



Электронное научное издание
«Ученые заметки ТОГУ»
2016, Том 7, № 1, С. 281 – 286

Свидетельство
Эл № ФС 77-39676 от 05.05.2010
[http://pnu.edu.ru/ru/ejournal/about/
ejournal@pnu.edu.ru](http://pnu.edu.ru/ru/ejournal/about/ejournal@pnu.edu.ru)

УДК 622.74

© 2016 г. **Е. А. Шишкин,**
А. И. Лебедев

(Тихоокеанский государственный университет, Хабаровск)

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИОННОГО ГРОХОТА С ПРИМЕНЕНИЕМ ИНСТРУМЕНТОВ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

В данной работе рассматривается один из методов воздействия на вынуждающую силу, посредством изменения конструктивных и динамических параметров грохота. Были найдены наиболее рациональные конструктивные и динамические параметры грохота.

Ключевые слова: грохот с нежесткой связью сит с коробом, двухмассовая колебательная система, стабильность, уравнения движения масс системы, динамическая система Simulink.

E. A. Shishkin, A. I. Lebedev

THE RESEARCH OF PARAMETERS OF VIBRATING SIEVE USING SIMULATION TOOLS

In this paper we developed a one of the methods of impact on driving force by changing the structural and dynamic parameters of vibrating sieve. They were found the most rational structural and dynamic parameters of vibrating sieve.

Keywords: vibrating sieve with a flexible connection sieves duct, two-mass vibrating system, constancy, equation of motion of the masses, the dynamic system Simulink.

В горной промышленности разделение на фракции производится недостаточно качественно. Одной из причин данного обстоятельства является несовершенство конструкции виброгрохотов.

Одним из способов решения проблемы являются повышение значения вынуждающей силы, действующая на грохотимый материал. Это позволяет повысить импульс силы при соударении материала с поверхностью сита, что повышает эффективность разделения на фракции.

Одна из основных задач, которые приходится решать при проектировании вибрационного грохота – выбор характера и параметров колебаний рабочего органа. В общем случае под характером колебаний понимается прежде всего наличие или отсутствие пиковых значений ускорений при работе вибрационной машины (ударно-вибрационный или безударный вибрационный режим), спектральный состав периодических колебаний (простые гармонические, бигармонические, полигармонические), а также форма колебаний рабочего органа (круговые, прямолинейные, эллиптические, винтовые, различные комбинированные колебания). К параметрам относят частоты и амплитуды колебаний рабочего органа.

В процессе проектирования вибрационного грохота необходимо решить не только задачу синтеза колебаний его рабочего органа – короба, но и тем или иным способом обеспечить, чтобы этот закон существенно не искажался. Поэтому для вибрационных грохотов особое значение имеет свойство стабильности рабочего режима (или режима колебаний рабочих органов), на которое влияют частота и амплитуда колебаний.

Общий вид вибрационного грохота представлен на рис. 1.

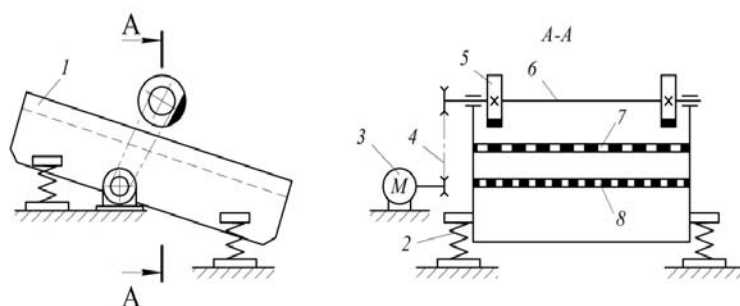


Рис. 1. Принципиальная схема грохота: 1 – короб; 2 – пружина; 3 – электродвигатель; 4 – клиноременная передача; 5 – дебаланс; 6 – вал; 7, 8 – сито

Необходимым условием стабильности рабочего режима грохота является работа его в резонансной области амплитудно-частотной характеристики.

