

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ЗАВАНТАЖУВАЛЬНОГО ТРАНСПОРТЕРУ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

І.Г.Тулік, інженер, Р.Б.Гевко, к.т.н., Ю.Б.Гладь, к.т.н.,
С.В.Синій, к.т.н.

При проектуванні принципово нового завантажувального транспортеру Г-подібної форми коренезбиральної машини [1] постало питання вибору його оптимальних конструктивних і кінематичних параметрів з умов мінімальних втрат і максимальної сепарації коренеплодів від землі і рослинних залишків.

Розрахункова схема транспортеру зображена на рис.1. Полотно 1 із скребками 2 в зоні між піднімальною I і вивантажувальною III ланками взаємодіє з боковими дисками 3, які з'єднані між собою трубчастим валом 4. При переміщенні полотна скребки транспортують коренеплоди, які в зоні передавальної ланки II за рахунок відцентрових сил притискаються до полотна, а на вивантажувальній ланці, під дією сили земного тяжіння, спадають на направляючу решітку 5, по якій транспортуються в зону вивантаження.

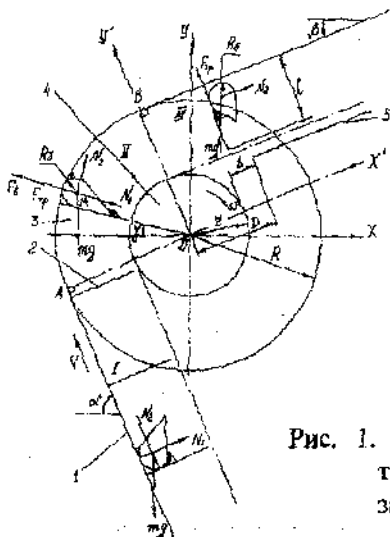


Рис. 1. Схема для визначення конструктивних і кінематичних параметрів завантажувального транспортеру

Метою теоретичного розрахунку є визначення максимально можливої величини Δ розташування направляючої решітки відносно трубчастого валу. Через даний зазор Δ просипається земля і рослинні залишки, що сприяє більш інтенсивній сепарації коренеплідів.

На першому етапі транспортування (ланка I) коренеплоди завжди розташовуються між полотном і скребками, і їх переміщення відносно полотна не відбувається.

Розглянемо сили, що діють на коренеплід, який знаходиться в коловому русі, зведені у довільну точку М ділянки АВ. На схемі (рис. 1) приведені наступні позначення: mg - сила земного тяжіння; $F_{тр}$ - сила тертя, що виникає в парі скребок-коренеплід; N_1 - нормальна сила, що діє на коренеплід зі сторони полотна; N_2 - нормальна сила, що діє на коренеплід зі сторони скреbkів; α - кут нахилу піднімальної ланки полотна до горизонту; r - радіус трубчастого валу; R - радіус бокових дисків; l - висота скреbkів; V - лінійна швидкість полотна; ω - кутова швидкість трубчастого валу; R_0 - приведений радіус коренеплоду; D - відстань від центру обертання трубчастого валу до точки взаємодії коренеплоду з направляючою решіткою; γ - змінний кут переміщення коренеплоду в зоні передавальної ланки, $-(90^\circ - \alpha) \leq \gamma \leq (90^\circ - \beta)$; F_B - відцентрова сила, що діє на коренеплід в зоні передавальної ланки.

Відцентрова сила $F_B = m\omega^2(R - R_0)$ рівна сумі зусиль, що діють на коренеплід.

Рівняння рівноваги коренеплоду в проекціях на осі X і Y мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \sum(X) = 0; N_1 \cos \gamma + N_2 \sin \gamma - N_2 \cos \gamma - \frac{mV^2}{R^2} (R - R_0) \cos \gamma = 0; \\ \sum(Y) = 0; -N_1 \sin \gamma + N_2 \cos \gamma + N_2 f \sin \gamma - mg = \frac{mV^2}{R^2} (R - R_0) \sin \gamma = 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

Умова, що коренеплід притискається до поверхні полотна: $N_1 > 0$.

