

## Теорія взаємодії скоби з ґрунтом при викопуванні коренеплодів

А.С. Кобець, професор

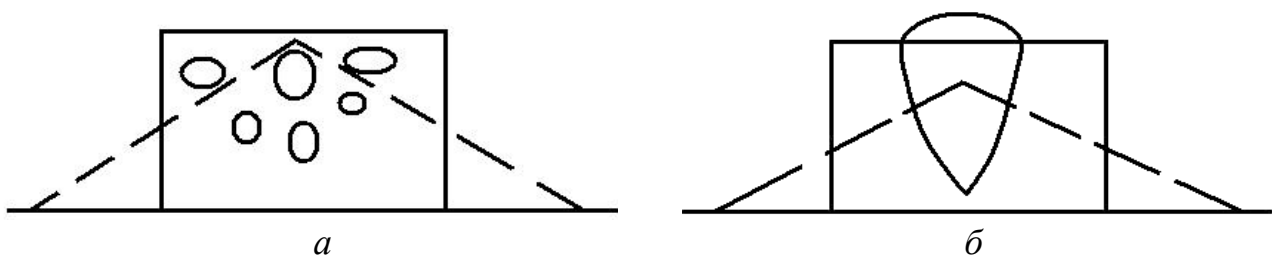
М.М. Науменко, кандидат технічних наук

С.П. Сокол, старший викладач

*Розроблена математична модель взаємодії вібраційної скоби з ґрунтом при викопуванні коренеплодів. Передбачається кінематичне збурення вимушених коливань скоби під час її роботи.*

Сучасні коренезбиральні комбайни належать до матеріало- і енергомістких машин, вартість яких достатньо велика, а якість збирання врожаю, враховуючи ґрунтово-кліматичні умови, недостатньо висока. Тому покращення якісних показників процесу збирання коренеплодів являє собою комплексну науково-технічну проблему, вирішення якої повинно базуватися на пошуку нових конструктивних рішень викопуючих органів, теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних та технологічних параметрів. Одним із напрямів є проектування та розробка вібраційних активних робочих органів, саме такі копачі набувають широкого використання в тому числі і з точки зору зниження тягового опору машин.

Існуючі методи викопування коренеплодів передбачають, як правило, кришення ґрунту лемешем копача з подальшим видаленням коренеплодів за допомогою стінок різновидних копачів [1–3, 8]. Стінки копачів зазвичай не паралельні, а розкриті під кутом до напрямку руху; крім того, вони відхиляються від вертикальної площини, розходячись догори. Існуючі теоретичні дослідження і досвід роботи з такими копачами засвідчують, що вони забезпечують додаткове кришення ґрунту і винесення коренеплодів на поверхню. На перший погляд застосування такого копача не завжди доцільне за наявності додаткового опору під час переміщення робочого органа від стінок копача. З досвіду ручного збирання коренеплодів витікає, що при викопуванні, наприклад бульбового гнізда за достатньо розкришеного (розбитого) ґрунту, об'єм ґрунту, викопаного з гніздом, зруйнується, розсипавшись під кутом натурального нахилу (рис. 1), але не всі бульби залишаться зверху, і деякі доведеться вибирати вручну.

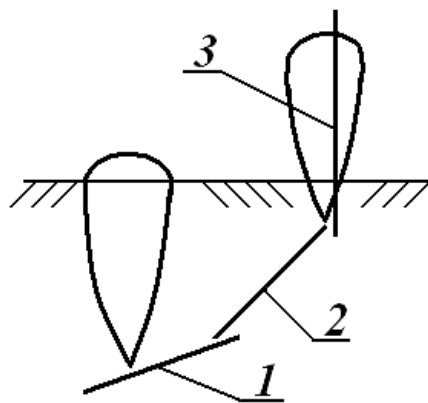


**Рис. 1. Схема до ручного викопування коренебульбоплодів:**

*а – бульбового гнізда; б – кореня цукрового буряку*

Копач з непаралельними стінками забезпечує винос усіх бульб на поверхню і для картоплі його застосування оправдане [4].

