Спільний розв'язок системи дозволяє визначити невідомі параметри розміщення коренеплоду ψ_1 та ψ_2 .

Параметр ψ_1 буде

$$\psi_1 = \arcsin \frac{(R + r_2)^2 - (R + r_1)^2 - A^2 - B^2}{2(R + r_1)\sqrt{A^2 + B^2}} - \chi, \quad (13)$$

де $\chi = \arctg \frac{A}{B}$; $A = e_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_{10}) - e_2 \cos(\omega_2 t + \varphi_{20}) + a$;

$B = e_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_{10}) - e_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_{20})$.

Аналогічно, при потребі визначають параметр розміщення коренеплоду ψ_2 .

Координати коренеплоду визначають за залежностями (10). Траєкторія руху коренеплоду в площині XOY при різних значеннях ω_i та ω_{oi} приведена на графіках (рис. 3).

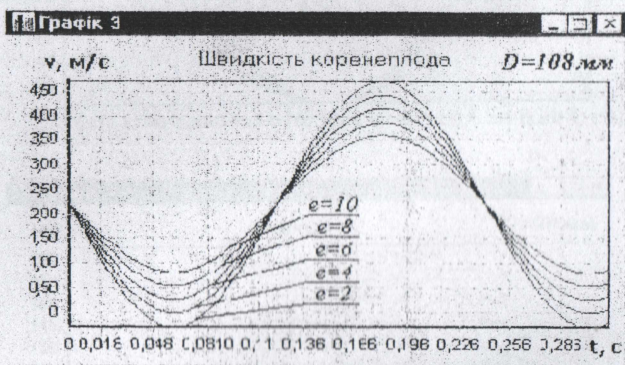


Рис. 3. Залежність швидкості коренеплоду від часу



Рис. 4. Залежність прискорення коренеплоду від часу

Швидкість коренеплодів визначається диференціюванням рівнянь (10)

$$\begin{aligned} v_x &= \frac{dx}{dt} = -(r_1 + R) \sin \psi_1 \cdot \frac{d\psi_1}{dt} - \omega_1 e_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_{10}), \\ v_y &= \frac{dy}{dt} = (r_1 + R) \cos \psi_1 \cdot \frac{d\psi_1}{dt} + \omega_1 e_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_{10}). \end{aligned} \quad (14)$$

де $\frac{d\psi_1}{dt}$ визначається диференціюванням залежності (13).

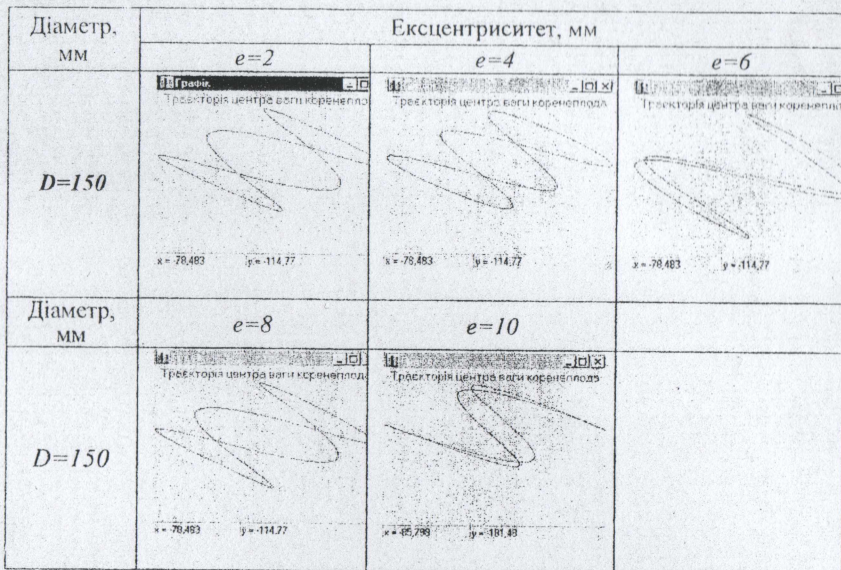


Рис. 5. Трасекторії руху центра ваги коренеплода при різних параметрах

У випадку $r_1 = r_2$, $e_1 = e_2$, $\varphi_{01} = \varphi_{02}$ та $\omega_{01} = \omega_{02}$ приведені залежності спрощуються. При допущенні, що $\psi_1 = const = 45^\circ$, траекторія руху коренеплоду є коло радіусом e , центр якого розміщений в точці з координатами $C\left(\frac{R+r_1}{\sqrt{2}}, \frac{R+r_1}{\sqrt{2}}\right)$.

