

УДК 621.926.2

DOI <https://doi.org/10.32347/tb.2023.1-38.0201>**Іван Назаренко,**

доктор технічних наук,
завідувач кафедри Машин і Обладнання Технологічних Процесів,
Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури,
просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1888-3687>
E-mail: nazarenko.ii@knuba.edu.ua

Свген Міщук,

доктор філософії в галузі технічних наук,
доцент кафедри Машин і Обладнання Технологічних Процесів,
Київський Національний Університет Будівництва і Архітектури,
просп. Повітрофлотський 31, м. Київ, 03037, Україна
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7850-0975>
E-mail: mischuk.ieo@knuba.edu.ua

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМІВ РОБОТИ ВІБРОДРОБАРКИ

АНОТАЦІЯ. Одним із основних напрямків дослідження машин для виробництва будівельних матеріалів є зниження енергозатрат. Вирішення проблеми, пов'язаної з визначенням затрат енергії, представляє доволі складну задачу, так як затрати енергії залежать від цілого ряду факторів, які змінюються в процесі роботи машини і важко піддаються точному описанню. Одним із напрямків розвитку машин для виробництва будівельних матеріалів є створення резонансних вібраційних машин. На основі аналізу останніх досліджених встановлено перспективність вібраційних щокочових дробарок. Правильний підбір параметрів, які забезпечуватимуть роботу дробарки в сталому резонансному режимі, дасть можливість зменшити енергозатрати на подрібнення. З цією метою в роботі представлено дослідження динамічних параметрів вібраційної щокочової дробарки. Ефективність роботи досліджуваної вібраційної дробарки двосторонньої дії забезпечується в резонансному режимі при синхронному налаштуванні руху першої і третьої маси і протифазному русі другої маси. Для цього жорсткість пружних зв'язків c_1 та c_2 розраховується з умови резонансу приведених мас m_{23} та m_{12} відповідно, а жорсткість опорних пружин з умови віброізоляції. Представлена фізична модель дробарки та наведені рівняння руху коливальних мас з матеріалом та без матеріалу в камері дроблення. Отримано графіки впливу на амплітуду коефіцієнту регулювання жорсткості по частоті. На основі рівнянь руху побудовані амплітудо-частотні характеристики для відповідних власних кутових частот (резонансних частот). Великий вплив на амплітуду коливань мають маси коливальних частин дробарки. Раціонально підібрані співвідношення коливальних мас забезпечують потрібний режим роботи (синфазний, протифазний) та забезпечують потрібні амплітуди коливань цих мас. Для заданих вхідних умов визначено раціональні межі співвідношень коливальних мас для забезпечення відповідних частотних режимів. Грунтуючись на аналізі амплітудо-частотних характеристик були побудовані графіки амплітуд переміщення коливальних мас дробарки. Дано рекомендації по вибору ефективних частотних режимів.

Ключові слова: Дробарка, енергоефективність, частота, жорсткість, амплітуда.

RESEARCH OF PARAMETERS AND MODES OF THE VIBRATION CRUSHER

ABSTRACT. One of the main directions of research on machines for the production of building materials is the reduction of energy consumption. Solving the problem related to the determination of energy consumption is a rather difficult task, since energy consumption depends on a number of factors that change during the operation of the machine and are difficult to accurately describe. One of the areas of development of machines for the production of construction materials is the creation of resonant vibration machines. Based on the analysis of the latest researches, the prospects of vibrating jaw crushers have been established. The correct selection of parameters that will ensure the operation of the crusher in a stable resonance mode will make it possible to reduce energy costs for crushing. For this purpose, the study of the dynamic parameters of the vibrating jaw crusher is presented in the paper. The efficiency of the double-acting vibratory crusher under study is ensured in the resonance mode with the synchronous adjustment of the movement of the first

and third masses and the counterphase movement of the second mass. For this, the stiffness of the elastic connections c_1 and c_2 is calculated from the condition of resonance of the reduced masses m_{23} and m_{12} , respectively, and the stiffness of the support springs from the condition of vibration isolation. The physical model of the crusher is presented and the equations of motion of oscillating masses with and without material in the crushing chamber are given. Graphs of the effect on the amplitude of the stiffness adjustment coefficient by frequency were obtained. Based on the equations of motion, the amplitude-frequency characteristics for the corresponding natural angular frequencies (resonance frequencies) are constructed. The mass of the oscillating parts of the crusher has a great influence on the amplitude of oscillations. Rationally selected ratios of oscillating masses provide the required operating mode (in-phase, anti-phase) and provide the required amplitudes of oscillations of these masses. For the given input conditions, the rational limits of the ratios of the oscillating masses are determined to ensure the corresponding frequency regimes. Based on the analysis of the amplitude-frequency characteristics, graphs of the amplitudes of the movement of the oscillating masses of the crusher were constructed. Recommendations for choosing effective frequency modes are given.

