К.Ю. Дейнека, аспірант НУВГП, м. Рівне

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ВИЗНАЧЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВНУТРІШНЬОКАМЕРНОГО ЗАВАНТАЖЕННЯ БАРАБАННОГО МЛИНА МЕТОДОМ ВІЗУАЛІЗАЦІЇ

Показано, що стійкість стаціонарного обертання барабана визначається варіаціями осьового моменту інерції внутрішньокамерного завантаження в його усталеному русі та співвідношенням жорсткості механічної характеристики машинного агрегата. Виконано розрахунок осьового моменту інерції та координати центра мас. Для візуалізації картин руху в перерізі камери використано сітки. На основі аналізу отриманих результатів встановлено умови виникнення та інтенсифікації прояву нестійкості.

Ключові слова: барабанний млин, внутрішньокамерне завантаження, осьовий момент інерції, стійкість обертання.

Показано, что стойкость стационарного вращения барабана определяется вариациями осевого момента инерции внутрикамерной загрузки в его установившемся движении и соотношением жесткости механической характеристики машинного агрегата. Произведено расчет осевого момента инерции и координат центра масс. Для визуализации картин движения в сечении камеры использовано сетки. На основании анализа полученных результатов установлены условия возникновения и интенсификации проявления нестойкости.

Ключевые слова: барабанная мельница, внутрикамерная загрузка, осевой момент инерции, стойкость вращения.

The stability of stationary rotation of a drum was demonstrated to be determined by the variation of centroidal moment of inertia of intrachamber filling in its steady-state moution and by the ratio of inflexibility of mechanical characteristics of the machine. Centroidal moment of inertia and coordinates of centre of mass were calculated. The graticules were used for chamber crosssection motion patterns visualization. Conditions of initiation and intensification of instability manifestation were ascertained on the basis of analysis of obtained results.

Key words: tumbling mill, intrachamber filling, centroidal moment of inertia, rotation stability.

Постановка проблеми. Барабанні млини завдяки низці переваг залишаються основним обладнанням багатотоннажного подрібнення

Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Вип. 23., т.1.– 2009. – ПолтНТУ

будівельних дисперсних матеріалів. Разом із тим, недоліком таких млинів є відносно низька інтенсивність циркуляції молольного завантаження в камері барабана, що обумовлено утворенням значної квазітвердотільної маси завантаження поблизу стінки камери.

Аналіз останніх досліджень і виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття. Останнім часом збільшилась кількість пропозицій щодо активізації циркуляції молольного завантаження шляхом генерування пульсуючого режиму його руху при застосуванні різноманітних внутрішньокамерних еноргообмінних пристроїв [1–3]. Однак унаслідок низької надійності, спричиненої високою абразивністю завантаження, такі засоби не набули широкого застосування. У той же час досить перспективним для практичного використання може бути напрямок удосконалення процесів подрібнення в млинах на основі створення та підтримування пульсуючого руху завантаження при нестійкому обертанні барабана, який базується традиційних на конструктивних рішеннях обладнання із барабаном без додаткових виступаючих елементів, що зазнають підвищеного зношування [4].

При роботі барабанних млинів виникають нестійкі режими обертання, які виявляються у вигляді збудження вимушених коливань у приводі [5, 6] та утворення змінної складової сигналу активної потужності приводного двигуна [7]. У [8] пропонується керувати процесом подрібнення та підтримувати фрикційні коливання малорухомого ядра в зоні параметричного резонансу, що підвищує продуктивність та знижує енергоємність помелу.

У теперішній час основною причиною нестійких режимів обертання фрикційні вважаються крутильні коливання барабанних млинів внутрішньокамерного завантаження. Гіпотеза проф. Крюкова Д.К. [5] передбачає проковзування всього завантаження відносно поверхні камери, а механічна система моделюється двома фізичними маятниками, що зв'язано тертям. Гіпотеза проф. Марюти А.М. [9] передбачає проковзування центрального малорухомого ядра відносно завантаження та використання теорії маятника Фроуда [10] для описування динаміки фрикційних коливань. Згідно з цією гіпотезою для підтримування коливань рекомендується збільшити швидкість обертання та знизити ступінь заповнення млина [11]. Гіпотеза проф. Сланевського А.В. [12, 13] завантаження передбачає автоколивання всього при спалаючій фрикційній характеристиці. Гіпотеза проф. Новіцького І.В. [14, 15] описує фрикційні коливання внутрішніх шарів завантаження, які можуть підтримуватись за допомогою автоматичної системи керування роботи млина. Однак застосування таких спрощених моделей, на яких базуються існуючі тлумачення виникнення нестійких механічних режимів роботи барабанних млинів, призводить до неврахування низки параметрів, що

спричиняє розбіжність одержуваних результатів із експериментальними даними і не дозволяє визначати із достатньою точністю параметри їх нестійкого обертання.

