

4. Холмквист А.А. Хранение картофеля и овощей. - Л.: Колос, 1972. - 280 с.
5. Опхюз Б. Влияние интенсивности вентиляции на потери веса картофеля в вентилируемых картофелехранилищах. Сельское хозяйство за рубежом, 1958, №11. - С. 114-128.
6. Загоруйко В.А., Кривошеев Ю.И., Соколовская А.В. Моделирование и метод расчета кинетики процесса сушки зернистых материалов. Промышленная теплотехника. - К.: 1980. - 2, № 2. - С. 81-89.
7. Шевяков А.А., Яковлева Р.В. Инженерные методы расчета динамики теплообменных аппаратов. - М.: Машиностроение, 1968 - 320 с.

Б. Котов, В. Грищенко

Моделирование динамических режимов насыпи растительной продукции при фильтрации воздуха, как объекта автоматизации с распределенными параметрами

Получено и исследовано имитационную модель тепловых процессов в штабеле растительной продукции (в среде MatLAB) при фильтрации воздуха

B. Kotov, V. Grishchenko

Simulation of dynamic modes mounds of plant products for filtration of air, as the automation object s distributed parameters

Obtained and studied a simulation model of thermal processes in the pile of plant products (among MatLAB) with air filtration

Одержано 10.06.12

УДК 631.361

Н.А. Дубчак, доц., канд. техн. наук

ВП НУБіПУ «Бережанський агротехнічний інститут»

Дослідження процесу взаємодії коренеплодів з витком шнека очисника

У статті наведено результати теоретичних досліджень процесу контактної взаємодії коренеплодів які рухаються на поверхні робочої гілки пруткового транспортера з робочими поверхнями шнека, який розташований над прутковим транспортером і поперечно напрямку руху його робочої гілки. Побудовано математичну модель, яка характеризує зміну кута відбивання коренеплодів після їх співудару з витком шнека залежно від параметрів процесу. На основі проведеного аналізу напрямку руху коренеплодів або кута відбивання коренеплодів після їх взаємодії з витком шнека обґрунтовано основні межі зміни конструктивно-кінематичних параметрів комбінованого очисника вороху коренеплодів. **коренеплід, очисник вороху, шнек, діаметр, швидкість, кутова швидкість шнека, математична модель, кут відбивання коренеплодів**

Постановка проблеми. Проблема підвищення технічного рівня машин для збирання коренеплодів, основними критеріями оцінки яких є співвідношення втрат, забрудненості та пошкоджень коренеплодів до їх зібраної маси, залишається особливо актуальною у плані подальшого розвитку вітчизняної коренезбиральної техніки.

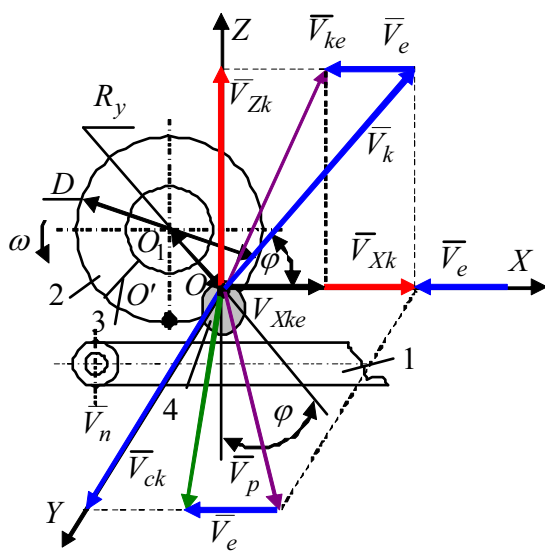
Значне варіювання умов роботи коренезбиральних машин і недостатнє пристосування існуючих конструкцій очисних робочих органів до цих змін не дозволяють отримувати стійких агротехнічних показників, особливо за сухого і вологого ґрунту, забур'яненості поля тощо. При збільшенні вологості ґрунту до 22-28 % якість роботи машин погіршується в 2-6 рази, а на сухих твердих ґрунтах спостерігається значне (до 20-40 %) забруднення вороху коренеплодів грудками землі. Тому при збиранні коренеплодів в таких умовах виникає потреба в ручному очищенні вороху коренеплодів [1, 2].

