

2. Збільшення діаметра стовбурця дерева має вагомий вплив на процес різання-рубання. Максимальне значення міцності спостерігається в однорічних зразках, а мінімальне – у трирічних. Спостерігається також зростання міцності від мінімального до максимального значення при статичному згині у 9,8 разів.

3. Вплив вікової категорії має вагоме значення, оскільки впливає на діаметр стовбурців дерев.

4. Вплив наявності кори має незначний вплив, що видно із графіків, чим можна нехтувати.

5. Аналіз залежностей, представлених графічно (рис. 3), показує, що межа міцності при дослідженнях на статичний згин зростає зі збільшенням діаметра рослини, а модуль пружності росте зі зменшенням діаметра.

#### Література

1. Леонтьев Н. Л. Упругие деформации древесины. – М.: Гослесбумиздат, 1952. – 150 с.

2. Уголев Б. Н. Древесиноведение с основами лесного товароведения: учебник для вузов. – 2-е изд., переработ. и доп. – М.: Лесная промышленность, 1986. – 168 с.

3. Половко А. М. *Mathematika* для студентов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2007. 368 с.: ил. УДК 631.358

© Ф.М. Крисак, к.т.н

Луцький національний технічний університет

### **ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ І ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ БАРАБАННО-ЛОПАТЕВОЇ МИЙКИ ДЛЯ КОРЕНЕПЛОДІВ**

*Представлена схема конструктивного виконання і описаний принцип роботи барабанно-лопатевої мийки нової конструкції. Обгрунтовані діаметри барабанів із лопатями в залежності від заданої продуктивності і питомих витрат енергії та параметрична схема вибору кутової швидкості.*

**БАРАБАННО-ЛОПАТЕВА МИЙКА, ПЕРЕТИРАННЯ, ЦИРКУ-  
ЛЮЮЧА ВОДА, ДІАМЕТР БАРАБАНІВ, КУТОВА ШВИДКІСТЬ.**

**Постановка проблеми.** З метою проектування та виготовлення запропонованої нової конструкції барабанно-лопатевої мийної машини [1] для коренеплодів необхідні теоретичні обґрунтування конструктивних і технологічних параметрів.

**Аналіз останніх досліджень.** Для миття коренеплодів застосовують кулачкові, лопатеві та барабанні мийні машини [2,3]. Нових конструктивних рішень при виробництві мийних машин впроваджується недостатньо, тому необхідні подальші дослідження з метою впровадження елементів передових технологій під час розробки мийних машин.

**Мета дослідження** вивчити вплив геометричних та технологічних параметрів запропонованої барабанно-лопатевої мийки нової конструкції на питомий розхід енергії та мийної рідини.

**Результати досліджень.** Для ведення більш ефективного процесу миття автором запропонована нова конструкція мийки, яка поєднує конструктивне виконання лопатевої і барабанної мійок, тому і названа барабанно-лопатевою, схема якої зображена на рис.1

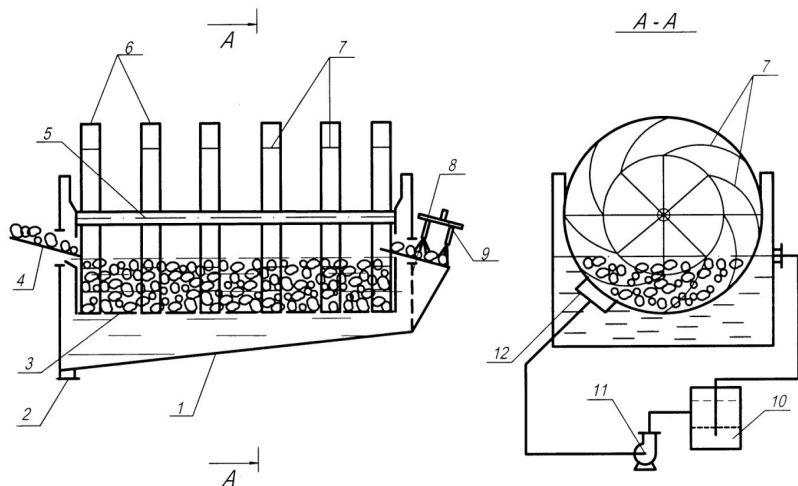


Рис.1 – Схема барабанно–лопатевої мийки: 1–камера; 2– патрубок для видалення осілого бруду; 3 – мийна перфорована ванна; 4– ділянка завантаження; 5 – вал; 6 – циліндричні неширокі барабани; 7 – пластини; 8 – ділянка вивантаження; 9 – пристрій для ополіскування; 10 – ємність для фільтрування мийної води; 11 – насос; 12 – пристрій для подачі циркулюючої води