Ефект нестійкості режимів роботи барабанних млинів, що виявляється у нестійкості обертання завантаженого барабана, було зареєстровано експериментально [16]. Застосовуючи принципи твердіння та встановлення ієрархії змінних, на підставі прямого методу Ляпунова було одержано умову асимптотичної стійкості усталеного руху млина [17]. Чинниками нестійкості є варіації моменту інерції завантаження та моменту опору обертання барабана.

Відомий теоретичний метод розрахунку значення змінного моменту інерції завантаження наведено в [5, 18]. Однак існуюча методика враховує лише так звану «приєднану» частину завантаження, яка не рухається відносно барабана. Проте такий підхід не відповідає фізичній сутності механічної задачі, котра розглядається, оскільки входить у протиріччя із умовою сталості складу системи.

Метод розрахунку відносних інерційних параметрів завантаження при візуалізації картин його руху в поперечному перерізі обертової камери було розроблено в [19]. Залучення принципу твердіння [20–22] дозволяє розглядати умовне тверде тіло, яке утворилося б при миттєвому затвердінні системи, і нехтувати відносним рухом завантаження. Це суттєво спрощує задачу визначення інерційних параметрів завдяки врахуванню всієї маси завантаження, включаючи як «приєднану», так і «відокремлену» частини.

Формулювання цілей статті. За мету було поставлено експериментальне визначення осьового моменту інерції та моменту опору за допомогою візуалізації усталеного руху завантаження в камері стаціонарно обертового барабана для оцінювання їх впливу на стійкість обертання барабанного млина.

Виклад основного матеріалу. Умова асимптотичної стійкості усталеного руху машинного агрегата барабанного млина має вигляд

$$\frac{\frac{dM_{3}(\omega)}{d\omega} \cdot \frac{1}{i \cdot \eta} - \frac{dM_{\delta}(\omega)}{d\omega}}{\left[\frac{\omega^{2}}{2} \cdot \frac{d^{2}I_{3}(\omega)}{d\omega^{2}} + 2 \cdot \omega \cdot \frac{dI_{3}(\omega)}{d\omega} + I_{3}(\omega) + I_{\delta}\right] \frac{1}{i^{2}} + I_{\delta}} > 0, \qquad (1)$$

де I_3 , I_6 та I_0 – осьові моменти інерції завантаження, барабана та обертових частин двигуна; M_3 – момент опору завантаження обертанню двигуна; M_0 – момент приводного двигуна; ω – кутова швидкість барабана; *i* – передаточне відношення приводу; η – коефіцієнт корисної дії приводу.

Екстремальне від'ємне значення другої похідної $d^2 I_3(\omega)/d\omega^2$ може спричинити від'ємне значення всього знаменника, а екстремальне від'ємне

значення похідної $dM_3(\omega)/d\omega$ — від'ємне значення всього чисельника (1). Зазначене може призвести до невиконання умови (1) і втрати стійкості руху.

При візуальному аналізові картин руху замість осьового можна використати полярний момент інерції, а замість моменту опору – статичний момент плоскої фігури завантаження в поперечному перерізі камери.

Інерційні параметри завантаження зручно подати у відносній формі. Це дозволяє істотно спростити порівняльний аналіз та представити одержані результати в узагальненому вигляді.

Кількісно оцінити зміну осьового або полярного моментів інерції можна за відношенням до значення моменту при повному заповненні камери ψ_{i1} , а якісно – за відношенням до значення моменту для пристінкового шару завантаження ψ_{im} при поточному к

$$\psi_{i1} = \frac{2I_{p\delta}}{\pi}, \qquad \qquad \psi_{iuu} = \frac{2I_{p\delta}}{\pi \left[1 - (1 - \kappa)^2\right]},$$

де $I_{p\delta}$ – безрозмірний полярний момент інерції фігури завантаження, κ – ступінь заповнення камери барабана завантаженням.