Одним із резервів підвищення показників якості роботи машин для збирання буряків є поліпшення технологічного процесу очищення вороху коренеплодів від домішок шляхом застосування комбінованої очисної системи (КОС) [3], яка поєднує в собі гвинтовий конвеєр (шнек), який встановлений над подавальним прутковим транспортером із зазором відносно його робочої гілки та під прямим кутом до її напрямку руху.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Відсутність теоретичних досліджень, які спрямовані на обґрунтування параметрів очисників та які базуються на аналізі кута відбивання коренеплодів під час їх взаємодії із робочими поверхнями шнека зумовило проведення даних досліджень. Аналітичні дослідження, які були проведені в працях [4, 5], відносилися тільки до загального аналізу характерних ознак взаємодії коренеплодів із робочими поверхнями гвинтового конвеєра. Тому виникла необхідність проведення додаткового аналізу роботи даного очисного робочого органу.

Мета дослідження. Метою даних досліджень є обґрунтування основних конструктивно-кінематичних параметрів очисника на основі аналізу теоретичних закономірностей зміни процесу взаємодії коренеплодів із поверхнею шнека.

Результати дослідження. Для визначення кута відбивання коренеплодів, або напрямку руху коренеплодів після їх взаємодії з робочими поверхнями КОС розглянемо складену еквівалентну розрахункову схему процесу співудару коренеплоду з витком шнека, яку наведено на рис. 1.



1 – прутковий транспортер; 2 – шнек;
3 – виток шнека; 4 – коренеплід
Рисунок 1 – Розрахункова схема взаємодії
коренеплоду з витком шнека:

Початок системи координат позначимо у точці O контакту коренеплоду з витком (рис. 1). Напрямок координатних осей спроектуємо наступним чином: вісь OZ направимо вгору у напрямку вектора колової швидкості гвинта $\vec{V}_k$, вісь OY - у напрямку вектора швидкості $\vec{V}_n$ осевого переміщення витків гвинта, тобто переміщення матеріалу вороху або осі гвинта O_1 , а вісь OX направимо паралельно руху вектора швидкості пруткового транспортера $\vec{V}_e$. Вважаємо, що коренеплід 4 взаємодіє з поверхнею витка 3 шнека 2 у точці O , який обертається з кутовою швидкістю ω . Початкову швидкість контакту коренеплоду з витком позначимо через V_e , значення якої відповідає швидкості руху пруткового

транспортера 1. Точка удару O знаходиться на відстані R_y від осі обертання шнека O_1 .

Після взаємодії коренеплід відбивається від поверхні витка шнека з кінцевою сумарною швидкістю V_{ck} та рухається в її напрямку.

Розглянемо план швидкостей косого удару коренеплоду та витка шнека в горизонтальній площині OXY (рис. 2), при цьому вважаємо, що швидкість руху до і після співудару змінюється тільки у коренеплоду.

Аналіз схеми (рис. 2) показує, що після удару коренеплід відбивається від поверхні витка шнека з початковою сумарною швидкістю V_{ck} та рухається в напрямку її вектора $\vec{V}_{ck}$, проекція якої на горизонтальну площину OXY з вектором швидкості осевого переміщення витків шнека $\vec{V}_n$ утворює кут ψ . При досягненні швидкості $V_{ck} = dl_k / dt = 0$ коренеплід подавальним транспортером знову рухається в напрямку

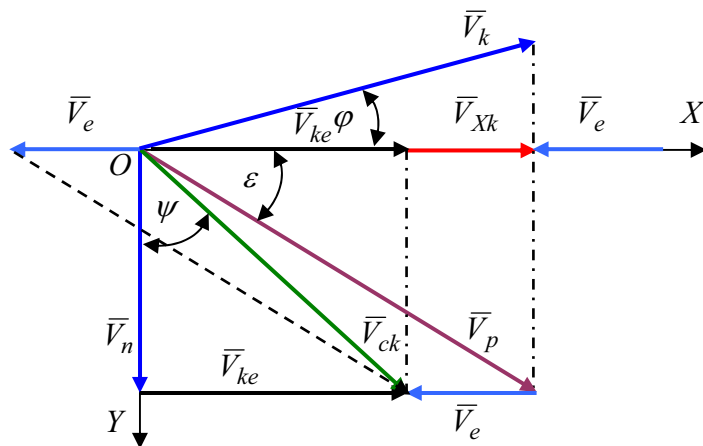


Рисунок 2 – План швидкостей співудару коренеплоду з витком шнека

шнека та знову зазнає ударної взаємодії.

