

УДК 66.095.261/.262:658.567:62-8:[001.8:62-25
DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2026.3.2/02>

Рубанка М.М.

<https://orcid.org/0000-0003-2367-0333>

Київський національний університет технологій та дизайну

Дворжак В.М.

<https://orcid.org/0000-0002-1693-9106>

Київський національний університет технологій та дизайну

Залюбовський М.Г.

<https://orcid.org/0000-0002-9183-2771>

Київський національний університет технологій та дизайну

Ничеглод В.В.

<https://orcid.org/0009-0007-3515-0948>

Київський національний університет технологій та дизайну

Дроменко В.Б.

<https://orcid.org/0000-0002-6360-0076>

Таврійський національний університет імені В.І. Вернадського

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ОБЕРТОВИХ МАС НА ВАЛУ РОТОРА РОТОРНОЇ ДРОБАРКИ ДЛЯ ПЕРЕРОБКИ ВІДХОДІВ ПОЛІМЕРНИХ МАТЕРІАЛІВ

У статті представлено результати експериментальних досліджень з визначення моменту інерції обертових мас привода роторної ножової дробарки, що використовується для переробки відходів полімерних матеріалів. Обґрунтовано необхідність точного знання інерційних параметрів для розроблення адекватних математичних моделей динаміки привода та раціонального підбору конструктивних параметрів маховика, що дозволяє мінімізувати вплив значних динамічних навантажень у період несталих режимів роботи роторної дробарки.

Особливу увагу в роботі приділено методу визначення осьового моменту інерції складних конструктивних елементів роторної дробарки, зокрема масивного маховика. Авторами реалізовано комплексний підхід, що поєднує: експериментальний метод вільного вибігу (самогальмування), який дозволяє визначити сумарний момент інерції системи без складного демонтажу обладнання, базуючись на показниках споживаної потужності холостого ходу та часу повного зупинення ротора, та аналітичний метод визначення осьового моменту інерції завдяки декомпозиції складної геометрії маховика на елементарні геометричні тіла (усічені конуси, циліндри, циліндричні сегменти, прямокутні паралелепіпеди тощо). Наведено детальні розрахункові вирази для кожного з цих елементів, що дозволило отримати точне значення осьового моменту інерції маховика ($J_M = 0,291 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$) та відокремити його від загального моменту інерції обертових мас на валу ротора.

Отримані результати підтверджують можливість варіювання інерційними характеристиками привода роторної ножової дробарки через зміну геометричних параметрів окремих елементів для підвищення енергоефективності процесу подрібнення.

Ключові слова: роторна ножова дробарка, момент інерції, метод вільного вибігу, маховик, геометричні параметри, переробка відходів полімерних матеріалів, динаміка привода, енергоефективність.



Постановка проблеми. Збільшення потужностей промислового виробництва полімерів супроводжується стрімким зростанням об'ємів утворюваних відходів. Проблема екологічного забруднення навколишнього середовища відходами полімерних матеріалів з кожним роком стає все більш гострішою [1, 2]. Тому слід більше приділяти уваги сучасним високоефективним технологічним процесам переробки полімерних відходів, розробки нового та вдосконалення існуючого обладнання для їх реалізації.

При проектуванні технологічного обладнання для вторинної переробки відходів полімерних матеріалів, зокрема роторних ножових дробарок, слід зосередитися на виборі раціональних параметрів привода в залежності від фізико-механічних властивостей та геометричних розмірів подрібнюваних відходів.

При розробці математичної моделі динаміки привода роторної ножової дробарки для переробки відходів полімерних матеріалів [3], що дозволить аналітично здійснювати раціональний підбір параметрів досліджуваного привода в залежності від заздалегідь відомих фізико-механічних властивостей та геометричних розмірів шматків подрібнюваних відходів, необхідно обов'язково знати моменти інерції обертових мас на валах електродвигуна та ротора.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. На сьогоднішній день найбільш поширеним та раціональним способом вторинної переробки відходів полімерних матеріалів є механічне подрібнення різанням [4-6]. До технологічного обладнання першочергово можна віднести роторні ножові дробарки [7, 8].

