

І.І. Павленко, проф., д-р техн. наук, В.М. Сало, проф., д-р техн. наук,
Г.О.Глобенко, доц., канд. техн. наук, С.М. Лещенко, інж., Д.І. Петренко, асп.
Кіровоградський національний технічний університет

Енергетична оцінка процесу шелушіння зволоженого зерна в роторно-лопасній машині

У статті приведено розрахунок визначення сумарної витратної потужності на шелушіння зерна в роторно-лопасних машинах типу У1-БШР для будь-якого зерна різної вологості.
потужність, шелушіння, роторно-лопасна машина

За останній час для шелушіння зволоженого зерна в мукомельній, круп'яній, комбикормовій промисловості знаходять використання роторно-лопасні машини [1], [2]. Для їхнього вдосконалення з ціллю підвищення ефективності і зниження питомої енергоємності процесу шелушіння необхідне знання взаємозв'язку конструктивно-кінематичних параметрів машини та її енергетичних показників.

В процесі шелушіння зерна в робочій зоні машини з дросельно-випускним пристроєм витрачену потужність сумарно можна представити у вигляді:

$$N_p = N_1 + N_2,$$

де N_1 – потужність, необхідна для відносного переміщення зерна, утворення між зернового тиску в робочій зоні і подолання пошарового тертя зернової маси в процесі її обробки;

N_2 – потужність, витрачена на подолання тертя зерна об клапан на виході із машини.

Для визначення вказаних складових необхідної потужності розглянемо силову напругу лопатки при роботі шелушіння (рис. 1). Виділимо діючі сили P_0 – паралельно вісі машини і $P = P_0 \cdot \text{ctg}(\alpha + \beta)$ – в площині обертання лопатки.

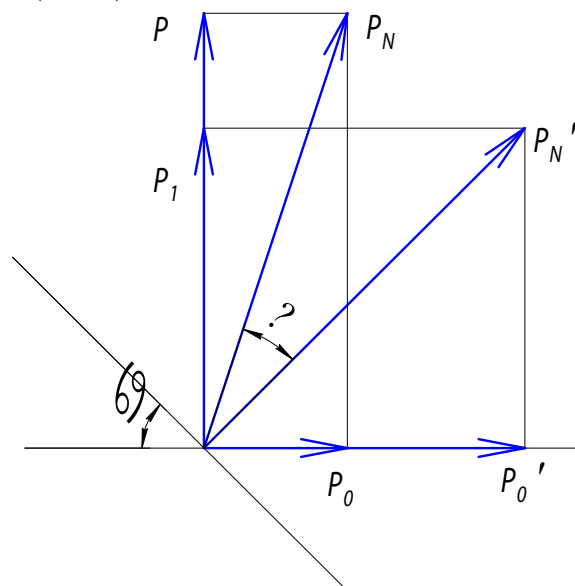


Рисунок 1 – Схема навантаження лопатки ротора

Допускаючи, що середнє значення колової і осьової швидкостей зернівок, контактуючих з площиною лопатки відповідно рівні:

$$V_{\bar{p}} = \omega_p \cdot R_{cp} \text{ і } V_{\bar{o}} = V_{\bar{p}} \cdot (\sin \alpha - \mu \cdot \cos \alpha) \cdot \cos \alpha,$$

де ρ і μ - відповідно кут і коефіцієнт тертя зернівок об лопатку.

$$\text{Знаходимо, що } N_{\bar{1}} = P_{\bar{0}} \cdot V_{\bar{0}} + P \cdot V_{\bar{p}}.$$

Ефективність процесу шелушіння визначають $q_{\bar{n}}$, Н/м² і $q_{\bar{o}\bar{c}}$, Н/м² радіального (нормального) і осьового зернових тисків. Оскільки ці величини можуть бути визначені експериментальним шляхом, раціонально в якості аргументів при визначенні $N_{\bar{p}}$.