Keywords: Crusher, energy efficiency, frequency, rigidity, amplitude.

1. Постановка проблеми. Одним із основних напрямків дослідження машин для виробництва будівельних матеріалів є зниження енергозатрат [1]. Вирішення проблеми, пов'язаної з визначенням затрат енергії, представляє доволі складну задачу, так як затрати енергії залежать від цілого ряду факторів, які змінюються в процесі роботи машини і важко піддаються точному описанню [2],[3].

В свою чергу будівельна промисловість з кожним днем потребує нових методів та способів виробництва будівельних матеріалів [5]. Розглядаючи дробильне обладнання для подрібнення гірських порід, стає зрозумілим, що ця галузь виробництва потребує впровадження нових енергоефективних методів подрібнення [6]. Одним із таких напрямків є резонансні вібраційні дробильні машини [7].

До основних параметрів механічного режиму вібродробарки відносяться маса, швидкість та жорсткість [8], [9]. Правильний підбір параметрів, які забезпечуватимуть роботу дробарки в оптимальному режимі, дасть можливість зменшити енергозатрати на подрібнення [10], [11].

2. Аналіз останніх досліджень і публікацій. На основі аналізу останніх досліджених встановлено перспективність вібраційних щоккових дробарок [1], [2], [12]. Конструктивні схеми вібраційних щоккових дробарок умовно можна розділити на 5 груп [4]: 1) Інерційні щоккові дробарки з одною рухомою щокою; 2) вібраційні щоккові дробарки з двома рухомими щоками; 3) вібраційні щоккові дробарки з важким корпусом і маятником; 4) щоккові дробарки з вібратором на корпусі; 5) вібраційні щоккові дробарки з хвилеводами. Найбільш дослідженою групою вібродробарок є вібраційні щоккові дробарки з двома рухомими щоками [5],[7],[11]. До не перспективних груп відноситься перша – інерційні щоккові дробарки з одною рухомою щокою. Це пояснюється тим, що використання інерційного привода в дробарках з кінематичним приводом знижує надійність останнього. Одною з перспективних але малодосліджених груп є вібраційні щоккові дробарки з важким корпусом і маятником [2],[5].

3. Мета роботи. Дослідити ефективність роботи вібраційної резонансної щоккової дробарки двохсторонньої дії на різних частотних режимах та встановити раціональні значення її основних параметрів.

4. Матеріали та методи. Ефективність роботи досліджуваної вібродробарки забезпечується в резонансному режимі при синхронному налаштуванні руху першої і третьої маси і протифазному русі другої маси. Схема вібраційної щоккової дробарки представлена на рис. 1. Вібродробарка складається з трьох мас, які попарно з'єднані пружними елементами 4 і 9. Перша маса дробарки включає в себе рухому плиту 3 до якої жорстко прикріплений вібратор 2. Друга маса включає збірну раму 5 до якої жорстко або шарнірно кріпляться нерухомі дробильні плити 8. Рама 5 дробарки опирається на станину 1 через гумові пружні елементи 10. Третя маса (ударник) включає в себе рухому плиту 7 до якої з обох боків жорстко кріпляться дробильні плити 6. Монтується третя маса в середині рами дробарки і опирається на спеціальні роликові опори 11.

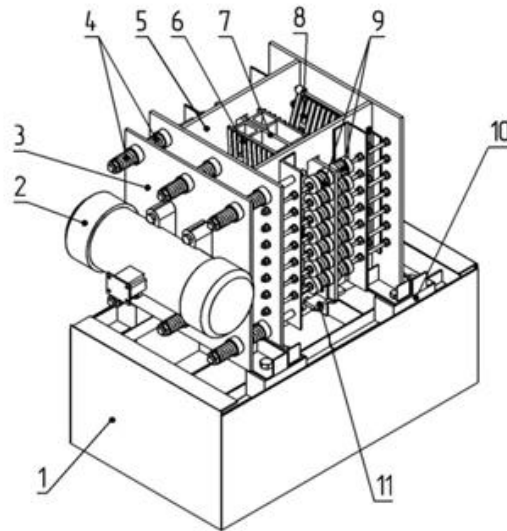


Рис. 1. Модель резонансної вібраційної щоквої дробарки двосторонньої дії
 Fig. 1. Model of a resonant vibrating jaw crusher with two-way action

