

ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІБРАЦІЙНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

Розглянуто математичну модель вібраційної щоккової дробарки та подано розв'язок для подальшого дослідження напружено-деформованого стану матеріалу, який підлягає руйнуванню. Установлено оптимальні межі роботи вібраційної щоккової дробарки на різних частотних діапазонах.

Ключові слова: вібрація, подрібнення, напружено-деформований стан, амплітудно-частотна характеристика.

Постановка проблеми в загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями. Значна кількість матеріалів, різних за своїми властивостями та розмірами, а також відмінність кількісних і якісних потреб, які залежать від процесу подрібнення, привели до створення великої кількості дробильних машин.

Після розгляду машин для подрібнення гірських порід стає зрозумілим, що ця галузь виробництва потребує впровадження нових енергоефективних методів подрібнення. До перспективних напрямів розвитку дробильної техніки можна віднести: вібраційний, електрогідравлічний, електроімпульсний, ультразвуковий, гравітаційний, термічний та ін. [2]. Серед перелічених напрямів найбільш перспективним є вібраційний, який являє собою новий напрям у розвитку конструкцій машин з ефективним ударним механізмом.

Застосування щоккових дробарок з інерційним приводом є найбільш ефективним на стадії крупного подрібнення твердих і надтвердих матеріалів.

Аналіз останніх публікацій, у яких започатковане розв'язання цієї проблеми і на які спирається автор, виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. На основі аналізу останніх досліджень установлено перспективність щоккових дробарок з інерційним приводом [1, 5, 6]. Проте досі не існує раціональної конструкції, яка б відповідала сучасним вимогам енергоефективності. Найбільш дослідженою конструктивною схемою є дробарки з двома рухомими щоками, що приводяться в рух дебалансним вібратором [6]. Було проаналізовано енергетичні підходи до розв'язання

проблематики енергозатрат у процесі подрібнення та встановлено відсутність єдиної теорії [7, 8].

Основною проблемою інерційних шоккових дробарок є важкість забезпечення резонансного режиму роботи, при якому ефективність дробарок зростає в рази. Установлено, що питомі витрати енергії на одиницю отримуваної продукції є основним техніко-економічним показником дробильних машин. Розв'язання проблеми, пов'язаної з визначенням затрат енергії на подрібнення, являє доволі складне завдання, тому що затрати енергії залежать від цілого ряду факторів.

Формулювання цілей статті (постановка завдання). Завданням є дослідження енергетичних затрат на процес подрібнення вібраційною шокковою дробаркою та встановлення оптимальних меж зміни параметрів механічного режиму.

Виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів. Основними гіпотезами, які визначають витрати енергії на подрібнення матеріалу, є ті, що подані у джерелах [1, 9, 10]:

гіпотеза поверхонь, яка полягає в тому, що витрата енергії на подрібнення пропорційна величині новоутвореної поверхні, тобто враховує енергію, необхідну для розділення подрібненого матеріалу по одній площині;

гіпотеза об'ємів припускає, що енергія, необхідна для однакової зміни форми геометрично подібних і однорідних тіл, змінюється пропорційно об'ємам або вагам цих тіл;

закон Бонда стверджує, що повна робота повинна включати роботу деформації й утворення нових поверхонь. На цій основі приймається, що робота руйнування пропорційна середньому геометричному з об'єму і поверхні матеріалу;

закон П.А. Ребіндера об'єднує гіпотези поверхонь та об'ємів, вважаючи, що руйнування настає після деформації куска і повна робота дроблення дорівнює сумі роботи деформації і роботи утворення нових поверхонь.

Розглянуті закони базуються на процесі подрібнення тіл правильної геометричної форми під дією рівномірно розподілених стискаючих навантажень. Фактично ж руйнування матеріалу відбувається під дією зосереджених навантажень, а сам процес не є подібним. Таким чином, застосування розглянутих теорій для розрахунку дробильних машин потребує подальших досліджень.

Переходячи до дослідження процесу руйнування матеріалу в камері подрібнення шоккової дробарки, слід зазначити, що цей процес є вельми складним, оскільки необхідно враховувати багато різноманітних факторів, які в основному мають вірогідний характер. Досі є актуальним завдання

розроблення математичної моделі, що адекватно описує процес подрібнення.