У разі викопування коренеплідів видовженої форми картина ручного викопування матиме вигляд показаний на рис. 1,б. За розкришеного ґрунту видовжений коренеплід завжди буде на поверхні. Коренеплід разом з підрізаним лемешем шаром ґрунту підніметься по днищу копача вгору (рис. 2), втратить стійкість і випаде на поверхню, а його початкове місце займе обрушений розкришений копачем ґрунт. Ефективність схеми викопування коренеплідів видовженої форми доведена на польових випробуваннях пасивної скоби (рис. 3).



**Рис. 2. Схема викопування буряків:**

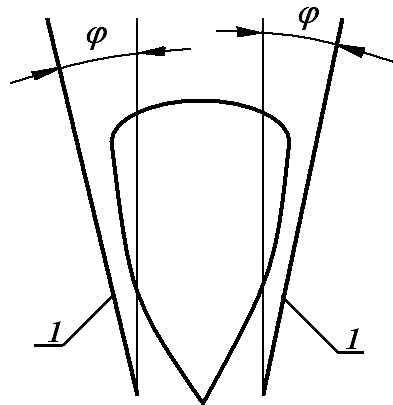
*1 – леміш копача; 2 – днище; 3 – задній край стінки копача*



**Рис. 3. Польові випробування викопування коренеплідів буряку та моркви пасивною скобою в господарствах Дніпропетровської області**

Враховуючи викладені обставини, можна рекомендувати для конструкції копача стінки нерозкритими назустріч рухові, а тільки відхиленими на деякий кут  $\varphi$ , який утворений обертанням стінок навколо горизонтальної лінії, що збігається з напрямком руху (рис. 4). Звичайно, робота такого копача буде ефективною за достатньо розкришеного ґрунту. Таке кришення, а також

своєчасне обрушення ґрунту на місце викопаного коренеплоду може бути досягнутим за допомогою вібрації копача.

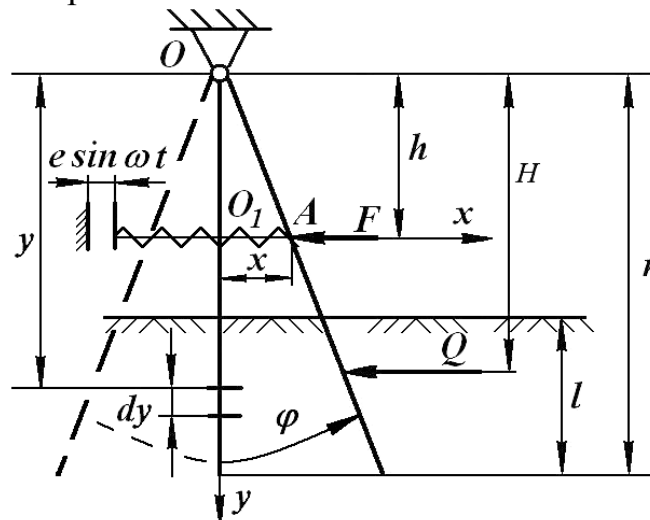


**Рис. 4. Схема розташування стінок копача:**

$\varphi$  – кут відхилення бокових стінок скоби від вертикальної площини;  
 1 – бокові стінки копача

Останнім часом вібраційні машини та вібраційні робочі органи набули широкого використання в різних галузях виробництва [5–8]. У сучасній науковій літературі надається загальний підхід до розрахунку і проектування вібраційних машин, відмічаються переваги взаємодії активного робочого органа зі середовищем, що обробляється, але універсальної теорії такої взаємодії, яку можна було б використати для проектування конкретного робочого органа, не існує.

Тому **метою** нашої роботи було дослідження схеми взаємодії вібраційної скоби з ґрунтом (рис. 5). Скоба умовно показана прямолінійним стержнем, що відхиляється в процесі коливань на деякий кут  $\varphi$  від положення його статичної рівноваги, і збігається з вертикальною віссю  $oy$ . Рівнодійна  $Q$  горизонтального тиску ґрунту на скобу прикладена в центрі паралельних сил тиску на відстані  $H$  від точки шарнірного кріплення скоби.



**Рис. 5. Розрахункова схема вібраційної скоби**

У точці  $A$  на скобу діє сила  $F$ , що виникає в опорній пружині під час поворотних коливань скоби, які наводяться кінематично рухом лівого краю пружини за гармонійним законом

$$x = e \cdot \sin \alpha \omega \cdot t,$$

де  $e$  – амплітуда коливань точки закріплення пружини;

$\omega$  – кругова частота.