У цьому випадку можна зробити висновок, що мінімальні пошкодження коренеплодів і максимальна технологічність роботи КОС буде також за умови, коли кут $\psi \leq 0$, або коли коренеплоди будуть рухатися вздовж осі обертання шнека 3.

Згідно зі схемою (рис. 2)

$$\vec{V}_{ke} = \vec{V}_n + \vec{V}_{ck} + 2\vec{V}_n \vec{V}_{ck} \cos \psi, \quad (1)$$

де $\vec{V}_{ke} = \vec{V}_{Xk} - \vec{V}_e$; $\vec{V}_{Xk}$ – проекція вектора $\vec{V}_k$ на горизонтальну

площину OXY ; ψ – кут відбивання коренеплодів, або кут між проекцією вектора $\vec{V}_{ck}$ з вектором швидкості осевого переміщення витків шнека $\vec{V}_n$, град.

Із аналізу схеми плану швидкостей співудару коренеплоду з витком шнека випливає:

$$\left. \begin{aligned} V_{ke} &= \sqrt{V_k^2 - V_e^2}; \\ V_p &= \sqrt{V_{Xk}^2 + V_n^2} = \sqrt{V_k^2 \cos^2 \varphi + V_n^2}; \\ V_{ck} &= \sqrt{V_{ke}^2 + V_n^2} = \sqrt{(V_k - V_e)^2 + V_n^2} \end{aligned} \right\}, \quad (2)$$

де V_p – результуюча швидкість шнека, м/с;

φ – кут повороту шнека, рад.

Тоді, враховуючи (1), (2) можна записати:

$$V_{ck}^2 = V_n^2 - V_{ke}^2 + 2V_n V_{ck} \cos \psi. \quad (3)$$

Згідно з відомими положеннями теоретичної механіки маємо [6]:

$$\left. \begin{aligned} \bar{V}_k &= \frac{d\bar{R}_y}{dt} = \bar{\omega} \times \bar{R}_y; \quad \omega = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} = 2\pi n; \\ V_n &= V_{nT} K_{Vn} = TnK_{Vn} = \frac{TK_{Vn}\omega}{2\pi}; \quad T = \pi D_y \operatorname{tg} \beta; \\ \bar{V}_e &= \frac{d\bar{r}_e}{dt} = \bar{\omega}_e \times \bar{r}_e; \quad \omega_e = \frac{d\varphi_e}{dt} = \dot{\varphi}_e = 2\pi n_e \end{aligned} \right\}, \quad (4)$$

де $\bar{\omega}$, ω – вектор кутової швидкості та кутова швидкість витка шнека, рад/с;
 $\bar{R}_y$, $\bar{r}_e$ – відповідно, радіус-вектор точки удару та зірочки приводного вала транспортера;

V_n , V_{nT} – відповідно, швидкість переміщення коренеплоду та теоретична швидкість переміщення витків шнека вздовж осі обертання шнека, м/с;

K_{Vn} – коефіцієнт, який враховує зниження швидкості переміщення коренеплоду V_n порівняно з теоретичною швидкістю переміщення витків шнека V_{nT} ;

T – крок гвинтової лінії витка, м;

n , n_e – відповідно частота обертання шнека та приводного вала транспортера, об/с;

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

$\bar{\omega}_e$, ω_e – відповідно вектор кутової швидкості та кутова швидкість приводного вала транспортера, рад/с.