Практика використання роторних ножових дробарок показала, що в технологічному процесі подрібнення у крихту відходів полімерних матеріалів слід також враховувати значні динамічні навантаження, що виникають в період несталих режимів роботи та негативно позначаються на ефективності та довговічності роботи даного обладнання [9-12]. Розширення спектру подрібнюваних відходів полімерних матеріалів в роторних ножових дробарках стало можливим завдяки введенню до складу привода масивного маховика. Вдалось досягти певної універсальності використання даного обладнання з урахуванням фізико-механічних властивостей та основних геометричних параметрів шматків подрібнюваних відходів полімерних матеріалів [13].

Момент інерції обертових мас на валу електродвигуна (моменту інерції ротору електродвигуна) можна з легкістю знайти серед основних

технічних характеристик електродвигуна, що увійде до складу привода роторної дробарки. Щодо моменту інерції обертових мас на валу ротора, то тут ситуація дещо складніша, особливо, коли на валу ротора роторної ножової дробарки вже встановлено масивний маховик, а геометричні параметри та матеріал, з якого він виготовлений, невідомий. В даному випадку мова йде про інженерний розрахунок моменту інерції обертових мас на валу ротора ножової дробарки, що априорі вже пов'язаний з певними труднощами. Щонайменше потрібно буде зробити вимушену зупинку технологічного обладнання з подальшим простоем, складний демонтаж окремих частин, визначення масо-інерційних параметрів масивного маховика тощо.

Перш ніж встановлювати на вал ротора роторної ножової дробарки масивний маховик, потрібно виконати достатньо точний інженерний розрахунок його конструктивних параметрів. Лише такий підхід дозволить підвищити ефективність та довговічність роботи даного обладнання.

Постановка завдання. Враховуючи актуальність питання вибору раціональних параметрів технологічного обладнання для переробки відходів полімерних матеріалів, завданням досліджень є експериментальне визначення моменту інерції обертових мас на валу ротора роторної дробарки. Об'єктом досліджень є технологічне обладнання для переробки відходів полімерних матеріалів. При вирішенні поставлених задач використано сучасні методи досліджень механічних систем, основні положення теорії електропривода та методи статистичної обробки результатів експериментальних досліджень.

Виклад основного матеріалу. До відомих найбільш поширених методів експериментального визначення моменту інерції системи електродвигун – робоча машина можна віднести: метод крутильних коливань, метод допоміжного маятника, метод падаючого вантажу та метод вільного вибігу [14-16].

В даному випадку для експериментального визначення моменту інерції обертових мас на валу ротора роторної дробарки найбільш прийнятним є метод вільного вибігу (метод холостого ходу і самогальмування), що зазвичай використовують для приводів технологічного обладнання великої потужності, механічних систем, які мають складну кінематичну схему з декількома ланками механічних передач і вузлів, що здійснюють складний рух, а також у тих випадках, коли інженерний розрахунок моменту інерції супроводжується значними труднощами.

Заплановані дослідження проводились на спеціально розробленій і виготовленій експериментальній роторній ножовій дробарці [13], кінематичну схему якої представлено на рис. 1.

Процес експериментального визначення моменту інерції обертових мас на валу ротора роторної дробарки відбувався наступним чином. На першому етапі, привод роторної ножової дробарки розганявся на холостому ході до встановленої кутової швидкості обертання вала електродвигуна $\omega_{об0}$, при цьому фіксувались показники спожитої потужності $P_{об0}$.

На другому етапі, електродвигун вимикався з мережі і за допомогою аналого-цифрового перетворювача фіксувались показники залежності кутової швидкості від часу $\omega = f(t)$ при самогальмуванні привода до повної зупинки.

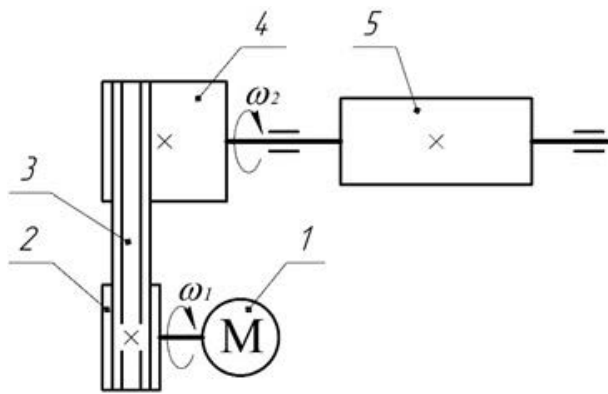


Рис. 1. Кінематична схема привода експериментальної роторної ножової дробарки: 1 – електродвигун; 2 – ведучий шків; 3 – клиновий пас; 4 – ведений шків-маховик; 5 – ротор