Діапазон частот при яких робота машини буде найбільш ефективною був заданий з врахуванням системи рівнянь:

рівняння руху мас без матеріалу в камері дроблення:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + 2x_1 c_1 - x_2 c_1 = F_0 \sin \omega t; \\ m_2 \ddot{x}_2 + x_2 c_1 - x_1 c_1 + 2c_2 x_2 - \\ 2c_2 x_3 + x_2 c_{оп} = 0; \\ m_3 \ddot{x}_3 + 2c_2 x_3 - 2c_2 x_2 = 0; \\ F_{др} \leq c_2 x_n; \\ x_1 > 0; x_3 > 0; x_2 < 0; \\ x_2 + x_3 = \xi * D_{max}. \end{cases} \quad (1)$$

рівняння руху мас за наявності матеріалу в камері подрібнення:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + 2x_1 c_1 - x_2 c_1 = F_0 \sin \omega t; \\ (m_2 + km_m) \ddot{x}_2 + x_2 c_1 - x_1 c_1 + \\ + 2c_2 x_2 - 2c_2 x_3 + x_2 c_{оп} = 0; \\ (m_3 + km_m) \ddot{x}_3 + 2c_2 x_3 - \\ - 2c_2 x_2 = 0; \\ F_{др} \leq c_2 x_n; \\ x_1 > 0; x_3 > 0; x_2 < 0; \\ x_2 + x_3 = \xi * D_{max}. \end{cases} \quad (2)$$

При русі дробарки з матеріалом в камері подрібнення, робоче середовище враховуємо за рахунок приєднаної маси до другої і третьої маси машини, які безпосередньо взаємодіють з матеріалом

Жорсткість пружних зв'язків c_2 та c_1 була розрахована з умови резонансу приведених мас m_{23} та m_{12} відповідно, а жорсткість опорних пружин з умови віброізоляції.

В загальному вигляді жорсткість коливальної системи можна визначити з рівняння:

$$c_{ij} = (\omega_0 n)^2 \frac{m_i m_j}{m_i + m_j}, \quad (3)$$

де ω_0 - власна кутова частота коливань (резонансна частота); n – коефіцієнт регулювання жорсткості по частоті.

5. Результати. Підставляючи відповідні значення жорсткостей в рівняння амплітуд переміщень мас дробарки, отримаємо графіки залежності амплітуди від коефіцієнта n рис.2, для відповідних частотних режимів.

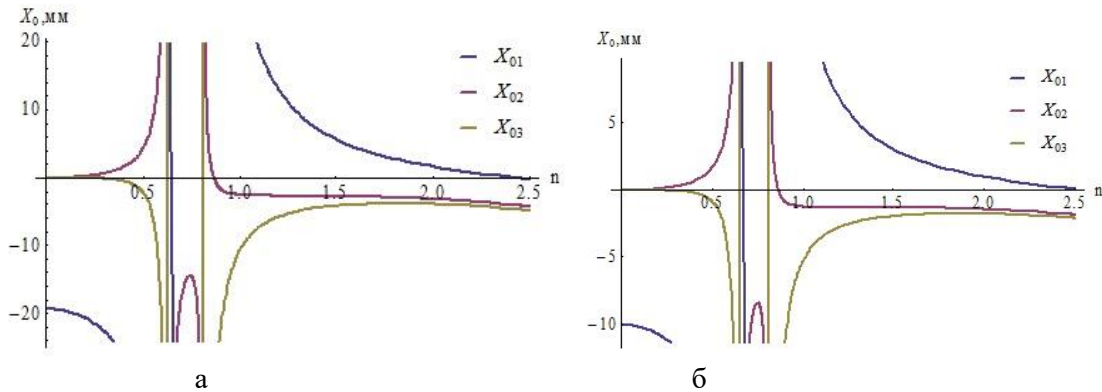


Рис.2. Графік залежності амплітуди від коефіцієнта n , при наступних частотних режимах:

а) $\omega_0 = 75,36$ рад/с; б) $\omega_0 = 104,667$ рад/с

Fig. 2. Graph of the dependence of the amplitude on the coefficient n , at the following frequency modes:

а) $\omega_0 = 75,36$ rad/s; б) $\omega_0 = 104,667$ rad/s

Великий вплив на амплітуду коливань мають маси коливальних частин дробарки. Раціонально підібрані співвідношення коливальних мас забезпечують потрібний режим роботи (синфазний, протифазний) та забезпечують потрібні амплітуди коливань цих мас. Графіки для визначення раціонального співвідношення між другою та третьою масою дробарки зображені на рис. 3, а між першою та другою на рис. 4.

