



Булгаков В. М.

Національний
університет
біоресурсів і
природокористування
України

Борис М. М.

Підлісний В. В.

Подільський державний
аграрно-технічний
університет

Борис А. М.

Національний науковий
центр "Інститут
механізації та
електрифікації
сільського
господарства" НААН

УДК 633.63:631.35

КОЛИВНИЙ РУХ РОБОЧОГО ЕЛЕМЕНТА КОПІРНО-РОТОРНОГО ВІДОКРЕМЛЮВАЧА ГИЧКИ

Приведены результаты теоретических исследований колебаний рабочих элементов отделитель ботвы. Установлено влияние начальной фазы движения рабочего элемента на период его колебаний. Определенный рабочий диапазон колебаний рабочего элемента.

Ключевые слова: корнеплод, головка корнеплода, ботва, рабочий элемент, отделитель ботвы.

The results of theoretical investigations of oscillations work item separator tops. The influence of the initial phase of movement of the working element during its oscillation. Specified operating range fluctuations desktop item.

Keywords: root, root cap, tops, working element separator tops.

Постановка проблеми. Найбільш раціональним способом відокремлення гички є копірний зріз. Відомі гичкозрізальні апарати активного типу забезпечують якісний зріз гички при поступальних швидкостях не більше 1,5 м/с. Коренезбиральні машини можуть працювати при швидкостях 2...2.5 м/с [4]. Така неузгодженість за робочими швидкостями створює технологічну несумісність гичкозрізальних і викопуючих робочих органів. Рішення даної проблеми можливе шляхом створення нового високоефективного і високопродуктивного копірного гичкозрізального апарату.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Нами проведено теоретичне дослідження комбінованого способу відокремлення гички і обґрунтовано раціональний діапазон копірного зрізу [1]. Копірним зрізом доцільно зрізати головки коренеплодів, що виступають 30...60 мм над рівнем ґрунту. Головки коренеплодів висота виступання яких менша 30 мм і більша 60 мм

необхідно зрізати безкопирним зрізом. Така технологія зрізу гички практично реалізована у більшості бурякозбиральних комбайнів іноземних фірм. Проводиться безкопирний зріз роторним гичкорізом основної маси гички та головок коренеплодів, що високо виступають над рівнем ґрунту. Також пасивним дообрізчиком виконується безкопирний зріз головок коренеплодів, висота виступання яких не перевищує початкового вертикального зазору. Коренеплоди із середньою висотою виступання головок дообрізаються пасивним копирним дообрізчиком із зворотною вертикальною поправкою. Враховуючи дані дослідження, нами вперше запропонована конструкція копирно-роторного гичкозрізального апарату.

Робочий орган представляє собою горизонтальний ротор з віссю обертання, що направлена вздовж рядка. На валу жорстко закріплений металевий диск до якого шарнірно закріплено 16 капронових лопатей, на кінцях яких встановлено ножі. При наїзді на головку



коренеплоду кожна лопать відхиляється від площини обертання і за допомогою спеціального упору відхиляє наступну лопать. Таким чином взаємодіючи із головкою коренеплоду лопаті очищують її вершину від гички, яка потім з рештками гички дообрізається ножами, що розташовані на кінцях лопатей. При попередньому безкопірному зрізі високовиступаючих коренеплодів і гички даний робочий орган виконує безкопірний зріз низьковиступаючих коренеплодів і копірний зріз коренеплодів середнього діапазону висот виступання. При максимальній висоті виступання головок коренеплодів над рівнем ґрунту до 80 мм можливо проводити зріз гички без попереднього безкопірного зрізу високовиступаючих коренеплодів.

Постановка завдання.

Процес взаємодії робочого органу з головками коренеплодів носить циклічний характер. Тому важливою умовою роботоздатності робочого органу є відновлення

кожним робочим елементом свого початкового положення перед наступною взаємодією з коренеплодом. Для обґрунтування раціональних параметрів робочого органу необхідно визначити залежність періоду коливань лопаті від її конструктивно-технологічних параметрів.

Виклад основного матеріалу.

