УДК 621.647.4

І.І. Назаренко, д.т.н., проф. (КНУБА, Київ)
Є.О. Міщук, асистент (КНУБА, Київ)

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОСТОРОННЬОЇ РЕЗОНАНСНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ ТА РОЗРАХУНОК ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ

АНОТАЦІЯ: *Здійснені розрахунки моментів інерції складових елементів вібраційної щокової дробарки, центрів інерції та жорсткості системи в цілому. Визначені амплітуди коливань центру мас дробарки в напрямку координатних осей. Встановлені колові частоти власних поступальних і обертальних коливань в напрямку відповідних осей. Наведено аналіз та розрахунок металевих та гумових віброізоляційних елементів.*

Ключові слова: *інерція, жорсткість, віброізоляція.*

SUMMARY: *The implemented calculations of moments of inertia of constituent elements of the vibration jaw crusher, the center of mass and stiffness of the system as a whole. Are determined amplitude oscillations the center of mass of the crusher in the direction axes. Mounted circular frequency of own translational and rotational vibrations in the direction of the corresponding axes. The performed analysis and calculation of metal and rubber of the vibration isolation elements.*

Key words: *inertia, stiffness, vibration isolation.*

Вступ. Встановлено, що амплітуда вимушених вертикальних коливань вібраційних машин залежить в основному від величини маси і моментів інерції, тому потрібно знати дійсні значення цих величини під час роботи машини [1], [2].

В зв'язку з можливістю роботи дослідної вібраційної щокової дробарки в околорезонансному режимі, а також проходженням першого резонансу, потрібно забезпечити належну віброізоляцію машини. Для цього треба ввести в коливальну систему додатковий пружний зв'язок, який буде перешкоджати передачі вібрації на фундамент.

Аналіз попередніх досліджень. В публікаціях [1], [2] наведені розрахунки віброізоляції для центрифуги. В джерелі [3] дані основні залежності до розрахунку інерційних параметрів дробарки, яка відноситься до групи вібраційних щокових дробарок з двома рухомими щоками і приводом щік.

Щодо дослідження інерційних параметрів та віброізоляції резонансної двохсторонньої вібраційної щокової дробарки, то такі дослідження відсутні.

Мета. Динаміка та кінематика вібраційної щокової дробарки тісно пов'язана з інерційними параметрами. Тому з метою оцінки надійності та довговічності проводяться розрахунки моментів інерції машини. Подальші розрахунки віброізоляції дробарки залежать від її інерційних параметрів також.

Матеріали та результати дослідження.

При розрахунках віброізоляції дослідної дробарки потрібно ґрунтуватись на виконанні двох основних умов:

1) забезпечення ефективної віброізоляції (зниження амплітуди сили, зниження звукової вібрації, тощо);
2) забезпечення мінімальної амплітуди вертикальних коливань

При розрахунку моментів інерції елементів конструкції дробарки, апроксимуємо окремо три маси до простих геометричних фігур рис. 1.

Визначаємо координати центра мас системи (ц.м.с.) x_c, y_c, z_c, відносно координатних осей x, y, z:

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i x_i}{m_{заг}}; \quad y_c = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i y_i}{m_{заг}}; \quad z_c = \frac{\sum_{i=1}^{n} m_i z_i}{m_{заг}}, \qquad (1)$$

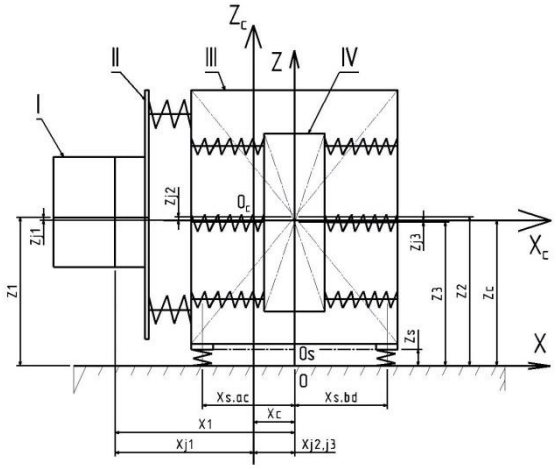

Рисунок 1. Схема до розрахунку центру мас та центру жорсткості вібраційної щокової дробарки.