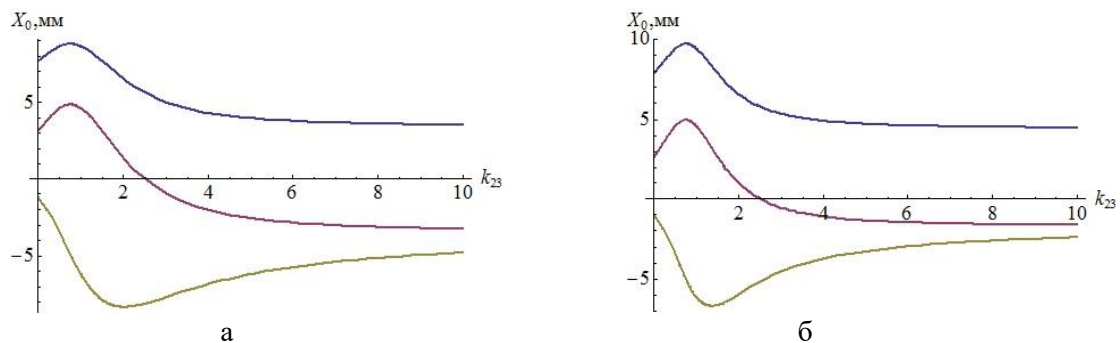


Рис.3. Графіки залежностей зміни амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас k_{23} , при різних частотних діапазонах: а) $\omega_0 = 75,36$ рад/с; б) $\omega_0 = 104,667$ рад/с

Fig. 3. Graphs of dependences of the amplitude change on the mass ratio coefficient k_{23} , at different frequency ranges: а) $\omega_0 = 75,36$ rad/s; б) $\omega_0 = 104,667$ rad/s

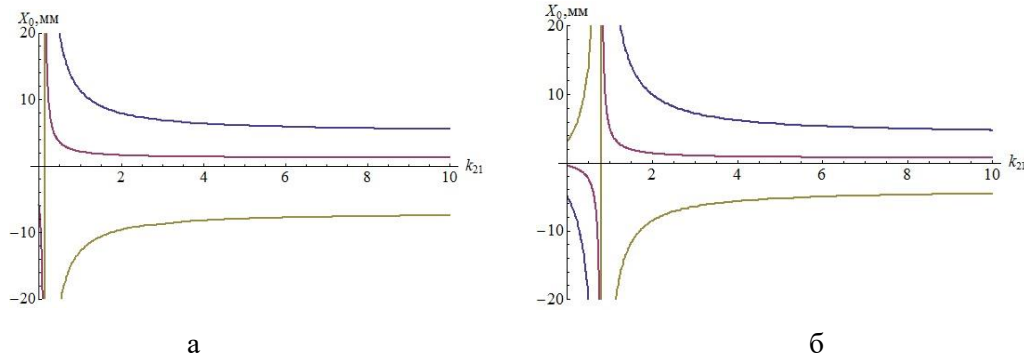


Рис.4. Графіки залежностей зміни амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас k_{21} , при різних частотних діапазонах: а) $\omega_0 = 75,36$ рад/с; б) $\omega_0 = 104,667$ рад/с.

Fig. 4. Graphs of dependences of the amplitude change on the mass ratio coefficient k_{21} , at different frequency ranges: а) $\omega_0 = 75,36$ rad/s; б) $\omega_0 = 104,667$ rad/s