Розглянемо робочий орган, що складається із валу на якому жорстко закріплена маточина у вигляді диска і приєднаних до нього за допомогою циліндричних шарнірів прямих лопатей. Введемо праві прямокутні системи координат: $OXYZ$ – інерціальна система координат, пов'язана з геометричним центром маточини, і $Oxyz$ – рухома система координат що жорстко зв'язана з валом ротора. Осі OY і Oy сумістимо з віссю обертання ротора, вісь Ox – з поздовжньою віссю лопаті у не відхиленому стані (кут відхилення лопаті $\varphi = 0$).

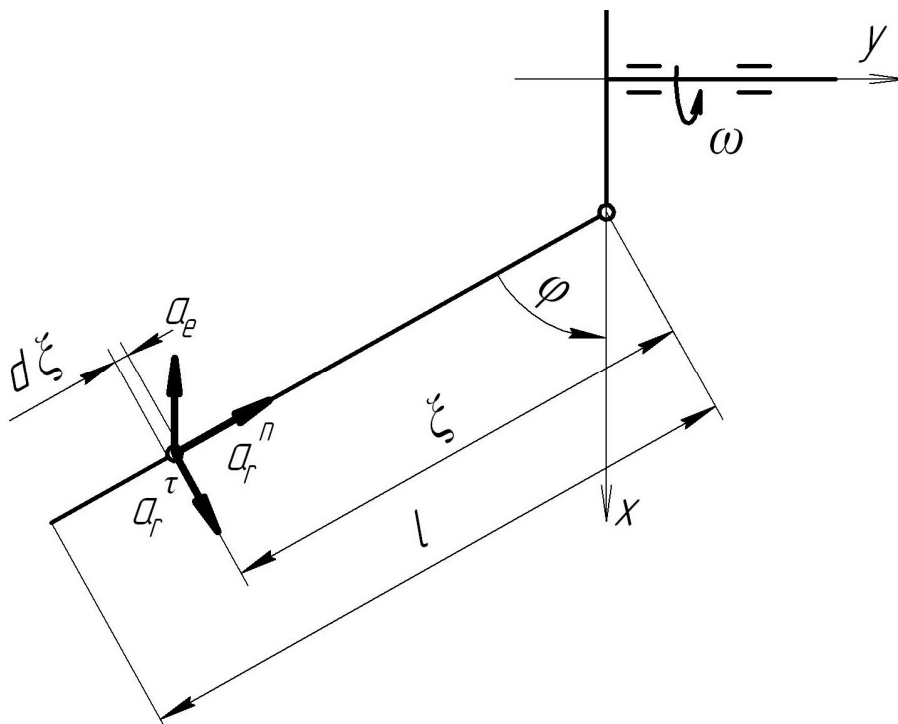


Рис. 1. Еквівалентна схема робочого органу

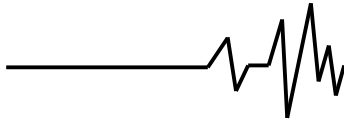
Ротор обертається з кутовою швидкістю $\omega = \text{const}$ навколо своєї осі. Шарнірне закріплення лопаті дозволяє їй здійснювати маховий рух з площини обертання Oxz (рис. 1).

Для побудови рівняння руху лопаті, визначимо прискорення, з яким рухається її елемент $d\xi$. І підрахуємо обумовлену ним силу інерції.

Вектор абсолютного прискорення елемента лопаті рівний [2, 5]

$$\vec{a} = \vec{a}^e + \vec{a}^r + \vec{a}^c, \quad (1)$$

де $\vec{a}^e, \vec{a}^r, \vec{a}^c$ – відповідно вектори переносного, відносного і коріолісового прискорення елемента лопаті.



Переносне прискорення елемента лопаті визначається за формулою

$$|\vec{a}^e| = (r_0 + \xi \cdot \cos \varphi) \cdot \omega^2, \quad (2)$$

де r_0 – відстань від осі шарніра до осі обертання ротора; ξ – поточна координата елемента лопаті $d\xi$; φ – відхилення лопаті від площини обертання.

