експериментально за гранулометрією продукту, тривалістю оброблення, електроспоживанням та температурою.

Перед натурними дослідами необхідно виміряти корисний об’єм камери, масу кульок, пористість нерухомого шару та перевірити міцність камери, кріплень і з’єднань за циклічного навантаження. Переобладнаний корпус гідроакумулятора потребує спеціальної перевірки придатності до ударно-вібраційної роботи.

Висновки. Розроблено методику визначення маси та кількості кульок за корисним об’ємом камери, коефіцієнтом заповнення, пористістю шару й діаметром кульок. Розрахунок на одиницю об’єму дає основу для планування дослідів. Раціональне завантаження слід визначати за фактичними показниками подрібнення, енергоємності та безпечності; продуктивність лабораторного зразка поки експериментально не встановлено.

Список використаних джерел

1. Yokoyama T., Tamura K., Usui H., Jimbo G. Numerical analysis of movement of balls in a vibration mill in relation with its grinding rate. *KONA Powder and Particle Journal*. 1993. Vol. 11. P. 179-190. DOI: https://doi.org/10.14356/kona.1993020.
2. Kupchuk I., Didyk A. The quality of grinding of grain feeds depending on the construction parameters and operating modes of vibrating disc crusher. *Vibrations in Engineering and Technology.* 2022. № 2 (105). P. 33-44. DOI: https://doi.org/10.37128/2306-8744-2022-2-4.
3. Волинець Є. О., Бурлака С. А., Борецька Т. В., Ніщаков І. В. Математичне та імітаційне моделювання процесу тепломасообміну при інфрачервоній мікронізації зерна сої. *Вібрації в техніці та технологіях.* 2025. № 4 (119). С. 102-110. DOI: https://doi.org/10.37128/2306-8744-2025-4-13.

УДК 631.363:621.928

ТРАЄКТОРІЯ РУХУ СИРОВИНИ ВЗДОВЖ ОСІ БАРАБАНА, ПРОДУКТИВНІСТЬ ТА ЕНЕРГОЄМНІСТЬ РОТОРНОГО ПРОТИРАЛЬНОГО ВУЗЛА

***Баранова О.В.**, асистент*
Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв

Гвинтова траєкторія та швидкість подачі. Окрім окружної швидкості, режим роботи барабана визначається тим, як сировина просувається вздовж його осі. У барабані, нахиленому до горизонту на малий кут α, маса, що періодично піднімається й сковзає, переміщується до розвантажувального кінця. Середній рух частинки приймаємо за рух по гвинтовій лінії з кутом підйому W = 2α, пов’язаним із кутом нахилу барабана α; це допущення моделі, яке потребує експериментального підтвердження.

На розгортці внутрішньої поверхні барабана траєкторія зображується прямою AF (рис. 1, а): її проєкція на напрям обертання дорівнює шляху поверхні за k обертів, AB = 2πkR, а проєкція на вісь – довжині барабана L. Оскільки середня проєкція швидкості частинки на площину обертання дорівнює окружній швидкості v, швидкість подачі вздовж осі становить:

$$v_0 = v \cdot tg\ 2\alpha = (\pi\ R\ n / 30) \cdot tg\ 2\alpha. \quad (1)$$

Із цього випливає, що v_0 не залежить від довжини барабана; для заданої довжини L число обертів, потрібних для проходження сировини, дорівнює:

$$k = L / (2\pi R \cdot tg\ 2\alpha). \quad (2)$$

Отже, довший барабан збільшує k, а збільшення кута нахилу скорочує час перебування. Наприклад, для L = 3,5 м, R = 0,5 м та α = 2° маємо k ≈ 16 обертів.

Продуктивність вузла. За аналогією з методами механіки сипких матеріалів [2] і з підходом до математичного моделювання технології переробки насіннєвої маси [3] масову продуктивність записуємо як добуток густини маси γ, коефіцієнта розпушування μ, швидкості подачі та площі перерізу шару F:

$$Q = 3600\,\mu\,\gamma\,F\,v_0\,. \quad (3)$$

Шар, що розташований у нижній частині барабана (рис. 1, б), має форму кругового сегмента з хордою d та висотою h. За малої h маємо $d = 2\sqrt{(2Rh)}$, а площу сегмента наближаємо площею параболічного сегмента $F \approx 2dh/3 = (4/3)\sqrt{(2R)} \cdot h^{3/2}$. Підстановка v_0 і F дає

$$Q \approx 711\ \mu\ \gamma\ n\ R^{3/2}\ h^{3/2}\ tg\ 2\alpha \cdot 10^{-3} \quad (т/год), \quad (4)$$

де R і h – у метрах, n – у $хв^{-1}$, γ – у $кг/м^3$.