При граничній умові (мінімальна швидкість полотна, при якій коренеплід не зміщується по поверхні скреbkів, $N_1 = 0$) система рівнянь (1) приймає вигляд:

$$\left. \begin{aligned} N_2(\sin \gamma - f \cos \gamma) &= \frac{mV^2}{R^2}(R - R_0) \cos \gamma; \\ N_2(\cos \gamma + f \sin \gamma) - mg &= -\frac{mV^2}{R^2}(R - R_0) \sin \gamma. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Перетворюючи систему рівнянь (2) отримаємо:

$$\frac{V^2(R - R_0)}{R^2} = g(\sin \gamma - f \cos \gamma). \quad (3)$$

З рівняння (3) визначимо мінімальну швидкість, при якій коренешпід утримується притиснутим до поверхні полотна:

$$V = R \sqrt{\frac{g(\sin \gamma - f \cos \gamma)}{(R - R_0)}}, \quad (4)$$

При цьому повинна виконуватись умова:

$$\sin \gamma - f \cos \gamma > 0. \quad (5)$$

При вході в зону вивантажувальної ланки III коренешпід починає зсовуватись на направляючу решітку. Тому подальші розрахунки будуть направлені на визначення часу, за який коренешпід пройде відстань, коли його нижній край матиме координату I.

За цей час полотно повинно пройти шлях більший ніж отвір, тобто:

$$S = r + \Delta - R_0. \quad (6)$$

Проекції сил на осі X і Y, що діють на коренешпід на третьому етапі транспортування мають вигляд:

$$\left. \begin{aligned} \sum(X) = 0; N_2 \cos \beta - F_{rp} \sin \beta &= m \ddot{X}; \\ \sum(Y) = 0; N_2 \sin \beta + F_{rp} \cos \beta - mg &= m \ddot{Y}, \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

а проєкції сил на натуральні осі X' і Y' (вісь X' направлена вздовж полотна) рівні:

$$\left. \begin{aligned} \sum (X') &= 0; \quad mg \cos \beta - N_1 f = m \ddot{l}; \\ \sum (Y') &= 0; \quad N_1 = mg \sin \beta. \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

З рівняння (8) визначимо час, при якому нижній край коренеплоду отримає координату l :

$$g(\cos \beta - f \sin \beta) = \ddot{l}; \quad l = \frac{gt^2}{2} (\cos \beta - f \sin \beta).$$

Тоді:

$$t = \sqrt{\frac{2(l - 2R_0)}{g(\cos \beta - f \sin \beta)}}. \quad (9)$$

Якщо $\cos \beta - f \sin \beta < 0$, тоді руху коренеплоду взагалі не буде, тобто $\cos \beta < f \sin \beta$; $\operatorname{ctg} \beta < f$; $\operatorname{tg} \beta > 1/f$; $\beta > \operatorname{arctg}(1/f)$ – умова нерухо- мості коренеплоду.

Враховуючи, що $S = Vt$, а також рівняння (6) і (9), визначимо відстань Δ розташування направляючої решітки при мінімально допустимій швидкості полотна:

$$\Delta = V \sqrt{\frac{2(l - 2R_0)}{g(\cos \beta - f \sin \beta)}} + R_0 - r. \quad (10)$$

Для аналізу аналітичних залежностей (4) і (10) розроблена програма їх розрахунку на ПЕОМ. При цьому, в залежності від одного із змінних параметрів (R_0 ; β ; R ; r ; f) попередньо визначалась мінімальна швидкість полотна V , при якій коренеплід утримується притиснутим до поверхні полотна, залежність (4), а далі з врахуван- ням конкретної величини V розраховували, залежність (10), максима- льно можливу величину Δ розташування направляючої решітки по відношенню до трубчастого валу. В даному випадку, величина $\Delta + r = D$ вказує на відстань, яку коренеплід проходить від осі трубчас- того валу до його взаємодії з направляючою решіткою.

При дослідженні впливу одного з параметрів на величини V і D інші залишались незмінними і їх абсолютні значення були рівними: $R_5 = 0,05$ м; $R = 0,3$ м; $r = 0,1$ м; $\beta = 30^\circ$; $l = R - r = 30$ мм.

На рис.2 представлені графічні залежності впливу радіусу коренеплоду R_6 на значення V і D , з аналізу яких встановлено, що при збільшенні R_6 від 0,03 м до 0,07 м мінімально допустима швидкість полотна змінюється в незначному діапазоні, а саме від 1,54 до 1,64 м/с. При цьому, шлях проходження коренеплодів до взаємодії з направляючою решіткою зменшується від 0,36 до 0,32 м. Також слід зауважити, що радіус коренеплоду є некерованим фактором, а тому при виборі оптимальних конструктивно-технологічних параметрів транспортеру необхідно враховувати найбільш несприятливі варіанти, а саме швидкість полотна V і величину $\Delta = D - r$ вибирати з умови транспортування максимально можливих великих коренеплодів. Згідно [2] математичне сполівання діаметру коренеплодів становить 67 - 122 мм, а їх довжини, відповідно, 230 - 280 мм.