Знайдемо проекції вектора \vec{a}^e на осі системи Оху:

$$a_x^e = -(r_0 + \xi \cdot \cos \varphi) \cdot \omega^2, \quad (3)$$

$$a_y^e = 0, \quad (4)$$

Відносно прискорення лопаті визначимо як векторну суму нормального і тангенціального прискорень:

$$a_r = a_r^n + a_r^{\tau}, \quad (5)$$

Нехай лопать знаходиться у відхиленому стані і відцентрові сили намагаються встановити її у площину обертання ротора. Очевидно, що в даному випадку лінійна швидкість її буде збільшуватись і кутове прискорення a_r^{τ} буде додатнім і направлене згідно рисунка. У цій же системі координат визначимо складові вектора \vec{a}^r

$$a_{rx}^n = -\varphi^2 \cdot \xi \cdot \cos \varphi, \quad (6)$$

$$a_{ry}^n = \dot{\varphi}^2 \cdot \xi \cdot \sin \varphi, \quad (7)$$

$$a_{rx}^{\tau} = \ddot{\varphi} \cdot \xi \cdot \sin \varphi, \quad (8)$$

$$a_{ry}^{\tau} = \ddot{\varphi} \cdot \xi \cdot \cos \varphi. \quad (9)$$

В даному випадку коріолісове прискорення направлене перпендикулярно площині рисунку, тому будемо вважати, що

$$a_x \sin \varphi + a_y \cos \varphi = -r_0 \omega^2 \sin \varphi - \xi \cos \varphi \sin \varphi \omega^2 - \xi \dot{\varphi}^2 \cos \varphi \sin \varphi + \ddot{\varphi} \xi \sin^2 \varphi + \dot{\varphi}^2 \xi \sin \varphi \cos \varphi + \ddot{\varphi} \xi \cos^2 \varphi = -r_0 \omega^2 \sin \varphi - \xi \cos \varphi \sin \varphi \omega^2 + \xi \ddot{\varphi}.$$

Звідси момент сил інерції:

$$M = -\gamma s \int_0^l \left[-\xi \cdot r_0 \omega^2 \sin \varphi - \xi^2 \cos \varphi \sin \varphi \omega^2 + \xi^2 \ddot{\varphi} \right] d\xi. \quad (16)$$

або:

$$M = -\gamma s \int_0^l \left[\frac{\xi^2}{2} r_0 \omega^2 \sin \varphi - \frac{\xi^3}{3} \cos \varphi \sin \varphi \omega^2 + \frac{\xi^3}{3} \ddot{\varphi} \right] d\xi = \gamma s \left(\frac{l^2}{2} r_0 \omega^2 \sin \varphi + \frac{l^3 \omega^2}{3} \cos \varphi \sin \varphi - \frac{l^3}{3} \ddot{\varphi} \right) \quad (17)$$

воно не впливає на маховий рух лопаті навколо осі підвісу.

З урахуванням рівності (1 – 9) визначимо компоненти абсолютного прискорення елемента лопаті.

Спроєкуємо складові абсолютного прискорення на осі x і y:

$$a_x = -r\omega^2 - \xi \cos \varphi \omega^2 - \dot{\varphi}^2 \xi \cos \varphi + \ddot{\varphi} \xi \sin \varphi, \quad (10)$$

$$a_y = \dot{\varphi}^2 \xi \sin \varphi + \ddot{\varphi} \xi \cos \varphi. \quad (11)$$

Знаючи компоненти вектора a , знайдемо компоненти елементарної сили інерції:

$$dF_x^j = -\gamma s a_x \cdot d\xi, \quad (12)$$

$$dF_y^j = -\gamma s a_y \cdot d\xi, \quad (13)$$

де γ , s , – щільність матеріалу і площа поперечного перетину лопаті.

Для побудови рівняння руху лопаті визначимо моменти сил інерції відносно шарніра.

У даному випадку досліджується маховий рух лопаті в площині Оху. До рівняння рівноваги увійдуть моменти сил інерції F_x^j і F_y^j , що діють в цій площині.

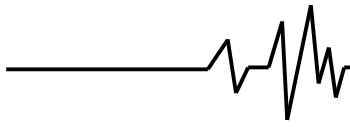
Скориставшись звичайним правилом знаків: позитивним будемо вважати момент сил направлений проти ходу годинникової стрілки. Елементарний момент сил інерції, a_{xz} , що діють в площині:

$$dM = -\gamma s (a_x \sin \varphi + a_y \cos \varphi) d\xi. \quad (14)$$

Та інтегруючи елементарний момент в межах від 0 до l отримаємо момент сил інерції, що діють на лопать, відносно осі шарніра:

$$M = \int_0^l \left[-\gamma s (a_x \sin \varphi + a_y \cos \varphi) \right] \xi d\xi. \quad (15)$$

Підставивши вирази a_x і a_y , знайдемо значення виразу:



Прирівняємо останній вираз до нуля і скоротимо на $\frac{1}{3}\gamma sl^3$, матимемо:

$$\ddot{\varphi} - \cos \varphi \cdot \sin \varphi \cdot \omega^2 - \frac{2}{3} \frac{r_0}{l} \omega^2 \sin \varphi = 0 \quad (18)$$

Таким чином, отримано нелінійне диференціальне рівняння руху лопаті навколо осі підвісу.