З отриманого виразу видно, що продуктивність пропорційна частоті обертання, тангенсу подвійного кута нахилу, а також радіусу й товщині шару в степені 3/2. Якщо частоту обертання вибирати за умовою рівноваги частинки, $n \propto R^{-1/2}$, то залежність спрощується до $Q \propto R\ h^{3/2}\ tg\ 2\alpha$: збільшення діаметра барабана підвищує продуктивність пропорційно радіусу, тоді як частота обертання при цьому знижується.

Результати розрахунку для R = 0,5 м ($n = 18{,}7\ хв^{-1}$), μ = 0,5 та γ = 1050 $кг/м^3$ наведено на рис. 2. Для шару 3 см і α = 2° продуктивність становить близько 0,9 т/год, для 5 см – близько 1,9 т/год. Значення μ і γ прийняті ілюстративно й підлягають уточненню експериментально.

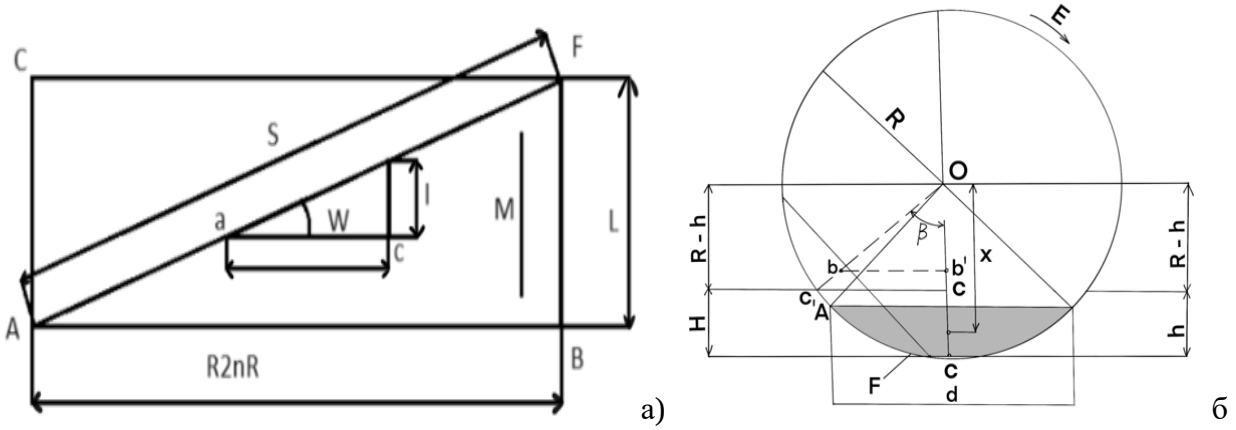


Рисунок 1 – Розгортка траєкторії руху сировини (а) та положення шару на внутрішній поверхні барабана (б)

Збільшувати h необмежено не можна: товщина шару не повинна бути меншою за поперечник частинок, що надходять на розділення, і не повинна перевищувати значень, за яких нижні шари втрачають контакт з решетом. Практично товщину приймають у межах 1,5-5 см [1].

Потужність привода та енергоємність. Споживана потужність привода складається з трьох частин: моменту тертя в опорах вала, моменту тертя маси по перфорованій поверхні та моменту, зумовленого підніманням маси на висоту H, що відповідає куту підняття:

$$M_\Sigma = M_{on} + M_p + M_n,\quad M_p = f_2\,G_0\,R,\quad P = M_\Sigma\,\omega\,/\,1000\ (кВт), \quad (5)$$

де f_2 – коефіцієнт тертя маси по мокрому решету (орієнтовно 0,15–0,25), G_0 – вага маси, що перебуває в барабані, Н.

Висоту підняття можна оцінити як H = R(1 − cos β); для β = φ + 5° ≈ 31,6° маємо

H≈0,15 R. Розрахункову потужність додатково збільшують приблизно на 10% з урахуванням дії відцентрової сили.

Для порівняння різних варіантів конструкції й режимів доцільно застосовувати питомий показник w = P/Q (кВт·год/т). Показник w дозволяє знаходити таке поєднання радіуса, товщини шару, кута нахилу та частоти обертання, за якого витрати енергії на одиницю продукції мінімальні за умови, що вихід соку не знижується.