Аналітично момент інерції привода роторної дробарки (рис. 1) може бути визначений за формулою [17-19]:

$$J = J_1 + \frac{J_2}{u^2}, \quad (1)$$

де J_1, J_2 – моменти інерції обертових мас на валу електродвигуна і на валу ротора відповідно; u – передаточне відношення клинопасової передачі привода роторної ножової дробарки,

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{n_1}{n_2};$$

d_1, d_2 – діаметри ведучого та веденого шківів клинопасової передачі;

ξ – коефіцієнт пружного ковзання паса, $\xi = 0,01 \dots 0,02$ [20-23];

n_1 – частота обертання вала електродвигуна; n_2 – частота обертання вала ротора.

Основні технічні характеристики електродвигуна загальнопромислового призначення АИР 100S4У2, що входить до складу привода роторної ножової дробарки, представлені в табл. 1.

З іншого боку, момент інерції привода роторної ножової дробарки може бути визначений експериментально методом вільного вибігу (методом холостого ходу і самогальмування) [14-16]:

$$J = \frac{2P_{об0} \cdot t_0}{\omega_{об0}^2}, \quad (2)$$

де $P_{об0}$ – потужність електродвигуна в режимі холостого ходу; t_0 – час вільного вибігу привода роторної ножової дробарки (з моменту вимкнення електродвигуна і до його повної зупинки); $\omega_{об0}$ – кутова швидкість, до якої розганяється електродвигун в режимі холостого ходу, $\omega_{об0} = \frac{\pi n_{об0}}{30}$; $n_{об0}$ – номінальна частота обертання вала електродвигуна в режимі холостого ходу.

Таблиця 1

Основні технічні характеристики електродвигуна АИР 100S4У2

Показники	Кількісна характеристика
Номінальна потужність, кВт	3,0
Номінальна частота обертання, об/хв	1395
Коефіцієнт корисної дії, %	80
Момент інерції ротору, кг·м ²	0,01

$$P_{об0} = 180 \text{ Вт}; \quad n_1 = n_{об0} = 1395 \text{ об/хв}; \quad n_2 = 1200 \text{ об/хв};$$

$$\omega_{об0} = \frac{\pi n_{об0}}{30} = \frac{\pi \cdot 1395}{30} = 146,084 \text{ рад/с};$$

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1395}{1200} = 1,163.$$

З графіку залежності кутової швидкості вала ротора дробарки від часу при самогальмуванні привода до повної зупинки (рис. 2), визначаємо значення t_0 :

$$t_0 = 46,020 - 5,207 = 40,813 \text{ с.}$$

Із виразу (2) знаходимо момент інерції привода:

$$J = \frac{2P_{об0} \cdot t_0}{\omega_{об0}^2} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 40,813}{146,084^2} = 0,688 \text{ кг·м}^2$$

Із виразу (1) знаходимо момент інерції обертових мас на валу ротора:

$$J_2 = (J - J_1) \cdot u^2 = (0,688 - 0,01) \cdot 1,163^2 = 0,917 \text{ кг·м}^2.$$

При необхідності величиною моменту інерції обертових мас на валу ротора можна варіювати шляхом зміни геометричних параметрів маховика.

Варто зазначити, що аналітично можна визначити момент інерції обертових мас на валу ротора без врахування масивного маховика (рис. 3):

$$J_2^* = J_2 - J_M, \quad (3)$$

де J_M – момент інерції маховика.

Для уточнення інерційних характеристик привода та верифікації результатів, отриманих методом вільного вибігу, було проведено аналітичний розрахунок осьового моменту інерції маховика (J_M). Оскільки маховик роторної дробарки має складну конфігурацію (наявність конусних поверхонь, технологічних виїмок та пазів), в основу розрахунку покладено метод геометричної декомпозиції [24, 25].

