

КОНСТРУКЦИЯ ТРЕХМАССОВОЙ ВИБРОИЗОЛИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЫ ГРОХОТОВ

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

Рост мощности массивных инерционных грохотов способен значительно повысить технологические и экономические показатели производства в целом. Существенным при этом является увеличение динамических нагрузок на фундамент и опорные конструкции промышленных зданий, а также ухудшение условий работы обслуживающего персонала, который длительное время прибывает в непосредственной близости от работающих грохотов. Следует также учитывать возможность внезапного выхода из строя упругих виброопор грохота с последующей аварийной остановкой всей технологической линии.

Перспективным направлением является разработка виброизоляции по трехмассовой схеме. В работе [1] отмечается, что одним из главных препятствий на пути увеличения массы M_3 - виброгасителя, является дефицит конструкционного пространства, так как динамические гасители размещаются на массивной опорной раме в непосредственной близости от массивного рабочего органа. Для решения этой проблемы нами предлагается использовать значительную массу этой рамы в качестве массы динамического гасителя колебаний.

Положительным моментом такого решения является:

- значительное увеличение эффективности виброизолирующей системы за счет увеличения массы динамического гасителя;
- уменьшение статической нагрузки на фундамент и опорные конструкции зданий за счет перераспределения массы между собственно массой промежуточной рамы и массой динамического гасителя;

- сохранение условий устойчивости, так как не предусматривается увеличения массы всей конструкции.

В настоящей работе предложено следующее конструкторское решение: в углах массивной промежуточной рамы устанавливаются шарниры резинометаллические (ШРМ) ; внешним металлическим цилиндром ШРМ неподвижно прикрепляется к промежуточной раме; во внутренний цилиндр ШРМ устанавливается втулка, диаметр d_1 которой соответствует внутреннему диаметру цилиндра ШРМ, а диаметр d_2 несколько больше диаметра внутреннего цилиндра ШРМ, что позволяет опираться втулке на этот цилиндр; высота h_1 не превышает половины высоты h ШРМ; втулки крепятся к опорным площадкам, на которых устанавливаются виброизолирующие опоры; аналогичным образом симметрично плоскости рамы к ней прикрепляются нижние надфундаментные виброопоры.

Такая конструкция позволяет отнести большую часть массы промежуточной рамы к массе динамического гасителя колебаний M_3 . Масса M_2 динамической колебательной системы образуется из масс восьми опорных площадок (по две в каждом углу) и половины общей массы упругих опор.

Количество установленных ШРМ, их геометрический размер r , R и h , а также упругие свойства резины подбираются таким образом, чтобы их жесткость обеспечивала выполнение условия антирезонанса [1].

Рассмотрим вопрос о технических требованиях и обосновании параметров упругого звена динамических гасителей колебаний выполненных в виде ШРМ.

Расчету упругих характеристик ШРМ посвящено большое количество исследований. Эти характеристики описаны аналитически и подтверждаются экспериментальными исследованиями, а также практическим использованием [1,2].

Одной из важнейших причин, по которой ШРМ был выбран в качестве упругого звена динамического гасителя колебаний, наряду с тем, что сама конструкция ШРМ своей компактностью более всего отвечает конструктивным требованиям, является ее относительно высокая жесткость в радиальном направлении, совпадаю-

щем с горизонтальной плоскостью для грохота, по сравнению с жесткостью в продольном направлении, соответствующего вертикали для грохота. Это свойство позволяет создать необходимую жесткость упругого звена, с настройкой на рабочую частоту, в то время как относительно высокая жесткость в радиальном направлении надежно фиксирует положение виброизолирующих опор на раме в горизонтальной плоскости.

Следствием повышенной жесткости ШРМ в радиальном направлении является то, что горизонтальные колебания грохота практически гасятся по двухмассовой схеме с массивной виброизолирующей рамой и высокой отстройкой по частоте. Так как колебания в этой плоскости не представляют серьезной проблемы даже для одномассовой схемы, то в дальнейшем их анализ не проводится.

Продольноосевая жесткость отдельно взятого ШРМ определяется формулой [2]:

$$C_z = G \cdot h \cdot \frac{2 \cdot \pi}{\ln(\zeta)}, \quad (1)$$

где G — модуль сдвига высокоэластичного материала (резины), h — высота ШРМ, $\zeta = R/r$ — отношение R — внутреннего радиуса большого цилиндра к r — внешнему радиусу малого цилиндра ШРМ.

Для радиальной жесткости ШРМ справедлива формула [2]:

$$C_r = G \cdot h \cdot \frac{4 \cdot \pi}{\left[\ln(\zeta) - \frac{(\zeta^2 - 1)}{(\zeta^2 + 1)} \right]}. \quad (2)$$

При обосновании параметров ШРМ основное внимание необходимо уделить вопросу их деформирования. ШРМ как упругое звено динамического гасителя колебаний прежде всего деформируется под действием веса гасителя на величину ΔZ в вертикальном направлении.