де m_i – маса і-ої складової віброізольованої системи; x_i, y_i, z_i – координати центра мас окремих елементів дробарки в системі координат x, y, z; n – число складових системи; $m_{заг}$ – загальна маса системи.

По отриманим значенням координат центра мас системи визначаємо її моменти інерції відносно осей x_c, y_c, z_c :

$$\begin{aligned} I_x &= \sum\left[I_{xj} + m_i\left(y_j^2 + z_j^2\right)\right]; \\ I_y &= \sum\left[I_{yj} + m_i\left(z_j^2 + x_j^2\right)\right]; \\ I_z &= \sum\left[I_{zj} + m_i\left(x_j^2 + y_j^2\right)\right], \end{aligned} \tag{2}$$

де I_{xj}, I_{yj}, I_{zj} - моменти інерції j-го елемента відносно відповідних осей; x_j, y_j, z_j – координати центра мас j-го елемента в системі координат x_c, y_c, z_c.

Визначаємо сумарні обертові моменти навколо осей x_c, y_c, z_c:

$$\begin{aligned} \sum M_x &= -F_z \times y_{j1}; \\ \sum M_y &= F_z \times x_{j1} - F_x \times z_{j1}; \\ \sum M_z &= F_x \times y_{j1}, \end{aligned} \tag{3}$$

де x_{j1}, y_{j1}, z_{j1} – координати центра мас вібропривода в системі координат x_c, y_c, z_c; F_x, F_z – збурювальні зусилля, які діють по відповідним осям.

Визначаємо наближені значення амплітуд коливань центру мас системи та кутові коливання $\theta_x, \theta_y, \theta_z$:

$$x_x = \frac{F_x}{m_{заг} \times \omega^2};\ x_y = 0;\ x_z = \frac{F_z}{m_{заг} \times \omega^2}; \tag{4}$$

$$\theta_x = \frac{\sum M_x}{I_x \times \omega^2};\ \theta_y = \frac{\sum M_y}{I_y \times \omega^2};\ \theta_z = \frac{\sum M_z}{I_z \times \omega^2}. \tag{5}$$

Знаходимо значення співвідношення кутових частот $\omega/\omega_{0i} = k_m$ по відповідним напрямкам осей координат:

$$k_m = \sqrt{(1/k_n) + 1}, \tag{6}$$

де $k_n = 1/K_{ei}$; $K_{ei} = x_i / X_н$ – коефіцієнт ефективності віброізоляції в напрямку відповідних

осей; $X_н$ – нормоване значення амплітуди переміщення центру мас дробарки; x_i – розраховане значення переміщення центру мас дробарки по відповідним осям координат.

Розраховуємо сумарну жорсткість системи по відповідним координатним осям:

$$c_i = m_{заг} \times \omega_{0i}^2, \tag{7}$$

Визначаємо сумарні кутові жорсткості системи:

$$\begin{aligned} c_{\theta x} &= \sum \left(c_{zi} y_{xs}^2 + c_{yi} z_{xs}^2 \right); \\ c_{\theta y} &= \sum \left(c_{xi} z_{ys}^2 + c_{zi} x_{ys}^2 \right); \\ c_{\theta z} &= \sum \left(c_{yi} x_{zs}^2 + c_{xi} y_{zs}^2 \right), \end{aligned} \tag{8}$$

де $x_{zs}, x_{ys}, y_{xs}, \ldots$ – координати точок прикладення реакцій віброізоляторів в системі координат з центром який є центром жорсткості системи; c_{xi}, c_{yi}, c_{zi} – жорсткості і-их віброізоляторів по відповідним осям x, y, z, які паралельні осям x_c, y_c, z_c.

