щільність потоку нейтронів або інтенсивність γ-випромінювання в місці його розташування в активній зоні. На величину сигналу впливають енерговиділення сусідніх елементів активної зони, ступінь вигоряння чутливого елемента, ряд інших факторів. Тому сигнал детектора представляє певну усереднену інформацію з енерговиділення в деякій частині активної зони.

Детектори внутрішньореакторного контролю використовуються в системах управління та захисту, а саме в системах контролю нейтронного потоку, які традиційно називають апаратурою контролю нейтронного потоку (АКНП).

Детектори, що використовуються в АКНП, розташовуються поза реактором у підвісках, які всередині вакуумуються або заповнюються інертним газом, щоб забезпечити необхідну електричну ізоляцію в жорстких умовах роботи. Підвіски поміщаються у спеціальних каналах біологічного захисту реактора та охолоджуються, щоб забезпечити нормальну роботу детекторів. Підйомно-опускні пристрої дозволяють встановлювати детектори навпроти потрібної частини активної зони реактора. Детектори розміщують поблизу активної зони, компенсуючи висотну та азимутальну неоднорідність щільності потоку нейтронів.

Таке використання детекторів контролю щільності потоку нейтронів має низку особливостей:

1. Неможливість безпосереднього вимірювання потоку нейтронів через відсутність в них електричного заряду.
2. Необхідність одержання відносно великої амплітуди напруги електричного сигналу для реалізації контролю та управління ядерним реактором.
3. Необхідність практичної безінерційності контролю.
4. Необхідність забезпечення пропорційності інформативного параметра електричного сигналу контрольованої густини потоку нейтронів за наявності великого діапазону зміни густини та вимог до стабільності характеристик.
5. Необхідність забезпечення високої надійності роботи детекторів в умовах високої інтенсивності випромінювання та впливу зовнішніх факторів (температура, вологість, хімічно агресивні середовища тощо).
6. Фактичний вимір детекторами нейтронів витоку внаслідок їхнього розташування навколо реактора, що не завжди дає однозначну відповідність між показаннями детекторів та тепловою потужністю реактора.

Неможливість підтримки оптимального розподілу енерговиділення за обсягом активної зони, що забезпечує безпечну експлуатацію реактора у поєднанні з максимальною економічністю.

Список використаних джерел

1. ДСТУ 3956-2000. Технічні засоби вимірювання та керування в промислових процесах. – Ч. 1: Основні поняття. Терміни визначення, 2000.

2. IEC 61226. Nuclear power plants – Instrumentation and control for systems important to safety – Classification. 2005.

3. ДСТУ 3451-96. Технічні засоби для розподілених автоматизованих систем керування технологічними процесами. Загальні вимоги до спряження виробів, 1996.

УДК 621.926.2:539.4

МОДЕЛЮВАННЯ НАВАНТАЖЕНОСТІ ТА ДОВГОВІЧНОСТІ РОТОРА, ПОДРІБНЮВАЛЬНИХ ЕЛЕМЕНТІВ І ВІБРОІЗОЛЮВАЛЬНИХ ОПОР ЗЕРНОДРОБАРКИ РОТОРНО-ДЕКОВОГО ТИПУ

Олена Баранова

Миколаївський національний аграрний університет, м. Миколаїв, Україна

Енергозатрати на подрібнення фуражного зерна є ключовою складовою енерговитрат у технологічному процесі виробництва комбікорму, а конструкції зернодробарок, що застосовуються в агропромисловому комплексі, нерідко характеризуються високою енергоємністю, металоємністю та

інтенсивним зносом робочих органів [1]. Для малих господарств, які виробляють корми для власних ферм, надійність і довговічність обладнання є не менш важливими, ніж його продуктивність. Тому проєктування вузлів дробарки має спиратися на розрахунок, що враховує реальні, а не умовні навантаження.