Для высокоэластичных материалов вязкоупругие характеристики, типа модуль сдвига G и коэффициент сдвиговых потерь η , не являются постоянными величинами, а зависят, прежде всего от частоты [2,3]. Для целей нашего исследования необходимо разли-

чать статический модуль сдвига G_∞ и динамический модуль G . Последний соответствует частоте рабочего вибровозбуждения грохота Ω . Очевидно, что при расчете статического деформирования необходимо использовать статический модуль G_∞ , а при расчете жесткости C_3 , для целей динамического анализа необходимо использовать динамический модуль. Принимая за основу динамический модуль, статический будем вычислять посредством коэффициента динамичности χ :

$$\chi = \frac{G}{G_\infty} \quad (3)$$

Тогда для статической деформации ШРМ справедливым является следующее выражение:

$$\Delta Z = \frac{M_3 \cdot g}{C_{3(\infty)}} = \frac{\chi \cdot M_3 \cdot g}{C_3} = \frac{\chi \cdot g}{\Omega^2}, \quad (4)$$

где C_3 представляет собой жесткость упругого звена динамического гасителя согласно (1) с динамическим модулем сдвига, а в последнем равенстве мы приняли во внимание условие настройки [1]. Последнее равенство в (4) свидетельствует о том, что ΔZ является постоянной величиной для данной марки резины. Помимо статической деформации ШРМ испытывает циклическую деформацию гармонического характера. Амплитуда этого колебания D определяется из:

$$D_0 = \frac{C_1}{M_3 \cdot \Omega^2} \cdot A_0. \quad (6)$$

Очевидно, что сдвиговая деформация ШРМ в вертикальном направлении определяется суммой $\Delta Z + D_0$. При этом полная деформация высокоэластичного материала $\Delta \rho$ определяется выражением:

$$\Delta \rho = \sqrt{(\Delta Z + D_0)^2 + (R - r)^2} - R + r, \quad (7)$$

а относительная деформация $\delta_0 = \frac{\Delta \rho}{R - r}$ вычисляется следующим образом:

$$\delta_0 = \sqrt{1 + \frac{(\Delta Z + D_0)^2}{(R-r)^2}} - 1. \quad (8)$$

При выборе параметров ШРМ необходимо исходить из того, что длительная и надежная эксплуатация их возможна тогда, когда величина относительной деформации δ_0 не будет превышать 10 % [3]. Расчет величины δ_0 необходимо осуществлять с учетом выражений для ΔZ и D_0 соответственно по (4) и (6).

Расчет выполнялся по следующим зависимостям:

$$\left. \begin{aligned} R &= r + \frac{\chi \cdot M_3 \cdot g + C_1 \cdot A_0}{M_3 \cdot \Omega^2 \cdot \sqrt{\delta_0 \cdot (2 + \delta_0)}} \\ H &= \frac{M_3 \cdot \Omega^2}{2 \cdot \pi \cdot G} \cdot \ln\left(\frac{R}{r}\right) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

полученным из (1) и (3) - (8). Для вычислений были приняты следующие значения параметров $\Omega=77$ рад/с; $C_1=3,1 \cdot 10^6$ Н/м; $\Phi_0=4,5 \cdot 10^{-3}$ м; $\delta_0=0,07$ (7%), что позволяет сделать оценку R и H с некоторым «запасом». Основной целью расчета параметров M_2 , r , R и H , является оценка технической возможности реализации упругого звена динамического гасителя для массивных инерционных грохотов в виде ШРМ на основе известных технических марок резин. Расчетная по (9) величина H является суммарной высотой всех используемых ШРМ размещенных в различных углах промежуточной рамы.

Например, для резины марки 1224 [2] при $r=2,5 \cdot 10^{-2}$ м и $M_2=300$ кг радиус R большого цилиндра ШРМ составит примерно $3,5 \cdot 10^{-2}$ м, а общая высота приблизительно 0,55 м. При установке 10 ШРМ (по 2 в передней части рамы и по 3 в задней части), высота каждого из них составит около $5,5 \cdot 10^{-2}$ м, что отвечает существующим техническим требованиям.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гаркушин Ю.К., Мажаров М.В., Червоненко А.Г. Оптимальные параметры виброизолирующей системы грохотов.- Препринт

2. Потураев В.Н., Дырда В.И. Круш И.И. Прикладная механика резины. - К.: Наук. думка, 1980. - 260 с.

3. Дырда В.И. Резиновые элементы вибрационных машин. - К.: Наук. думка, 1980. - 100 с.

УДК 622.648.23:621.6.035

Б.А. Блюсс, Е.В. Семененко

ПАРАМЕТРЫ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ГИДРОТРАНСПОРТНЫХ КОМПЛЕКСОВ

Широкое внедрение гидротранспорта во многих отраслях промышленности Украины привело к необходимости дать оценку эффективности работы гидротранспортных комплексов. Оценку эффективности работы гидротранспортного комплекса обычно проводят [1, 2]:

1. Анализируя эффективность работы гидротранспортного комплекса в данный и предшествующий момент времени. Будем называть этот анализ оценочным анализом эффективности работы гидротранспортного комплекса.

2. Сравнивая работу различных гидротранспортных комплексов, когда необходимо определить, какой из них работает наиболее эффективно. Такой анализ будем называть сравнительным анализом эффективности работы гидротранспортного комплекса.

Параметры, используемые при оценке эффективности работы гидротранспортных комплексов, можно разделить на интегральные, погонные, удельные, относительные и отвлеченные параметры.

Интегральные параметры отражают результат работы гидротранспортного комплекса за некоторый промежуток времени. К ним относятся объемы оборотной воды и электроэнергии, приходящейся на единицу объема или массы перемещаемого материала.