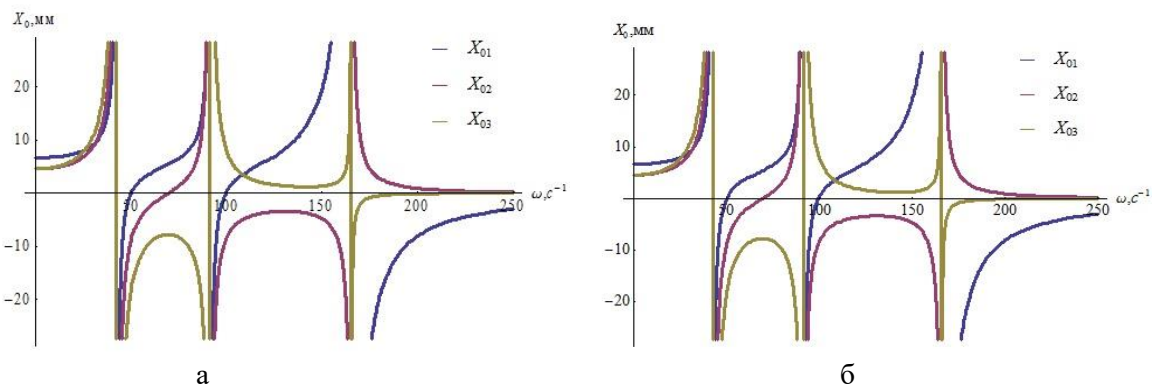


Рис.5. Амплітудно-частотна характеристика вібраційної щоквої дробарки при $\omega_0 = 75,36$ рад/с: а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.

Fig. 5. Amplitude-frequency characteristics of the vibrating jaw crusher at $\omega_0 = 75,36$ rad/s: а) crusher operation without material; б) operation of the crusher with the material.

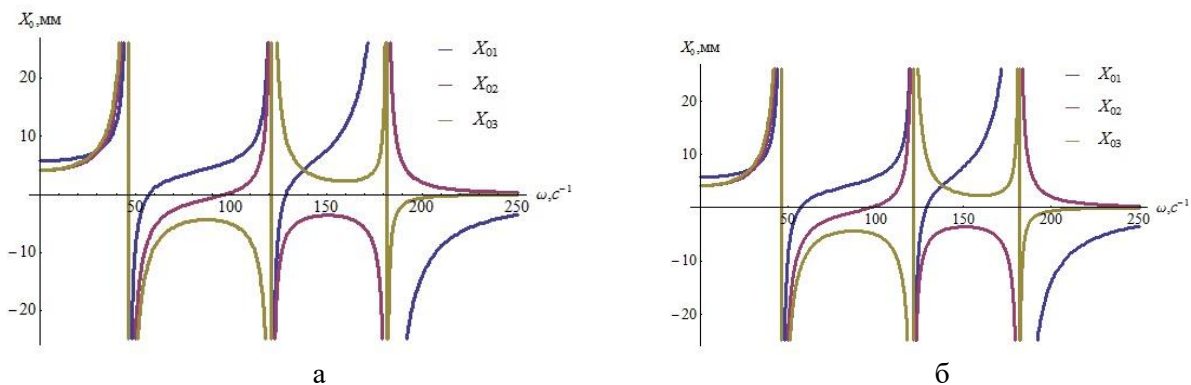


Рис.6. Амплітудно-частотна характеристика вібраційної щоквої дробарки при $\omega_0 = 104,667$ рад/с: а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом

Fig. 6. Amplitude-frequency characteristics of the vibrating jaw crusher at $\omega_0 = 75,36$ rad/s: а) crusher operation without material; б) operation of the crusher with the material

Для побудови графіків були використані наступні логічні перетворення [3]:

$$m_2 = \frac{N_c}{1 + 1/k_b}; m_3 = \frac{N_c}{1 + k_b}. \quad (4)$$

де N_c – сума другої та третьої маси системи; k_b – коефіцієнт співвідношення мас. Знаючи всі невідомі параметри рівнянь руху було побудовано графіки залежності амплітуди переміщення дробильних плит від частоти зміни збудовального зусилля рис.2.

При побудові графіків рис. 5, 6 значення коефіцієнтів n , k_{23} та k_{21} приймалися в допустимих межах, визначених раніше.

