

УДК 631.361.43

МОЛОТКИ ДРОБАРОК КОРМІВ, ЇХ КОЛИВАННЯ І МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ

Ялпачик Ф.Ю., к.т.н.,

Буденко С.Ф., к.т.н.

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел.(0619) 42-13-06

Анотація – робота присвячена аналізу явища коливань молотків подрібнювачів рослинних кормів. Наведена методика розрахунку пластинчастих молотків зернових дробарок.

Ключові слова – дробарки молоткові, робочі елементи, коливання, методи розрахунку.

Постановка проблеми. Із усього різноманіття існуючих способів переробки кормів, найбільше застосування одержала механічна технологія приготування кормів, в якій найважливішим процесом є подрібнення.

Для реалізації цього одного з найбільш енергоємних процесів при переробці фуражного зерна на корм, застосовують, в основному, різні за конструктивним виконанням молоткові дробарки. При тонкому подрібнюванні ці дробарки дають до 30 % пилоподібної (переподрібненої), а при грубому до 20 % недоподрібненої фракції, що призводить до збільшення витрат енергії і до втрат кормів.

Таким чином, вивчення, розробка і подальше впровадження досконалих зразків подрібнювальної техніки, є головною проблемою сучасного кормоприготування.

Аналіз останніх досліджень. Процес подрібнювання різних видів кормів вивчали багато вітчизняних і закордонних учених. Серед них В.П. Горячкин, П.А. Ребіндер, С.В. Мельников, П. Ріттингер, В.І. Сироватка і багато інших. Процеси подрібнювання фуражного зерна досліджували також: В.К. Бряков, Г.Ф. Бахарев, А.М. Левин і, у деякій мірі, і автор цієї статті.

Але, слід відзначити, що подрібнювачі ще мають досить високу енерго- та металоємність, низьку технологічність, а якість матеріалу не завжди повністю відповідає зоотехнічним вимогам.

Таким чином, ще немає повного обґрунтування і конструктивних параметрів ефективних режимів роботи подрібнювачів зерна.

Постановка завдання. Метою даної роботи є вивчення процесу коливання молотків зернової дробарки за умови попередження

неприпустимих резонансних коливань молотків та молоткового барабана і викладення методики, що пропонується для їх розрахунку.

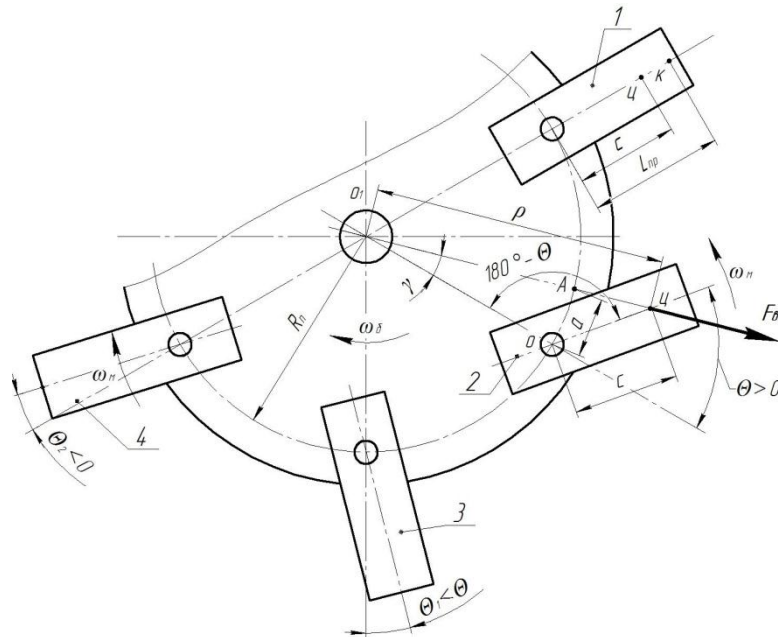
Основна частина. Молотки подрібнюючих пристроїв встановлені на барабані що обертається, періодично зустрічають опір окремих порцій маси, яка подрібнюється, і щоразу дещо відхиляються від свого радіально-рівноважного стану в сторону протилежну обертанню та вертаються в первісне положення під дією відцентрової сили.