Безпосередній вимір радіального (нормального) міжзернового тиску, який сприймається обичайкою машини показує, що величина $q_{\bar{n}}$ збільшується по мірі переміщення зерна від входу в робочу зону до виходу через дросельний вихідний пристрій. Побічне таке явище підтверджує і характер розподілу виходу відходів шелушіння по довжині робочої зони шолушача.

В кожному перетину робочої зони поява в радіальному напрямі $q_{\bar{n}}$ обумовлено осьовим тиском $q_{\bar{o}\bar{c}}$, який в $1/\zeta$ раз більший радіального, тобто:

$$q_{\bar{n}} = q_{\bar{o}\bar{c}} \cdot \zeta,$$

де ζ - коефіцієнт поперечної деформації.

Проектуємо на горизонталь діючі на елементарний об'єм сили:

$$S_{p_3} d(q_{oc})x - dF_{mp} = 0, \quad (1)$$

де S_{p_3} - площа поперечного перетину робочої зони;

dF_{mp} - прирощення всіх сил тертя, діючих на елементарний об'єм зернової маси, Н.

Приріст сил тертя по периметрах шарів розглянутого елементарного об'єму рівна:

$$dF_{mp} = \sum_{i=1}^{n-1} \Pi_i(q_n) \cdot x \mu' + \Pi_{заг}(q_n) \cdot x \mu'', \quad (2)$$

де μ' , μ'' - відповідно коефіцієнти внутрішнього тертя зернівок і тертя їх об перфоровану поверхню обичайки;

Π_i - периметр і-го шару зерна;

$\Pi_{заг}$ - периметр шару зерна, контактуючого з поверхнею обичайки.

Оскільки μ' і μ'' близькі по значенню (0,7...0,6), вираз (2) можна спростити:

$$dF_{mp} = \sum_{i=1}^n \Pi_i \cdot (q_n) \cdot x \cdot \mu_{сер}.$$

Підставляючи значення dF_{mp} в рівняння (1) отримаємо:

$$S_{p_3} d(q_{oc})x = \mu_{сер}(q_n)x \sum_{i=1}^n \Pi_i. \quad (3)$$

Замінюючи значення $(q_{oc})x$ через $\frac{1}{\zeta x}(q_n)x$ і перетворюючи рівність (3) отримаємо:

$$d(q_n)x = \frac{\sum_{i=1}^n \Pi_i}{S_{p_3}} \cdot \mu_{сер} \zeta x dx. \quad (4)$$

Після розділення перемінних це рівняння прийме вигляд:

$$\frac{d(q_n)x}{(q_n)x} = \frac{\sum_{i=1}^n \Pi_i}{S_{p_3}} \cdot \mu \cdot \zeta x dx. \quad (5)$$

При ступені пресування деревини 20...30%, значення ζ коливається по висоті пресуємого матеріалу в межах 3...4% [3], його приймають і при пресуванні виноградної деревини умовно постійним по довжині робочої камери шнекового пресу [4].

Тензометричні зміни значень q_n і q_{oc} в чотирьох точках (рис.2) в процесі досліджень, використовуючи блок-схему, яка складається із стабілізатора С-0,5, випрямляча, чотирьохканального тензометричного підсилювача ТУ-4 і мілівольтметра, дозволяє отримати розрахункові значення ζ .