Приймаючи за сферу модель матеріалу подрібнення рис.1, напружено-деформований стан описуємо такими рівняннями пружної рівноваги тіла [2, 3]:

$$\begin{cases} (1 + 2 * G) * \frac{1}{\text{Sin}[f]} * \frac{\partial e}{\partial q} - 2 * G * \frac{\partial x_r}{\partial f} - \frac{\partial}{\partial r} (r * x_f) \dot{u} = 0; \\ (1 + 2 * G) * \frac{1}{\text{Sin}[f]} * \frac{\partial e}{\partial q} - 2 * G * \frac{\partial x_r}{\partial f} - \frac{\partial}{\partial r} (r * x_f) \dot{u} = 0; \\ (1 + 2 * G) * \text{Sin}[f] * \frac{\partial e}{\partial f} - 2 * G * \frac{\partial}{\partial r} (r * x_q * \text{Sin}[f]) - \frac{\partial x_r}{\partial q} \dot{u} = 0, \end{cases} \quad (1)$$

де

$$x_r = \frac{1}{2 * r * \text{Sin}[f]} * \frac{\partial w}{\partial q} - \frac{\partial}{\partial f} (v * \text{Sin}[f]) \dot{u}, \quad x_q = \frac{1}{2 * r} * \frac{\partial u}{\partial f} - \frac{\partial}{\partial r} (r * w) \dot{u},$$

$$x_f = \frac{1}{2 * r * \text{Sin}[f]} * \frac{\partial}{\partial r} (r * v * \text{Sin}[f]) - \frac{\partial u}{\partial q} \dot{u} \quad \text{— компоненти обертання.}$$

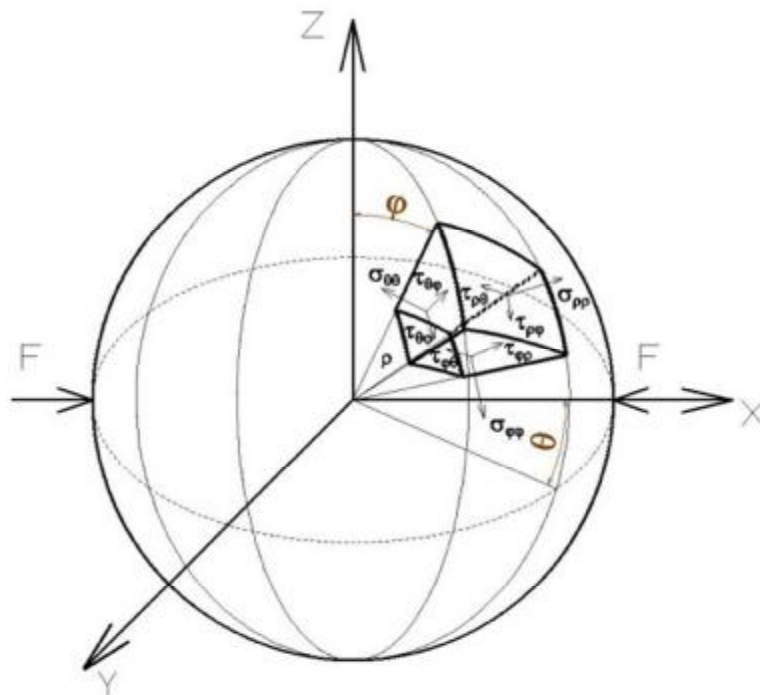


Рис. 1. Модель робочого тіла

Для розв'язку поставленої задачі потрібно знайти функції переміщень. У загальному вигляді їх можна виразити такою залежністю [3]:

$$2Gu_x = 4(1 - n)f_x - \frac{\int M}{\int x_n}, \quad (2)$$

де $M = x_k f_x + f_0$ – об'ємні сили; f_x, f_0 – довільні гармонічні функції.

Знаючи енергетичні витрати на процес подрібнення, можна перейти до розгляду математичної та фізичної моделей вібраційної шоквої дробарки, які будуть включати матеріал та відповідні реакції взаємодії із середовищем (рис. 2).