Таким чином, молотки на своїх пальцях роблять коливальний рух відносно своїх осей підвісу на барабані.

Кути відхилення молотків, як показали попередні дослідження [7], є настільки малими, що при цьому не порушуються умови нормальної роботи апарата. Однак, при резонансному режимі коливань, кути відхилення молотків можуть досягти таких значень, при яких будуть порушені первісні умови.

Система барабан-молотки – система з двома ступенями свободи, із взаємозалежними коливаннями молотків відносно барабана та барабана відносно осі його обертання. Аналіз коливань такої системи є досить складним [2]. Тому, в якості першого наближення, розглядаються окремо власні коливання молотків відносно барабана за умови постійної кутової швидкості його обертання, умови попередження резонансу цих коливань, а потім умови гасіння молотками крутильних коливань молоткового барабана.

Власні коливання шарнірно підвішеного молотка (рисунок 1) відносно центру перерізу осі в точці O , можна розглядати як коливання фізичного маятника в полі відцентрової сили F_c .



1 - молоток у радіально-рівноважному і 2, 3, 4 - в відхиленому положеннях

Рис. 1. Схема коливання молотка дробарки.

Ця сила відновлює радіально-рівноважне положення молотка. Для визначення власних коливань маятника, можна використати диференціальне рівняння обертання тіла навколо осі z (осі перпендикулярній площини рисунка, що проходить через точку O_I)

$$I_z \ddot{\theta} = \sum_{k=1}^n m_z(F_k),$$

де I_z - момент інерції молотка відносно осі z ;

$\ddot{\theta}$ - кутове прискорення молотка відносно осі z ;

$\sum_{k=1}^n m_z(F_k)$ - сума моментів відносно осі z усіх зовнішніх сил;

Кутове прискорення молотка обумовлене як друга похідна за часом t ; від кута θ повороту молотка від рівноважного положення.

Відцентрову силу $F_g = m \cdot \omega_0^2 \cdot \rho$ можна вважати прикладеною до центру маси молотка (точка u , див. рисунок).

Якщо орієнтовно прийняти радіус обертання центру маси молотків $\rho = 0,15 \dots 0,2$ м, та кутову швидкість барабана в межах

$\omega = 180 \dots 320$ рад/с, то сила ваги молотка $F_g = m \cdot g$ складе від відцентрової сили F_g всього $0,002 \dots 0,0005$ частину.

Також незначним є момент сили F_g у порівнянні з моментом сили F_g і ним можна знехтувати. Сила реакції осі підвісу відносно осі z моменту не утворює і тому сума моментів усіх зовнішніх сил буде дорівнювати моменту відцентрової сили

$$\sum_{k=1}^n m_z(F_k) = -F_g \cdot a = -m \cdot \omega_0^2 \cdot \rho \cdot a.$$

Знак мінус тут свідчить про те, що напрямок моменту сили F_z є протилежним напрямку позитивного відліку кута повороту θ .

Із трикутника O_1AO (див. рисунок) плече a відцентрової сили відносно осі z складе $a = R_n \sin \gamma$.

Із трикутника O_1CO за теоремою синусів:

$$c / \sin \gamma = \rho / \sin \theta \text{ і } \sin \gamma = c \cdot \sin \theta / \rho \text{ звідки } a = c \cdot R_n \cdot \sin \theta / \rho$$

Момент зовнішніх сил

$$\sum_{k=1}^n m_z(F_k) = -m \cdot \omega_0^2 \cdot R_n \cdot c \cdot \sin \theta.$$

Підставивши знайдене значення моменту у співвідношення між радіусом R_n окружності центрів осей молотків та їх приведеною