Тоді, підставивши значення складових із (4) в залежність (3) маємо:

$$\begin{aligned} &\left(\frac{dl_k}{dt}\right)^2 + 2\left(\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)\left(\frac{dl_k}{dt}\right)\cos\psi + \left(\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - \\ &- \left(\frac{D\cos\varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2 = 0. \end{aligned} \quad (5)$$

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

Позначивши у залежності (5) складові через

$$\frac{dl_k}{dt} = x; \quad DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta \cos\psi \frac{d\varphi}{dt} = p; \quad \left(\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 - \left(\frac{D\cos\varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2 = q, \quad (6)$$

одержимо приведенне квадратне рівняння, рішення якого відносно x має вигляд:

$$\frac{dl_k}{dt} = -\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt} \pm \frac{1}{2} \sqrt{\left(\frac{DK_{Vn}\operatorname{tg}\beta}{2} \frac{d\varphi}{dt}\right)^2 (\cos^2\psi - 1) - \left(\frac{D\cos\varphi}{2} \frac{d\varphi}{dt} - \frac{D_e}{2} \frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}. \quad (7)$$

Якщо переміщення коренеплодів l_k в процесі його співудару з витком шнека відсутнє, тобто дорівнює нулю, або $l_k = 0$, тоді і сумарна швидкість взаємодії коренеплоду також дорівнює нулю, або $V_{ck} = 0$. У цьому випадку коренеплоди не відбиваються від поверхні витка шнека, а після контакту з витком пересуваються ним вздовж напрямку осьового переміщення витків шнека. Даний випадок поведінки очисної системи є найраціональнішим з точки зору забезпечення мінімальних пошкоджень коренеплодів.

Зважаючи на це та враховуючи (7) можна записати:

$$-\frac{DK_{vn}tg\beta}{2}\frac{d\varphi}{dt}\pm\frac{1}{2}\sqrt{\left(DK_{vn}tg\beta\frac{d\varphi}{dt}\right)^2(\cos^2\psi-1)-\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}=0, \quad (8)$$

або

$$\pm\frac{1}{2}\sqrt{\left(DK_{vn}tg\beta\frac{d\varphi}{dt}\right)^2(\cos^2\psi-1)-\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}=\frac{DK_{vn}tg\beta}{2}\frac{d\varphi}{dt}. \quad (9)$$

Для визначення кута відбивання коренеплодів ψ проведемо відповідні перетворення залежності (9), тобто

$$-\frac{D^2K_{vn}^2tg^2\beta}{4}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2\sin^2\psi-\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2=\frac{D^2k_{vn}^2tg^2\beta}{4}\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2, \quad (10)$$

або після спрощення (10) маємо:

$$\sin^2\psi=\frac{4\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}{D^2K_{vn}^2tg^2\beta\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}-1. \quad (11)$$

Таким чином, кут відбивання коренеплодів ψ визначається за залежністю

$$\psi=\arcsin\sqrt{\frac{4\left(D\cos\varphi\frac{d\varphi}{dt}-D_e\frac{d\varphi_e}{dt}\right)^2}{D^2K_{vn}^2tg^2\beta\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}-1}. \quad (12)$$

Одержане диференціальне рівняння (12) є математичною моделлю, яка характеризує залежність кута відбивання коренеплодів ψ після їх взаємодії з витком шнека від основних параметрів КОС.

Для практичного використання (12), враховуючи, що $\omega=2\pi n$, $\omega_e=2\pi n_e$ можна записати:

$$\psi=\arcsin\sqrt{\frac{4(Dn\cos\varphi-D_en_e)^2}{D^2n^2K_{vn}^2tg^2\beta}}-1. \quad (13)$$

Було встановлено, що максимальна сепарація ґрунту прутковим транспортером спостерігається при зміні поступальної швидкості руху транспортера у межах $1,5 \leq V_e \leq 1,6$ (м/с). При збільшенні $V_e > 1,6$ м/с підвищення ступеня сепарації ґрунту практично не відбувається [7].