Згідно з цим методом, конструкція маховика була розділена на 15 елементарних геометричних тіл (табл. 2), для яких існують точні математичні вирази визначення маса-інерційних параметрів. До розрахункової схеми увійшли: усічені конуси (елементи №1–4), циліндри

різних радіусів (№5–11), циліндричні сегменти (№12–13) та прямокутні паралелепіпеди (№14–15).

Для кожного елементарного тіла було визначено його лінійні розміри (R, r, h), розраховано масу (m) з урахуванням густини матеріалу (ρ) та осьовий момент інерції, приведений до осі обертання маховика. Детальні вирази для кожного типу тіла наведено в табл. 2.

Загальний осьовий момент інерції маховика (J_M) обчислювався шляхом алгебраїчного додавання моментів інерції суцільних тіл та віднімання моментів інерції порожнин або виїмок:

$$J_M = \sum_{i=1}^9 J_i - \sum_{i=10}^{11} J_i + \sum_{i=12}^{13} J_i - \sum_{i=14}^{15} J_i$$

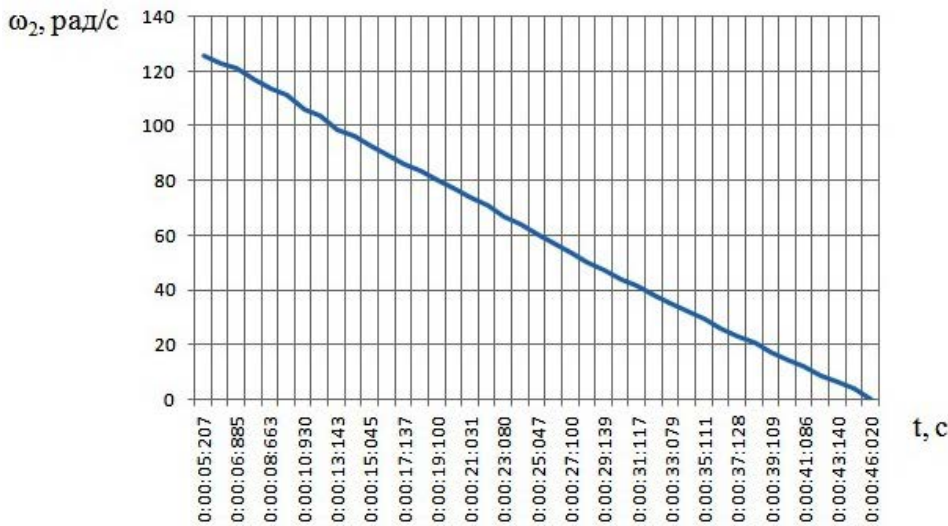


Рис. 2. Графік залежності кутової швидкості вала ротора дробарки від часу при самогальмуванні привода до повної зупинки

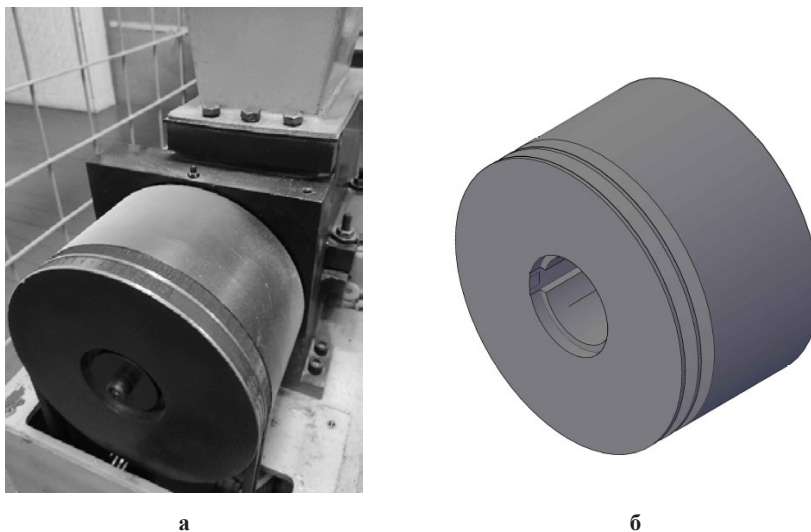


Рис. 3. Маховик роторної дробарки: а – зовнішній вигляд; б – тривимірна модель

За результатами аналітичного розрахунку визначено, що осьовий момент інерції маховика становить $J_M = 0,291 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$. Це дозволило, згідно з виразом (3), відокремити інерційний вплив маховика від загального моменту інерції обертових мас на валу ротора (J_2), визначеного експериментально.