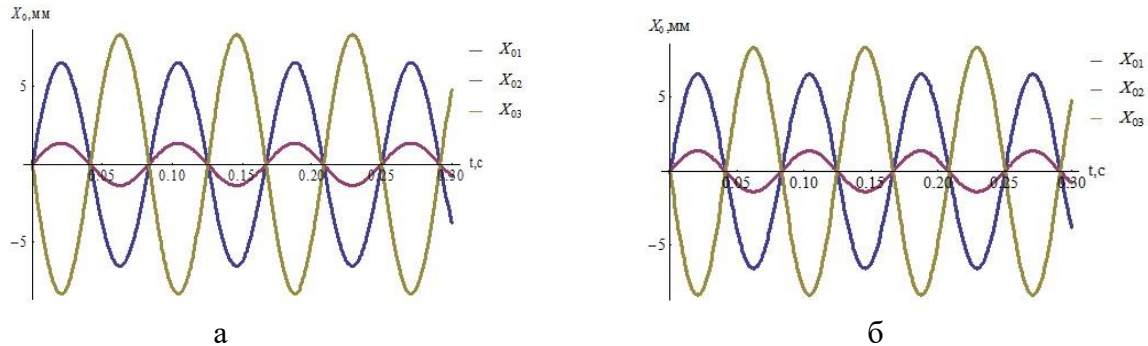


Рис.7. Графік амплітуд переміщення мас ($\omega_0 = 75,36$ рад/с):

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

Fig. 7. The graph of amplitudes of mass movement ($\omega_0 = 75,36$ rad/s):

a) crusher operation without material; b) operation of the crusher with the material

Грунтуючись на аналізі амплітудо-частотних характеристик були побудовані графіки амплітуд переміщення коливальних мас дробарки рис. 7, 8.

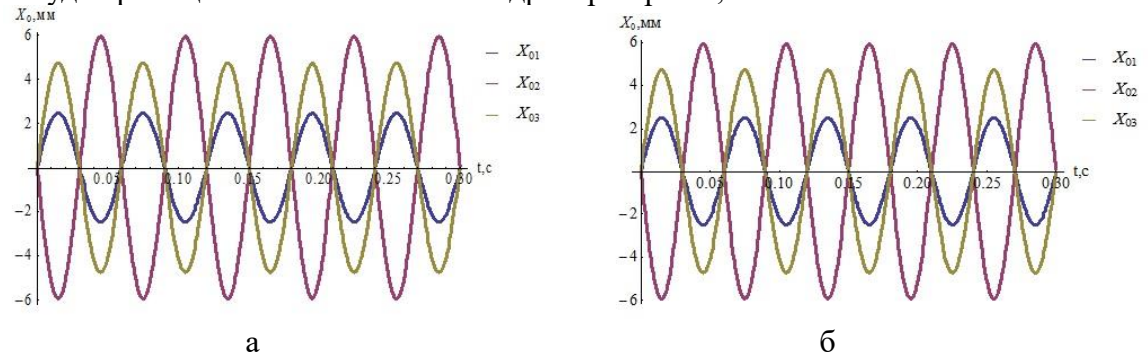


Рис.8. Графік амплітуд переміщення мас ($\omega_0 = 104,667$ рад/с):

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

Fig. 8. The graph of amplitudes of mass movement ($\omega_0 = 104,667$ rad/s):

a) crusher operation without material; b) operation of the crusher with the material

6. Висновки. Рациональне значення коефіцієнта n знаходиться в межах $0,6 \leq n \leq 1$. При збільшенні значення коефіцієнту ($1 \leq n \leq 2,5$) ефективний діапазон роботи дробарки звужується та зміщується в сторону високих частот. Графіки рис. 2 засвідчують, що жорсткість пружних зв'язків дробарки забезпечує її ефективну роботу в зарезонансному та в околорезонансному режимі, а саме між другим та третім резонансами. При значенні коефіцієнта $0,6 \leq n \leq 1$, амплітуди мас мають найбільші значення, і зменшуються з наближенням n до 1.4. Амплітуда першої маси досягає нульового значення в околі точки $n = 2.52$.

З графіків рис. 3, були зроблені наступні висновки. При частоті коливань $\omega_0 = 75,36$ рад/с, значення амплітуди третьої маси досягає максимуму в околі точки $k_{23} = 2$, а амплітуди першої та другої маси досягають максимуму в околі точки $k_{23} = 0,8$. Із збільшенням значення резонансної частоти дані діапазони зміщуються по осі абсцис в сторону 0. Так при резонансній частоті $\omega_0 = 104,667$ рад/с, максимальне значення амплітуди третьої маси досягається в околі точки $k_{23} = 1.3$. А максимальні значення амплітуд першої та другої маси знаходяться в околі точки $k_{23} = 0,75$.

