

КІНЕМАТИЧНИЙ АНАЛІЗ ДООЧИСНОГО ПРИСТРОЮ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

М.О. Гандзюк, асистент,

(Луцький державний технічний університет).

Ю.Б. Гладь,

(Тернопільський державний технічний університет),

Р.Б. Гевко, д.т.н.

(Тернопільська академія народного господарства)

В статті наведено кінематичний розрахунок нового типу доочисного пристрою, який забезпечує ефективне винесення з технологічного русла переміщення коренеплодів домішок ґрунту і рослинних решток. Встановлено вплив конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів робочих органів на характер руху коренеплодів при їх взаємодії з відповідним шнеком.

Проблема підвищення ступеня сепарації коренеплодів при їх механізованому збиранні є однією з найбільш актуальних на сучасному етапі розвитку бурякозбиральної техніки.

Вирішення даної проблеми повинно базуватись на розробці перспективних конструктивно-технологічних схем доочищення коренеплодів, при їх переміщенні в зону вивантаження бурякозбиральної машини, з науково обґрунтованими параметрами робочих органів.

Для реалізації такого підходу в бункері бурякозбиральної машини запропоновано встановлювати транспортно-очисну систему, виконану на основі повздовжнього пруткового транспортера і розташованого над ним, з певним зазором, відвідного шнека з еластичною поверхнею гвинтових ребер [1]. В процесі роботи, коренеплоди, при взаємодії з відповідним шнеком, переводяться на вивантажувальний транспортер, а домішки ґрунту та рослинні рештки виносяться позаду машини на зібрану частину поля.

Розглянемо процес взаємодії коренеплоду зі шнеком при його транспортуванні (рис. 1). Як встановлено в праці [2], найбільш несприятливим, з точки зору проходження цукрових буряків в зазорі між поверхнею полотна транспортера 1 та поверхнею обертання шнека 2, є випадок, коли умовна центральна вісь коренеплоду переміщається перпендикулярно до напрямку руху полотна.

У випадку, коли коренеплід, в проекції на площину OXZ, перекривається з поверхнею обертання шнека менше величини радіуса головки, він відкидатиметься назад і незначно підіймається над поверхнею полотна. Це пояснюється тим, що, під час взаємодії, на коренеплід діятиме момент, ідеалізована сила якого проходить через центр буряка, а плече буде близьким до радіуса головки коренеплода, який розташовується на поверхні полотна.

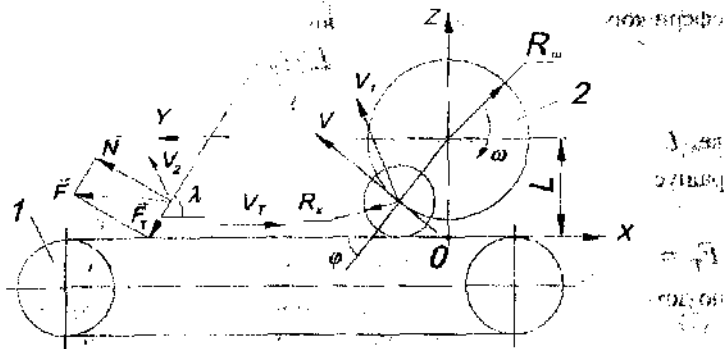


Рис. 1. Схема взаємодії відвідного шнека з коренеплодом

Перекриття коренеплода з поверхнею обертання шнека більше величини радіуса головки є малоймовірним для середніх і крупних коренеплодів, оскільки підбір раціональних конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів здійснюється відносно дрібних, кондиційних (діаметр головки ≥ 40 мм).

Тому, при проведенні розрахунків, приймаємо варіант, коли нормальна сила реакції зі сторони шнека на коренеплід проходить через центральну вісь останнього, а контакт здійснюватиметься з головою буряка.

При проведенні розрахунків приймаємо наступні допущення: головка коренеплода має ідеальну півсферу; повздовжніми та поперечними коливаннями полотна нехтуємо, а його поверхню рахуємо ідеально рівною; крок, висота ребра, кут підйому гвинтової лінії шнека є однаковими по всій його довжині; лінійна швидкість транспортера та кутова швидкість обертання шнека є постійними.

