

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ БУРЯКОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ ІЗ УМОВИ НЕПОШКОДЖЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ

Р.Б.Гевко,
к.т.н.

В.А.Поліщук,
інженер

Одною із основних вимог, які висуваються до бурякозбиральних машин, є підвищення кондиційних властивостей коренеплодів після збирання і, особливо, зменшення пошкоджень, що в умовах довгих термінів зберігання та переробки дозволило б вдвоє зменшити втрати цукру [1]. Найбільша доля пошкоджень в технологічному ланцюгу збирання припадає на виконувально-очисні робочі органи бурякозбиральних машин. Рівень пошкоджень залежить як від конструктивного виконання виконувальних, очисних та передавальних вузлів, так і від правильного вибору режиму їх роботи.

Пошкодження буряків в результаті їх згину та зламу в найбільшій мірі характерні для стану виконування та при заціпленні їх нижньої частини між валками шнеків. Динамічні удари пошкодження частіше спостерігаються при контакті коренеплоду із швидко-обертливими робочими органами (бітерами, рифами шнеків). Такі пошкодження є найбільш небезпечними, оскільки, порушуючи внутрішню структуру буряків, значно зменшують термін їх зберігання.

Тому динамічний розрахунок процесів взаємодії таких робочих органів із умова непошкодження коренеплодів має дуже важливе значення для вибору тих чи інших технічних рішень та пошуку нових при проектуванні високоєфективної бурякозбиральної техніки.

Якщо прийняти, що пухровий буряк описується нелінійною в'язко-пружною реологічною моделлю, то згідно [2] залежність між силою удару P та величиною жорсткого зближення μ (зближення центру мас при ударі) можна описати формулою Герца:

$$P = k\mu^{\frac{3}{2}}, \quad (1)$$

де k — постійна, що залежить від властивостей матеріалу тіл взаємодії та радіусів їх кривизни.

Для сферичних поверхонь:

$$k = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2}} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^{-1}, \quad (2)$$

де r_1 та r_2 – радіуси кривизни відповідно коренеплоду і робочого органу в точці контакту; E_1 , E_2 та μ_1 , μ_2 – відповідно модулі пружності та коефіцієнти Пуассона тіл взаємодії.

Теорія Герца достатньо точна для випадку, коли матеріал знаходиться в пружній стадії (допустимий діапазон ударних навантажень із умови непошкодження) та коли тривалість удару τ значно більша найбільшого періоду T_c власних коливань. Згідно [2] друга умова спостерігається при $\tau/T_c \geq 10$, що відповідає неперервному швидкості взаємодії V критичної величини V_{max} .

$$V \leq V_{max} = 6,35 \cdot 10^{-4} \sqrt{\frac{E_1}{\rho}} \quad (3)$$

де ρ – густина коренеплоду.

В процесі зближення буряка із робочою поверхнею, згідно теореми про кількість руху центру мас ударної системи із приведеною масою m , справедливі рівняння:

$$\left. \begin{aligned} m \dot{x} &= -T; \\ m \dot{y} &= -N; \\ I \dot{\phi} &= TR + N \delta_x, \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

де N і T – відповідно нормальна (по осі Oy) та тангенціальна (по осі Ox) складові сили удару; R – радіус коренеплоду (приведене плече прикладення сили T відносно центру ваги буряку); δ_x – бокова деформація коренеплоду в зоні удару; x , y та ϕ – відповідно лінійні та кутові прискорення коренеплоду.

Згідно [3]

$$\delta_x = \frac{\mu_1 T}{4 \alpha G_1}, \quad (5)$$

де G_1 – модуль зсуву для коренеплоду; α – радіус площинки контакту.

При дотичному ударі пошкоджується в основному шкірка коренеплоду, а нормальна складова значно менша ніж при центральному ударі. Як показали дослідження, саме центральний удар є найбільш несприятливий з точки зору пошкодження внутрішньої структури коренеплодів. В цьому випадку із системи рівнянь (4) залишається тільки друге.