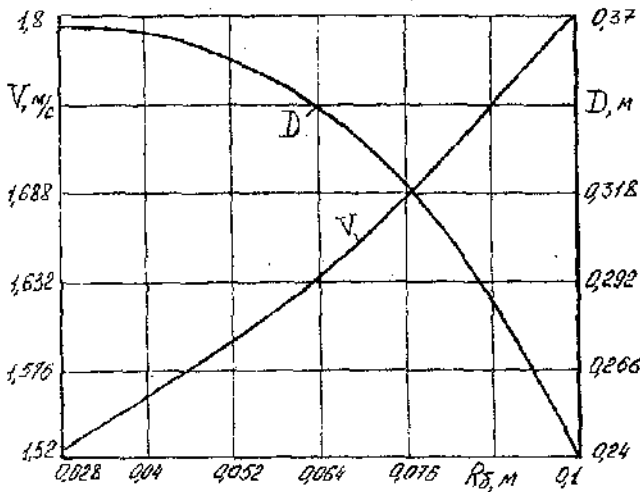


Рис. 2. Графічні залежності для радіусу коренеплоду $R_6 = f(V; D)$

На рис.3 представлені графічні залежності впливу кута нахилу β вивантажувальної ланки полотна на величини V і D . З аналізу даних залежностей можна констатувати, що в межах зміни реальних кутів

нахилу $\beta = 25^\circ - 45^\circ$ мінімально допустима швидкість полотна досить суттєво падає і змінюється в межах від 1,7 до 1,3 м/с. Відстань D при цьому не змінюється і за розрахунками складає 0,356 м.

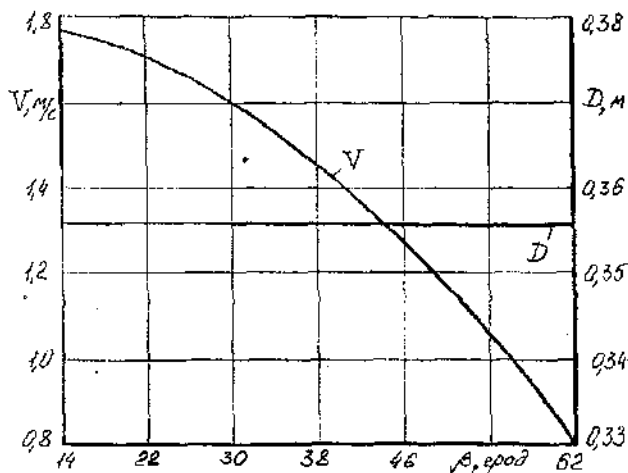


Рис. 3. Графічні залежності для кута нахилу вивантажувальної ланки транспортера $\beta = f(V; D)$

Значний вплив на зміну величин V і D має значення радіусу бокових дисків R (рис. 4). Виходячи з конструктивних міркувань R може знаходитися в межах 0,3 - 0,6 м і для цих значень лінійна швидкість полотна відповідно становить 1,6-2,2 м/с. Значне, до 1,2 м, збільшення абсолютної величини D при зростанні R пояснюється різким збільшенням довжини скребків l , які функціонально зв'язані з радіусом бокових дисків залежністю $l = R - r - 30$ мм, а також підвищенням швидкості полотна до 2,4 м/с. Враховуючи, що лінійну швидкість полотна більш як 1,5 м/с надавати недоцільно (згідно [2] зростають втрати та пошкодження коренеплідів), то радіус бокових дисків доцільно вибирати в межах 0,25 - 0,3 м.

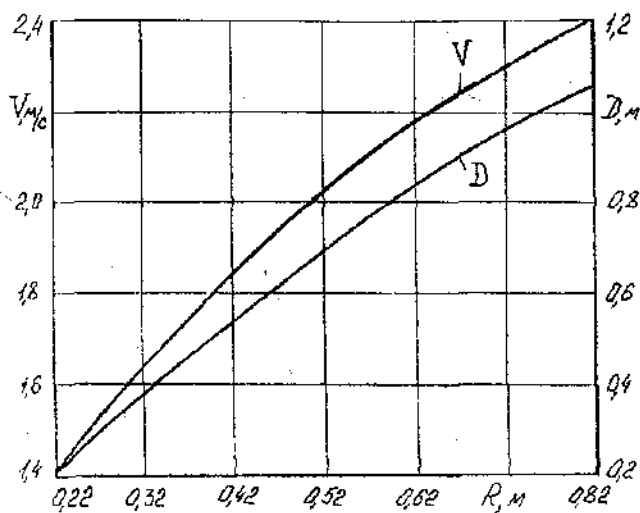


Рис. 4. Графічні залежності для величини радіуса бокових дисків $R=f(V; D)$

З аналізу графічних залежностей $r = f(V; D)$, зображених на рис.5, встановлено, що зміна радіусу трубчастого валу не впливає на мінімально допустиму лінійну швидкість полотна, а збільшення r від 0,1 до 0,2 м призводить до зменшення D від 0,35 до 0,17 м, що пояснюється зменшенням активної довжини скребків.