довжиною l_{np} , тобто $R_n = 2,25l_{np}$, що забезпечує стійкий рух, молотків, одержимо:

$$I_z \ddot{\Theta} + m \cdot \omega_0^2 \cdot R_n \cdot c \cdot \sin \Theta,$$

$$\text{або} \quad \ddot{\Theta} + K^2 \sin \Theta = 0, \quad (1)$$

$$\text{де} \quad K = \omega_0 \sqrt{m \cdot c \cdot R_n / I_z}.$$

При малих кутах Θ можна прийняти $\sin \Theta = \Theta$ і тоді одержимо лінійне однорідне диференціальне рівняння другого порядку з постійним коефіцієнтом $\ddot{\Theta} + K^2 \cdot \Theta = 0$, розв'язанням якого, як і рівняння коливання звичайного маятника з малою кутовою амплітудою [2], є

$$\ddot{\Theta} = \alpha \sin kt, \quad (2)$$

де $\alpha \cdot \Theta / K$ - кутова амплітуда;

K - кругова частота власних коливань молотка;

$$K = \omega_0 \sqrt{m \cdot c \cdot R_n / I_z} = \sqrt{R_n / l_{np}},$$

де $l_{np} = I / m \cdot c$ приведена довжина фізичного маятника (рівна довжині математичного маятника з таким же періодом коливання, як і у даного маятника).

Період коливань такого маятника (молотка) складає

$$T = 2\pi / K = \frac{2\pi}{\omega_0} \sqrt{I_z / (m \cdot c \cdot R_n)}.$$

Рівняння (2) є рівнянням власних гармонійних коливань молотка; частота і період таких коливань не залежать від початкових умов. Ця властивість називається ізохронністю малих коливань.

З уточненого розв'язання диференціального рівняння (1), за аналогією з розв'язанням [3] для фізичного маятника, що коливається в гравітаційному полі (для випадку, коли величина кута Θ значна), отримаємо, що період коливань складе

$$T_y = \frac{2\pi}{\omega_0} \sqrt{\frac{I_z}{m_c \cdot R_n}} \left(1 + \frac{1}{4} \sin^2 \frac{\alpha}{2} + \frac{9}{64} \sin^4 \frac{\alpha}{2} + \dots \right).$$

При кутовій амплітуді коливань $\alpha = 60^\circ$ уточнене значення періоду коливань T_y відрізняється від наближеного на 3,5 %, а при $\alpha = 20^\circ$ – усього на 0,8%.

Якщо врахувати, що в процесі подрібнення зернової маси кормів кут відхилення молотка не перевищує 8° [7], то допущення $\sin \Theta \approx \Theta$ і використання отриманих з його урахуванням залежностей не може привести до істотних погрешностей.

У монографії [6] наведена наступна формула для розрахунків періоду коливання ножа (молотка):

$$T = \frac{4}{\omega_0} \sqrt{\frac{I_{np}}{R_n}} \cdot S \frac{\pi}{2} \sin^2 \beta = \frac{2\pi}{\omega_0} \sqrt{\frac{I_z}{m_c \cdot R_n}} \cdot S \cdot \sin \beta,$$

де S - площа розмаху; β - кут максимального відхилення ножа.

Тут відповідно до рисунка трохи змінені позначення величин у порівнянні з наведеними в [6].

Слід зазначити, що в цій формулі розмірності лівої (s^{-1}) і правої ($s^{-1} \cdot m^2$) частин неоднакові; це не дозволяє використовувати її для аналізу явища коливань молотків і практичних розрахунків.

Для попередження резонансу коливань молотків частота збуджуючої сили повинна бути не рівною і не кратною частоті власних коливань. Періодично діючою збуджуючою силою коливання молотка є сила опору подрібнюванню чергової порції маси при зустрічі молотка з першим і наступними протирізами. Проміжні зустрічі молотка із частками маси, що подрібнюється, відбуваються випадково не періодично і частота періодично збуджуючої коливання сили рівна або кратна числу обертів барабана в секунду, тобто:

$$K_z = \omega_0 / (2\pi \cdot z),$$

де $z = 1, 2, 3, \dots$ - число рядів протирізів, встановлених по дузі на деку подрібнювача.