В найбільш загальному випадку диференціальне рівняння ударної взаємодії коренеплоду із робочими поверхнями повинно враховувати величину податливості рухомих елементів та їх масу.

Розглянемо центральний удар коренеплоду масою m_1 із робочим органом, власною масою m_2 , нежорстко зв'язаною із основою масою машини (приводу) в системі координат xOy , нерухомо зв'язаній із основою масою приводу (рис.1).

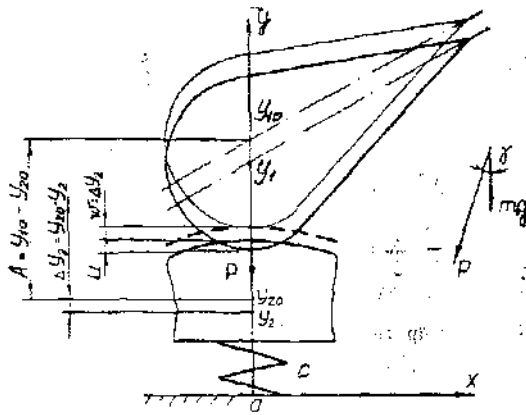


Рис.1 Схема до розрахунку динамічної взаємодії коренецплоду із робочим органом

В цьому випадку переміщення коренецплоду та робочого органу під час динамічної взаємодії опишеться системою рівнянь

$$- m_1 \ddot{y}_1 - m_1 g \cos \gamma + P = 0; \quad (6)$$

$$- m_2 \ddot{y}_2 - P + c(y_{20} - y_2) = 0, \quad (7)$$

де y_1 та y_2 - біжучі координати центрів мас відповідно коренецплоду та робочого органу; c - жорсткість зв'язку робочого органу із основою масою машини (приводу); y_{20} - початкова координата центру мас робочого органу до удару; γ - кут нахилу між векторами сил удару $P=ku^{3/2}$ та земного тяжіння шіг коренецплоду.

Відповідно величина жорсткого зближення u (рис.1)

$$u = A - y_1 + y_2, \quad (8)$$

де A - відстань між центрами мас m_1 та m_2 ; $A = y_{10} - y_{20}$; y_{10} - початкова координата центру мас коренецплоду.

Сумарний розв'язок рівнянь (6), (7) та (8) приводить до диференціального рівняння руху динамічної взаємодії

$$\ddot{u} + P \left(\frac{m_1 + m_2}{m_1 m_2} \right) - \frac{c}{m_2} (y_{20} - y_2) - g \cos \gamma = 0, \quad (9)$$

де \ddot{u} - прискорення при зближенні коренецплоду із робочим органом.

В довільний момент динамічної взаємодії із біжучим параметром зближення u , зміна кінетичної енергії коренецплоду рівна зміні кінетичної енергії робочого органу, роботі сил ударної взаємодії та роботі сил пружності

$$\frac{m_1 V_0^2}{2} - \frac{m_1 \dot{y}_1^2}{2} = \int_0^y k u^{3/2} du + \frac{m_2 \dot{y}_2^2}{2} + \frac{c (y_2 - y_1)^2}{2} = 0, \quad (10)$$

де \dot{y}_1 та \dot{y}_2 - швидкості коренеплоду та робочого органу, $\dot{y}_2 = \dot{y}_1 - du/dt$,
 V_0 - відносна швидкість коренеплоду до зіткнення;

Рівняння (10) після перетворення приймає вигляд

$$\frac{m_1 m_2}{m_2 + m_1} \left[\frac{V_0^2}{2} - \frac{1}{2} \left(\frac{du}{dt} \right)^2 \right] = \frac{2}{5} k u^{5/2} + \frac{c \Delta y_2^2}{2}, \quad (11)$$

Звідси величина прогину $\Delta y_2 = y_2 - y_{20}$ робочого органу при параметрі зближення u

$$\Delta y_2 = \sqrt{\frac{1}{c} \left(m_n V_0^2 - 2E - \frac{4}{5} k u^{5/2} \right)}, \quad (12)$$