Враховуючи результати попередніх досліджень (рис. 2 - 4) для забезпечення раціональної величини D , яка знаходиться в межах близьких 0,30-0,35 м найбільш доцільним було б вибрати діаметр трубчастого валу в межах 0,1-0,12 м.

Зміна коефіцієнту тертя в шарі коренеплід-скребок (сухі, вологі умови роботи, прокручування коренеплідів при зміщенні по скребках) призводить до зміни мінімально допустимої швидкості полотна (рис.6). При забезпеченні відповідної швидкості V при заданому коефіцієнті тертя шлях проходження коренеплідів до взаємодії з направляючою решіткою не змінюється і є рівним 0,356 м.

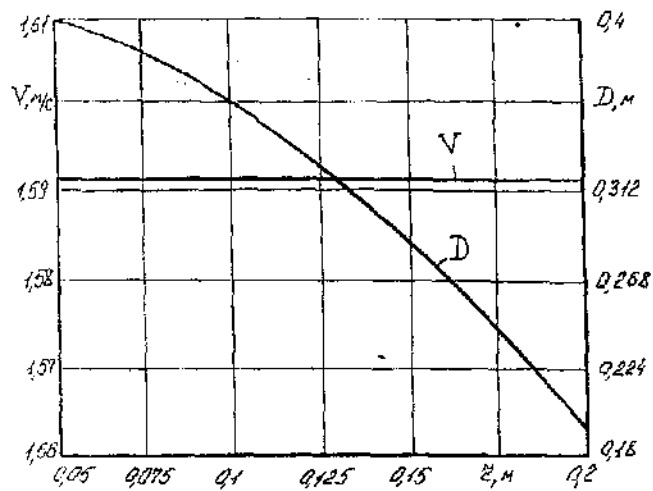


Рис. 5. Графічні залежності для величини радіуса трубчастого вала $r = f(V; D)$

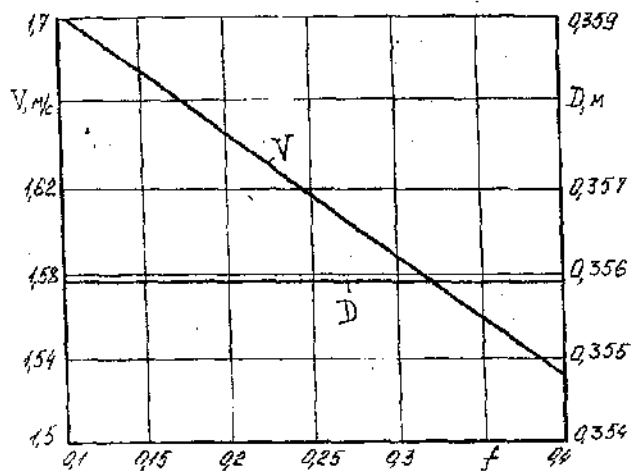


Рис. 6. Графічні залежності для коефіцієнта тертя в парі коренеплід-скребок $f = f(V; D)$

Проведений аналіз процесу переведення коренеплодів з піднімальної на вивантажувальну ланку дав можливість попередньо вибрати конструктивні і кінематичні параметри транспортеру, які знаходяться в межах: $V=1,2 - 1,4$ м/с; $R=0,25 - 0,3$ м; $r=0,1 - 0,12$; $\beta=30^\circ - 40^\circ$. Однак, остаточні рекомендації і підбір оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів транспортеру може бути здійснено після проведення параметричної оптимізації на основі як теоретичних розрахунків так і результатів досліджень коренезбиральної машини в польових умовах.

Література

1. Патент України № 22298А МПК А01Д 25/04; 27/04; від 03.02.1998р. Коренезбиральна машина / Данильченко М.Г., Туцік І.Г., Гевко Р.Б. та ін.
2. Свеклоуборочные машины: (Конструирование и расчет) Л.В.Погорелый; Н.В. Татьянко, В.В.Брей и др. Под общ. ред. Л.В. Погорелого. - К.:Техніка, 1983.-168 с.