Вважатимемо, що коренеплід рухається в горизонтальній площині по поверхні транспортера із швидкістю V_r , а шнек встановлений перпендикулярно до напрямку руху і обертається з кутовою швидкістю ω таким чином, що виштовхує коренеплід вбік і назад. Контакт коренеплода з шнеком відбувається в момент, коли центр уявної сфери, що описує коренеплід, співпадає із краєм шнека.

Кут підйому гвинтової поверхні на вказаному радіусі в місці контакту

$$\lambda = \arctg\left(\frac{T}{2\pi R}\right), \quad (1)$$

де T - крок шнека; R - радіус уявного кола в місці контакту коренеплода із шнеком ($R \leq R_m$); R_m - радіус шнека.

Кут між горизонталлю і лінією, що з'єднує центри проєкцій

сфери коренеплода та осі шнека, визначається

$$\varphi = \arcsin\left(\frac{L - R_c(1 - \sin \lambda)}{R}\right), \quad (2)$$

де L – висота розташування осі шнека над транспортером; R_c – радіус коренеплода.

На коренеплід з боку шнека діє реакція N та сила тертя $F_T = Nf$, направлені відповідно по нормалі до гвинтової поверхні та по дотичній до неї у напрямку обертання шнека (f – коефіцієнт тертя).

При контакті коренеплода із рухомою гвинтовою поверхнею шнека відбувається зміна напрямку та величини швидкості коренеплода, що приводить до його відкидання в бік від дії сумарної сили реакції N та сили тертя F_T . Швидкість вильоту складається із двох частин – із швидкості V_1 , рівної проекції лінійної швидкості точки контакту шнека на напрямок вектора сумарної сили та швидкості V_2 відбитого коренеплода від поверхні умовно нерухомого шнека за рахунок наявності початкової швидкості транспортування V_T з врахуванням коефіцієнта відбивання K_v .

Вектор $\vec{V}_1 = \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix}$ визначається напрямком рівнодійної

сили опору шнека

$$\vec{F} = \vec{N} + \vec{F}_T = \begin{pmatrix} X_r \\ Y_r \\ Z_r \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Для визначення напрямку векторів застосуємо матриці повороту відносно осей X та Y відповідно на кути λ та φ

$$M_\lambda = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{pmatrix}, \quad (4)$$

$$M_\varphi = \begin{pmatrix} \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{pmatrix}. \quad (5)$$

Тоді відповідні вектори визначатимуться через матриці повороту.

Вектор рівнодійної сили опору шнека рівний

$$\vec{F} = M_\varphi M_\lambda \begin{pmatrix} 0 \\ N \\ Nf \end{pmatrix}. \quad (6)$$

Вектор швидкості точки контакту шнека з коренеплодом

$$\vec{V}_w = \begin{pmatrix} X_w \\ Y_w \\ Z_w \end{pmatrix} = M_\varphi \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega R \end{pmatrix}. \quad (7)$$

Модуль швидкості кидання

$$V_1' = V_w \cos \beta, \quad (8)$$

де β – кут між векторами \vec{V}_1' і \vec{V}_w , рівний куту між векторами \vec{F} і \vec{V}_w , який визначається з відомої умови косинуса кута між двома векторами

$$\cos \beta = \frac{X_F X_w + Y_F Y_w + Z_F Z_w}{\sqrt{X_F^2 + Y_F^2 + Z_F^2} \sqrt{X_w^2 + Y_w^2 + Z_w^2}}. \quad (9)$$

Для визначення вектора швидкості вильоту \vec{V}_1 знайдемо направляючий вектор сили \vec{F} одиничної довжини

$$\vec{\mu} = \frac{\vec{F}}{N \sqrt{1+f^2}}, \quad (10)$$

де в знаменнику записаний модуль вектора \vec{F} .