де E - кінетична енергія зближення коренеплоду

$$E = \frac{m_n}{2} \left(\frac{du}{dt} \right)^2, \quad (13)$$

m_n - приведена маса коренеплоду,

$$m_n = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}. \quad (14)$$

Враховуючи те, що

$$\ddot{u} = \frac{d^2 u}{dt^2} = \frac{d \left(\frac{du}{dt} \right)}{dt} = \frac{du}{dt} \frac{d \left(\frac{du}{dt} \right)}{du} = \frac{dE}{m_n du}, \quad (15)$$

рівняння динамічної взаємодії коренеплоду із вежорстким (підпружиняним) робочим органом приймає вигляд

$$\frac{dE}{du} + k u^{3/2} - \frac{m_n}{m_2} \sqrt{c \left(m_n V_0^2 - 2E - \frac{4}{5} k u^{5/2} \right)} - m_n g \cos \gamma = 0. \quad (16)$$

Одним із часткових випадків взаємодії коренеплодів з робочими органами є удар із пружними елементами, маса яких незначна.

Тоді $m_2 \dot{y} \ll k u^{3/2}$ і з спільного розв'язку (?) і (8)

$$y_1 = d + y_0 - u - w, \quad (17)$$

де w - переміщення робочого органу при вії сили P , $w = \frac{ku^{3/2}}{c}$.

В цьому випадку рівняння динамічної взаємодії прийме вигляд

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + mg \cos \gamma - ku^{3/2} = 0, \quad (18)$$

де m - маса коренеплоду; $\frac{d^2 y}{dt^2}$ - прискорення коренеплоду $\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{d^2(u+w)}{dt^2}$.

Відповідно диференціальне рівняння динамічної взаємодії (18) прийме вигляд

$$m \frac{d^2 \left(u + \frac{ku^{3/2}}{c} \right)}{dt^2} + mg \cos \gamma - ku^{3/2} = 0, \quad (19)$$

Враховуючи те, що $du/dt = v$, де v - швидкість відносного переміщення центру ваги коренеплоду під час динамічної взаємодії, рівняння такої взаємодії відносно v

$$m \left(1 + \frac{3k}{2c} u^{1/2} \right) \frac{dv}{dt} + \frac{3k}{4c} u^{-1/2} v^2 - ku^{3/2} - mg \cos \gamma = 0. \quad (20)$$

З врахуванням (15), рівняння (20) прийме вигляд

$$\frac{dE}{du} + \frac{3k}{2cu^{1/2} \left(1 + \frac{3ku^{1/2}}{2c} \right)} E = \frac{ku^{3/2} - mg \cos \gamma}{1 + \frac{3k}{2c} u^{1/2}}. \quad (21)$$

Розв'язок диференціального рівняння відносно E приводить до рівняння

$$\frac{mV_0^2}{2} - \frac{mV^2}{2} = \frac{P^{2/3}}{k^{2/3} \left(1 + \frac{3k^{2/3} P^{1/3}}{2c} \right)} \left[P \left(\frac{k^{2/3} P^{1/3}}{2c} + \frac{2}{5} \right) - mg \cos \gamma \left(\frac{k^{2/3} P^{1/3}}{c} + 1 \right) \right]. \quad (22)$$

Середнє напруження в момент дії P_{max} , тобто при $du/dt = 0$, буде

$$\sigma_c = \frac{P_{max}}{F} = \frac{k u_{max}^{3/2}}{\pi a_1 a_2}, \quad (23)$$

де F - площа контактної зони; a_1 та a_2 - відповідно максимальний та мінімальний радіуси контактної площадки.

Розглянемо випадки гнучкої взаємодії коренеплоду із робочими органами бурякозбиральних комбайнів. При взаємодії коренеплоду масою $m_1 = m$ із шнековим очищувачем маса останнього значно перевищує масу коренеплоду, ($m_2 \gg m_1$) і, відповідно, приведена маса рівна масі коренеплоду, $m_n = m$.