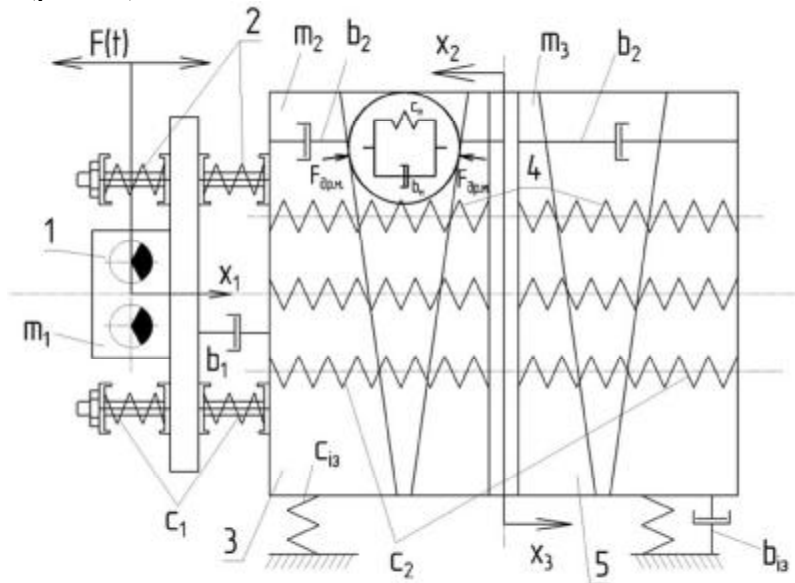


Рис. 2. Схема взаємодії елементів вібродробарки із середовищем

За рівняння руху системи середовища приймаємо рівняння виду [4]

$$\frac{\partial^2 x}{\partial v^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}, \quad (3)$$

де c – швидкість хвилі, що поширюється в середовищі.

У цьому випадку система, що являє собою середовище, є змішаною, вона складається із сукупності підсистем із дискретними і розподіленими параметрами [4]. Для складання рівнянь руху машини потрібно розглянути її конструктивну схему. Досліджувана шоква дробарка виконана у вигляді тримасової резонансної системи (рис. 2), в якій реалізовані прямолінійні коливання. Вібробудувач з опорною плитою 1 є першою масою, рухомий корпус 3 – другою масою, середня плита з внутрішніми бронями 5 – третя маса. Кожна маса здійснює горизонтальні коливання вздовж осі x за узагальненими координатами відповідно x_1, x_2, x_3 та має свій інерційний параметр m_1, m_2, m_3 .

На основі рівнянь Лагранжа II роду рівняння руху для нашої моделі будуть мати такий вигляд:

$$\begin{cases} \ddot{m}_1 x_1 + 2x_1 c_1 - x_2 c_1 = F_0 \sin \omega t; \\ \ddot{m}_2 x_2 + x_2 c_1 - x_1 c_1 + 2c_2 x_2 - 2c_2 x_3 + x_2 c_{оп} = 0; \\ \ddot{m}_3 x_3 + 2c_2 x_3 - 2c_2 x_2 = 0, \end{cases} \quad (4)$$

де F_0 – збурювальне зусилля.

Для того щоб дробарка працювала ефективно, потрібно до рівнянь руху (4) додати граничні умови.

Перша умова – жорсткість другої пружної системи повинна бути більшою, ніж сила дроблення,

$$F_{др} \leq c_2 x_n, \quad (5)$$

де $F_{др} = qLN$ – сила дроблення; $q = 2,7 \cdot 10^5$ Па – максимальне навантаження на дробильну щоку при подрібненні граніту з границею міцності 300 МПа [4]; L, N – геометричні розміри щоки.

Друга умова – перша і третя маси повинні коливатись у фазі, а друга – в протифазі:

$$x_1 > 0; x_3 > 0; x_2 < 0. \quad (6)$$

Третя умова – сумарне переміщення другої та третьої дробильних шік мають забезпечувати руйнування матеріалу:

$$x_2 + x_3 = e'_{від} D_{max}, \quad (7)$$

де $e'_{від}$ – відносний стиск матеріалу; D_{max} – максимальний розмір подрібнюваного матеріалу.

Великий вплив на роботу вібраційної дробарки мають динамічні параметри, до яких належать маса машини, швидкість (лінійна та кутова), частота коливань і т.д. Діапазон частот, при котрих робота машини буде найбільш ефективною, можна знайти з рівнянь руху машини (4).

Не менш важливим параметром машини є жорсткість пружних систем. Так, жорсткість пружної системи c_2 розраховуємо з умови резонансу приведеної маси m_{23} , а жорсткість пружної системи c_1 – з умови резонансу приведеної маси m_{12} , тобто

$$c_1 = W^2(m_1 m_2) / (m_1 + m_2); c_2 = W^2(m_2 m_3) / (m_2 + m_3). \quad (8)$$

Жорсткість опорних пружин розраховуємо з умови віброізоляції.

