

II. МАШИНОВИКОРИСТАННЯ У РОСЛИННИЦТВІ ТА ТВАРИННИЦТВІ

УДК 631.356.2

Кравченко І.Є.

(Вінницький державний аграрний університет)

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧИХ ПОВЕРХОНЬ ТУРБИНИ ВЕРТИКАЛЬНОГО ГИЧКОЗРІЗУВАЛЬНОГО ПРИСТРОЮ

В статье представлена новая конструкция турбины вертикального ботвоуборочного прибора и результаты теоретических расчетов конструктивных параметров ее рабочих поверхностей

In the article a new construction of the turbine of vertical beet-leaves-cutting device and the results of theoretical calculations of the constructional parameters of its working surfaces are presented.

Вступ

Застосування вертикальних гичкорізів в компоновках бурякозбиральних машин з однієї сторони дозволяє суттєво зменшити матеріаломісткість конструкцій, а з іншої – їх повздовжні габаритні розміри.

Також застосування даних робочих органів сприяє зменшенню загальних енерговитрат та ущільненню ґрунту при виконанні технологічного процесу коренезбиральними машинами.

Проведений аналіз конструкцій вертикальних гичкозрізувальних пристроїв показав, що в якості основної робочої поверхні турбіни застосовуються багатозахідні гвинтові ребра [1, 2, 3]. Це сприяє активному підніманню зрізаної маси гички у вертикальному напрямку.

Однак такий технологічний процес пов'язаний з підвищеними енерговитратами, які виникають внаслідок утворення суттєвого вертикального тиску на щиток при боковому відведенні рослинної маси на зібрану частину поля. Також технологія виготовлення і кріплення гвинтових ребер є досить складною, що в свою чергу призводить до виникнення дисбалансу при роботі таких типів гичкорізів.

Постановка завдання

З метою усунення вищезазначених недоліків, а також покращення показників якості виконання технологічного процесу, зменшення енерговитрат та підвищення рівня технологічності конструкції турбіни гичкоріза необхідно вдосконалити її конструктивну схему, а також обґрунтувати раціональні параметри робочих органів.

Основна частина

Для вирішення поставлених завдань розроблена конструктивна схема турбіни гичкозрізувального пристрою [4], яка зображена на рис.1. Вона містить вертикальний вал 2 з основою 4. До основи кріпляться ножі, які на рисунку не зображені. До вертикального валу закріплені лопаті 1, які виконані плоскими із трьох частин. Перша частина „а” знаходиться біля основи турбіни і розташована під меншим кутом до осі валу. Друга частина „б” виконана трикутної форми і розташована під більшим кутом до осі валу у порівнянні з попередньою. Третя частина „в” розташована паралельно до осі валу, над якою встановлено суцільний горизонтальний диск 3.

В процесі роботи вертикально розташована турбіна гичкоріза обертаючись, першою частиною „а” лопатей захоплює зрізану ножами гичку, які закріплені до основи.

Далі гичка, другою частиною „б”, лопатей переводиться на їх третю частину „в”, які паралельно розташовані до осі валу, що забезпечує її переміщення в поперечному напрямку по направляючому щитку (на рисунку не зображено) в зону вивантаження.

Вертикальне переміщення гички також обмежене суцільним горизонтальним диском 4, що зменшує силу тертя гички по щитках і відповідно зменшуються енерговитрати на виконання технологічного процесу.