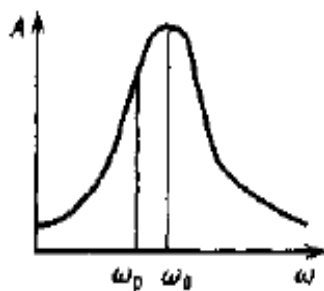


Рис. 2. Амплитудно-частотные характеристики рабочего органа вибрационного двухмассового грохота ω_p – рабочая частота; ω_0 – собственная частота системы

Техническая характеристика вибрационных грохотов

Название инерционного грохота	C-690	C-724	C-725	C-740	C-784	C-785
Масса грохота, кг	5895	3222	9546	2470	3250	3639
Ширина сита, мм	1500	1250	2000	1250	1500	1785
Длина сита, мм	3000	2500	4000	3000	3750	4500
Количество сит	1	1	1	2	2	2
Число дебалансных грузов	2	2	2	2	2	2
Число оборотов вала вибратора в минуту, об/мин	790	800	800	1250	800	1200
Масса сит, кг	64	28	124	92	160	144
Масса связь-балок, кг	500	400	650	700	900	1000

Существует конструкции грохотов, в которых сито жестко закрепляется на коробе. В этом случае закон колебаний сита совпадает с законом колебаний короба.

Особый интерес представляет вибрационные грохоты с нежесткой связью сит и короба. Один из вариантов исполнения такой конструкции приведен на рис. 3.

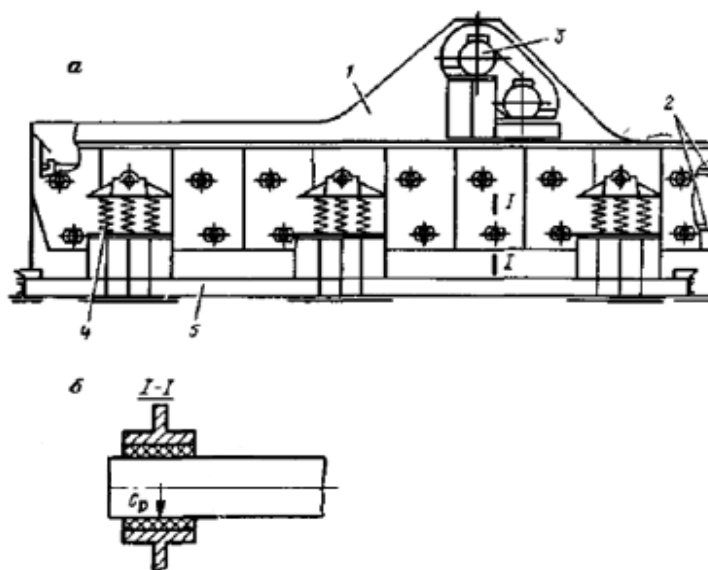


Рис. 3. Конструкция вибрационного грохота а) общий вид грохота, б) схема упругого соединения его связь-балок и бортовых листов 1 – короб грохота; 2 – просеивающие поверхности; 3 – вибровозбудители; 4 – упругие виброизолирующие элементы; 5 – опорная рама; C_p – радиальная жесткость упругого элемента [1]

Для исследования параметров колебаний рабочего органа грохота представляем его в виде двухмассовой колебательной системы, представленной на рис. 4.

Верхняя колеблющаяся масса представляет из себя совокупность масс связь-балок с ситами и грохотимым материалом.

Нижняя колеблющаяся масса представляет из себя короб грохота, состоящих из бортовых листов.

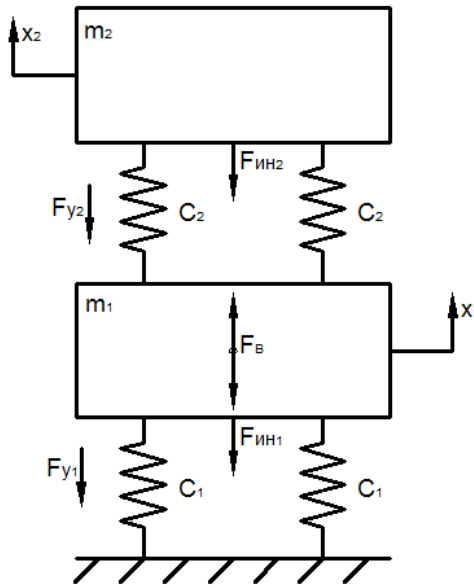


Рис. 4. Модель двухмассовой колебательной системы

Упругий элемент выполнен из резины, и является практически абсолютно упругим телом, следовательно, в модели включается в виде тела Гука.

Уравнения движения масс системы при силовом возмущении имеют вид:

$$\begin{cases} F_{ин1} + F_{y1} + F_{y2} = F_B \\ F_{ин2} + F_{y2} = 0 \end{cases} \quad (1)$$

Распишем каждый компонент этого уравнения:

Силы инерции определяются по формулам (2) и (3)

$$F_{ин1} = m_1 \cdot \ddot{x}_1 \quad (2)$$

где m_1 - масса короба, кг.

$$F_{ин2} = m_2 \cdot \ddot{x}_2 \quad (3)$$

где m_2 - масса сита[2] со связь-балками и грохотимого сырья, кг.