Тоді величина вектора швидкості вильоту \vec{V}_1 визначиться як добуток одиничного направляючого вектора $\vec{\mu}$ на модуль величини швидкості точки контакту шнека з коренеплодом у його проекції на вісь цього вектора

$$\vec{V}_1 = \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix} = \vec{\mu} \omega R_n \cos \beta = \frac{\vec{F} \omega R_n \cos \beta}{N \sqrt{1+f^2}} = \frac{\omega R_n \cos \beta}{N \sqrt{1+f^2}} M_\varphi M_\lambda \begin{pmatrix} 0 \\ N \\ Nf \end{pmatrix}. \quad (11)$$

Швидкість коренеплода за рахунок “дзеркального” відбиття від поверхні шнека

$$\vec{V}_2 = \begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ Z_2 \end{pmatrix}$$

визначається із умови рівності кутів падіння та відбивання, а також компланарності цих векторів з вектором нормалі до поверхні шнека в місці контакту.

Умова компланарності

$$\begin{vmatrix} X_2 & Y_2 & Z_2 \\ X_N & Y_N & Z_N \\ V_T & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0, \quad (12)$$

$$\text{де } \begin{pmatrix} X_N \\ Y_N \\ Z_N \end{pmatrix} = M_\phi M_A \begin{pmatrix} 0 \\ N \\ 0 \end{pmatrix}.$$

Умова рівності кутів падіння та відбивання

$$\frac{X_2 X_N + Y_2 Y_N + Z_2 Z_N}{\sqrt{X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2}} = -X_N. \quad (13)$$

При відбиванні від поверхні модуль швидкості має значення

$$V_2 = K_V V_T = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2}. \quad (14)$$

Сумарна швидкість

$$\vec{V} = \begin{pmatrix} X \\ Y \\ Z \end{pmatrix} = \vec{V}_1 + \vec{V}_2 = \begin{pmatrix} X_1 + X_2 \\ Y_1 + Y_2 \\ Z_1 + Z_2 \end{pmatrix}. \quad (15)$$

На основі значення вектора швидкості \vec{V} обчислюємо вертикальний α та горизонтальний γ кути вильоту та проекцію довжини траєкторії польоту S коренешлода

$$\alpha = \arctg \left(\frac{Z}{X^2 + Y^2} \right), \quad (16)$$

$$\gamma = \arctg \left(\frac{X}{Y} \right). \quad (17)$$

$$S = \frac{V^2 \sin 2\alpha}{g} \quad (18)$$

Використовуючи вищезазначені формули, для аналізу та оптимізації конструкції шнекового транспортера була створена програма обчислень швидкостей, кутів вильоту та довжини траєкторії кидання для різних кінематичних та геометричних параметрів розглянутої системи.

При проведенні аналізу впливу одного з досліджуваних параметрів на характер руху коренеплодів інші залишались незмінними і їх абсолютні значення становили: крок шнека $T = 0,2$ м; кутова швидкість обертання шнека $\omega = 18,8$ рад/с; радіус шнека $R_{ш} = 0,16$ м; лінійна швидкість полотна транспортера $V_T = 1,3$ м/с; коефіцієнт тертя в парі коренеплід-гвинтове ребро $f = 0,6$; радіус головки коренеплода $R_k = 0,04$ м; коефіцієнт відбиття $K_v = 0,5$.

На рис. 2 представлено графічні залежності впливу кроку шнека T на вертикальний α і горизонтальний γ кути вильоту коренеплода після його взаємодії із шнеком, швидкості коренеплода V_k в момент відриву від гвинтового ребра, а також довжини його польоту S .