Реакції вальців визначимо з рівнянь рівноваги:

$$\sum_{i=1}^n X_i = 0 \quad N_1 \cos \psi_1 + N_2 \cos \psi_2 = m\ddot{x},$$

$$\sum_{i=1}^n Y_i = 0 \quad N_1 \sin \psi_1 + N_2 \sin \psi_2 - mg = m\ddot{y}. \quad (15)$$

Виразивши з першого рівняння N_1 та підставивши його у друге, отримаємо:

$$N_2 = \frac{m(\ddot{y} + g) \cos \psi_1 - m\ddot{x} \sin \psi_1}{\sin \psi_2 \cos \psi_1 - \cos \psi_2 \sin \psi_1}, \quad (16)$$

$$N_1 = \frac{m\ddot{x} - N_2 \cos \psi_2}{\cos \psi_1}, \quad (17)$$

Графічні залежності реакції шнекових валків діаметром 90 мм на коренеплоди представлені на рис. 6.

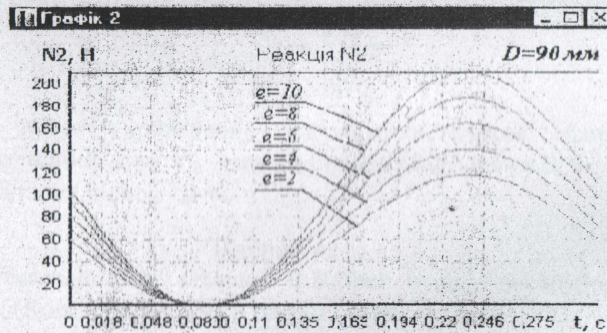
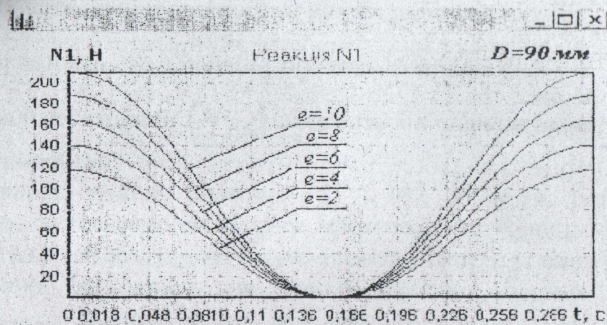


Рис. 6. Залежність величини реакції валків на коренеплід від часу першого і другого валків

Приведена методика розрахунку кінематичних і динамічних параметрів шнекового очисника зі зміщеною віссю обертання може мати практичне використання в бурякозбиральній техніці, що забезпечить покращення техніко-економічних параметрів процесів збирання цукрових буряків.

Література

1. Данильченко М.Г. Новая конструкция шнекового очистителя уборочных и погрузочных машин. «Технология и организация производства», Сборник: Киев, 1990, рукопись в УкрНИИТИ, №4, №1159, Ук – 90.
2. Пилипець М.І., Гевко І.Б., Паньків М.Р. Визначення кінематичних і технологічних параметрів кулачкових транспортно-технологічних систем машин. «Вісник ТДТУ», том 3, №4, Тернопіль 2000, с. 70-77.
3. Павелчак О.Б. Напрямки зниження ступеня пошкодження коренеплодів при їх механізованому збиранні бурякозбиральними машинами. «Сільськогосподарські машини». Збірник наукових праць ЛДТУ, вип. 5, Луцьк, 1999, с.176-179.