Висновки. 1) Рух сировини вздовж осі описується гвинтовою траєкторією з кутом 2α; швидкість подачі v_0 = v tg 2α не залежить від довжини барабана. 2) Продуктивність пропорційна n tg 2α $(R\ h)^{3/2}$, а за режиму, що відповідає умові рівноваги частинки, – $R\ h^{3/2}$ tg 2α. 3) Потужність привода складається з трьох моментів, а для оцінювання ефективності використовується питомий показник w = P/Q.

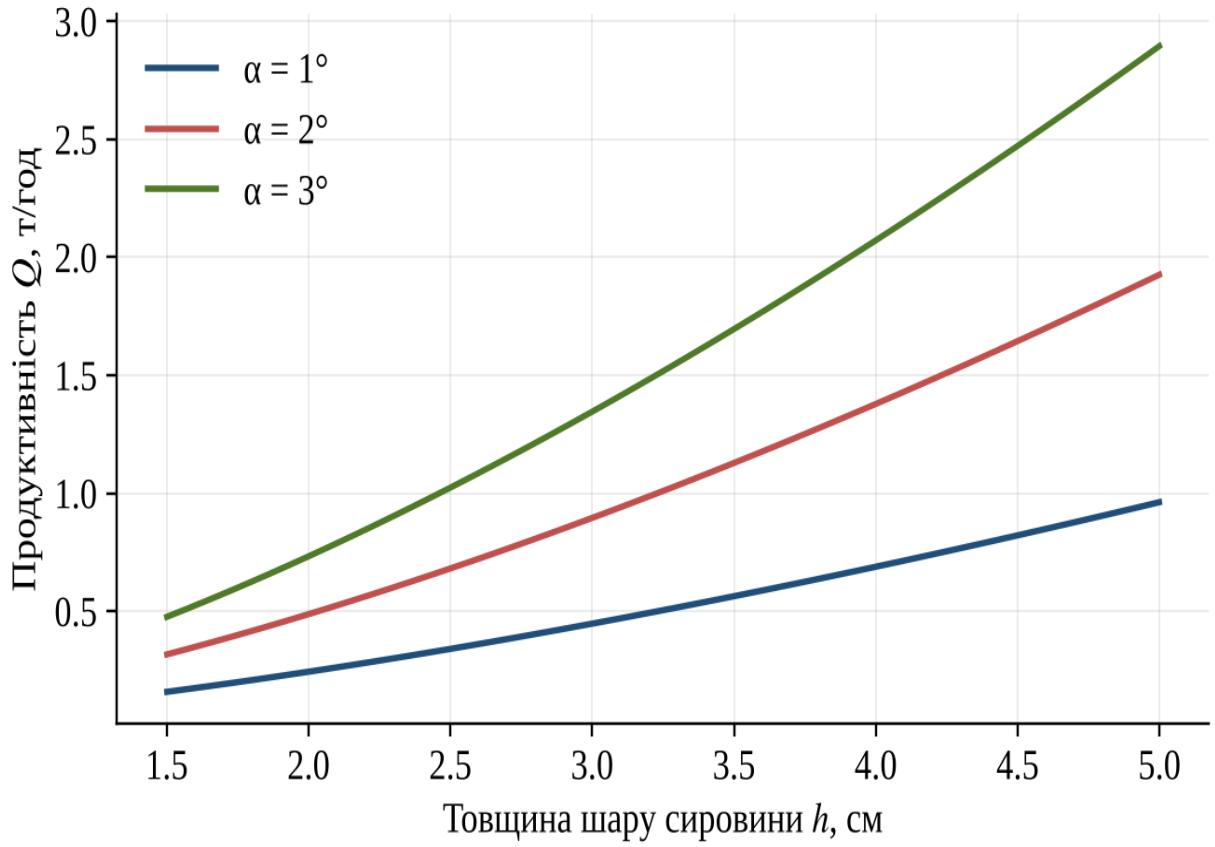


Рисунок 2 – Розрахункова продуктивність за різної товщини шару та кута нахилу барабана

Список використаних джерел

1. Доценко Н. А. Результати дослідження продуктивності подрібнювача-протирача томатів. *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету.* 2019. Вип. 21, т. 1. С. 116–124.
2. Hand L. N., Finch J. D. *Analytical Mechanics.* Cambridge : Cambridge University Press, 2008.
3. Shebanin V., Atamanyuk I., Gorbenko O., Kondratenko Y., Dotsenko N. Mathematical modelling of the technology of processing the seed mass of vegetables and melons. *Food Science and Technology.* 2019. Vol. 13, No. 3. P. 118–126.