Найбільші значення амплітуди третьої маси для відповідних резонансних частот знаходяться в околі наступних точок рис.4: $\omega_0 = 75,36$ рад/с – $0,1 < k_{23} \leq 4$; $\omega_0 = 104,667$ рад/с – $0 <$

$k_{21} \leq 4$. Амплітуда другої маси є більш пологою ніж амплітуди третьої та першої мас. Стрімке зростання амплітуди другої маси спостерігається при проходженні системи через резонанс. Максимальних значень амплітуда першої маси досягає в тому ж діапазоні, що і третя маса. При збільшенні коефіцієнта $k_{21} \geq 4,5$, амплітуди коливання першої та другої маси змінюються незначно.

Ефективний режим роботи дробарки реалізується в зоні другого резонансу та в діапазоні між другим та третім резонансом, рис. 5-6.

При підвищенні розрахункового значення резонансної частоти колових коливань ω_0 (3) діапазон ефективної роботи вібраційної шоквої дробарки зміщується у бік збільшення частоти;

Ефективні діапазони роботи дробарки при значеннях жорсткостей системи, які були розраховані за відповідних резонансних частотах власних коливань ω_0 (3) є наступними:

- $\omega_0 = 75,36$ рад/с: 1) 70 рад/с $< \omega < 91$ рад/с, 2) 100 рад/с $< \omega < 180$ рад/с;
- $\omega_0 = 104,667$ рад/с: 1) 97 рад/с $< \omega < 121$ рад/с, 2) 129 рад/с $< \omega < 200$ рад/с.

Для забезпечення ефективної роботи дробарки при значеннях жорсткостей системи, які були розраховані за умови $\omega_0 = 104,667$ рад/с (3), в діапазонах нижчих частот ω потрібно підвищувати маси коливальних частин машини. Збільшені маси не повинні перевищувати допустимі межі, перевищення яких призведе до економічної недоцільності даної конструкції машини.

Проведені дослідження засвідчили ефективність робочого процесу подрібнення в камері вібраційної дробарки.

Найбільших переміщень друга та третя маси набувають в діапазоні $104,667$ рад/с $< \omega < 157$ рад/с, рис. 9-10. При наближенні частоти до третього резонансу амплітуда першої маси стрімко зростає, що підтверджується графіком. При роботі дробарки на частотах $69,08$ рад/с $< \omega < 91,06$ рад/с (рис. 9 -10), перша та друга маси рухаються в фазі, а третя маса навпаки в протифазі. Робота дробарки в даному режимі не є ефективною.

Проведені експериментальні дослідження засвідчили ефективність робочого процесу вібродробарки та незначну відмінність від теоретичних досліджень (15-16%).

Список використаних джерел:

1. *Drzymala, J.* (2007) Mineral Processing, Foundations of theory and practice of minerallurgy, Oficyna Wydawnicza PWR. ISBN 978-83-7493-362-9.
2. *Блохин В.С.* (2006) 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, – 404 с.
3. *Vasiliev, L. M. and Vasiliev, D. L. and Malich, M. G.* (2021) Modeling The Process Of Disintegration Of Solid Materials By Asymmetric Loading In Crushing Machines In Order To Find Ways To Reduce Energy Costs. Energy- and resource-saving technologies of developing the raw-material base of mining regions. pp. 457- 473. doi: <https://doi.org/10.31713/m1028> .
4. *Дедов О.П.* (2009) Створення резонансної гідравлічної вібро-трамбівки для ущільнення ґрунтів : Дис. канд.тех.наук. / О.П.Дедов. – Київ.
5. *Mishchuk, Y., Nazarenko, I., Mishchuk, D., Ruchynskiy, M., Rogovskii, I., Mikhailova, L., Titova, L., Berezovyi, M., & Shatrov, R.* Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 4(7(112), 41–49. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.
6. *Балака М., Міщук Д., Паламарчук Д.* Сучасні уявлення про механізм зносу протекторних гум. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. 2021. Вип. 98. С. 30–36. DOI: <https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0302>.
7. *Назаренко І.І.* Прикладні задачі теорії вібраційних систем. Навчальний посібник (2-е видання) / І.І. Назаренко. – К.: Видавничий Дім «Слово», 2010. – 440 с.
8. *Nazarenko, I., Dedov, O., Bernyk, I., Rogovskii, I., Bondarenko, A., Zapryvoda, A. et. al.* (2020). Determining the regions of stability in the motion regimes and parameters of vibratory machines for