Для попередження резонансу коливань молотків частота їх власних коливань не повинна збігатися із частотою збуджуючої сили

$$\omega_0 \sqrt{R_n / I_{np}} \neq \omega_0 / (2\pi \cdot z),$$

звідки умова попередження коливання молотків

$$R_n / I_{np} \neq 1 / (4\pi^2 \cdot z^2). \quad (3)$$

У випадках порушення цієї умови можливий резонанс коливання молотків. Сили опору повітря, зважених у повітрі часток маси, які переміщуються по деці, тертя молотка об вісь (палець) демпфірують коливання молотків і тут можливий лише, так званий „тупий“ резонанс.

За певних умов молотки барабана можуть виконувати функцію маятникового демпфера (гасителя) крутильних коливань вала барабана. Як маятникові гасителі коливання, молотки міняють власну частоту пропорційно кутовій швидкості вала барабана.

Для повного гасіння крутильних коливань основної маси (маси барабана) власна частота коливань гасителя (молотка) повинна бути рівною або кратною коловій частоті барабана [2].

Таким чином повинна бути збережена умова

$$K = \omega_0 \sqrt{R_n / l_{np}} = \omega_0 \cdot N,$$

звідки $R_n = N^2$, де N - кратність коливань $0,5; 1; 1,5; 2; 2,5; 3...$ (або гармоніка збурювання);

$$R_n / l_{np} = 0,25; 1; 2,25; 4; 6,25; 9. \quad (4)$$

Тому що $N \neq 1/(2\pi \cdot z)$, то виконання умови гасіння крутильних коливань вала забезпечує умова (3) попередження резонансних коливань молотків і величину відношення достатньо вибрати з умови (4).

При $R_n / l_{np} = 0,25$ довжина молотків виходить дуже великою, а при $R_n / l_{np} = 6,5$ – неприпустимо малою, тому кращими вважаються відношення $2,25$ і $4,0$.

Разом з тим зношування молотків супроводжується зміненнями положення центру качання (точки κ) відповідно приведеній довжині l_{np} молотків і відношенню R_n / l_{np} . Тому вивчення ступеня порушення умов (4) у процесі експлуатації може бути об'єктом цікавих досліджень динаміки молоткових дробарок.

З вищесказаного можна зробити висновки, що при відношеннях радіуса $R_n / l_{np} = 2,25$ і $R_n / l_{np} = 4,0$ зберігаються як умови повного гасіння крутильних коливань вала молоткового барабана, так і умови попередження резонансних коливань молотків.

Сила реакції, що сприймається кожним молотком дробарки при ударах по матеріалу, який подрібнюється, досягає 200 Н [1]. Значна частина її передається на зчленування молотків з їх осями і на опори вала молоткового барабана. Таке навантаження, враховуючи велику частоту (до 50 Гц), викликає інтенсивне зношування цих деталей. Отже, необхідно спроектувати та розрахувати такі молотки, ударні імпульси яких якнайменше навантажували б опори і зчленування.

Відомо [2, 3], що ударний імпульс S_n , який передається на вісь підвісу молотка (рис. 2, а), діє за правилом фізичного маятника:

$$S_n = \left(\frac{I}{c \cdot l_y} - m \right) \cdot (v_2 - v_1), \quad (5)$$

де I - відповідно момент інерції молотка відносно осі підвісу;

m – маса молотка;

c і l_y - відстань від осі підвісу до центра m маси молотка і центра удару y (точніше, точки прикладання рівнодіючої реакції імпульсу удару); v_1 і v_2 - колові швидкості переміщення центра маси m молотка (відносно осі підвісу) до і після удару.