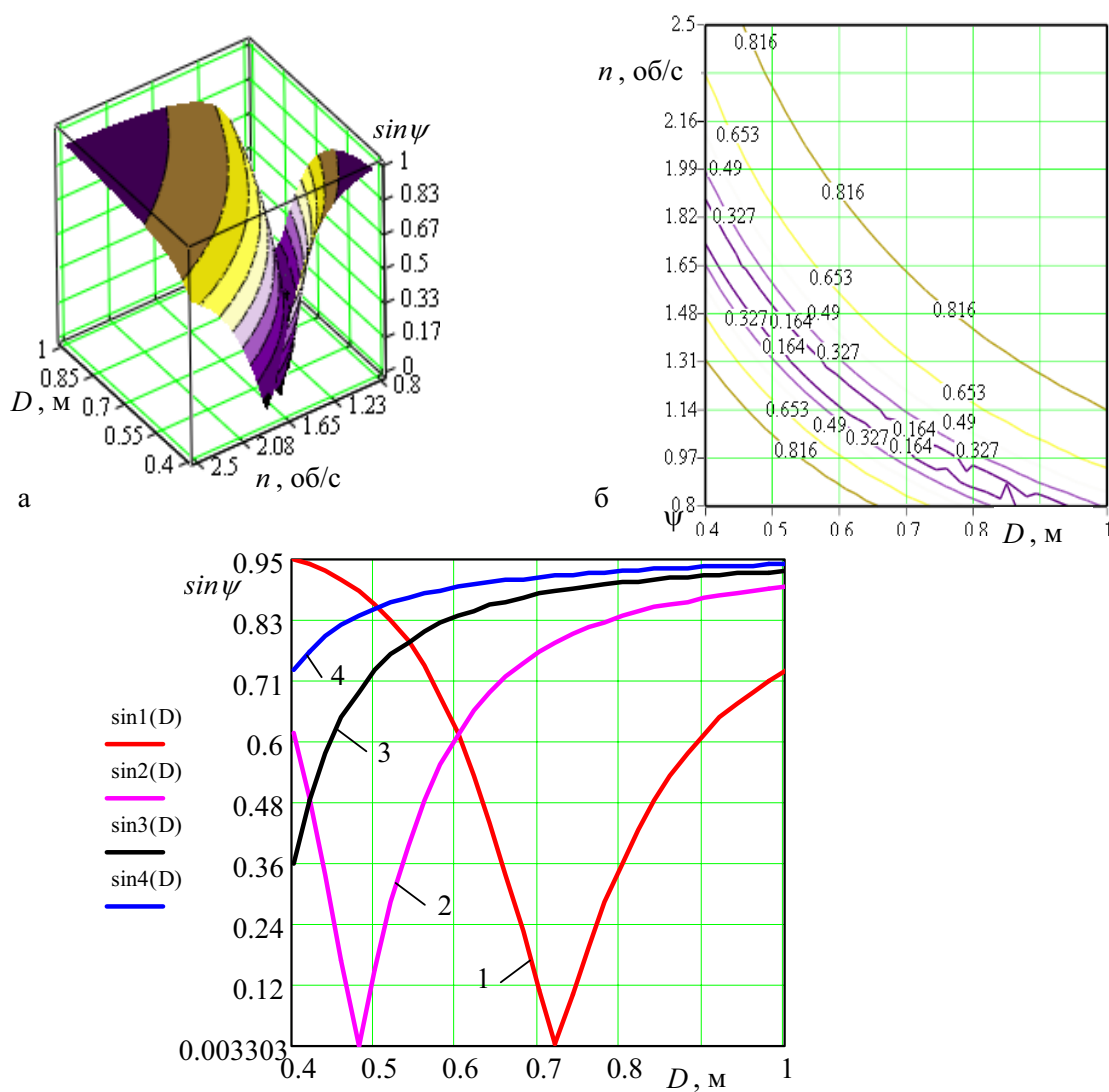
Кут підймання гвинтової лінії β по зовнішньому діаметру при проектуванні шнекових робочих органів вибирається із умови забезпечення максимальної швидкості їх транспортування вздовж осьової лінії обертання шнека, при цьому [8]

$$\beta=45^\circ-0,5\varphi_k, \quad (14)$$

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

Тоді, прийнявши $V_e = const = 1,5$ м/с та враховуючи (14) одержимо кінцеву залежність для практичного визначення кута відбивання коренеплодів ψ

$$\psi = \arcsin \sqrt{\frac{(2\pi D n \cos \varphi - 1,5)^2}{\pi^2 D^2 n^2 K_{vn}^2 \tan^2 (45^\circ - 0,5\varphi_k)}} - 1. \quad (15)$$



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
 Рисунок 3 – Залежність зміни кута ψ як функціонала

Встановлено, що кут тертя ковзання коренеплоду по металевій поверхні становить $\varphi_k = 35,0$ град [9].