Диференціальне рівняння поворотних коливань скоби за такого навантаження буде мати вигляд

$$I\ddot{\varphi} = -QH - Fh, \quad (1)$$

де  $I$  – осьовий момент інерції скоби.

Враховуючи, що видовження пружини при коливаннях скоби буде дорівнювати

$$\Delta l = x - e \cdot \sin \omega \cdot t,$$

для сили  $F$  отримаємо  $F = c(x - e \cdot \sin \omega \cdot t)$ , (2)

де  $c$  – коефіцієнт жорсткості пружини.

Припустимо, що опір переміщенню скоби в ґрунті пропорціональний швидкості і дорівнює  $\mu \cdot v$ , де  $\mu$  – коефіцієнт пропорціональності (в'язкість ґрунту).

Тоді для елемента скоби довжиною  $dy$  (рис. 5) опір переміщенню буде визначатися як  $dQ = \frac{\mu v}{l} \cdot dy$ .

Оскільки  $v = \dot{\varphi} \cdot y$ , для загального опору, діючого на всю скобу, отримаємо

$$\begin{aligned} Q &= \int_{r-l}^r \frac{\mu \cdot \dot{\varphi} \cdot y}{l} dy = \frac{\mu \dot{\varphi} y^2}{l \cdot 2} \Big|_{r-l}^r = \frac{\mu \dot{\varphi}}{2l} [r^2 - (r-l)^2] = \\ &= \frac{\mu \dot{\varphi}}{2l} (2rl - l^2) = \frac{l}{2} \mu \dot{\varphi} (2r - l). \end{aligned}$$

Для визначення моменту загального опору (замість  $QH$  в рівнянні (1) будемо мати

$$M = \int_{r-l}^r \frac{\mu \cdot \dot{\varphi} \cdot y}{l} y \cdot dy = \frac{\mu \dot{\varphi} y^3}{l \cdot 3} \Big|_{r-l}^r = \frac{l}{3} \mu \frac{\dot{\varphi}}{l} (r^3 - r_0^3), \quad (3)$$

де – позначено  $r_0 = r - l$ .

Після підстановки виразів (2) і (3) в рівняння (1) отримаємо

$$I\ddot{\varphi} = \frac{l}{3} \frac{\mu}{l} (r^3 - r_0^3) \dot{\varphi} - c(x - e \sin \omega \cdot t) \cdot h.$$

Приймаючи для малих коливань  $x = \varphi \cdot h$ , після деяких перетворень, приходимо до диференціального рівняння вимушених коливань

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + k^2 \cdot \varphi = A \sin \omega \cdot t, \quad (4)$$

де позначено:

$$2n = \frac{\mu}{3I} (r^3 - r_0^3); \quad k = \sqrt{\frac{ch^2}{I}}; \quad A = \frac{c \cdot e \cdot h}{I}. \quad (5)$$

Як відомо [8], розв'язок рівняння (4) має вигляд

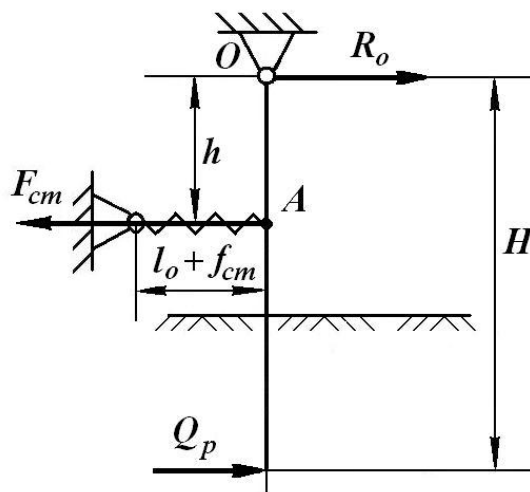
$$\varphi = a \cdot e^{-nt} \sin(kt + \alpha) + b \sin(\omega t + \beta), \quad (6)$$

де  $k_1 = \sqrt{k^2 - n^2}$ ;  $a$  і  $\alpha$  – коефіцієнти, що визначаються початковими умовами;  $b$  і  $\beta$  – коефіцієнти, які характеризують вимушені коливання, причому

$$b = \frac{A}{\sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4 \cdot n^2 \cdot \omega^2}}; \quad \beta = \arctg \frac{2n}{k^2 - \omega^2}. \quad (7)$$

Очевидно, що перший доданок у рівнянні (6) згодом “затухає”, другий визначає вимушені коливання з амплітудою  $b$ , максимальне значення якої можливе за рівності частот:  $\omega = k$ .