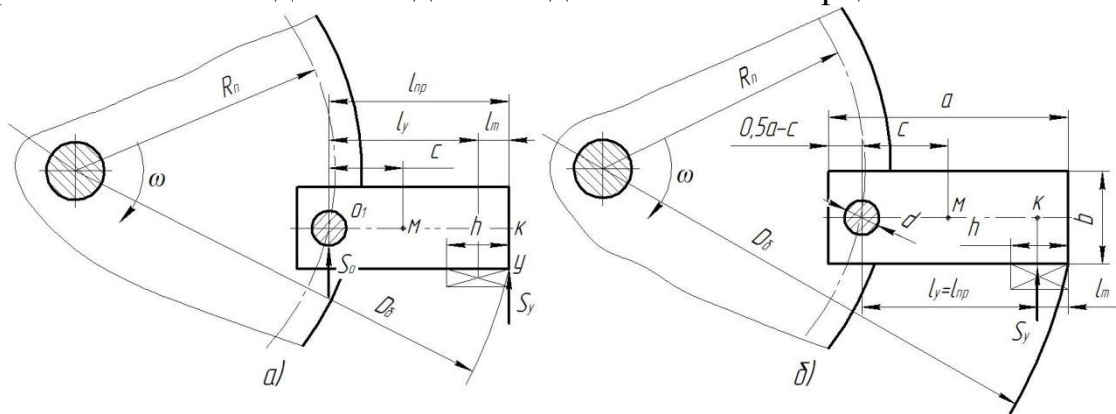
Вилучивши за дужки з правої частини рівняння (5) величину m та маючи на увазі, що [4] $I/(m \cdot c) = l_\kappa$, то одержимо:

$$S_n = m \cdot \left(\frac{l_{np}}{l_y} - 1 \right) \cdot (v_2 - v_1), \quad (5 \text{ a})$$

де l_{np} - приведена довжина молотка, який розглядається у даному випадку як фізичний маятник.

З рівняння (5 а) видно, що S_n дорівнюватиме нулю при $l_{np} = l_y$, тобто ударні імпульси від молотків не передаються на осі підвісу у випадку, коли центр удару збігається з центром качання. При цьому удар стає ефективнішим і тому раціональніше використовується кінетична енергія молотка на подрібнення.

Згідно із загально визнаною методикою розрахунку [1, 4, 6] вважається, що центр удару розташований у центрі зовнішньої торцевої грані молотка – у точці k (рис. 2, а). Проте, через наявність деякої висоти шару h порції матеріалу, яку захоплює молоток, центр удару u розташований на деякій відстані від зовнішнього торця молотка.



- а) центр качання k розташований у зовнішнього торця;
 б) центр качання k розташований на відстані від торця молотка.
 Рис. 2. Схема розташування дійсного центра удару.

Там же повинен розміщуватися центр качання k (рис. 2, б). Припущення, що $l_m = 0$ може призвести до серйозних похибок, аналіз яких слід розглянути поглиблено.

Як видно з рис. 1, в, приведена довжина молотка дорівнює:

$$l_{np} = c + 0,5a - l_m. \quad (6)$$

Ця ж довжина $l_{np} = I / (m \cdot c)$, для пластинчастого прямокутного молотка товщиною δ , виготовленого з матеріалу щільністю ρ_m , з двома отворами діаметром d , дорівнює

$$l_{np} = \frac{\frac{a^3 \cdot b + a \cdot b^3}{12} + a \cdot b \cdot c^2 - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \left(\frac{d^2}{4} + 4c \right)}{\left(a \cdot b - \frac{\pi \cdot d^2}{2} \right) \cdot c}, \quad (7)$$

де a і b - відповідно довжина та ширина молотка.

Із спільного розв'язання рівнянь (6) та (7) знайдемо, що відстань c від осі підвісу O_I до центра маси m молотка

$$c = -0,5A + \sqrt{0,25A^2 + B}, \quad (8)$$

$$\text{де } A = (0,5a - l_{mk}) \left(\frac{2a \cdot b}{\pi \cdot d^2} - 1 \right); \quad B = \frac{a \cdot b(a^2 + b^2)}{6\pi \cdot d^2} - \frac{d^2}{8}.$$

При $l_m = 0$ залежності (8) і (9) перетворюються на рекомендовані методикою розрахунку молотків [1, 4, 6], тому одержані нами формули можна вважати уточненими та більш загальними.