На рис. 3 наведено залежність зміни кута $\sin \psi$ як функціонала: а, б – $\sin \psi = f(d, n)$; в – $\sin \psi = f(d)$ при значенні $\varphi = 45,0$ град, $K_{vn} = 0,7$; $\varphi_k = 35,0$ град.

На основі аналізу графічних залежностей (рис. 3) встановлено, що умова забезпечення мінімальних пошкоджень коренеплодів кормових буряків, або коли напрямок вектора сумарної швидкості співудару $\vec{V}_{ck}$ коренеплодів з витком шнека співпадає з напрямком $\vec{V}_n$ (при цьому $\psi = 0$) функціонально виконується при наступних 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).

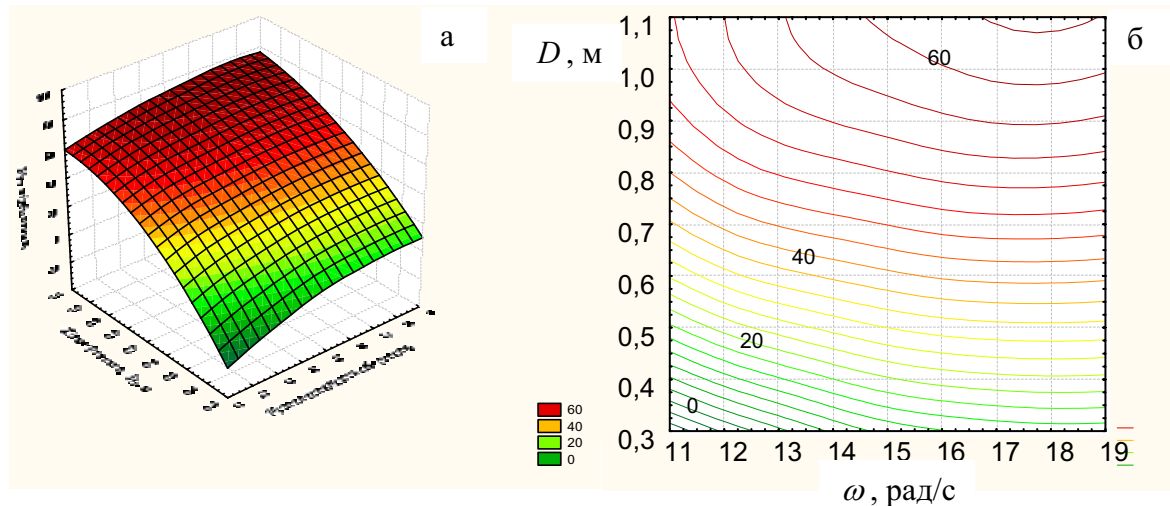


Рисунок 4 – Поверхня відгуку (а) та двовірний переріз поверхні відгуку (б) залежності кута відбивання коренеплодів ψ від кутової швидкості обертання ω та діаметра D шнека

Для підтвердження теоретичних викладень, які відносяться до встановлення закономірностей зміни кута відбивання коренеплодів ψ від параметрів очисника, провели експериментальні дослідження на основі побудови та планування багатofакторних експериментів.

За результатами проведеного експерименту типу ПФЕ 2^3 було одержано рівняння регресії зміни ψ від ω та D в натуральних величинах:

$$\psi = 4.24 + 24,28 \ln \omega + 52,83 \ln D. \quad (16)$$

Згідно з рівняннями регресії (16) побудовано поверхню та двовірний переріз поверхні відгуку кута відбивання коренеплоду ψ залежності від зміни кутової швидкості ω та діаметра D шнека, які наведені на рис. 4.

