

ВИБРОИЗОЛИРУЮЩАЯ СИСТЕМА МАССИВНЫХ ГРОХОТОВ ДЛЯ КЛАССИФИКАЦИИ УГЛЯ

В настоящее время в угольной, горнорудной и металлургической промышленности при переработке различных видов сырья широко используются вибрационные грохоты.

В связи с постоянным ростом содержания мелких классов и увеличением влажности угля, ведутся разработки, направленные на повышение интенсивности процесса грохочения в технологических циклах обогащения. Последним достижением здесь является разработка и внедрение так называемых банановых грохотов [1]. Они представляют собой массивные, крупногабаритные грохоты с большой просеивающей поверхностью состоящей из трех участков с различным наклоном уменьшающимся к разгрузочной части. Один такой грохот заменяет три последовательно установленных грохота. Однако, выполненный по одномассовой схеме, он создает серьезные проблемы в плане вибрационного воздействия на несущую конструкцию и надежной эксплуатации.

Наиболее перспективной системой виброизоляции мощных грохотов с массивным коробом для классификации угля представляется трехмассовая система виброизоляции впервые разработанная в ИГТМ НАН Украины [2]. Трехмассовая схема виброизоляции мощных грохотов отличается от двухмассовой наличием динамических гасителей колебаний (виброгасителей) установленных на промежуточной раме и настроенных на рабочую частоту вибровозбуждения.

Плоскопараллельные колебания грохота с виброизолирующей системой описываются следующими динамическими уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} M_1 \cdot \ddot{x} + C_1 \cdot (x - y) &= J \cdot \omega^2 \cdot \cos(\omega \cdot t) \\ M_2 \cdot \ddot{y} + C_1 \cdot (y - x) + C_2 \cdot y + C_3 \cdot (y - z) &= 0 \\ M_3 \cdot \ddot{z} + C_3 \cdot (z - y) &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

где M_1 , M_2 и M_3 - массы короба грохота, промежуточной рамы и виброгасителя; C_1 , C_2 и C_3 - жесткости надрамных, надфундамент-

ных виброопор и жесткость упругого звена виброгасителя соответственно; x -, y - и z - смещения короба, рамы и виброгасителя в вертикальном направлении относительно положения равновесия; J - момент инерции дебалансов по вертикали; ω - циклическая частота.

Из системы (1) следуют уравнения для амплитуд:

$$A = \frac{\Delta_1}{\Delta} \quad B = \frac{\Delta_2}{\Delta} \quad D = \frac{\Delta_3}{\Delta}, \quad (2)$$

где

$$\left. \begin{aligned} \Delta &= \prod_{i=1}^3 (C_i - M_i \cdot \omega^2) - C_3 \cdot M_3 \cdot \omega^2 \cdot (C_1 - M_1 \cdot \omega^2) - C_1 \cdot M_1 \cdot \omega^2 \cdot (C_3 - M_3 \cdot \omega^2) \\ \Delta_1 &= J \cdot \omega^2 \cdot [(C_1 + C_2 - M_2 \cdot \omega^2) \cdot (C_3 - M_3 \cdot \omega^2) - C_3 \cdot M_3 \cdot \omega^2] \\ \Delta_2 &= J \cdot \omega^2 \cdot C_1 \cdot (C_3 - M_3 \cdot \omega^2) \\ \Delta_3 &= J \cdot \omega^2 \cdot C_1 \cdot C_3 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Из (3) следует, что при $\Omega = \omega$, где Ω - рабочая частота грохота, и соблюдении условий настройки виброгасителей на рабочую частоту:

$$\Omega = \sqrt{C_3 / M_3} \quad (4)$$

наблюдается явление антирезонанса $\Delta_2 \rightarrow 0$ по (3). Следствием чего является значительное снижение динамического воздействия на фундамент со стороны работающего грохота ($y \rightarrow 0$).