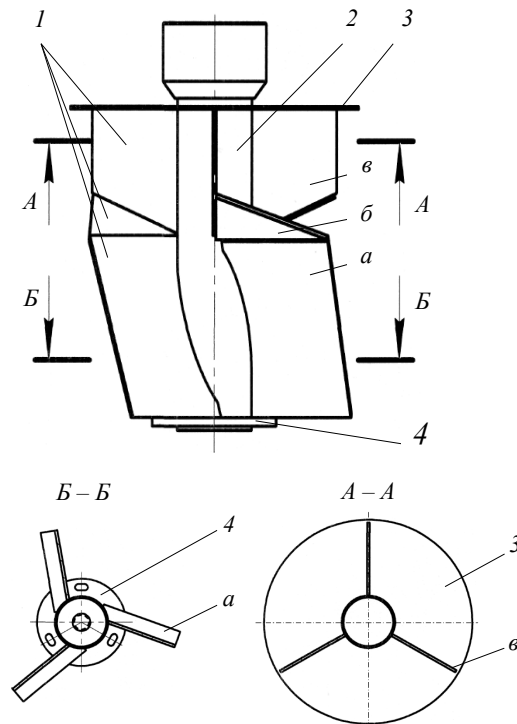


Рис.1. Конструктивна схема турбіни гичкозрізувального пристрою

Метою теоретичного розрахунку є встановлення аналітичних залежностей, які пов'язують конструктивні параметри першої, похилої частини лопатки в залежності її розташування відносно осі валу. Для цього звернемось до розрахункової схеми лопатки, яка зображена на рис.2.

Похила лопатка виконана плоскою і розташована під кутом β до вертикальної осі OZ валу. В проекції на вісь OZ довжина лопатки рівна L^* , а в проекції на вісь OX її повна ширина становить H' .

Спочатку визначимо залежність біжучої ширини лопатки h від кута β .

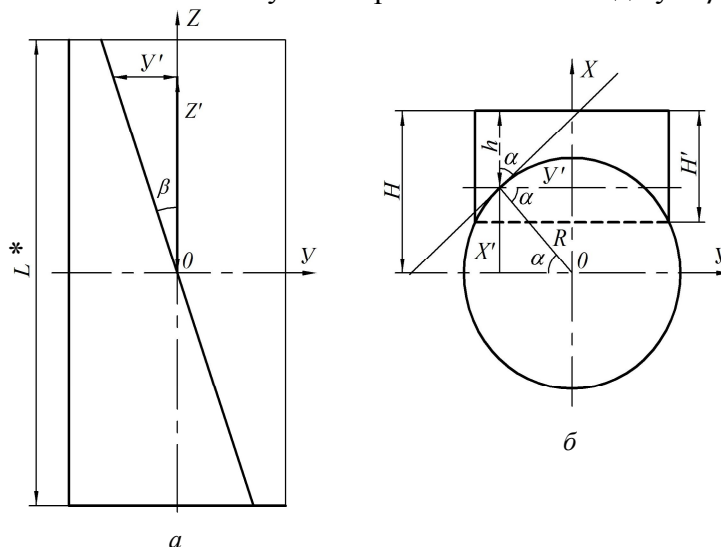


Рис.2. Схема для визначення конструктивних параметрів похилої лопатки

З рис.2а попередньо визначимо біжуче значення y' в площині ZOX

$$y' = Z' \operatorname{tg} \beta. \quad (1)$$

З рис. 2б також визначаємо аналогічну величину y' в площині XOY

$$y' = R \cos \alpha, \quad (2)$$

де α - біжучий кут від дотичної до зовнішньої окружності валу з радіусом R до осі OX. Прирівнюючи (1) і (2) отримаємо

$$Z' \operatorname{tg} \beta = R \cos \alpha,$$

$$\alpha = \arccos \left(\frac{Z' \operatorname{tg} \beta}{R} \right). \quad (3)$$

Для визначення біжучої величини h звернемося до рис. 2б

$$h = H - R \sin \alpha. \quad (4)$$

З урахуванням (3) рівняння (4) прийме вигляд

$$h = H - R \sin \left\{ \arccos \left(\frac{Z' \operatorname{tg} \beta}{R} \right) \right\}. \quad (5)$$

Після визначення $h = f(Z')$ розраховуємо кут нахилу похилої пластини α до дотичної валу в точці її кріплення дискретно задаючи величину h

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{H - h}{R} \right). \quad (6)$$

Виведені залежності дозволяють побудувати профіль похилої лопатки, а також встановити яким чином буде змінюватись кут її нахилу до дотичної валу в залежності від величини Z' .

Враховуючи традиційну ширину міжрядь коренеплодів цукрових буряків, яка рівна 450мм то приймемо $H = 200$ мм, $R = 50$ мм, а куту β надаватимемо дискретні значення $\beta = 10^\circ$; 20° ; 30° .