Дане нелінійне рівняння було розв'язане чисельними методами на ПК [3] та проведене, дослідження впливу початкової фази руху робочого елемента на період його коливань, що відображено на графіках рис. 2.

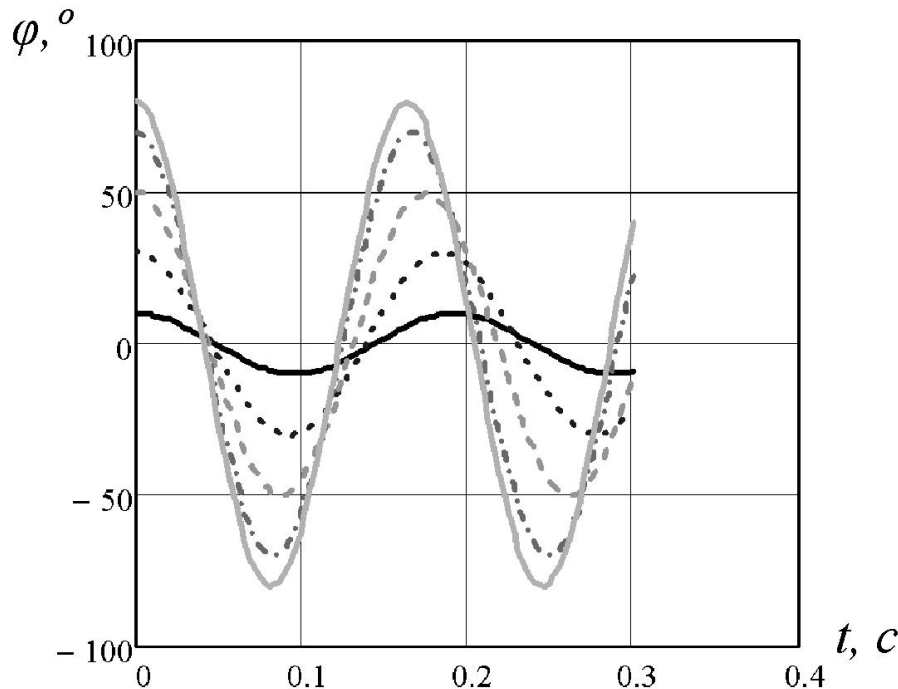


Рис. 2. Вплив початкової фази руху робочого елемента на його період коливань

З графіків (рис. 2) видно, що із збільшенням початкової фази руху зменшується період коливань робочого елемента, а отже і час відновлення його робочого положення перед наступним копіюванням. Зважаючи на це в якості робочого діапазону необхідно вибирати максимальні значення початкової фази руху робочого елемента.

Висновки

1. Отримано нелінійне диференціальне рівняння махових коливань робочого елемента копірно-роторного відокремлювача гички цукрових буряків. При його чисельному вирішенні визначаються конструктивно-технологічні параметри робочого органу в залежності від необхідного часу відновлення початкового положення.

2. Встановлено, що для забезпечення мінімального часу відновлення робочим елементом відокремлювача гички необхідно в якості робочого діапазону вибирати максимальні значення початкової фази.

Література

1. Булгаков В. Теорія робочого процесу видалення гички з коренеплодів цукрових буряків / В.М. Булгаков, А.М. Борис // Науковий вісник національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2011. – Вип. 166, ч.1. – 350 с.
2. Гуляев В. Колебания систем твердых и деформируемых тел при сложном движении / В.И. Гуляев, П.П. Лизунов // – К.: Выща школа, 1989. – 197 с.
3. Фильчаков П. Ф. Справочник по высшей математике / П. Ф. Фильчаков – К.: Наукова думка, 1974 – 743 с.
4. Погорельый Л. В., Татьянако Н. В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Тарг С. М. Краткий курс теоретической механики: учебн. [для высш. технич. заведений] / С. М. Тарг – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.