Кількісно оцінити зміну моменту опору або статичного моменту можна за відношенням до значення умовного максимального моменту при половинному заповненні камери $\psi_{M0,5}$, а якісно – за відношенням до значення умовного максимального моменту $\psi_{M0,5}$ при поточному к

$$\psi_{M0,5} = \frac{3S_{y\delta}}{2}, \qquad \qquad \psi_{Mc} = \frac{3S_{y\delta}}{2\sin^3\alpha},$$

де $S_{y\delta}$ – безрозмірний статичний момент фігури перерізу завантаження, α – половина центрального кута сегментного перерізу завантаження. Умовний максимальний момент відповідає розподілу завантаження в поперечному перерізі камери у вигляді ідеального твердотільного сегмента, що повернуто разом із барабаном відносно початкового положення на прямий кут.

Для визначення моменту інерції використовувалась розрахункова сітка з концентричним розташуванням комірок у вигляді кільцевого сектора (рис. 1,а), а для визначення моменту опору – розрахункова сітка із рядним розташуванням квадратних комірок (рис. 1,б). Кількість кільцевих шарів комірок першої сітки (n_{20}) та половина числа вертикальних шарів комірок другої сітки (N_{20} та N'_{20}) дорівнює 20. Загальна кількість комірок у кожній сітці близько 1200.

Вирази для безрозмірних моментів $I_{p\delta}$ та $S_{y\delta}$, що визначаються за допомогою сіток, мають вигляд:

$$I_{p\delta(20)} = (n_1 + 5n_2 + 13n_3 + 25n_4 + 41n_5 + 61n_6 + 85n_7 + 113n_8 + 145n_9 + 181n_{10} + 221n_{11} + 265n_{12} + 313n_{13} + 365n_{14} + 421n_{15} + 481n_{16} + 545n_{17} + 613n_{18} + 685n_{19} + 761n_{20}) \cdot \pi/960000,$$

$$S_{y\delta(20)} = \left[N_1 - N_1' + 3(N_2 - N_2') + 5(N_3 - N_3') + 7(N_4 - N_4') + +9(N_5 - N_5') + 11(N_6 - N_6') + 13(N_7 - N_7') + 15(N_8 - N_8') + +17(N_9 - N_9') + 19(N_{10} - N_{10}') + 21(N_{11} - N_{11}') + 23(N_{12} - N_{12}') + +25(N_{13} - N_{13}') + 27(N_{14} - N_{14}') + 29(N_{15} - N_{15}') + 31(N_{16} - N_{16}') + +33(N_{17} - N_{17}') + 35(N_{18} - N_{18}') + 37(N_{19} - N_{19}') + 39(N_{20} - N_{21}') \right] / 16000,$$

де n_1 , n_2 , ..., n_{20} – кількість заповнених завантаженням комірок у кільцевих шарах першої сітки; N_1 , N_2 , ..., N_{20} та N'_1 , N'_2 , ..., N'_{20} – кількість заповнених завантаженням комірок у вертикальних шарах ліворуч та праворуч від центра другої сітки.

Для моделювання молольного завантаження було використано два зернистих матеріали з розміром частинок d=0,0022 м та d=0,0055 м. Було використано барабан із хвильовою поверхнею камери, що моделює футерівку, діаметром D=0,253 м, та з гладкою поверхнею камери D=0,212 м. Ступінь заповнення камери завантаженням змінювався у межах $\kappa=0,25-0,45$ із кроком 0,05. Відносна швидкість обертання барабана $\psi_{\omega}=\omega/\omega_{\kappa p}$ змінювалась із кроком 0,05-0,1, де $\omega_{\kappa p} = \sqrt{g/R}$ – критична кутова швидкість барабана, R – радіус камери, g – гравітаційне прискорення.

Моделювалось три випадки роботи барабанних млинів. Перший випадок характеризувався параметрами d=0,0055 м, D=0,253 м (d/D=0,022) та хвильовою поверхнею камери, що відповідає умові роботи кульових або першої камери трубних млинів. Другий випадок — параметрами d=0,0055 м, D=0,212 м (d/D=0,026) та гладкою поверхнею камери, що відповідає умові роботи кульових або першої камери трубних млинів із повністю зношеною поверхнею футерівки, а третій випадок — параметрами d=0,0022 м, D=0,212 м (d/D=0,01) та гладкою поверхнею камери, що відповідає умові роботи другої камери трубних млинів.