Координати центру жорсткості вздовж осей x, y, z:

$$\begin{aligned} z_{xs} &= \frac{1}{c_x} \sum c_{xi} \times z_i; \; z_{ys} = \frac{1}{c_y} \sum c_{yi} \times z_i; \\ x_{zs} &= \frac{1}{c_z} \sum c_{zi} \times x_i; \; y_{zs} = \frac{1}{c_z} \sum c_{zi} \times y_i; \\ z_{zs} &= \frac{1}{c_z} \sum c_{zi} \times z_i, \end{aligned} \tag{9}$$

де x_i, y_i, z_i – координати точок прикладення реакцій віброізоляторів.

Кругові частоти власних поступальних і обертальних коливань визначаємо за наступними формулами, при умові, що центри жорсткості і ваги лежать на одній вертикальній прямій:

$$\begin{aligned} \omega_{0x}^2 &= \frac{c_x}{m_{заг}}; \; \omega_{0y}^2 = \frac{c_y}{m_{заг}}; \; \omega_{0z}^2 = \frac{c_z}{m_{заг}}; \\ \omega_{0\theta x}^2 &= \frac{c_{\theta x}}{I_{0x}}; \; \omega_{0\theta y}^2 = \frac{c_{\theta y}}{I_{0y}}; \; \omega_{0\theta z}^2 = \frac{c_{\theta z}}{I_{0z}}; \end{aligned} \tag{10}$$

В іншому випадку незалежними будуть вертикальні і обертальні коливання навколо вертикальної осі z. Формули до визначення колових частот зв’язаних коливань в площині xOz наведені в джерелі [динамический расчет зданий и сооружений].

Для знаходження максимальних амплітуд коливання центру мас в резонансних режимах знайдемо попередньо безрозмірний параметр Δ_i:

$$\begin{aligned} \Delta_x &= \frac{\xi}{f_x^2}; \; \Delta_y = \frac{\xi}{f_y^2}; \; \Delta_z = \frac{\xi}{f_z^2}; \\ \Delta_{\theta x} &= \frac{\xi}{f_{\theta x}^2}; \; \Delta_{\theta y} = \frac{\xi}{f_{\theta y}^2}; \; \Delta_{\theta z} = \frac{\xi}{f_{\theta z}^2}. \end{aligned} \tag{11}$$

Користуючись графіком рис. 2, по розрахованій величині Δ_i та попередньо прийнятому значенні γ, визначаємо співвідношення амплітуд $X_{рез}/X_i$, в напрямку відповідних координат.

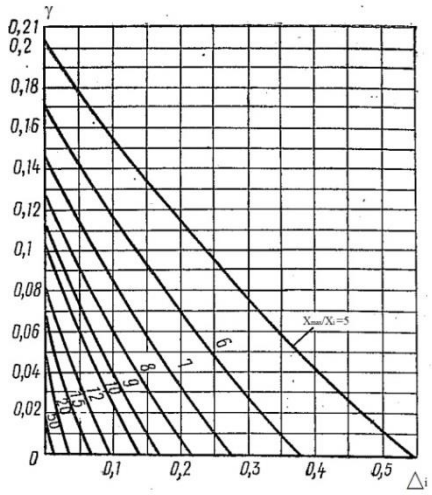

Рисунок 2. Графік до визначення величини коефіцієнта непружного опору γ, та резонансних амплітуд.

Найбільш розповсюдженими віброізоляційними елементами вібромашин є сталеві пружини, гумові та гумометалеві опори [6].

Перевагою пружинних віброізоляторів є те що їх можна використовувати для ізоляції низьких та високих частот, вони довше зберігають пружні властивості та добре протистоять дії навколишнього середовища. Пружинні віброізолятори доцільно використовувати при порівняно низькій частоті і значній амплітуді коливань.