Упругие силы определяются по формулам (4) и (5)

$$F_{y1} = C_1 x_1 \quad (4)$$

где C_1 - жесткость виброизолятора, Н/м [3]; x_1 - амплитуда колебаний короба грохота, м.

$$F_{y2} = C_2 x_2 \quad (5)$$

где C_2 - радиальная жесткость упругого элемента, Н/м; x_2 - амплитуда колебаний сита со связь-балками и грохотимого сырья, м.

Вынуждающая сила определяется по формуле (6)

$$F_B = F_{e0} \cdot \sin(\omega_e \cdot t) \quad (6)$$

Подставим формулы (2)...(6) в уравнение колебаний (1), получим:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \ddot{x}_1 + C_1 \cdot x_1 + C_2 \cdot (x_1 - x_2) = F_{e0} \cdot \sin(\omega_e \cdot t) \\ m_2 \cdot \ddot{x}_2 + C_2 \cdot (x_2 - x_1) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

Закон изменения вынуждающей силы

$$F_B(t) = F_{e0} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (8)$$

где ω - частота вращения вала дебаланса, c^{-1} .

Амплитудное значение вынуждающей силы определяется по формуле

$$F_{60} = M \cdot \left(\frac{2\pi n}{60} \right)^2 \quad (9)$$

где M – момент дебаланса, $\text{кг} \cdot \text{м}$; n – частота вращения вала дебаланса, об/мин.

Момент дебаланса определяется по формуле

$$M = m_{ep} \cdot r \quad (10)$$

где m_{ep} – масса дебалансного груза, кг; r – эксцентриситет масс дебалансов относительно оси вращения вала вибровозбудителя, м.

Для выяснения режима работы грохота необходимо сравнить частоту колебаний вибровозбудителя с частотами колебаний масс. Для расчета собственных частот колебаний масс используем следующие формулы:

$$\omega_{o1} = \sqrt{\frac{C_1}{m_1 + m_2}}, \quad \omega_{o2} = \sqrt{\frac{C_2}{m_2}}. \quad (11)$$

Исходные данные из таблицы 1 подставлены в формулы (2)...(10) и была создана математическая модель. Математическая модель (7) реализована с использованием динамической системой Simulink. Блок-схема модели приведена на рис. 5.