Аналіз публікацій. У дослідженнях з подрібнення зерна енергоефективність пов'язують із оптимізацією режимів та конструктивних параметрів, а також із властивостями сировини: вологість, структура й механічні властивості зерна істотно впливають на енерговитрати та механізм руйнування [2]. Моделі енергетичного балансу молоткових дробарок дозволяють прогнозувати витрати енергії та вихід цільової фракції [3, 4]. Для підвищення зносостійкості робочих елементів пропонуються матеріали із твердими вставками й покриттями [5]. Водночас у літературі менше уваги приділено сумісному розрахунку навантаженості, втоми та зношування вузлів дробарки як єдиної механічної системи, що й визначає мету цієї роботи: запропонувати модельну послідовність розрахунку вдосконаленого конструктивного рішення.

Розглядається зернодробарка, у якій ротор із подрібнювальними елементами зі скошеною кромкою обертається в робочій камері, поділеній на чотири сектори: завантаження, першої деки, решета та другої деки (рис. 1). Подрібнення відбувається внаслідок багаторазового удару й стирання зерна між ротором і пасивними органами – декою та решетом; на кожній деці встановлено вібратор для запобігання налипанню матеріалу, а корпус з'єднано з рамою амортизаторами [1]. Елемент має довжину 100–110 мм, ширину 40 мм, товщину 5–7 мм і отвір діаметром 10 мм для осі підвісу.

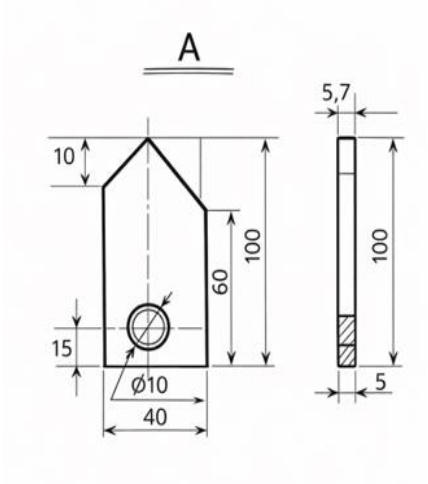


Рис. 1. Подрібнювальний елемент, розміри в мм (за [1])

У вузлі діють чотири групи навантажень. Перша – відцентрова сила від обертання елемента, яка розтягує його і навантажує вісь підвісу:

$$F_ц = m \cdot \omega^2 \cdot r, \quad \omega = \pi \cdot n / 30, \tag{1}$$

де m – маса елемента, ω – кутова швидкість ротора, n – частота обертання, r – відстань центра мас до осі обертання. Друга – ударна сила в момент контакту з частинкою зерна. З теореми про зміну кількості руху середню силу удару можна оцінити як

$$F_{уд} = (1 + k) \cdot m_ч \cdot v_в / \tau, \tag{2}$$

де k – коефіцієнт відновлення, $m_ч$ – маса частинки, $v_в$ – швидкість зустрічі, τ – тривалість контакту. Третя – реакції від заклинювання великих частинок між елементами та декою. Четверта – інерційні сили від неврівноваженості ротора, що передаються на підшипники та раму.

Ілюстративний розрахунок. Для сталевого елемента завдовжки 100 мм, завширшки 40 мм і завтовшки 5 мм маса, з урахуванням отвору, становить близько 0,15 кг. Приймаючи r = 0,2 м і n = 2850 хв$^{-1}$ (ω ≈ 298 рад/с), отримуємо $F_ц$ ≈ 2,8 кН, а колову швидкість кромки близько 60 м/с. Ці значення залежать від розмірів реального ротора й підлягають уточненню.

Модель напруженності та втоми. Найбільш небезпечним є переріз елемента біля отвору підвісу. Номінальне напруження в мінімальному перерізі та максимальне напруження з урахуванням концентрації:

$$\sigma_{ном} = F / [(b - d) \cdot s], \quad \sigma_{max} = K_t \cdot \sigma_{ном}, \tag{3}$$

де b – ширина елемента, d – діаметр отвору, s – товщина, K_t – теоретичний коефіцієнт концентрації напружень [6]. Для наведених розмірів площа мінімального перерізу становить 150 мм², тому від однієї лише відцентрової сили $\sigma_{ном} \approx 19$ МПа; для отвору, навантаженого через вісь, значення K_t зазвичай більше, ніж для вільного отвору, і його уточнюють методом скінченних елементів. Додавання ударної складової збільшує амплітуду напружень і визначає втомну довговічність.