Мийка працює наступним чином. На завантажувальній ділянці 4 коренеплоди подаються в мийну ванну 3, яка заповнена циркулюючою

водою. При обертанні барабанів 6 лопаті 7 захоплюють коренеплоди, надають їм в об'ємі барабанів обертальний рух і інтенсивно перетираються із коренеплодами, які знаходяться біля торцевих сторін барабанів. При опусканні вниз по лопатях коренеплоди перетираються між собою і, через нахил лопатей та направлено в сторону вивантаження циркулюючої води, переміщуються вздовж мийки. На ділянці вивантаження коренеплоди ополіскуються водою.

Ефективний процес миття забезпечують інтенсивне перетирання коренеплодів між собою та циркулююча вода, яка збільшує швидкість проникнення води у забруднення і змиває їх, а також зменшує вплив сил ваги коренеплодів, що дозволяє збільшувати швидкість обертання барабанів.

Обґрунтування діаметра циліндрів із лопатями, за допомогою яких здійснюється перемішування, тобто перетирання коренеплодів в мийній машині, вимагає два обмеження :

а) продуктивність мийної машини  $Q$  повинна бути не меншою запланованої продуктивності  $Q_0$

$$Q \geq Q_0 ; \quad (1)$$

б) витрати енергії  $N$  повинні бути не більші допустимого значення, тобто значно менші за питомі витрати  $N_0$  існуючих конструкцій мийних машин

$$N \leq N_0 .$$

Із цих двох вимог впливає обмеження на питомий розхід енергії  $E$ :

$$\frac{N_0}{Q} \geq E = \frac{N}{Q} \geq \frac{N}{Q_0} .$$

Звідки знаходимо

$$Q \leq \sqrt{\frac{N_0 Q_0}{E}} . \quad (2)$$

Позначимо:  $S_l$  – площа проекції всіх лопатей на площину осевого перетину циліндрів, які закріплені на валу мийки;  $\omega$  – кутова швидкість обертання лопатей;  $h_l$  – відстань краю лопаті від внутрішньої стінки циліндра.

Тоді об'ємна швидкість витіснення простору із барабанної порожнини дорівнює

$$V = \omega S_l (R - h_l) , \quad (3)$$

де  $R$  – внутрішній радіус циліндрів.

Якщо коефіцієнт заповнення барабана водою дорівнює  $\theta_v$ , а коефіцієнт щільності коренеплодів  $\theta$ , то через поперечний переріз

барабана за одиницю часу пройде така кількість коренеплодів, яка дорівнює:

$$Q = \theta \theta_A \omega S_{\varepsilon} (R - h_{\varepsilon}) / v_0, \quad (4)$$

де  $v_0$  – швидкість руху коренеплодів вздовж мийки.

Якщо порівняти (2) і (4), то отримуємо

$$S_{\varepsilon} (R - h_{\varepsilon}) = \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\omega \theta \theta_A \sqrt{E}}. \quad (5)$$

Значення  $h_{\varepsilon}$  повинне відповідати товщині приграничного шару насипу коренеплодів поблизу внутрішньої стінки, тобто

$$h_{\varepsilon} = a_{\max}.$$

Загальна площа проекції всіх лопатей на осьовий перетин дорівнює площі осьового перетину пограничного шару:

$$S_{\varepsilon} = \pi [R^2 - (R - a_{\max})^2],$$

$$S_{\varepsilon} = \pi a_{\max} (2R - a_{\max}).$$

Ця рівність перетворює формулу (5) до такого вигляду

$$\pi a_{\max} (2R - a_{\max}) (R - a_{\max}) = \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\omega \theta \theta_A \sqrt{E}}. \quad (6)$$

Звідки знаходимо квадратне рівняння відносно R

$$2R^2 - 3a_{\max}R + G = 0, \quad (7)$$

де

$$G = a_{\max}^2 - \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{\max} \omega \theta \theta_A \sqrt{E}}. \quad (8)$$

Отже, радіус барабана визначається в (7) – (8), де відомі усі параметри крім  $a_{\max}$ .