Серед пружинних віброізоляторів у машинах з вертикально направленими коливаннями широкого розповсюдження набули конструкції, які складаються з двох пружин, рис.1. Для унеможливлювання розкриття стику, при коливаннях машини, кожна з пружин попередньо затягується на розмір деформації. При розрахунках жорсткості пружин користуються наступними залежностями [7]:

$$c_l = \frac{c_c}{2} + \frac{m_n g}{2x_p}; \quad c_t = \frac{c_c}{2} - \frac{m_n g}{2x_p}, \tag{12}$$

де c_l, c_t - жорсткість нижньої та верхньої пружини відповідно; $c_s = c_l + c_t$ - загальна жорсткість одного пакета; $m_n = m_{заг}/n_{пр}$ - маса, яка припадає на один пакет пружин; $n_{пр}$ - кількість комплектів пружин; x_p - амплітуда коливань при резонансі.

Сумарну жорсткість пружних опор визначаємо за залежністю (7), при цьому потрібно враховувати, що $c_l/c_t = 3$ [6]. Аналізуючи залежності (12) стає зрозумілим, що розраховуючи жорсткості верхньої пружини можна отримати від'ємні значення. Тому для дослідної дробарки були побудовані графіки залежностей жорсткості верхньої пружини від резонансної амплітуди коливань рис.3,4. Значення частоти коливань прийнято f=16,7, як середнє значення в діапазоні ефективних частот.

Як бачимо з графіка дійсні значення жорсткості верхньої пружини лежать в інтервалі резонансних амплітуд $x \in [0.044, \infty)$. Таким чином при входженні в резонанс система буде мати великі вертикальні переміщення, які є не бажаними в процесі дроблення матеріалу. За умови $\omega/\omega_0 = 3$, дійсні значення резонансних амплітуд знаходяться в інтервалі $x \in [0.008, \infty)$. В даному випадку значення амплітуди є набагато меншим, але при цьому слід враховувати зниження ефективності передачі вібрації на фундамент.

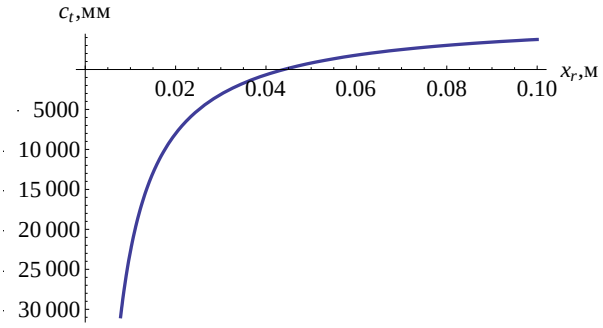

Рисунок 3. Залежність жорсткості від амплітуди коливань при умові $\omega/\omega_0 = 7$.

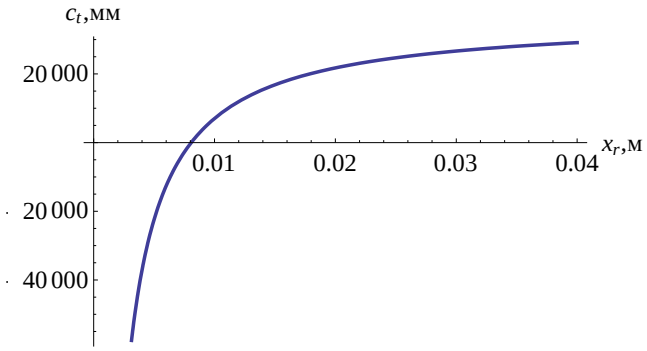

Рисунок 4. Залежність жорсткості від амплітуди коливань при умові $\omega/\omega_0 = 3$.

Гумові віброізолятори в порівнянні з пружинними мають більший коефіцієнт втрат. В більшості випадків гумові віброізолятори використовують коли потрібно збільшити затухання власних коливань або зменшити амплітуди резонансних коливань в перехідних режимах.

Розрахунок гумових віброізоляторів проводиться в наступному порядку [1],[2],[4],[5].

Вихідними даними при розрахунку гумових віброізоляторів є: твердість гуми розрахункове статичне напруження, динамічний і статичний модуль пружності та коефіцієнти непружного опору.