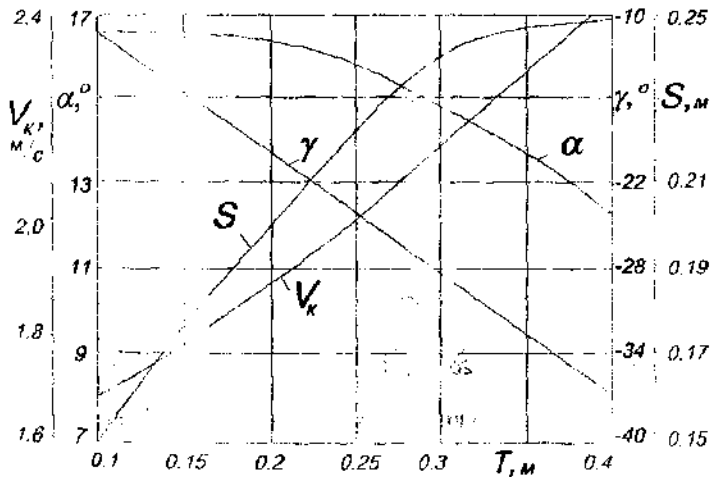


Рис. 2. Залежності впливу кроку шнека T на параметри α , γ , V_k і S

Проаналізувавши дані залежності було встановлено, що зростання кроку шнека від 0,1 до 0,4 м призводить до зменшення кута α (від 17° до 12°) і збільшення кута γ (від -10° до -37°).

Від'ємний знак при куті γ вказує на те, що коренеплід відкидається в протилежному осі ОХ напрямку. В той же час в даному діапазоні зростання кроку шнека T збільшується швидкість вильоту коренеплода V_k і, відповідно, дальність його польоту S . Дальність польоту коренеплодів повинна знаходитись в межах 0,2-0,6 м. При $S < 0,2$ м сепарація коренеплодів є неефективною внаслідок незначного струшуючого ефекту при їх взаємодії з полотном. Також зростає ймовірність виникнення повторних контактів із шнеком, що спричинятиме більші пошкодження коренеплодів. При $S > 0,6$ м коренеплоди вдарятимуться в щитки та рамні конструкції бункера машини, що також призводитиме до підвищення пошкоджень буряків.

Таким чином крок шнека T не повинен бути меншим 0,15 м.

На рис. 3 представлено залежності впливу кутової швидкості ω обертання шнека на параметри α , γ , V_k і S . З їх аналізу встановлено, що дальностям польоту коренеплода в межах $S = 0,2-0,6$ м відповідають кутові швидкості шнека $\omega = 18-32$ рад/с. Тому при проведенні експериментальних досліджень доцільно значення ω вибрати з вказаного діапазону.

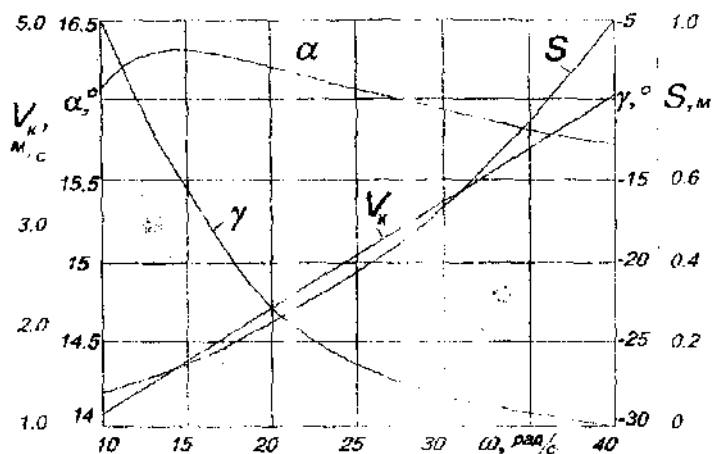


Рис. 3. Залежності впливу кутової швидкості шнека ω на параметри α , γ , V_k і S

На рис. 4 наведено залежності впливу радіуса шнека $R_{ш}$ на параметри α , γ , V_k і S . З їх аналізу можна констатувати, що мінімальний радіус шнека повинен бути 0,15 м. В той же час $R_{ш} = 0,4$ м (йому відповідає $S=0,5$ м) вибрати не доцільно, оскільки значно зростають габаритні розміри доочисного пристрою. Тому рекомендованими можна вважати межі $R_{ш} = 0,15-0,25$ м.