Щоб визначити  $a_{\max}$ , із матриці спостережень виписують вектор

$$\bar{x} = [a_1 a_2 \dots a_i \dots a_n].$$

Після вираховування середньоквадратичного значення найбільших розмірів  $\delta$  обчислюється

$$a_{\max} = \bar{a} + 3\delta.$$

Розглянемо дискримінант рівняння (7)

$$D = 9a_{\max}^2 - 8R^2 \left( a_{\max}^2 - \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{\max} \omega \theta \theta_A \sqrt{E}} \right).$$

За умовою  $D > 0$  запишемо

$$R^2 \left( 1 - \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{max}^3 \omega \theta \theta_A \sqrt{E}} \right) < 9. \quad (9)$$

Звісно, що ця нерівність виконується при

$$\frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{max}^3 \omega \theta \theta_A \sqrt{E}} > 1 - \frac{9}{R^2}. \quad (10)$$

Звідси впливає обмеження на кутову швидкість

$$\omega < \frac{v_0 \sqrt{P_0 N_0}}{\pi a_{max}^3 \theta \theta_A \sqrt{E}}.$$

В (10) параметри  $v_0$  і  $a_{max}$  є постійними числами,  $a$   $\theta$  і  $\theta_a$  – керуючі параметри. На рис. 2 показана параметрична схема пошуку кутової швидкості  $\omega$  – вихідного параметра.  $N_0$ ,  $Q_0$ ,  $E$ ,  $\theta$ ,  $\theta_b$  – вхідні параметри.

Рис.2 – Параметрична схема пошуку кутової швидкості

Кутова швидкість  $\omega$  і момент опору  $M$  води і коренеплодів до руху лопатей визначають потужність  $N$  на валу мийної машини

$$N = M \omega.$$

**Висновки.** Впровадження у виробництво запропонованої барабанно-лопатевої мийки значно підвищить ефективність процесу миття.

Отримані залежності дають можливість визначити діаметр барабанів та оптимізувати величину кутової швидкості.

#### Література

1. Пат.81420 UA, МПК А23N 12/02. Пристрій для миття коренеплодів/ Крисак Ф.М.; Власник Луцький національний технічний університет. – № u 2013 01340; заявка 04.02.2013; опубл. 25.06.2013, Бюл № 12.

2. Обладнання підприємств переробної та харчової промисловості: підручник / [Миرونчук В.Г., Гулий І.С., Пушанко М.М. та ін.]– Вінниця: Нова книга, 2007. – 648 с.

3. Хоменко.М.Д. Сучасні схеми і обладнання для переробки цукрових буряків. Транспортування, очищення, отримання стружки і дифузійного соку / Хоменко.М.Д – К.:ІПДО НУХТ, 2006.– 240 с.

*Рецензент д.т.н., проф. В.Ф. Дідух.*

УДК 621.922:691.116

© Б.О. Магура, к.т.н., І.М. Гончар, к.т.н., В.В. Кий, к.т.н.  
Національний лісотехнічний університет України

### **ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАЛЕЖНОСТІ СИЛОВИХ ХАРАКТЕРИСТИК ПРОЦЕСУ КАЛІБРУВАННЯ-ШЛІФУВАННЯ ЗРАЗКІВ ФАНЕРИ ВІД ГЛИБИНИ ШЛІФУВАННЯ**

*В статті наводяться результати визначення складових сили різання процесу калібрування-шліфування заготовок із фанери жорстким абразивним інструментом в залежності від режимних параметрів, зокрема від глибини шліфування. Встановлено, що із зростанням глибини шліфування та твердості абразивного круга складові сили різання зростають.*

#### **АБРАЗИВНА ОБРОБКА, СИЛИ РІЗАННЯ, ФАНЕРА, КАЛІБРУВАННЯ-ШЛІФУВАННЯ, ГЛИБИНА ШЛІФУВАННЯ**

**Постановка проблеми.** Під час абразивного оброблення плитних композиційних матеріалів жорсткими абразивними кругами на зерна ріжучого інструменту діють сили, які виникають в зоні контакту цього інструменту з оброблюваною деталлю – дотична  $P_2$ , яка паралельна до вектора швидкості різання і нормальна  $P_3$ , спрямована перпендикулярно до ріжучого інструменту. Визначення складових цих сил – дотичної або тангенціальної ( $P_2$ ), і нормальної або