Проанализируем основные аспекты устойчивости грохота с виброизолирующей системой. Для этого рассмотрим величину деформации упругого звена. Под действием силы тяжести надрамные и надфундаментные виброопоры деформируются на величину ΔH_1 и ΔH_2 соответственно:

$$\left. \begin{aligned} C_1 \cdot \Delta H_1 &= M_1 \cdot g \\ C_2 \cdot \Delta H_2 &= (M_1 + M_2 + M_3) \cdot g \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Практический срок службы упругого звена определяется величиной относительной деформации $\varepsilon_i = \Delta H_i / H_i$, где $i=1,2$. С учетом последних величин равенство (2.1) можно записать в виде:

$$\left. \begin{aligned} C_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot H_1 &= M_1 \cdot g \\ C_2 \cdot \varepsilon_2 \cdot H_2 &= (M_1 + M_2 + M_3) \cdot g \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

откуда следует уравнение для высот:

$$\left. \begin{aligned} H_1 &= \frac{M_1 \cdot g}{C_1 \cdot \varepsilon_1} \\ H_2 &= \frac{(M_1 + M_2 + M_3) \cdot g}{C_2 \cdot \varepsilon_2} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

$$(M_1 + M_2 + M_3) \cdot H_0 = \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot g \cdot \left[\frac{(M_1 + M_2 + M_3)^2}{C_2} + \frac{M_1^2}{C_1} \right] \quad (8)$$

Величина $(M_1 + M_2 + M_3) \cdot H_0$ является одной из важнейших оптимизационных характеристик грохота с виброизолирующей системой. Прежде всего она определяет уровень поднятия основной массы грохота над нижними точками опирания на фундамент посредством величины, характеризующей возникающей при этом запас потенциальной энергии в поле тяготения, а следовательно, и способность всей системы противостоять возможным отклонениям от положения равновесия.

Если для двухмассовой схемы виброизоляции оценка эффективности не вызывает особых затруднений и основывается не легко вычисляемой величине Φ —амплитуде силы действующей на фундамент, то для трехмассовой схемы такая оценка невозможна.

Причиной является то, что согласно (2) и (3) при соблюдении условий настройки виброгасителей (4), на рабочей частоте грохота $\omega = \Omega$ будет наблюдаться явление антирезонанса $B = 0$. Как следствие, амплитуда силы Φ , воздействующей на фундамент ($\Phi = C_2 \cdot B$), так же будет обращаться в нуль.

На практике всегда будет наблюдаться определенное расхождение между величинами рабочей частоты Ω и $\sqrt{C_3/M_3}$, то есть условие (4) не будет выполняться точно. Для этого могут существовать разнообразные причины. Прежде всего, это различные по своим временным масштабам и условиям колебания или изменения рабочей частоты относительно своего среднестатистического значе-

ния. Кроме того, существуют известные конструктивные трудности, оказывающие влияние на такую характеристику динамического гасителя колебаний, как его собственная частота $\sqrt{C_3/M_3}$. В процессе изготовления, настройки и монтажа динамических гасителей колебаний могут возникнуть рассогласования между средним значением Ω и $\sqrt{C_3/M_3}$. Определенное влияние могут оказывать явления нелинейности упругих характеристик динамического гасителя колебаний или длительные во времени эволюционные изменения жесткостных характеристик.

Из всего вышеперечисленного можно сделать вывод, что для трехмассовой схемы виброизоляции, при анализе ее эффективности, на первое место выдвигается способность «сглаживать» возможные рассогласования между Ω и $\sqrt{C_3/M_3}$.

Следовательно, правильным будет избрать в качестве характеристики эффективности трехмассовой виброизолирующей системы величину F —силы возникающей при малом отклонении Ω от $\sqrt{C_3/M_3}$, например, на 1%. Такая величина представляется формулой:

$$F = \frac{\Omega}{100} \cdot \left| \left(\frac{\partial \Phi}{\partial \omega} \right)_{\omega=\Omega} \right|, \quad (9)$$

где $\Phi = C_2 \cdot |B|$. Существование соответствующей производной $\left(\frac{\partial \Phi}{\partial \omega} \right)$ в точке $\omega = \Omega$ не должно вызывать сомнений. Хотя в этой точке наблюдается минимум, однако он не является локальным, здесь наблюдается «зеркальный» излом Φ - ω характеристики. А так как нас интересует только абсолютная величина этого значения, а не фаза, то величина F заданная по (9) вполне удовлетворяет целям нашего исследования.