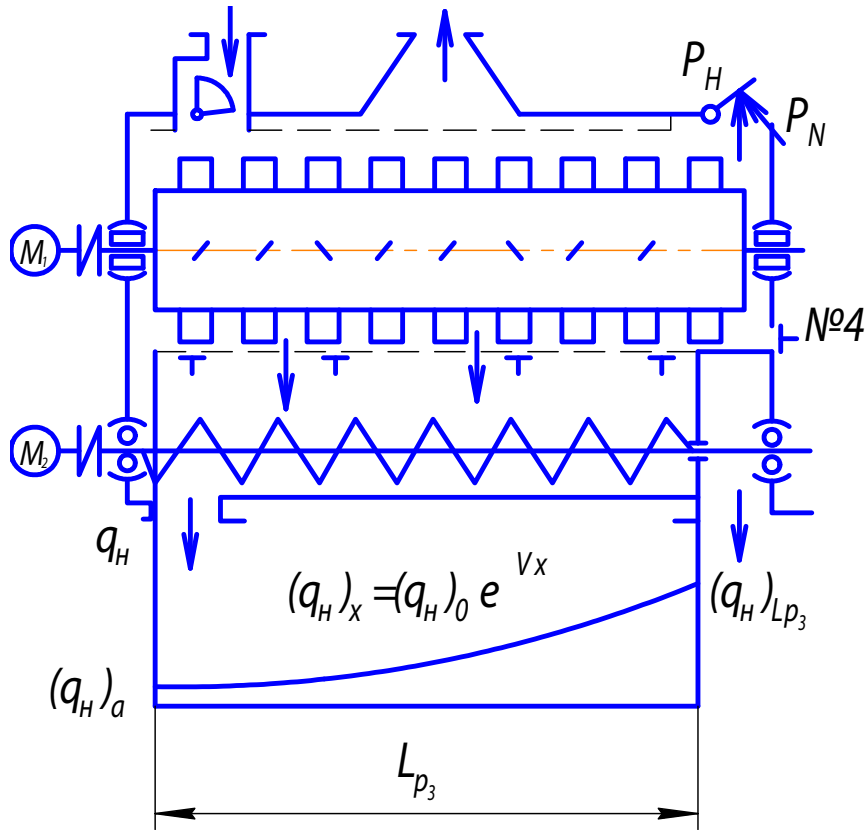


Рисунок 2 – Розподілення міжзернового тиску по довжині робочої зони машини

Так як відносні відхилення вирахованих значень ζ в 4-х точках не перевищує 15%, то в подальших судженнях можемо припустити, що $\zeta = 0,45 = const$.

Тоді для даного сорту зерна величина:

$$\sum_{i=1}^n \frac{\Pi_i}{S_{p3}} \cdot \mu_{cp} \cdot \zeta = V = const.$$

інтегруючи вираз [5], отримаємо:

$$l_n = (q_n)x = Vx + C.$$

При початкових умовах:

$$x = 0, (q_n)x = (q_n)0 \text{ і } C = \ln(q_n)0.$$

Отже

$$\ln \frac{(q_n)x}{(q_n)0} = Vx \quad \text{або} \quad \frac{(q_n)x}{(q_n)0} = l^{Vx},$$

$$(q_n)x = (q_n)0 l^{Vx} \quad \text{і} \quad (q_{oc})x = (q_{oc})0 l^{Vx}. \quad (6)$$

Тоді зусилля P і P_c можна виразити через опосереднення по довжині робочої зони α_{p3} питомий осьовий тиск зернової маси:

$$q = \frac{1}{\alpha_{p3}} \int_0^{\alpha_{p3}} (q_{oc}) l^{V_x} = \frac{1}{\alpha_{p3} V} (q_{oc})_0 l^{V \alpha_{p3}}.$$

Звідси потужність, яка необхідна для переміщення зерна, виходячи із необхідності утворення визначеного питомого осьового тиску зернової маси і подолання пошарового тертя в результаті якого в основному відбувається відділення оболонки, з урахуванням конструктивних розмірів елементів лопатного ротора буде:

$$N_1 = \frac{1}{V \alpha_{p3}} (q_{oc})_0 \cdot l^{V \alpha_{p3}} \cdot \epsilon_i \cdot h_l \cdot R_{cp} \cdot \omega_p \times \left\{ \begin{array}{l} Z_m [(\sin \alpha_m - \mu \cos \alpha_m) \cdot \sin \alpha_n \cos \alpha_m + \cos \alpha_m (\alpha_m + \rho)] - \\ - Z_0 [(\sin \alpha_0 - \mu \cos \alpha_0) \cdot \sin \alpha_0 \cos \alpha_0 + \cos \alpha_0 \cdot ctg(\alpha_0 + \rho)] \end{array} \right\}, \text{ Вт.}$$