Ресурс оцінюють за кривою втоми та гіпотезою лінійного нагромадження пошкоджень [7]:

$$\sigma_a^m \cdot N = C, \quad D = \Sigma\, n_i / N_i, \tag{4}$$

де σ_a – амплітуда напружень, N – число циклів до руйнування, m і C – параметри кривої втоми матеріалу, n_i – кількість циклів на і-му рівні спектра, N_i – кількість циклів до руйнування на цьому рівні; руйнування прогнозують при $D \to 1$. Спектр $\{\sigma_i, n_i\}$ отримують, виділяючи цикли з випадкової послідовності ударів (метод дощового потоку). Оскільки подача, розмір і вологість зерна змінюються, параметри цього спектра розглядають як випадкові, а ресурс подають функцією надійності.

Зношування кромки та віброізоляція. Абразивне зношування скошеної кромки описують залежністю Арчарда [8]:

$$V = k_з \cdot F_N \cdot L / H, \tag{5}$$

де V – об’єм зношеного матеріалу, $k_з$ – коефіцієнт зношування, F_N – нормальна сила, L – шлях тертя, H – твердість поверхні. Зі зростанням n шлях тертя за одиницю часу збільшується, а підвищення твердості (вставки, покриття) зменшує інтенсивність зносу [5]. Зношена кромка зменшує площу контакту із зерном і ефективність руйнування, тому питомі витрати енергії зростають; це встановлює зв’язок між довговічністю деталі та енергоефективністю процесу.

Корпус зернодробарки на амортизаторах розглядають як систему з одним ступенем вільності з власною частотою $\omega_0 = \sqrt{(k/M)}$. Коефіцієнт передачі сили на раму за гармонічного збурення з частотою ω становить [9]:

$$T = \sqrt{[\,(1 + (2\zeta r)^2) / ((1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2)\,]}, \quad r = \omega / \omega_0, \tag{6}$$

де ζ – коефіцієнт демпфування. Віброізоляція досягається, коли $r > \sqrt{2}$, тобто власна частота системи помітно нижча за частоту обертання ротора; режими розгону й вибігу, під час яких система проходить через резонанс, мають бути швидкими або демпфованими. Зменшення динамічних сил, що передаються на раму, зменшує навантаження на підшипники, ресурс яких за ISO 281 $L_{10} = (C/P)^p$ мільйонів обертів, де C – динамічна вантажопідйомність, P – еквівалентне навантаження, p = 3 для кулькових підшипників [6].

Структуру моделі подано на рис. 2.

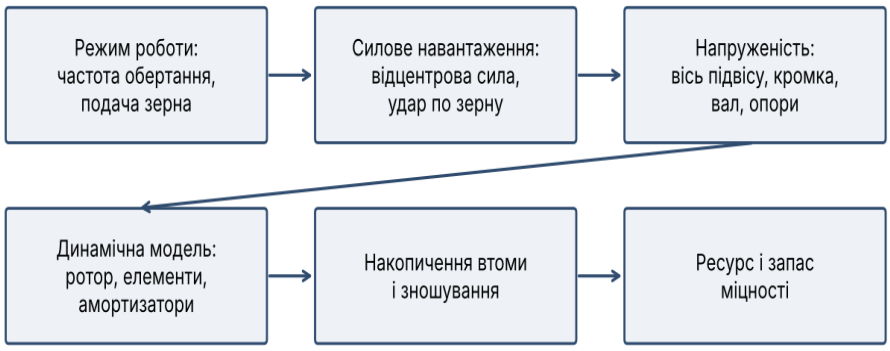


Рис. 2. Структура моделі навантаженості та довговічності вузлів зернодробарки (схема розроблена авторами)