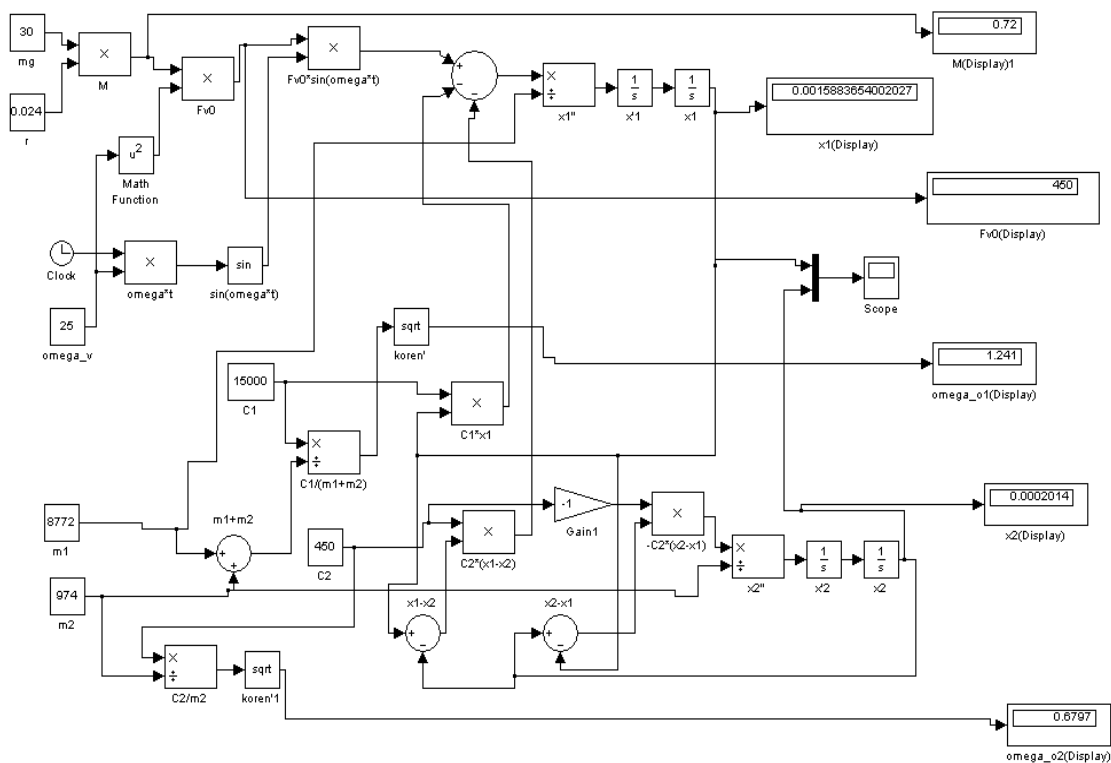


Рис. 5. Блок-схема математической модели

Модель, выполненная в Simulink, позволяет рассчитывать собственные частоты колебаний масс. Из расчетов видно, что рабочая частота превышает собственные частоты колебаний. Следовательно, можно сделать вывод о стабильности режима работы грохота (см. рис. 2).

Анализ результатов моделирования проводился с использованием блока «Осциллограф». Все полученные результаты занесены в таблицу 2. Графическая интерпретация приведена на рис. 6.

Анализ графика показывает, что упругие втулки снижают амплитуды колебаний сита. При этом плавность колебаний повышается.

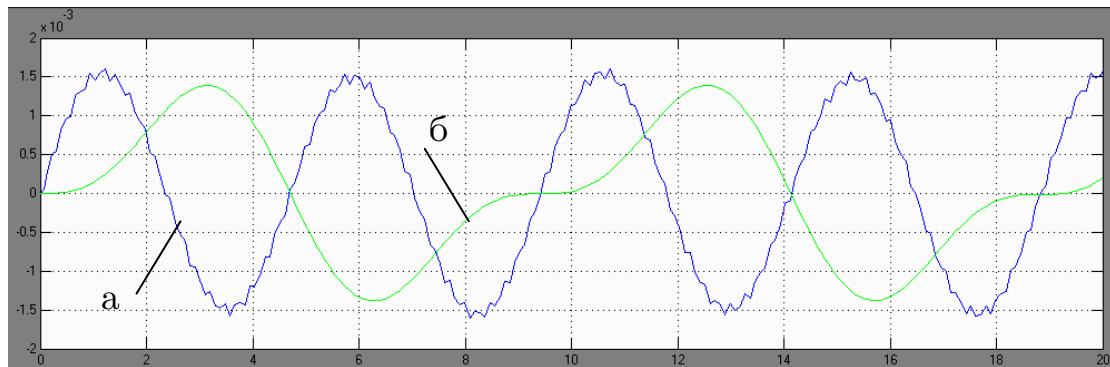


Рис. 6. График изменения амплитуды колеблющихся масс во времени
 а – амплитуда колебаний корпуса во времени; б – амплитуда колебаний сита во времени

Таблица 2

Результаты расчетов

Название инерционного грохота	C-690	C-724	C-725	C-740	C-784	C-785
Масса дебаланса, кг	19	28	30	13	21	24
Эксцентриситет, м	0,020	0,019	0,024	0,016	0,011	0,011
Момент дебаланса, кг*м	0,4	0,5	0,7	0,2	0,3	0,3
Вынуждающая сила, Н	465	212	450	187	369	422
Жесткость виброизолятора, 10 ³ Н/м	10	20	15	6	7	7,5
Радиальная жесткость упругого элемента, Н/м	400	500	450	467	500	527
Амплитуда колебаний корпуса, мм	1,8	1,5	1,6	2,0	2,4	2,4
Амплитуда колебаний сита со связь-балками и грохотимого сы- рья, мм	1,6	0,7	1,4	1,0	1,2	1,3

Подводя итоги, данная модель позволяет получать рациональные конструктивные и динамические параметры грохота.

Моделирование работы грохота на ЭВМ, как и любой другой машины, позволяет значительно сократить трудоемкость и себестоимость инженерных работ при его проектировании.

Список литературы

- [1] Вайсберг Л.А. Проектирование и расчет вибрационных грохотов. - М.: Недра, 1986. 144 с.
- [2] ГОСТ 3306-88 Сетки с квадратными ячейками из стали рифленой проволоки. - М.: Ор-дена "Знак Почета" Издательство стандартов. 11С.
- [3] Унифицированные пружины сжатия. Справочник / Прохоренко И.Ф., Гавриленко Н.Г., Ильин А.Д., Томашев Л.А. / М., Металлургия, 1982. - 648 с.

E-mail:

Шушкин Е. А. - sdm@mail.khstu.ru