В цьому випадку рівняння (22) для максимальних зусиль P (при $\dot{u} = \frac{du}{dt} = 0$)

$$k \frac{2}{3} \rho \frac{\delta}{\mu} \left(\rho_{\text{шн}} - \frac{5mg \cos \gamma}{2} \right) - \frac{5m \omega_2^2}{4} = 0. \quad (24)$$

При взаємодії коренеплоду радіусом R із рифом шнека (рис. 2), зовнішній радіус якого $r_1 = D/2$, а радіус тоюкругання $r_2 = \delta/2$ площадка контакту буде мати еліпсоподібний вигляд, де півосі a_1 та a_2

$$a_1 = \sqrt{\frac{R r_1 u}{R + r_1}}, \quad a_2 = \sqrt{\frac{R r_2 u}{R + r_2}}. \quad (25)$$

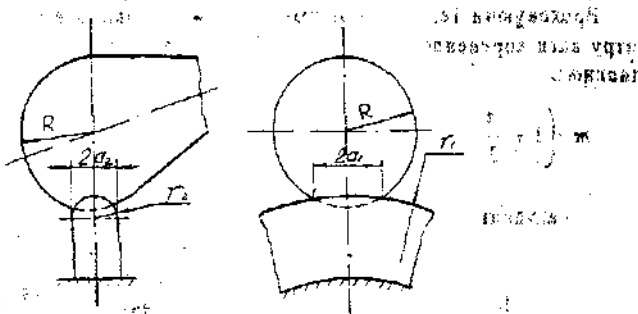


Рис. 2. Схема взаємодії коренеплоду із рифом шнекового очищувача.

Відповідно постійна величина k із (2) приймає вигляд

$$k = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R + r_1)(R + r_2)}} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)^{-1}. \quad (26)$$

Площа контактної зони відповідно

$$F = \pi \sqrt{\frac{k^2 r_1 r_2}{(R + r_1)(R + r_2)}}. \quad (27)$$

Із спільного розв'язку (25), (24) та (27) в першому наближенні (при $R \gg m g \cos \gamma$)

$$\sigma_0 = \frac{1}{F} \left[\frac{5 m \omega_0^2 k^{2/3}}{4 \left(1 - 2.19 \frac{m^{2/3} g \cos \gamma}{k^{2/3} \omega_0^{5/3}} \right)} \right] \leq [\sigma]_{\text{доп}} \quad (28)$$

У випадку виконання ривків металевими (як на серійних буркозбиральних машинах КС-6) в залежності (26) складовою $\frac{1 - \mu_2^2}{\epsilon_2}$ можна нехтувати, оскільки $E_2 \gg E_1$.

Максимальна допустима швидкість зближення поверхні робочого органу із коренеплодом, відповідно, повинна обмежуватись нерівністю

$$v_0 < \sqrt{\frac{4(1 - \epsilon) [\sigma]_{\text{доп}}^{5/3} F^{5/3}}{5 m k^{2/3}}} \quad (29)$$

де ϵ - величина, що враховує силу ваги коренеплоду, уточнюється за (28) і в першому наближенні $\epsilon = 0.1 \dots 0.15$.

Великий рівень пошкодженнь коренеплодів на бітерах викопувальних пристроїв робить ефективним використання конструкції підпружинених бітерів. Один із можливих варіантів - підпружинення бітерного валу пружиною кручення із крутільною жорсткістю C_φ .

Виберемо систему координат переміщення коренеплоду Оху та провороту бітера О'рф згідно рис. 3, так, щоб в початковий момент контакту коренеплоду і бітера вісь О'р співпадала із віссю Ох.