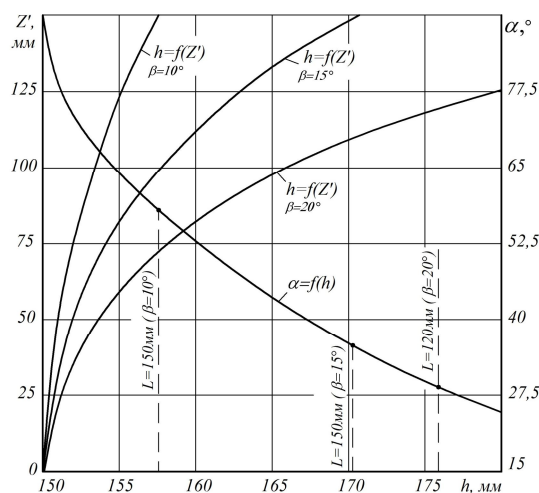


Рис.3. Графічні залежності відстані Z' від центру кріплення лопатки до валу та кута нахилу лопатки α від біжучої ширини лопатки h

Аналіз даних графіків показує, що кут нахилу пластини β суттєво впливає на зміну величини h . Так приймаючи реальну довжину лопатки $L^* = 300\text{мм}$ [3] при $\beta = 10^\circ$ зміна h становить $\Delta h = 7,6\text{мм}$; при $\beta = 15^\circ$ - $\Delta h = 20,7\text{мм}$. Для кута $\beta = 20^\circ$ максимальне значення становить лише 268 мм. Тому для $L = 120\text{мм}$ - $\Delta h = 25,3\text{мм}$.

При цьому максимальне значення кута α при $\beta = 10^\circ$ і $L = 150\text{мм}$ становить $\alpha = 32^\circ$; при $\beta = 15^\circ$ і $L = 150\text{мм}$ становить $\alpha = 54^\circ$; при $\beta = 20^\circ$ і $L = 120\text{мм}$ становить $\alpha = 61^\circ$.

Дані результати необхідно враховувати при проектуванні турбіни гичкоріза та при виборі параметрів похилих лопаток. Уточнення даних значень повинно здійснюватись після проведення теоретичного аналізу руху гички по робочих поверхнях лопаток, а також з врахуванням результатів експериментальних досліджень.

Також доцільно провести комплекс лабораторних досліджень з визначення впливу конструктивних і кінематичних параметрів турбіни гичкоріза на характер руху зрізаної гички.

Висновки

На основі проведеного аналізу робочих органів гичкозрізувальних пристроїв з вертикальним приводом запропоновано вдосконалену конструкцію турбіни гичкоріза, яка забезпечує спрощення технології її виготовлення та зменшення енерговитрат на виконання процесу зрізання гички.

Проведений теоретичний розрахунок дозволив встановити взаємозв'язок між конструктивними параметрами похилих лопаток в залежності від їх розташування відносно осі валу.

Побудовані графічні залежності відстані від центру кріплення лопатки до валу та кута нахилу лопатки від біжучої ширини лопатки, що дозволяє вибрати їх раціональні значення.

Література

1. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки / Р.Б.Гевко, І.Г.Ткаченко, С.В.Синій, В.М.Булгаков, Р.М.Рогатинський, О.П.Павелчак. - Луцьк: ЛДТУ, 1999, - 168с.
2. Пат.13674 Україна, МПК А01D24/04. Бурякозбиральний бункерний комбайн: Осуховський В.М., Гевко Р.Б., Данильченко М.Г., Ткаченко І.Г. (Україна) - №и200509428; Заявл. 07.10.2005; Опубл.17.04.2006, Бюл.№4.- 4с.
3. Механізми з гвинтовими пристроями/ Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчик А.В.- Львів: Світ, 1993.- 208с.
4. Пат.41457 Україна, МПК А01D23/02; Турбіна гичкоріза: Осуховський В.М., Кравченко І.Є. (Україна) - №и200814233; Заявл. 10.12.2008; Опубл. 25.05.2009, Бюл. №10. - 4 с.