Спільно розв'язуючи рівняння (6) та (7) одержимо для молотка з двома отворами

$$l_{np}/a = (0,5 - k_1)(1,5 - 0,318 \cdot k_2/k_3) + \sqrt{0,25[(0,5 - k_1)(0,637 \frac{k_2}{k_3} - 1)]^2 + 0,053k_2 \frac{1+k_2^2}{2} - 0,125k_3^2}. \quad (10)$$

$$\text{де } k_1 = l_m/a; \quad k_2 = b/a; \quad k_3 = d/a.$$

Висоту h порції шару матеріалу, яку захоплює молоток, можна обчислити з заданої продуктивності дробарки. В існуючих конструкціях розмір h досягає **40...60** мм.

Якщо врахувати, що центр удару розташований посередині висоти шару, то $l_m = 0,5$, а відношення $k_1 = l_m/a = 0,2...0,5$.

Відношення $k_2 = b/a$ приймають [6] в межах **0,4...0,5**, а діаметр d отворів молотків **18...20** мм [6]. Значення $k_3 = d/a$ вибирається в залежності від діаметра D та прийнятого значення R_n/l_{np} , так при

$$D = 300...1000 \text{ мм і } R_n/l_{np} = 2,25 \text{ значення } k_3 = 0,3...0,09.$$

При прийнятому з технологічних міркувань діаметрі барабана D розрахункова приведена довжина молотка

$$l_{np} = \frac{D}{2(1 + R_n/l_k + l_m/l_k)}. \quad (11)$$

Прийнявши значення k_1, k_2, k_3, D , можна розрахувати значення відношень $l_{np}/a, l/a$, а потім визначити розміри молотка l_{np}, a, b, d, c .

Висновки. Дослідження підтвердили, що значення відношень радіуса підвісу молотків до їх приведеної довжини **2,25** і **4,0** повністю гарантують умови гасіння крутильних коливань вала молоткового барабана і умови попередження резонансних коливань молотків, але змінення приведеної довжини внаслідок зносу порушує ці умови і вивчення цього явища потребує подальших досліджень.

Одержані авторами і наведені у статті загальні уточнені залежності дають змогу визначати розміри „врівноважених на удар“ молотків для дробарок з достатньо великими значеннями висоти шару матеріалу, що подрібнюється, який захоплюють молотки.

Література:

1. *Алешкин В.Р.* Механизация животноводства / В.Р. Алешкин, П.М. Рощин. - М.: Агропромиздат, 1985. - 336 с.
2. *Бабицкий В.Н.* Динамическое гашение колебаний / В.Н. Бабицкий // Вибрации в технике. - Т.6. - М.: Машиностроение, 1981. - С. 326-362.
3. *Бать М.И.* Теоретическая механика в примерах и задачах. Т.П. / М.И. Бать, Г.Ю. Джанелидзе, А.С. Кельзон - М.: Наука 1966. - 663 с.
4. *Гернет М.М.* Курс теоретической механики. / М.М. Гернет - М.: Высшая школа, 1970. - 440 с.
5. *Мельников С.В.* Механизация и автоматизация животноводческих ферм. / С.В. Мельников. - Л.: Колос. 1978. 560 с.
6. *Резник Н.Е.* Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. - М.: Машиностроение, 1975. - 312 с.
7. *Ялпачик Ф.Е.* Кормодробилки: Конструкция, расчет / Ф.Е. Ялпачик, Г.С. Ялпачик, Н.Л. Крыжачковский, В.Н. Кюрчев. Под ред. к.т.н. Г.С. Ялпачика. - Запорожье: Коммунар, 1992, - 290 с.

МОЛОТКИ ДРОБИЛОК КОРМОВ, ИХ КОЛЕБАНИЯ И МЕТОДИКА РАСЧЕТА

Ялпачик Ф.Ю., Буденко С.Ф.

Аннотация – работа посвящена анализу явления колебаний молотков измельчителей растительных кормов. Приведенная методика расчетов пластинчатых молотков зерновых дробилок.

HAMMERS OF CRUSHERS FEED THEIR FLUCTUATION AND METHOD OF CALCULATION

F. Yalpachik, S. Budenko

Summary

The work is devoted to the analysis of the phenomenon of oscillation of the hammers, grinders of plant feed. The technique of calculations of plate hammers grain crushers.