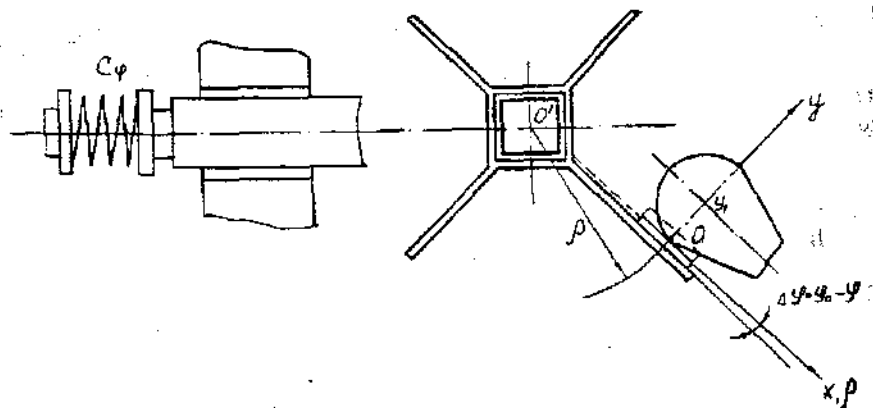


Рис.3 Схема взаємодії коренеплоду із бітерами викопувального механізму

Система диференціальних рівнянь руху в процесі динамічної взаємодії між корексеплоду та бітерного вала прийме вигляд

$$-m \ddot{y}_1 - mg + P = 0; \quad (30)$$

$$-I_2 \ddot{\varphi} - \frac{PD}{2} + C_{\varphi} (\varphi_0 - \varphi) = 0 \quad (31)$$

де y_1 - координата центру вала корексеплоду; φ_0 та φ - початкова та бieżуча кутові координати точки відліку поверхні бітера; I_2 - момент інерції обертових мас вала з бітерами; ρ - радіус вектора точки контакту відносно осі обертання бітера.

Приймаючи аналогічно (8) за величину жорсткого зближення $\Delta = A - y_1 - \rho\varphi$ із системи (30,31) отримуємо диференціальне рівняння динамічної ударної взаємодії корексеплоду із бітерами

$$\ddot{\Delta} + k_{\Delta} \Delta^{1/2} \left(\frac{1}{m_1} + \frac{\rho^2}{I_2} \right) - \frac{PC_{\varphi}}{I_2} (\varphi_0 - \varphi) - g \cos \varphi = 0. \quad (32)$$

Величина бieżучого кутового переміщення $\Delta\varphi = \varphi_0 - \varphi$ бітерного вала від ударної дії сили P аналогічно буде

$$\Delta\varphi = \sqrt{\frac{1}{C_{\varphi}}} \left[m_1 V_0^2 - 2E - \frac{4}{5} k_{\Delta} \Delta^{1/2} \right], \quad (33)$$

де m_1 - приведена маса корексеплоду, $m_1 = \frac{m_1 \rho^2}{I_2 + m_1 \rho^2}$; E - кінетична енергія зближення, $E = \frac{m_1 V^2}{2}$.

Рівняння динамічної взаємодії в кінцевому вигляді прийме вигляд

$$m_{\kappa} \frac{dE}{dt} + k_{\Delta} \Delta^{1/2} - m_{\kappa} g \cos \gamma - \frac{m_{\kappa} \rho}{I_2} \sqrt{C_{\varphi} \left[m_1 V_0^2 - 2E - \frac{4}{5} k_{\Delta} \Delta^{1/2} \right]} - m_{\kappa} \cos \gamma = 0. \quad (34)$$

В результаті розв'язку диференціальних рівнянь (34 і 31) для різних параметрів ударної взаємодії корексеплоду з робочими органами можна визначити конструктивні та кінематичні параметри бітерних валів викопувальних пристроїв у мови непошкодження корексеплодів.

Література

1. Свеклооборочные машины: (Конструирование и расчет) / Д.В.Погорельский, Н.В.Татьянко, В.В.Брей и др.; Под общ. ред. Д.В.Погорелого. - К.: Техника, 1983. - 168 с.
2. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти т. Т.4. Вибрационные процессы и машины / Под ред. Э.Э.Давиденко. 1981. - 509 с.
3. Mindlin R.D., Mason W.P., Osmer T.E., Deresiewicz H., Effects of an oscillating tangential force on the contact surfaces of elastic spheres. Proc. First Nat. Cong. Appl. Mech. Chicago, 1951, P. 203-208.