- different technological purposes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (7 (108)), 71–79. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747>.
9. Nesterenko, M., Nazarenko, I., Molchanov, P. (2018). Cassette Installation with Active Working Body in the Separating Partition. *International Journal of Engineering & Technology*, 7 (3.2), 265. doi: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14417>.
 10. Bernyk, I., Luhovskyi, O., Nazarenko, I. (2018). Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. *Materiali in Tehnologije*, 52 (4), 465–468. doi: <https://doi.org/10.17222/mit.2017.021>.
 11. Fladvad, M., Onnela, T. (2020). Influence of jaw crusher parameters on the quality of primary crushed aggregates. *Minerals Engineering*, 151, 106338. doi: <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2020.106338>.
 12. Ciężkowski, P., Maciejewski, J., Bąk, S. (2017). Analysis of Energy Consumption of Crushing Processes – Comparison of One-Stage and Two-Stage Processes. *Studia Geotechnica et Mechanica*, 39 (2), 17–24. doi: <https://doi.org/10.1515/sgem-2017-0012>.

References:

1. Drzymala, J. (2007) *Mineral Processing, Foundations of theory and practice of minerallurgy*, Oficyna Wydawnicza PWR. ISBN 978-83-7493-362-9.
2. Blohin, V.S., Bolshakov, V.I., Malich, N.G. (2006). *Osnovnye parametry tehnologicheskikh mashin. Mashiny dlja dezintegracii tverdyh materialov. Uchebnoe posobie. ch.I. [Basic parameters of technological machines. Machines for the disintegration of solid materials. Textbook. Part 1]. Dnepropetrovsk: IMApress.*
3. Vasiliev, L. M. and Vasiliev, D. L. and Malich, M. G. (2021) *Modeling The Process Of Disintegration Of Solid Materials By Asymmetric Loading In Crushing Machines In Order To Find Ways To Reduce Energy Costs. Energy- and resource-saving technologies of developing the raw-material base of mining regions.* pp. 457- 473. doi: <https://doi.org/10.31713/m1028> .
4. Dedov, O.P. (2009). *Stvorennja rezonansnoï gidravlichnoï vibro-trambivki dlja ushhil'nennja gruntiv. Dis. kand.teh.nauk [Creation of hydraulic resonance vibration rammer for soil compaction. PhD Theses]. Kyiv.*
5. Mishchuk, Y., Nazarenko, I., Mishchuk, D., Ruchynskiy, M., Rogovskii, I., Mikhailova, L., Titova, L., Berezovyi, M., & Shatrov, R. Determination of energy characteristics of material destruction in the crushing chamber of the vibration crusher. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 4(7(112)), 41–49. doi: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2021.239292>.
6. Balaka M., Mishchuk D., Palamarchuk D. (2021) *Suchasni uvavlennja pro mehanizm znosu protektornyh gum [Modern ideas about the mechanism of tread rubber wear]. Mining, constructional, road andmelioration machines*, 98, 30-36 doi: <https://doi.org/10.32347/gbdmm2021.98.0302>.
7. Nazarenko, I.I. (2010). *Prikladni zadachi teorii vibracijnih system. Navchalnij posibnik (2-e vidannja) [Machines for the production of building materials. Textbook]. Kyiv: Vidavnychij Dim «Slovo».*
8. Nazarenko, I., Dedov, O., Bernyk, I., Rogovskii, I., Bondarenko, A., Zapryvoda, A. et. al. (2020). Determining the regions of stability in the motion regimes and parameters of vibratory machines for different technological purposes. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 6 (7 (108)), 71–79. DO: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2020.217747>.
9. Nesterenko, M., Nazarenko, I., Molchanov, P. (2018). Cassette Installation with Active Working Body in the Separating Partition. *International Journal of Engineering & Technology*, 7 (3.2), 265. doi: <https://doi.org/10.14419/ijet.v7i3.2.14417>.
10. Bernyk, I., Luhovskyi, O., Nazarenko, I. (2018). Effect of rheological properties of materials on their treatment with ultrasonic cavitation. *Materiali in Tehnologije*, 52 (4), 465–468. doi: <https://doi.org/10.17222/mit.2017.021>.
11. Fladvad, M., Onnela, T. (2020). Influence of jaw crusher parameters on the quality of primary crushed aggregates. *Minerals Engineering*, 151, 106338. doi: <https://doi.org/10.1016/j.mineng.2020.106338>.
12. Ciężkowski, P., Maciejewski, J., Bąk, S. (2017). Analysis of Energy Consumption of Crushing Processes – Comparison of One-Stage and Two-Stage Processes. *Studia Geotechnica et Mechanica*, 39 (2), 17–24. doi: <https://doi.org/10.1515/sgem-2017-0012>.