Найбільш близькі значення параметрів гвинта при яких $\psi \cong 0$ становлять: $D = 0,6$ м і $\omega = 9$ рад/с. При значенні $D > 0,6$ м кутова швидкість шнека ω буде значно меншою за 9 рад/с, що обмежує необхідну продуктивність очисника. Тому, параметри шнека повинні бути: діаметр шнека $D = 0,6$ м; крок шнека $T = 0,7$ м; кутова швидкість шнека $\omega = 9,0$ рад/с при встановлених раніше інших параметрів доочисника.

Висновки. Одержана залежність (12) є математичною детермінованою моделлю, яка описує напрямок руху коренеплодів після їх взаємодії з витком шнека. У процесі аналізу руху коренеплоду після його взаємодії з витком шнека встановлено, що умова забезпечення мінімальних пошкоджень коренеплодів коли напрямок вектора сумарної швидкості співудару співпадає з напрямком осьового переміщення витків шнека, функціонально виконується при значеннях діаметра шнека 0,5; 0,6 і 0,7 м та відповідної частоти обертання шнека 90, 70 і 60 об/хв. Параметри шнека повинні бути: діаметр

шнека $D = 0,6$ м; крок шнека $T = 0,7$ м; кутова швидкість шнека $\omega = 9,0$ рад/с при встановлених раніше інших параметрів доочисника.

Список літератури

1. Погорельий Л.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз / Л.В.Погорельий, М.В. Татьяна – К. : Феникс, 2004. – 232 с.
2. Напрямки вдосконалення сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин / В.М.Барановський, В.Б. Онищенко, В.О. Соломка [та ін.] // Механізація сільськогосподарського виробництва – Т. XII. – 2002. – С. 31–42.
3. Паньків М.Р. Очисна система вороху коренеплодів / М.Р. Паньків, Н.А. Дубчак, В.М. Барановський, // Вісник ХНТУСГ. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. – 2007. – Т. 1. – Вип. 59. – С. 33-36.
4. Гевко Р.Б. Викопувально-очисні пристрої бурякозбиральних машин: конструювання і розрахунок / Р.Б. Гевко. – Тернопіль, 1997. – 120 с.
5. Паньків М. Аналіз процесу роботи доочисних пристроїв коренезбиральних машин / Марія Паньків, Віктор Барановський, Наталя Дубчак // Вісник ТДТУ. – 2007. – Т. 12, № 1. – С. 76–81.
6. Бутенин Н.В. Курс теоретической механики : [учебник, том II. : Динамика, 3-е изд., исправл.] / Н.В. Бутенин, Я.Л. Лунц, Д.Р. Меркин. – М. : Наука, 1985. – 496 с.
7. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины / Вайсон А.А.. М. : Высшая школа. – 1975г. – 257 с.
8. Григорьев А.М. Винтовые конвейеры / Григорьев А.М. – М. : Колос, 1972. – 286 с.

Н. Дубчак

Исследование процесса взаимодействия корнеплодов с витком шнека очистителя

В статье приведены результаты теоретических исследований процесса контактного взаимодействия корнеплодов которые двигаются на поверхности рабочей ветви пруткового транспортера с рабочими поверхностями шнека, который расположен над прутковым транспортером и поперечный направлению движения его рабочей ветви. Построена математическая модель, которая характеризует изменение угла отражения корнеплодов после их соударения с витком шнека в зависимости от параметров процесса. На основании проведенного анализа направления движения корнеплодов или угла отражения корнеплодов после их взаимодействия с витком шнека обоснованно основные пределы изменения конструктивно кинематических параметров очистителя вороха корнеплодов.

N. Dubchak

Research of process of co-operation of root crops with the coil of screw of purifier

In the article the results of theoretical researches of process of contact co-operation of root crops are resulted which move on-the-spot working branch of twig conveyer with the workings surfaces of screw which is located above a twig conveyer and transversal direction of motion his working branch. A mathematical model which characterizes the change of corner of reflection of root crops after their hitting with the coil of screw depending on the parameters of process is built. On the basis of the conducted analysis of direction of motion of root crops or corner reflection of root crops after their co-operating with the coil of screw grounded basic limits of change structurally of kinematics parameters of purifier of lots of root crops.

Одержано 12.10.12