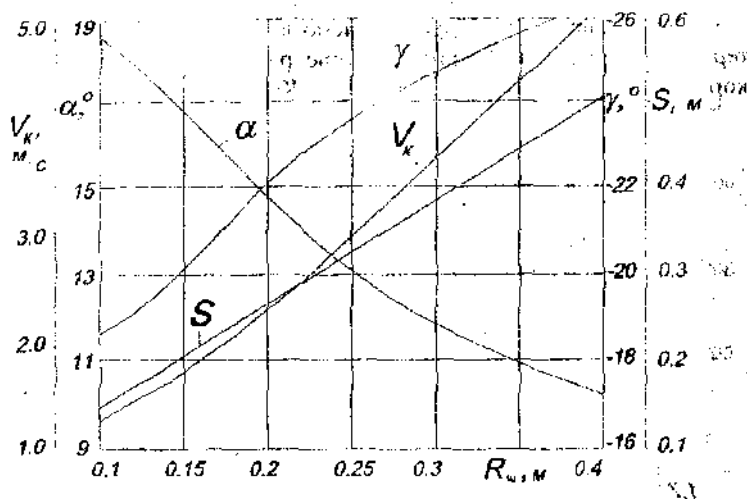


Рис. 4. Залежності впливу радіуса шнека $R_{ш}$ на параметри α , γ , V_k і S

На рис. 5 представлено графічні залежності впливу лінійної швидкості полотна транспортера V_t на параметри α , γ , V_k і S . Як свідчать дані залежності, зміна V_t практично не впливає на дальність польоту коренеплодів, яка знаходиться в межах $S = 0.2-0.215$. Тому значення даного параметра необхідно вибирати виходячи з умови непроходження кондиційних коренеплодів в зазорі між шнеком і полотном.

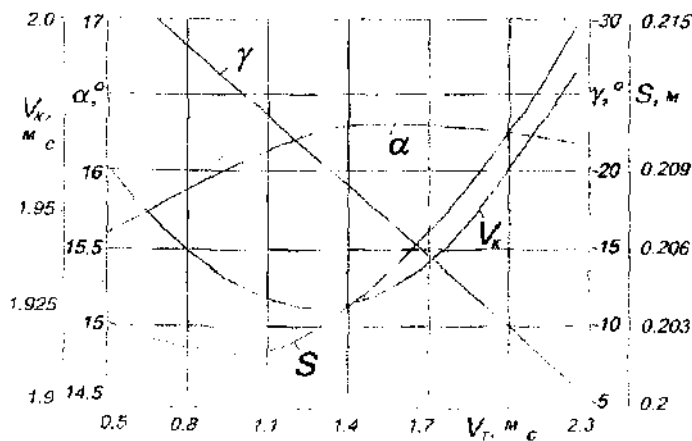


Рис. 5. Залежності впливу лінійної швидкості полотна транспортера V_t на параметри α , γ , V_k і S

На рис. 6, 7 і 8 представлено вплив, відповідно, коефіцієнта тертя f в парі коренепід-гвинтове ребро шнека, радіуса головки коренеплода R_k і коефіцієнта відбиття K_v на параметри α , γ , V_k і S .

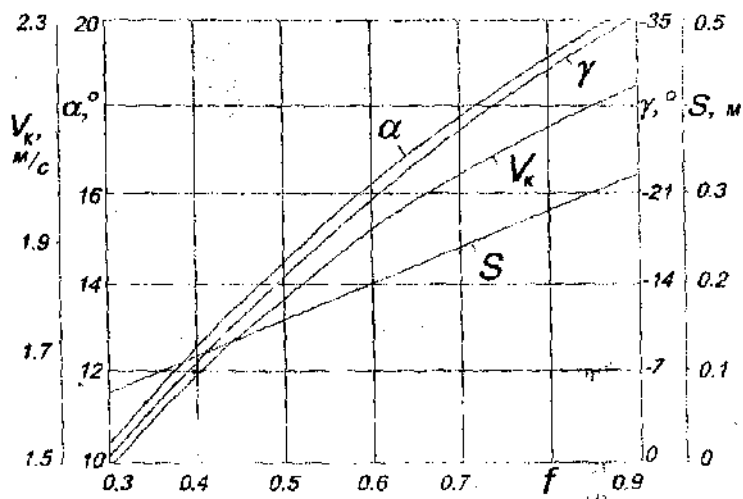


Рис. 6. Залежності впливу коефіцієнта тертя f в парі коренепід-гвинтове ребро на параметри α , γ , V_k і S