Адекватність моделі перевіряють вимірюваннями на фізичному зразку: тензометруванням осі підвісу, вимірюванням прискорень корпусу, споживаної потужності й зносу кромки за наробітком. Збільшення кількості елементів на роторі підвищує густину ударної дії, але збільшує масу ротора, інерційні навантаження на амортизатори й ризик заклинювання частинок [1], тому ця залежність є одним із напрямів чисельного дослідження. Для курсу «Деталі машин» пропонується послідовність завдань, що відповідає етапам моделі (табл. 1).

Таблиця 1. Завдання для дисципліни «Деталі машин» за етапами моделі

Етап	Завдання здобувача	Результат
Навантаження	Розрахувати $F_ц$ та $F_{уд}$ для заданих n, r, m	Розрахункові сили
Напруженість	Визначити $\sigma_{ном}$ і σ_{max} біля отво алітично та МСЕ)	K_t, запас міцності
Довговічність	Побудувати спектр, розрахувати D урс, L_{10} підшипників	Ресурс елемента й опор
Віброізоляція	Підібрати амортизатори за $r > \sqrt{2}$	Коефіцієнт передачі T
Верифікація	Порівняти з вимірюваннями	Висновок про адекватність

Висновки. 1) Розрахунок вузлів зернодробарки доцільно виконувати на основі моделі навантаженості, що враховує відцентрову й ударну складові та випадковий характер ударів. 2) Найбільш напруженим є переріз біля отвору підвісу елемента; його оцінюють через коефіцієнт концентрації напружень, а довговічність – через спектр амплітуд і гіпотезу лінійного нагромадження пошкоджень. 3) Зношування кромки та вібрація пов’язані з енергоефективністю процесу, тому розрахунок на довговічність і розрахунок енергоємності слід розглядати спільно. 4) Запропоновані завдання можуть бути використані в розрахунково-графічних роботах з деталей машин.

Список використаних джерел

1. Доценко Н. А., Горбенко О. А., Садовий О. С., Баранова О. В. Проєктування енергоефективного обладнання для подрібнення фуражного зерна для комбікормового виробництва з оптимізацією конструкційних і технологічних параметрів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. 2026. Вип. 56. С. 243–255.

2. Kalandarov P., Khayitov A., Sharifov H., Murodova G. Study on the effect of grain moisture on grinding efficiency. E3S Web of Conferences. 2024. Vol. 497. Art. 03025.

3. Castillo Alvarez Y., Jiménez Borges R., Monteagudo Yanes J. P. et al. Mathematical model to improve energy efficiency in hammer mills in feed industry. Processes. 2025. Vol. 13, no. 5. Art. 1523.

4. Al-Eid M., Qabatty A., Kubaisi R., Jaafar A. A. K. Optimization of key operating parameters to enhance performance and energy efficiency of a hammer mill for corn grinding. Discover Applied Sciences. 2025. Vol. 7. Art. 639.

5. Wen Z.-P., Zhou Y.-M., Zhang F.-L., Zhang G.-X., Luo S.-M. A novel method for improving milling efficiency and wear resistance of mill hammer with orderly brazed diamond grains. Biomass Conversion and Biorefinery. 2024.

6. Budynas R. G., Nisbett J. K. Shigley’s Mechanical Engineering Design. 11th ed. New York : McGraw-Hill Education, 2020.

7. ISO 281:2007. Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life. Geneva : International Organization for Standardization, 2007.

8. Miner M. A. Cumulative damage in fatigue. Journal of Applied Mechanics. 1945. Vol. 12, no. 3. P. A159–A164.

9. Archard J. F. Contact and rubbing of flat surfaces. Journal of Applied Physics. 1953. Vol. 24, no. 8. P. 981–988.

10. Rao S. S. Mechanical Vibrations. 6th ed. Hoboken : Pearson, 2017.