Відзначимо, що на рис. 1 показана схема сил без урахування робочого навантаження. Приймаючи робоче навантаження сталим, будемо вважати, що впливатиме воно тільки на положення статичної рівноваги, навколо якої можуть здійснюватися вимушені коливання. Для випадку рівноваги скоби, коли вібрація відсутня, схема сил, що діє на скобу, показана на рис. 6.



**Рис. 6. Схема сил, що діє на пасивну скобу**

Ймовірно, що в даному випадку матиме місце рівняння рівноваги

$$Q_p \cdot H - F \cdot h = 0. \quad (8)$$

З огляду на те, що  $F = c \cdot \Delta l = c \cdot f_{cm}$ , рівняння (8) може бути використано для визначення коефіцієнта жорсткості  $c$ , який повинна мати опорна пружина.

$$\text{Якщо } Q_p H = c \cdot f_{cm} \cdot h, \text{ то } c = \frac{Q_p H}{f_{cm} \cdot h}. \quad (9)$$

Отже, за відомого навантаження  $Q_p$ , маючи значення статичної деформації опорної пружини  $f_{cm}$ , можна в першому наближенні встановити коефіцієнт жорсткості  $c$ , який повинна мати пружина копача. Оскільки в результаті вібрації слід очікувати зменшення навантаження  $Q_p$ , то у формулу (9) необхідно ввести коефіцієнт зменшення опору  $\beta$ :

$$c = \frac{\beta \cdot Q_p H}{f_{cm} \cdot h}, \text{ де передбачається } \beta = 0,2-0,3.$$

### **Висновки**

На основі аналізу процесу викопування коренеплодів видовженої форми рекомендовано застосування копачів з паралельними вертикальними стінками.

*Для ефективного кришення ґрунту, а також для своєчасного заповнювання обрушеним ґрунтом об'єму, який займав викопаний коренеплід, пропонується вібраційна скоба.*

*Запропонована математична модель взаємодії скоби з ґрунтом при викопуванні коренеплодів. Передбачається кінематичне збурення вимушених коливань скоби.*

### **Бібліографія**

1. *Закалов І.А.* Розробка конструкції і обґрунтування параметрів коливних викопуючих органів лемішного типу бурякозбиральних машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.05.11 “Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва” / І.О. Закалов. – Тернопіль, 2001. – 20 с.

2. *Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки/ [Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Синій С.Р., Булгаков В.М.].* – Луцьк: Вид-во ЛДТУ, 1999. – 168 с.

3. *Булгаков В.М.* Теорія бурякозбиральних машин: монографія / В.М. Булгаков. – К.: НАУ, 2005. – 245 с.

4. *Панченко А.Н.* Новый копач картофелекопателя / А.Н. Панченко, Б.А. Волик, В.И. Янчук // *Праці Таврійської державної агротехнічної академії.* – Мелітополь: ТДАТА, 2000. – Вип. 2, т 15. – С. 21–26.

5. *Дубровский А.А.* Вибрационная техника в сельском хозяйстве / А.А. Дубровский. – М.: Машиностроение, 1968. – 204 с.

6. *Верняев О.В.* Активные рабочие органы культиваторов / О.В. Верняев. – М.: Машиностроение, 1983. – 79 с.

7. *Пановко Я.Г.* Основы прикладной теории упругих колебаний / Я.Г. Пановко. – М.: Машиностроение, 1967. – 316 с.

8. *Кобець А.С.* Теоретическое исследование взаимодействия замкнутой кольцевой скобы с почвой / А.С. Кобець, Н.Н. Науменко, С.П. Сокол // *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка.* – Харків, 2009. – Вип. 79. – С. 98–105.