Використання запропонованої методики дозволило не лише отримати точне значення J_M , а й реалізувати можливість варіювання інерційними характеристиками на етапі проєктування. Змінюючи геометричні розміри (радіуси або висоти) окремих

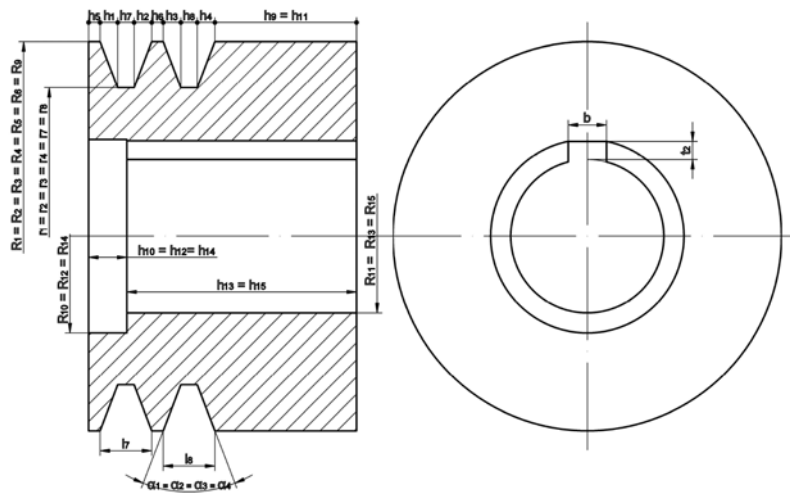
елементів (№1–15), можна оптимізувати сумарний момент інерції привода для забезпечення стабільної роботи дробарки під час ударних навантажень без перевантаження електродвигуна привода.

Така комбінація методів підтверджує можливість точного інженерного розрахунку параметрів привода, що є необхідним для розроблення адекватних математичних моделей динаміки дробарки та запобігання аварійним режимам роботи.

Висновки. Виконані дослідження показують, що найбільш прийнятним та ефективним спо-

Таблиця 2

Геометричні параметри маховика роторної дробарки



Номери тіл	Назви тіл	Розміри тіл, мм	Вирази для визначення маса-інерційних параметрів тіл	Значення осьових моментів інерції тіл, $10^{-3} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$
1	2	3	4	5
1(2, 3, 4)	Усічений конус	$R_1 = \frac{231,5}{2}$, $r_1 = \frac{207,5}{2}$, $\alpha_1 = 42^\circ$, $h_1 = (R_1 - r_1) \cdot \text{tg} \left(\frac{\alpha_1}{2} \right)$.	$J_1 = \frac{3}{10} \cdot m_1 \cdot \left(\frac{R_1^2 - r_1^2}{R_1^2 - r_1^2} \right)$, $m_1 = \frac{1}{3} \cdot \rho \cdot \pi \cdot h_1 \cdot (R_1^2 + R_1 \cdot r_1 + r_1^2)$.	8,237
5(6)	Циліндр	$R_5 = \frac{231,5}{2}$, $h_5 = 3$.	$J_5 = \frac{1}{2} \cdot m_5 \cdot R_5^2$, $m_5 = \rho \cdot \pi \cdot h_5 \cdot R_5^2$.	6,598
7(8)	Циліндр	$R_7 = \frac{207,5}{2}$, $l_7 = 13,5$, $h_7 = l_7 - 2 \cdot h_1$.	$J_7 = \frac{1}{2} \cdot m_7 \cdot R_7^2$, $m_7 = \rho \cdot \pi \cdot h_7 \cdot R_7^2$.	6,086
9	Циліндр	$R_9 = \frac{231,5}{2}$, $h_9 = 107$.	$J_9 = \frac{1}{2} \cdot m_9 \cdot R_9^2$, $m_9 = \rho \cdot \pi \cdot h_9 \cdot R_9^2$.	0,322
10	Циліндр	$R_{10} = \frac{80,5}{2}$, $h_{10} = 10$.	$J_{10} = \frac{1}{2} \cdot m_{10} \cdot R_{10}^2$, $m_{10} = \rho \cdot \pi \cdot h_{10} \cdot R_{10}^2$.	1,967
11	Циліндр	$R_{11} = \frac{70}{2}$, $h_{11} = 107$.	$J_{11} = \frac{1}{2} \cdot m_{11} \cdot R_{11}^2$, $m_{11} = \rho \cdot \pi \cdot h_{11} \cdot R_{11}^2$.	0,000310