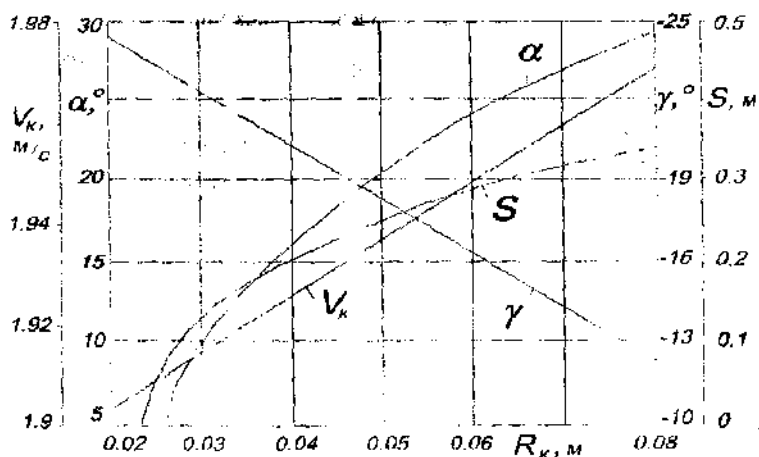


Рис. 7. Залежності впливу радіуса головки коренеплода R_k на параметри α , γ , V_k і S

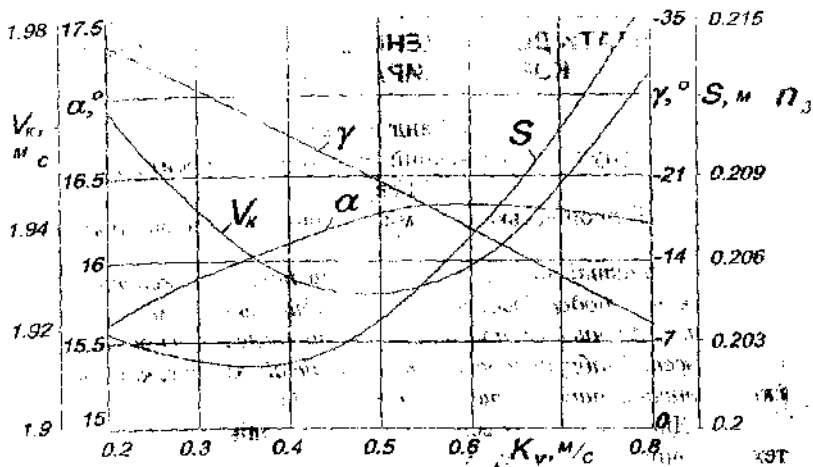


Рис. 8. Залежності впливу коефіцієнта відбиття K_v на параметри α , γ , V_k і S

Аналізуючи дані залежності можна встановити, що зростання коефіцієнта тертя f призводить до збільшення шляху польоту коренеплода. Однак максимальні значення $f = 0,8-0,9$ (застосування спеціальних фрикційних матеріалів для виготовлення гвинтового ребра шнека) не призводитимуть до перевищення S більше $0,5$ м.

Збільшення радіуса головки коренеплода R_k призводить до зростання дальності його польоту S , однак дрібні коренеплоди ($R_k = 0,02-0,03$ м) відкидатимуться на незначну відстань (до $0,15$ м).

Зміна коефіцієнта відбиття K_v практично не впливає на відстань польоту коренеплодів ($S = 0,2-0,215$ м).

Таким чином, регульовані параметри рекомендується вибирати в таких межах: $T = 0,2-0,3$ м; $\omega = 18-30$ рад/с; $R_{sh} = 0,15-0,25$ м; $V_t = 1,2-1,3$ м/с.

Література

1. Гандзюк М.О., Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Осуховський В.М., Павлов Я.А. Шляхи покращення очистки коренеплодів бурякозбиральними машинами // Зб. наук. праць НАУ "Механізація сільськогосподарського виробництва". Том 9. - Київ: НАУ, 2000. - С. 162-166.
2. Гандзюк М.О. Обґрунтування параметрів сепаруючої системи коренезбиральної машини // Наукові нотатки: Міжвузівський збірник (за напрямом "Інженерна механіка" - Луцьк: Луцький державний технічний університет. -2001.