Визначаємо площу поперечного перерізу всіх віброізоляторів:

$$S_з = \frac{m_{заг} g}{\sigma_д}, \tag{13}$$

де g - прискорення вільного падіння; $\sigma_д$ - допустиме статичне напруження в гумі, $\sigma_д = (1,9...3,9) \times 10^5$ Н / м^2 для м'якої гуми (твердість по Шору до 40 одиниць).

Робоча висота окремого віброізолятора, м:

$$h_j = \frac{E_д S_з}{c_з}, \tag{14}$$

де $E_д$ - динамічний модуль пружності гуми, береться з таблиць в залежності від твердості по Шору [4], [5]; $c_з$ - сумарна жорсткість віброізоляторів, Н/м.

Площа поперечного перерізу одного віброізолятора, м^2:

$$S_1 = \frac{S_з}{n_в}, \tag{15}$$

де $n_в$ - кількість віброізоляторів.

Для призматичних віброізоляторів розмір сторони буде рівним, м:

$$b = \sqrt{S_1}. \tag{16}$$

Діаметр круглих віброізоляторів буде дорівнювати:

$$D = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi}}. \tag{17}$$

Для забезпечення стійкості віброізоляції необхідним є виконання наступної умови:

$$1,5h_j \le l_в \le 8h_j, \tag{18}$$

де $l_в$ – геометричний розмір віброізолятора, м.

Повна висота віброізолятора визначається за формулою:

$$h_п = h_р + 0,125l_в. \tag{19}$$

Вплив типу гумового віброізолятора на амплітуду коливань визначимо використовуючи залежності (робоча висота) та $c_s = \frac{F}{x}$.:

Тоді

$$x = \frac{Fh_j}{E_д S_з}. \quad (20)$$

Висновок

Для забезпечення надійної роботи дробарки, при встановленні віброізоляторів потрібно забезпечити, щоб центри ваги та жорсткості системи розміщувались на одній вертикалі.

Як видно з графіків рис. 3,4 пружинні віброізолятори є ефективними в плані віброізоляції, проте вони не забезпечують допустимих значень амплітуд коливання в резонансному режимі роботи дробарки.

Зменшення максимальних амплітуд коливань дробарки можна досягти зниження частоти власних коливань за рахунок поєднання пружинних віброізоляторів з демпферами в'язкого тертя. Іншим методом є гальмування обертальних деталей, тобто створення обертального моменту, який є протилежним по знаку моменту в робочому двигуну. Третій метод зменшення амплітуд коливань, полягає в застосуванні ударних гасителів.

Література

1. Белов С.В. Средства защиты в машиностроении: Расчет и проектирование: Справочник/С.В. Белов, А.Ф. Козяков, О.Ф. Партолин и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.: ил.
2. Барштейн М.Ф. Динамический расчет зданий и сооружений /М.Ф. Барнштейн, В.А. Ильичев, Б.Г. Коренев. М.: Стройиздат, 1984. – 303 с., ил.
3. Л.А.Вайсберг, Л.П.Зарогатский, В.Я.Туркин. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Ред. Л.А.Вайсберг СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2004. 306 с.
4. Нор Е.В. Ресчет средств защиты от вибрации: методические указания к виполнению практической работы по дисциплине «Производственная санитария и гигиена труда» для студентов специальности 280102 «Безопасность технологических процессов и производства» /Е.В. Нор, О.А. Колесник. – Ухта: УГТУ, 2008. – 17 с.
5. Трунова И.Г. Выбор и расчет средств защиты от шума и вибрации: учеб. пособие по виполнению дипломних курсовых и практических работ для студентов /И.Г. Трунова, А.Б. Елькин, В.М. Смирнова; НГТУ им. Р.Е. Алексеева. - Нижний Новгород, 2012. – 116 с.
6. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.:КНУБА, 1999. – 488 с.
7. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. /Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища шк. 1985. – 168 с.