Для получения выражения для производной $\left(\frac{\partial \Phi}{\partial \omega}\right)$ воспользу-

емся равенством $\Phi = C_2 \cdot |B|$, а амплитуду B вычислим согласно (2) и (3). При этом уравнение для амплитуды силы принимает вид:

$$\Phi = \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot (C_3 - M_3 \cdot \omega^2) \cdot (C_3 \cdot M_1 - C_1 \cdot M_3) \cdot \omega^2 \cdot A_0}{C_3 \cdot \left[\prod_{i=1}^3 (C_i - M_i \cdot \omega^2) - C_3 \cdot M_3 \cdot \omega^2 \cdot (C_1 - M_1 \cdot \omega^2) - C_1 \cdot M_1 \cdot \omega^2 \cdot (C_3 - M_3 \cdot \omega^2) \right]} \quad (10)$$

После подстановки (10) в (9) и ряда преобразований получаем окончательное выражение для F :

$$F = \frac{C_1 \cdot C_2}{50 \cdot C_3} \cdot A_0. \quad (11)$$

Величина F является силовой характеристикой эффективности виброизолирующей системы по трехмассовой схеме, позволяющей дать достаточно объективную, количественную оценку той или иной конкретной реализации системы и сравнивать их между собой.

Условия минимизации веса грохота с виброизолирующей системой $(M_1 + M_2 + M_3)$, силового воздействия на фундамент F по (11) и максимальной устойчивости по (8) образуют следующую систему вариационных уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \delta(M_1 + M_2 + M_3) &= 0 \\ \delta\left(\frac{C_1 \cdot C_2}{M_3}\right) &= 0 \\ \delta\left(\frac{M_1^2}{C_1} + \frac{(M_1 + M_2 + M_3)^2}{C_2}\right) &= 0 \end{aligned} \right\}. \quad (12)$$

Во втором равенстве, в отличие от (11), мы воспользовались условием (4), то есть выразили C_3 через M_3 . Разложение в (12) будет производиться по вариациям δC_1 , δC_2 и δM_3 . Величина M_2 не варьируется, так как очевидно, что ее значение, согласно (12), должно быть просто минимальным.

После разложения системы (12) по указанным вариациям, она принимает вид:

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ C_2 & C_1 & -\frac{C_1 \cdot C_2}{M_3} \\ \left(\frac{M_1}{C_1}\right)^2 & \left(\frac{M_1 + M_2 + M_3}{C_2}\right)^2 & -2 \cdot \frac{(M_1 + M_2 + M_3)}{C_2} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \delta C_1 \\ \delta C_2 \\ \delta M_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (13)$$

Система (13) имеет решение, если определитель матрицы обращается в ноль. Из последнего условия следует равенство, которое разрешается относительно C_2 :

$$C_2 = C_1 \cdot \left(1 + \frac{M_2 + M_3}{M_1} \right)^2 \quad (14)$$

Равенства (14) является оптимизирующим соотношением для выбора жесткостей надрамных и надфундаментных виброопор по трехмассовой схеме виброизоляции.

При подстановке (14) в (7) получаем соотношение для высот виброопор:

$$H_2 = H_1 \cdot \frac{M_1}{M_1 + M_2 + M_3} \quad (15)$$

Следовательно, для оптимального проектирования виброизоляции грохотов по трехмассовой схеме необходимо, чтобы надфундаментные виброопоры были не только жестче, но и ниже по высоте, чем надрамные.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Banana screens // World Mining Equipment, 1990.-14, №6.-р.47.
2. Дырда В.И., Коваль А.В., Лисица Н.И., Мажаров М.В. Виброизолирующая система тяжелых вибрационных машин/Ин-т геотехнической механики. АН Украины. _ Дн-ск, 1993. - 12 с. Деп. В ГНТБ Украины 19.03.93, -№581. -Ук.93.