Знаючи всі невідомі параметри рівнянь руху, побудували графіки залежності амплітуди переміщення дробильних плит від частоти зміни збурювального зусилля. Ці характеристики було побудовано для розповсюджених промислових частот $\omega = 157 \text{ с}^{-1}$, $\omega = 104,7 \text{ с}^{-1}$, $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$, (рис. 3 – рис. 5 відповідно).

З наведених графіків можна зробити такий висновок: жодна з трьох умов підбору значень жорсткості та приведеної маси не забезпечує ефективну роботу дробарки на високих частотах – $\omega > 157 \text{ c}^{-1}$.

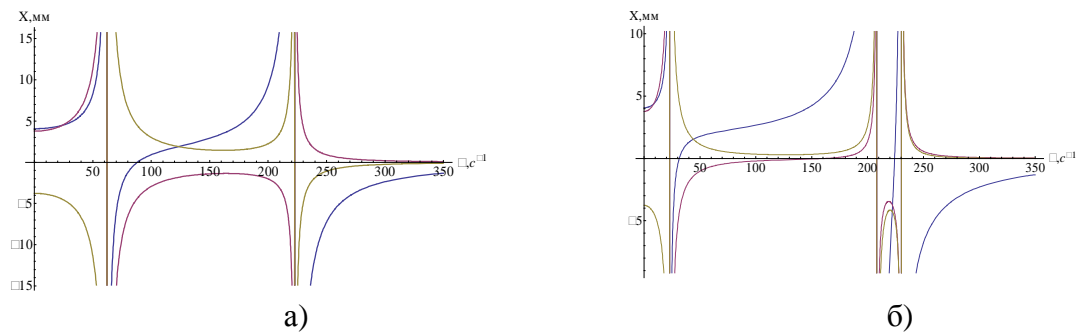


Рис. 3. Амплітудно-частотна характеристика вібраційної щоквої дробарки при $\omega = 157 \text{ c}^{-1}$:

а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом

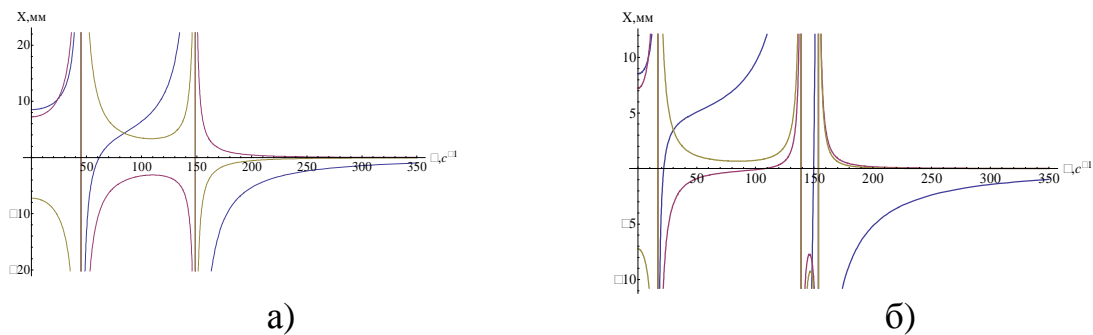


Рис. 4. Амплітудно-частотна характеристика вібраційної щоквої дробарки при $\omega = 104,7 \text{ c}^{-1}$:

а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом

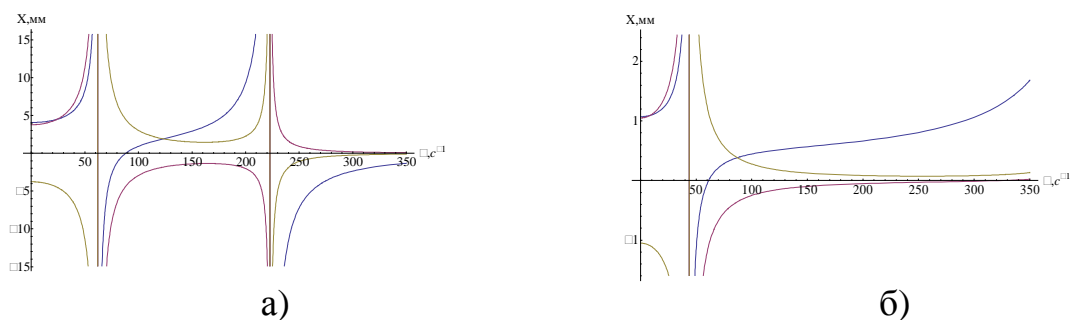


Рис. 5. Амплітудно-частотна характеристика вібраційної щоквої дробарки при $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$:

а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом

Висновки з дослідження і перспективи подальших розвідок у цьому напрямі. Було встановлено, що ефективна робота дробарки забезпечується за умови підбору жорсткості та приведеної маси при частоті $\omega = 157 \text{ с}^{-1}$. За такого режиму ефективна робота дробарки забезпечується в діапазоні частот $f = 5 - 18 \text{ Гц}$. За умови $\omega = 104,7 \text{ с}^{-1}$ робота дробарки без матеріалу в камері подрібнення є неможливою через занадто великі амплітуди переміщення дробильних плит. За умови $\omega = 314 \text{ с}^{-1}$ ефективна робота дробарки з матеріалом у камері подрібнення можлива тільки у вузькому діапазоні низьких частот – $f = 3,8 - 8 \text{ Гц}$.

Вібраційні дробарки є машинами, які підвищують ефективність процесу подрібнення за рахунок ударно-вібраційної дії на матеріал. Аналіз енергетичних законів з урахуванням напружено-деформованого стану матеріалу наближає до реальної картини енергозатрат у камері подрібнення вібраційної шоккової дробарки. Установлення оптимальних значень параметрів механічного режиму дає можливість спроектувати вібраційну шоккову дробарку залежно від поставлених умов робочого процесу.

Література

1. Блохин В.С. Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: учебное пособие. Ч.1/В.С. Блохин, В.И. Большаков, Н.Г. Малич. – Днепропетровск: ИМА-пресс, 2006. – 404 с.
2. Безухов Н.И. Основы теории упругости, пластичности и ползучести / Н.И. Безухов. – М.: Высшая школа, 1968.
3. Хан Х. Теория упругости: основы линейной теории и ее применение / Х. Хан., пер. с нем. – М.: Мир, 1988. – 344 с., ил.
4. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів: підручник / І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
5. Архипов М.Н. Динамика вибрационной щековой дробилки с двумя рабочими полостями / М.Н. Архипов, Р.Ф. Нагаев // Вибрационные машины и технологи: сб. научных трудов. – Курск, 1993.
6. Вайсберг Л.А. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин / Под ред. Л.А. Вайсберг. – СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. – 306 с.
7. Назаренко І.І. Оцінка енергоємності процесу подрібнення будівельних матеріалів / І.І. Назаренко, Є.О. Міщук // Техніка будівництва. – 2012. – №28. – С. 20 – 29.
8. Назаренко І.І. Аналіз і оцінка енергетичних характеристик дробарок з керованими параметрами / І.І. Назаренко, Є.О. Міщук // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: зб. наук. пр. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. – К. – №75. – С. 25 – 29.

9. Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: учеб. для строительных вузов и факультетов / М.Я. Сапожников. – М.: Высш. школа, 1971. – 382 с. с илл.

10. Клушанцев Б.В. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации / Б.В. Клушанцев, А.И. Косарев, Ю.А. Муїземнек. – М.: Машино, 1990. – 320 с.

Надійшла до редакції 20.11.2014

© Є.О. Міщук

УДК 621.647.4

*Е.О. Міщук, ассистент
Киевский национальный университет строительства и архитектуры*

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВИБРАЦИОННОЙ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Рассмотрена математическая модель вибрационной щековой дробилки, и представлено решение для дальнейшего исследования напряженно-деформированного состояния материала, который подлежит разрушению. Установлены оптимальные границы работы вибрационной щековой дробилки в различных диапазонах частот.

Ключевые слова: вибрация, измельчение, напряженно-деформированное состояние, амплитудно-частотная характеристика.

UDC 621.647.4

*E.O. Mishchuk, Assistant
Kyiv National University of Construction and Architecture*

THEORETICAL RESEARCH OF WORKING PROCESS OF THE VIBRATION JAW CRUSHER

In this article examined the mathematical model of vibration jaw crusher and presented a solution for the further investigation of stress-strain state of the material, which is subject to destruction. Is established the optimal operating limits vibration jaw crusher in different frequency ranges.

Keywords: vibration, grinding, stress-strain state, the amplitude-frequency characteristic.