1	2	3	4	5
12	Сегмент циліндричний	$R_{13} = \frac{70}{2},$ $R_{12} = \frac{80,5}{2},$ $h_{12} = 10,$ $t_2 = 4,9,$ $\alpha_{12} = \arccos\left(\frac{R_{13}+t_2}{R_{12}}\right).$	$J_{12} = \frac{1}{12} \cdot m_{12} \cdot R_{12}^2 \cdot$ $\left(\frac{12 \cdot \alpha_{12} - 4 \cdot \sin(2 \cdot \alpha_{12}) - \sin(4 \cdot \alpha_{12})}{2 \cdot \alpha_{12} - \sin(2 \cdot \alpha_{12})}\right),$ $m_{12} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot h_{12} \cdot R_{12}^2 \cdot (2 \cdot \alpha_{12} - \sin(2 \cdot \alpha_{12})).$	0,023470
13	Сегмент циліндричний	$R_{13} = \frac{70}{2},$ $h_{13} = 130,$ $b = 20,$ $\alpha_{13} = \arcsin\left(\frac{b}{2 \cdot R_{13}}\right).$	$J_{13} = \frac{1}{12} \cdot m_{13} \cdot R_{13}^2 \cdot$ $\left(\frac{12 \cdot \alpha_{13} - 4 \cdot \sin(2 \cdot \alpha_{13}) - \sin(4 \cdot \alpha_{13})}{2 \cdot \alpha_{13} - \sin(2 \cdot \alpha_{13})}\right),$ $m_{13} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot h_{13} \cdot R_{13}^2 \cdot (2 \cdot \alpha_{13} - \sin(2 \cdot \alpha_{13})).$	0,002261
14	Прямокутний паралелепіпед	$R_{14} = \frac{80,5}{2},$ $R_{15} = \frac{70}{2},$ $h_{14} = 10,$ $t_2 = 4,9,$ $b = 20,$ $\alpha_{14} = \arcsin\left(\frac{b}{2 \cdot R_{14}}\right),$ $a_{14} = R_{15} + t_2 - R_{14} \cdot \cos(\alpha_{14}).$	$J_{14} = \frac{1}{12} \cdot m_{14} \cdot (a_{14}^2 + b^2) + m_{14} \cdot$ $\left(\frac{1}{2} \cdot a_{14} + \sqrt{R_{14}^2 - \frac{b^2}{4}}\right),$ $m_{14} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot h_{14} \cdot a_{14} \cdot b.$	0.178623
15	Прямокутний паралелепіпед	$R_{15} = \frac{70}{2},$ $h_{15} = 130,$ $t_2 = 4,9,$ $b = 20,$ $\alpha_{15} = \arcsin\left(\frac{b}{2 \cdot R_{15}}\right),$ $a_{15} = t_2 \cdot (1 - \cos(\alpha_{15})).$	$J_{15} = \frac{1}{12} \cdot m_{15} \cdot (a_{15}^2 + b^2) + m_{15} \cdot$ $\left(\frac{1}{2} \cdot \left(R_{15} + t_{15} + \sqrt{R_{15}^2 - \frac{b^2}{4}}\right)\right)^2,$ $m_{15} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot h_{15} \cdot a_{15} \cdot b.$	0,322
Осьовий момент інерції маховика $J_M = \sum_{i=1}^9 J_i - \sum_{i=10}^{11} J_i + \sum_{i=12}^{13} J_i - \sum_{i=14}^{15} J_i = 0,291 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$				

