

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ РОТОРНОЇ ДРОБАРКИ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ВІДХОДІВ ЛЕГКОЇ ПРОМИСЛОВОСТІ

**Місяць В.П., д.т.н., проф.,**

Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ,  
[misiats@bigmir.net](mailto:misiats@bigmir.net)

**Рубанка М.М.,**

Київський національний університет технологій та дизайну, м. Київ,  
[nikolayrubanka@yandex.ua](mailto:nikolayrubanka@yandex.ua)

В промисловості широко використовуються роторні ножові подрібнювачі, що здатні подрібнювати різні види відходів полімерних матеріалів. Так, за допомогою подрібнювача можна подрібнювати у крихту як крихкі полімери, так і відходи гуми. Досягти універсальності щодо подрібнюваних матеріалів стало можливим завдяки застосуванню в подрібнювачі масивного маховика ротора, що значно збільшує його момент інерції.

Однак практика випробувань подрібнювача показала, що при подрібненні відходів, які значно різняться за розмірами шматків, виникають аварійні режими роботи подрібнювача. При цьому класичний тепловий захист асинхронного двигуна виявив ряд недоліків. А саме, при перевищенні моменту опору критичного значення для двигуна, захисне реле спрацьовує після певного проміжку часу (проявляється інерційність системи захисту) і електродвигун іноді зупиняється [1].

На кафедрі Інженерної механіки КНУТД було розроблено конструкцію пружної муфти, яка дозволяє зменшити динамічні навантаження і підвищити надійність дробарки [2].

На рис. 1 представлена кінематична схема приводу роторної дробарки. Узагальнена розрахункова схема роторної дробарки представлена на рис. 2.

Динаміка процесу роботи приводу дробарки може бути описана за допомогою математичної моделі двохмасової системи з пружним зв'язком [3].

Нехтуючи силами тертя на валу двигуна і дисипативними силами, рух системи з двома ступенями свободи, зображеної на рис. 2, можна описати наступною системою диференціальних рівнянь [3]:

$$\begin{cases} J_1 \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = M_{os} - M_{12}; \\ J_2 \cdot \frac{d\omega_2}{dt} = M_{12} - M_{on}. \end{cases} \quad (1)$$

де  $M_{12} = c \cdot (\varphi_1 - \varphi_2)$  - момент навантаження пружного зв'язку між двигуном 1 і ротором 2;  $\varphi_1$  - кут повороту валу двигуна;  $\omega_1$  - кутова швидкість валу двигуна;  $\omega_2$  - кутова швидкість ротора;  $\varphi_2$  - приведене до валу двигуна кутове переміщення ротору 2;  $J_1, J_2$  - моменти інерції обертових мас двигуна 1 і ротора 2.

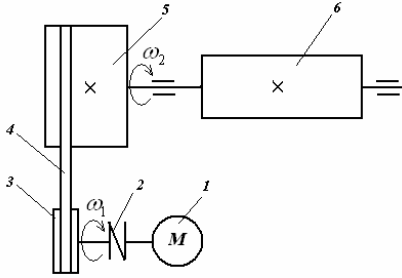


Рис. 1. Кінематична схема приводу роторної дробарки: 1 – електродвигун; 2 – пружна муфта; 3 – шків; 4 – клиновий пас; 5 – шків-маховик; 6 – ротор

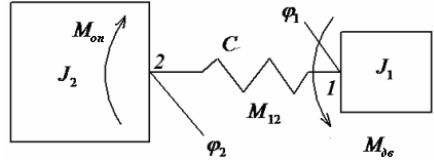


Рис. 2. Узагальнена розрахункова схема роторної дробарки: 1 – обертові маси на валу двигуна; 2 – обертові маси на валу ротора

Шляхом ряду перетворень отримаємо рівняння руху системи, вирішене відносно швидкості обертання двигуна [3]:

$$\frac{d^2 \omega_1}{p^2 dt^2} + \frac{d\omega_1}{dt} = \varepsilon_{сеп} \quad (2)$$

де  $\varepsilon_{сеп} = \frac{M_{\text{де}} - M_{\text{он}}}{J_1 + J_2}$  - середнє прискорення приводу;  $p_{12} = \sqrt{\frac{c \cdot (J_1 + J_2)}{J_1 \cdot J_2}}$  -

частота вільних коливань двохмасової пружної системи.

Рішення (2) за початкових умов

$$\omega_1|_{t=0} = 0; \omega_2|_{t=0} = 0; M_{\text{де}}|_{t=0} = M_{\text{он}}$$

має вигляд:

$$\omega_1 = \varepsilon_{сеп} \cdot t + \frac{J_2 \cdot \varepsilon_{сеп}}{J_1 \cdot p_{12}} \sin(p_{12} \cdot t) \quad (3)$$

Навантаження пружного зв'язку визначається з використанням (1) і (3):

$$M_{12} = M_{\text{де}} - J_1 \frac{d\omega_1}{dt} = J_2 \cdot c \cdot \varphi_1 (1 - \cos(p_{12} \cdot t)) + M_{\text{он}} \quad (4)$$

Діаграми споживаної потужності без пружної муфти та з пружною муфтою представлені на рис.3, 4 відповідно.

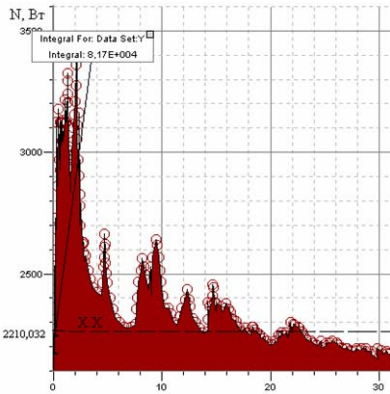


Рис. 3. Діаграма споживаної потужності без пружної муфти

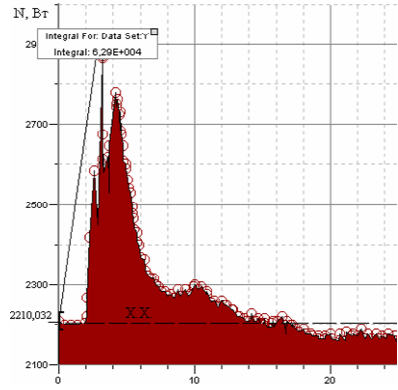


Рис. 4. Діаграма споживаної потужності з пружною муфтою

### Література

1. Місяць В.П. Аналітичне дослідження кінетики процесу подрібнення відходів полімерів в роторних дробарках // Вісник КНУТД. – 2007. - №1. - С. 35-40.
2. Місяць В.П., Рубанка М.М. Експериментальна установка для дослідження динамічних характеристик роторної ножової дробарки // Праці Одеського політехнічного університету: Науковий та науково-виробничий збірник. — Одеса, 2014. — Вип. 1(43), с. 78 – 82.
3. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода. М.: «Энергия», 1971. - 320 с. с ил.

### RESEARCH OF DYNAMICS OF ROTOR CRUSHER IS FOR PROCESSING OF LIGHT INDUSTRY WASTES

*Misiats V.P., Rubanka M.M.*

*The results of analytical and experimental researches of dynamic processes which take place during work of rotor crushers are presented. The mathematical model of crusher is presented as a system of differential equalizations which describe two mass system with resilient connection. Experimental researches confirm diminishing of the dynamic loading on an engine at the use of resilient muff.*

*Keywords: rotor crushers, mathematical model, resilient connection, muff*