де i , ϵ_i , h_l , R_{cp} , Z_m , Z_0 , α_m , α_0 - відповідно число заходів гвинтової лінії, утворюваної лопатками; ширина і висота лопатки; середній радіус лопаток; кількість транспортуючих і відбиваючих лопаток в одному заході гвинтової переривистої лінії; кути атаки лопаток.

$$N_2 = \mu \cdot P_N \cdot V_p, \quad (7)$$

де $P_N = P_H \cos \alpha_\kappa = (q_{oc})_0 \cdot l^{V_{p3}} \zeta \cdot k_1 \cdot S_{p3} \cos \alpha_\kappa$;

α_κ - кут відкриття випускного клапану, який залежить від маси на ньому, град.

$k_1 \frac{S_\kappa}{S_{p3}}$; S_κ - площа поперечного перетину випускного клапану, м².

З врахуванням значення колової швидкості V_p вираз (7) можна представити у вигляді:

$$N_2 = (q_{oc})_0 \cdot l^{V \alpha_{p3}} \zeta \cdot \mu \cdot k_1 \cdot S_{p3} \cdot i \cdot \epsilon_i \cdot h_l \cdot R_{cp} \cdot \omega_p \times [Z_m \cos \alpha_m \cdot ctg(\alpha_m + \rho) + Z_0 \cos \alpha_0 \cdot ctg(\alpha_0 + \rho) \cos \alpha_\kappa]$$

Таким чином сумарно витратна потужність на шелушіння зерна в роторно-лопатних машинах типу У1-БШР може бути визначена для любого зерна різної вологості із виразу:

$$N_p = \frac{1}{V \alpha_{p3}} (q_{oc})_0 l^{V \alpha_{p3}} i \cdot \epsilon_i \cdot h_l \cdot R_{cp} \cdot \omega_p \times \{ Z_m \cdot [(\sin \alpha_m - \mu \cos \alpha_m) \cdot \sin \alpha_m \cos \alpha_m + \cos \alpha_m ctg(\alpha_m + \beta)] + Z_0 (\sin \alpha_0 - \mu \cos \alpha_0) \cdot Z_0 (\sin \alpha_0 - \mu \cos \alpha_0) \sin \alpha_0 \cos \alpha_0 + \cos \alpha_0 ctg(\alpha_0 + \beta) \} + \mu \cdot \zeta \cdot k_1 S_{p3} [Z_m \cos \alpha_m \cdot ctg(\alpha_m + \beta) + Z_0 \cos \alpha_0 \cdot ctg(\alpha + \beta) \cos \alpha_\kappa]$$

Висновки:

1. Продуктивність, необхідна для процесу шелушіння зволоженого зерна в роторно-лопатній машині при однаковому способі його підготовки, залежить, основним чином, від кутової частоти обертання лопатного ротора, загальної кількості лопаток, їх розміру і куту атаки, а також площини поперечного перетину робочої зони та маси ваги клапану.

2. При однакових конструктивних параметрах і технологічної ефективності, питома енергоємність процесу обумовлюється кутовою частотою обертання лопасного ротора і масою ваги клапана, тобто кутом його відкривання від якого залежить пропускна можливість машини.

Список літератури

1. Демский А.В., Птушкина Г.Е., Борискин А.М. Комплектное обслуживание мукомольных заводов. – М.: Агропромиздат, 1985. – 286 с.
2. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств. Под ред. д.т.н. проф. А.Я. Соколова. – М.: Пищепромиздат, 1960. – 742 с.
3. Хуторянский П.Н. Прессование древесины. – М.: Легкая промышленность, 1964. – 214 с.

В статье приведен расчет определения суммарной расходной мощности на шелушение зерна в роторно-лопасных машинах типа У1-БШР для любого зерна разной влажности.

In the article the calculation of determination of total expense power is resulted on grinding down grains in rotor machines as U1-bshr for any grain of different humidity.