Для візуалізації руху використовувалась цифрова фотозйомка. Фіксувались картини усталеного руху завантаження при зміні швидкості обертання від нуля до межі утворення пристінкового шару. Було оброблено 221 картину руху. На рис. 2,а наведено отримані картини руху завантаження при зростанні ψ_{ω} для першого випадку роботи млинів при κ =0,25; на рис. 2,6 – для другого випадку при κ =0,45; на рис. 2,в – для третього випадку при κ =0,35.

На рис. 3, 4 та 5 зображено графіки розрахованих залежностей ψ_{il} , ψ_{iuv} , $\psi_{M0,5}$ та ψ_{Mc} від ψ_{ω} при $\kappa=0,25-0,45$ відповідно для першого, другого та третього випадку роботи барабанних млинів. Під час обчислення моментів враховувалась похибка, обумовлена дилатансією завантаження у камері барабана.

Узагальнення отриманих результатів дозволило скласти схему якісних залежностей динамічних параметрів завантаженого барабана від

швидкості обертання та їх похідних за швидкістю (рис. 6). Момент інерції завантаження I_3 при збільшенні швидкості змінюється від мінімального значення в спокої I_c до максимального в режимові пристінкового шару $I_{u.}$. При цьому друга похідна $d^2I_3(\omega)/d\omega^2$ приймає екстремальне від'ємне значення поблизу режиму руху із повним підкиданням або водоспадного, що може спричинити невиконання умови (1). Поблизу цього режиму залежність $M_3(\omega)/d\omega$ має найбільшу жорсткість, а похідна $dM_3(\omega)/d\omega$ приймає екстремальне від'ємне значення, що також може викликати нестійкість.



Рисунок 1 – Схеми розрахункових сіток: а – із концентричним; б – із рядним розташуванням шарів комірок

128



Рисунок 2 – Картини руху завантаження за зростанням ψ_{ω} (позначено): a - d/D=0,022, хвильова поверхня камери, $\kappa=0,25$; $\delta - d/D=0,026$, гладка поверхня, $\kappa=0,45$; B - d/D=0,01, гладка поверхня, $\kappa=0,35$







Рисунок 4 – Залежності ψ_{il} (а), ψ_{iul} (б), $\psi_{M0,5}$ (в) та ψ_{Mc} (г) від ψ_{ω} при κ =0,25-0,45, d/D=0,026 та гладкій поверхні камери



Рисунок 5 – Залежності ψ_{il} (а), ψ_{iul} (б), $\psi_{M0,5}$ (в) та ψ_{Mc} (г) від ψ_{ω} при κ =0,25-0,45, d/D=0,01 та гладкій поверхні камери



Рисунок 6 – Залежності динамічних параметрів від ω :

AB – режим руху завантаження без підкидання (каскадний), BC – із частковим підкиданням (змішаний), CD – із повним підкиданням (водоспадний), DE – неповного центрифугування

Порівняльний аналіз отриманих результатів дозволяє встановити умови зростання жорсткості залежностей осьового моменту інерції та моменту опору завантаження від швидкості обертання. До них належать зменшення заповнення камери завантаженням, зниження відношення *d/D* та застосування гладкої поверхні камери.

Висновок. Таким чином, нестійкість обертання барабанних млинів виникає переважно в режимові руху завантаження із повним підкиданням частинок. Інтенсивність прояву нестійкості посилюється із зменшенням відносного розміру елементів завантаження, ступеня заповнення камери та висоти виступів на її поверхні.

ЛІТЕРАТУРА

1. Богданов В.С. Шаровые барабанные мельницы (с поперечнопродольным движением загрузки) / В.С. Богданов. – Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2002. – 258 с.

2. Матієга В.М. Інтенсифікація процесу подрібнення в трубних млинах з активаційними бронефутераціями: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.17.08. / В.М. Матієга. – К., 2002. – 17 с.

3. Иванов А.Н. Экспериментальные исследования нового режима работы трубных мельниц / А.Н. Иванов // Интегрированные технологии и энергосбережение. – Х.: ХГПУ, 2000. – № 4. – С. 78–87.

4. Пат. 7180U Україна, МПК В 02 С 17/00. Спосіб подрібнення сипкого матеріалу в барабанному млині / Ю.В.Науменко, К.Ю.Науменко. – № и20041008352; заяв. 14.10.04; опубл. 15.06.05, Бюл. № 6.