собом визначення моменту інерції обертових мас привода роторної дробарки без проведення складного демонтажу обладнання є експериментальний метод вільного вибігу. В ході випробувань встановлено, що за потужності холостого ходу 180 Вт та кутовій швидкості вала електродвигуна 146,084 рад/с час повного самогальмування системи до зупинення становить 40,813 секунд. Ці показники дозволили розрахувати експериментальний момент інерції всього привода, який складає 0,688 кг·м², та виділити момент інерції безпосередньо на валу ротора, що дорівнює 0,917 кг·м². Для деталізації інерційного внеску масивного маховика було застосовано аналітичний метод геометричної декомпозиції, згідно з яким складну форму виробу було розділено на 15 елементарних геометричних тіл, включаючи усічені конуси, циліндри, прямокутні паралеле-

піпеди тощо. За результатами розрахунку сумарний осьовий момент інерції маховика склав 0,291 кг·м², що підтверджує можливість точного відокремлення інерції махових мас від загального моменту інерції ротора. Точне визначення цих параметрів є важливим для розроблення адекватних математичних моделей динаміки привода, які дозволяють прогнозувати поведінку системи під час пікових навантажень для подрібнення відходів полімерів, зокрема під час подрібнення великих шматків полімерних відходів, та запобігати аварійним режимам роботи електродвигуна. Такий комплексний підхід надає можливість інженерам на етапі проєктування та модернізування варіювати маса-інерційними характеристиками окремих елементів з метою підвищення енергоефективності та загальної надійності обладнання.

Список літератури:

1. Мікульонюк І. О. Управління великотоннажними твердими побутовими та промисловими відходами : монографія. Київ : Ін-т газу НАНУ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2025. 362 с.
2. Bishop G., Styles D., Lens P. N. L. Recycling of European plastic is a pathway for plastic debris in the ocean. *Environment International*. 2020. Vol. 142. Article 105893. 12 p. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.envint.2020.105893>
3. Рубанка М. М. Математичне моделювання динаміки роторної дробарки для переробки відходів легкої промисловості. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. 2015. № 6 (92). С. 107–114.

4. Єршомін П. М., Кириченко А. М., Гречка А. І. та ін. Сучасний стан та перспективи розвитку пристроїв для механічного подрібнення пластикових відходів 3D друку під час їх вторинної переробки. *Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки* : зб. наук. пр. Кропивницький : ЦНТУ, 2025. Вип. 11 (42), ч. 2. С. 117–126.
5. Скіба М. Є. Обладнання для переробки відходів : монографія. Хмельницький : ПП Ковальський В. В., 2004. 124 с.
6. Рубанка М. М., Місяць В. П. Відходи легкої промисловості, способи переробки і області подальшого використання. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. 2015. № 4 (88). С. 34–39.
7. Саленко Ю. С. Обладнання для подрібнення матеріалів: дробарки та млини : навч. посіб. Кременчук : КДПУ, 2008. 100 с.
8. Бурмістенков О. П., Місяць В. П., Панасюк І. В., Злотенко Б. М. Переробка відходів гуми та термопластичних матеріалів : монографія. Київ : Кафедра, 2012. 240 с.
9. Піпа Б. Ф., Рубанка М. М., Музичишин С. В. Аналіз доцільності використання пристрою з пружиною кручення для зниження динамічних навантажень в приводі технологічного обладнання та вибір його параметрів. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну*. 2014. № 3 (77). С. 209–215.
10. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Павленко Г. І. Динаміка круглов'язальних машин. Київ : КНУТД, 2005. 294 с.
11. Хомяк О. М. Динаміка плосков'язальних машин та автоматів. Київ : КНУТД, 2008. 250 с.
12. Чабан В. В., Бакан Л. А., Піпа Б. Ф. Динаміка основов'язальних машин. Київ : КНУТД, 2012. 287 с.
13. Місяць В. П., Рубанка М. М. Експериментальна установка для дослідження динамічних характеристик роторної ножової дробарки. *Праці Одеського політехнічного університету*. Одеса, 2014. Вип. 1 (43). С. 78–82.
14. Лаврінченко Ю. М., Марченко О. С., Савченко П. І. та ін. Електропривод : підручник / за ред. Ю. М. Лаврінченка. Київ : Ліра-К, 2009. 504 с.
15. Лаврінченко Ю. М., Савченко П. І., Синявський О. Ю., Войтюк Д. Г., Савченко В. В., Голодний І. М. Основи електропривода : підручник. Київ : Ліра-К, 2017. 524 с.
16. Лаврінченко Ю. М., Савченко П. І., Синявський О. Ю., Войтюк Д. Г., Савченко В. В., Голодний І. М. Основи електропривода : підручник. Київ : Ліра-К, 2021. 532 с.
17. Видмиш А. А., Ярошенко Л. В. Основи електропривода. Теорія та практика. Ч. 1 : навч. посіб. Вінниця : ВНАУ, 2020. 387 с.
18. Колб А. А., Колб А. А. Теорія електроприводу : навч. посіб. 2-ге вид., перероб. і допов. Дніпро : Нац. гірничий ун-т, 2011. 540 с.
19. Яким Р. С. Приводи транспортних машин : навч. посіб. Дрогобич : РВВ ДДПУ ім. Івана Франка, 2020. 240 с.
20. Борозенець Г. М., Павлов В. М., Семак І. В. Деталі машин : навч. посіб. Київ : Кондор, 2021. 220 с.
21. Міняйло А. В., Тіщенко Л. М., Мазоренко Д. І. та ін. Деталі машин : підручник. Київ : Агроосвіта, 2013. 448 с.
22. Коновалюк Д. М., Ковальчук Р. М. Деталі машин. Київ : Кондор, 2005. 584 с.
23. Піпа Б. Ф., Хомяк О. М., Марченко А. І. Деталі машин. Київ : КНУТД, 2011. 358 с.
24. Орловський Б. В., Дворжак В. М. Розрахунок голок швейних машин на міцність. *Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем : матеріали V міжнар. наук.-практ. конф.* (19–22 трав. 2015 р., Чернігів). Чернігів : ЧНТУ, 2015. С. 155.
25. Дворжак В. М., Орловський Б. В. Експериментальне визначення маса-інерційних параметрів рухомих триповодкових ланок механізмів технологічних машин. *Вісник Київського національного університету технологій та дизайну. Серія: Технічні науки*. 2015. № 2 (84). С. 56–62.