5. Крюков Д.К. Усовершенствование размольного оборудования горнообогатительных предприятий / Д.К. Крюков – М.: Недра, 1966. – 174 с.

6. Виноградов Б.В. Исследование крутильных колебаний в приводе барабанных мельниц в установившемся режиме работы / Б.В. Виноградов // Изв. вузов. Горн. журн. – 1984. – № 10. – С. 91–95.

7. Марюта А.Н. Синхронизация фрикционных колебаний, возбуждаемых параметрически, в узлах барабанных рудоразмольных мельниц / А.Н. Марюта, И.В. Цыбулько // Изв. вузов. Горн. журн. – 1989. – № 9. – С. 98–107.

8. Марюта А.Н. Управление фрикционными колебаниями нагрузки барабанных мельниц с целью интенсификации измельчения трением / А.Н. Марюта // Пробл. трения и изнашивания. – 1988. – Вып. 34. – С. 18–28.

9. Марюта А.Н. Новые научные и практические результаты по оптимизации управления внутримельничным заполнением / А.Н. Марюта // Обогащение руд. – 1990. – № 3. – С. 35–59.

10. Марюта А.Н. Анализ движения механических систем с фрикционным взаимодействием / А.Н. Марюта // Прикл. механика. – 1989. – Т. 25, № 10. – С. 84–96.

11. Марюта А.Н., Внутренняя механика барабанных рудоразмольных мельниц / А.Н. Марюта, И.И. Ступак // Изв. вузов. Горн. журн. – 1995. – № 2. – С. 125–130.

12. Автоколебания во вращающихся цементных печах / А.В. Сланевский, И.И. Лобунина, Л.Г. Берштейн, А.А. Сланевский // Цемент. – 1992. – № 1. – С. 70-73.

13. Челночное движение сыпучей среды во вращающихся печах и мельницах / А.В. Сланевский, И.И. Лобунина, Л.Г. Берштейн, А.А. Сланевский // Цемент. – 1992. – № 4. – С. 55–61.

14. Новицкий И.В. Основные принципы построения поисковых процедур при управлении барабанными мельницами самоизмельчения / И.В. Новицкий // Изв. вузов. Цв. металлургия. – 1992. – № 1–2. – С. 26–29.

15. Новицкий И.В. Индентификация барабанных мельний самоизмельчения как объекта автоматической оптимизации / И.В. Новицкий // Металлург. и горноруд. пром-сть. – 1992. – № 3. – С. 52–53.

16. Науменко К.Ю. Автоколебания внутрикамерной загрузки барабанной мельницы / К.Ю.Науменко // Научные исслед., наносистемы и ресурсосберегающ. технологии в стройиндустрии: сб. докл. междунар. науч.-практич. конф. – Белгород: Изд-во БГТУ им. В.Г.Шухова, 2007. – Ч. 7. Энергосберегающ. технол. комплексы и оборуд. для пр-ва строит. материалов. – С. 81–83.

17. Науменко К.Ю. Нестійкі режими обертання барабанних млинів / К.Ю.Науменко // Вісн. НУВГП. – Рівне: НУВГП, 2006. – Вип. 2(34). – Ч. 2. – С. 111–119.

18. Крюков Д.К. Маховой момент шаровых мельниц / Д.К. Крюков // Изв. вузов. Горн. журн. – 1958. – № 2. – С. 131–134.

19. Науменко К.Ю. Застосування методу візуалізації для визначення змінних інерційних параметрів внутрішньокамерного завантаження барабанного млина / К.Ю. Науменко // Вісн. НУВГП. – Рівне: НУВГП, 2007. – Вип. 4(40). – Ч. 3. – С. 9–16.

20. Новоселов В.С. Аналитическая механика систем с переменными массами / В.С. Новоселов . – Л.: Изд-во ЛГУ, 1969. – 240 с.

21. Бессонов А.П. Основы динамики механизмов с переменной массой звеньев / А.П. Бессонов. – М.: Наука, 1967. – 279 с.

22. Бессонов А.П. Динамика механизмов / А.П. Бессонов // Кинематика, динамика и точность механизмов: справочник / под ред. Г.В.Крейнина. – М.: Машиностроение, 1984. – С. 75–110.