Rubanka M.M., Dvorzhak V.M., Zaliubovskiy M.H., Nychehlod V.V., Dromenko V.B.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE MOMENT OF INERTIA OF THE ROTATING MASSES ON THE ROTOR SHAFT OF A ROTARY CRUSHER FOR THE PROCESSING OF POLYMER WASTE

This article presents the results of experimental studies aimed at determining the moment of inertia of the rotating masses in the drive system of a rotary knife crusher used for processing polymer waste. The necessity of accurately knowing the inertial parameters is justified for the development of adequate mathematical models of the drive dynamics and the rational selection of the flywheel's design parameters, which allows minimising the impact of significant dynamic loads during transient operating modes of the rotary crusher.

Particular attention is paid in this work to the method for determining the axial moment of inertia of complex constructional elements of the rotary crusher, in particular the massive flywheel. The authors have implemented a comprehensive approach combining: the experimental free-running (self-braking) method, which allows the total moment of inertia of the system to be determined without complex dismantling of the equipment, based on the idling power consumption and the time required for the rotor to come to a complete stop, and an analytical method for determining the axial moment of inertia by decomposing the complex geometry of the flywheel into elementary geometric bodies (truncated cones, cylinders, cylindrical segments, rectangular parallelepipeds, etc.). Detailed calculation expressions are provided for each of these elements, which made it possible to obtain the exact value of the flywheel's axial moment of inertia ($J_M = 0.291 \text{ kg}\cdot\text{m}^2$) and separate it from the total moment of inertia of the rotating masses on the rotor shaft.

The results obtained confirm that it is possible to vary the inertial characteristics of a rotary knife crusher drive by altering the geometric parameters of individual components in order to improve the energy efficiency of the crushing process.

Keywords: rotary knife crusher, moment of inertia, free-running method, flywheel, geometric parameters, processing of polymer waste, drive dynamics, energy efficiency.

Дата першого надходження статті до видання: 16.03.2026
Дата прийняття статті до друку після рецензування: 13.04.2026
Дата публікації (оприлюднення) статті: 19.05.2026